

Witajcie miłośnicy zegarmistrzostwa 😊,

Niniejszym prezentuję pierwszy w Polsce i na Świecie zarchiwizowany komplet polskiej literatury zegarmistrzowskiej.

Zachowany na wieki wieków dla potomnych w postaci cyfrowej.

Mam nadzieję, że ta nietypowa publikacja przyczyni się do podtrzymania tego fachu przed wymarciem i dzięki takim hobbystom jak ja i Wy, upowszechni się masowo choćby dzięki usługom przez internet.

Jeżeli natraficie na rzadkie pozycje z tej dziedziny, dajcie proszę znać i w miarę technicznych możliwości dodam ją do obecnego kompletu 12-stu tomów „Zegarmistrzostwa” Podwapińskiego, polskiego Sieverta „Podręcznik zegarmistrza” z 1939 roku, „Nowoczesnego zegarmistrza” Jendritzkiego, „Słów kilka...” Czapka z 1850 roku i innych.

Miłej lektury 😊

Piotr Samulik

Email: samulikp@o2.pl

111 // 11 . . 1 . 1



ZEGARMISTRZOSTWO

CZĘŚĆ 6

ZEGARY I ZEGARKI

NIEPOKALANÓW 1956

ZEGARMISTRZOSTWO

PRAKTYCZNY PODRĘCZNIK FACHOWY

CZĘŚĆ SZÓSTA

KONSTRUKCJA I DZIAŁANIE

ZEGARÓW I ZEGARKÓW MECHANICZNYCH



N I E P O K A L A N Ó W 1 9 5 6

Książkę opracowali
BRACIA FRANCISZKANIE W NIEPOKALANOWIE
pod redakcją
brata Wawrzyńca M. A. Podwapińskiego

Format książki A5.

Arkuszy wyd. 43,3. Arkuszy druk. 48. Papier druk., sat. V kl. 60 g.

Nakład 8,000 egz.

Oddano do skład. 23.5.55. Podp. do druku 22.5.56. Druk. ukończ. 9.6.56.

Cena: w opr. brosz. zł 120.—, w opr. sztywnej zł 140.—

PZPT, Drukarnia w Płocku. Nr zam. 1581. B-6-51531.

Poprzednie części „Zegarmistrzostwa“:

Część 1. **Historia, nauka i praca zegarmistrzowska.** Niepokalanów 1948 i 1950. Stron 110, rysunków 55. Wyczerpana.

Część 2. **Materiałoznawstwo zegarmistrzowskie i części zamienn.** Niepokalanów 1948 i 1950. Stron 192, rysunków 221, tablic 21. Wyczerpana.

Część 3. **Maszyny, narzędzia i przybory zegarmistrza.** Niepokalanów 1949. Stron 310, rysunków 537. Cena 35.— zł.

Część 4. **Czas, kosmografia i zegary słoneczne.** Niepokalanów 1950. Stron 80, rysunków 28. Cena 9.— zł.

Część 5. **Zegary wieżowe.** Niepokalanów 1952. Stron 411, rysunków 220, tablic 6. Cena 52.— zł.

Po wydrukowaniu zauważono następujące błędy

Str.	Wiersz	Jest	Powinno być
5	7 od dołu	Paznań	Poznań
7	16 od dołu	Portfelowe	Portfelowe
16	17 od dołu	w	w_n
16	15 od dołu	w	w_r
16	13 od dołu	w	w_s
64	7 od góry	Longines Omega	Longines, Omega
110	12 od góry	$h = \pi \cdot d \cdot n$	$h = \pi \cdot d \cdot n$
143	4 od dołu	jednak dodać	Trzeba jednak dodać
147	3 od góry	kątem γ ,	kątem α ,
154	3 od góry	$\frac{2282}{92}$	$\frac{2282}{9,2}$
157	7 od góry	w	w_r
189	1 od góry	spoczynkowych i wziosów	spoczynku i impulsu
220	11 od dołu	przedstawiony	przedstawionym
223	1 od góry	Nowrotniki	Nawrotniki
260	10 od dołu	(opuszczono podtytuł)	b. Atmos współczesny
296	3 od dołu	$h_s = 1,57 : m =$ $= 1,57 \cdot 6,125 =$	$h_s = 1,57 \cdot m =$ $= 1,57 \cdot 0,125 =$
301	7 od dołu	$= 3,14 : 0,125 =$	$= 3,14 \cdot 0,125 =$
303	10 od dołu	$35 : 0,27 =$	$35 \cdot 0,27 =$
305	9 od góry	wychwytego	wychwytowego
309	3 od góry	rys. 335,	rys. 385.
335	8 od dołu	$32 \cdot 4 =$	$32 : 4 =$
352	9 od dołu	komienne	kamienne
354	17 od góry	(pn.	(np.:
387	1 od góry	poczynku	spoczynku
406	15 od dołu	implusu,	impulsu.
408	8 od góry	przejdze	przejdzie

Str.	Wiersz	Jest	Powinno być
428	17 i 18 od góry	(przestawione wiersze)	(wiersz 18 na miejsce wiersza 17)
429	19 od góry	wkutek	wskutek
434	9 od góry	widziamy	widzimy
434	11 od góry	balanu	balansu
436	1 i 2 od dołu	przerzutotowym	przerzutowym
454	2 od góry	ofania	cofania
454	9 i 10 od dołu	aż do oparcia... .. ci- snać na po-	palety przez tył zęba. Właściwe współdzia- lanie zęba z paletą widzimy na rys. 598. Z początku przód a zęba przesuwa się po po-
461	6 od góry	słuszimy	słyszimy
473	11 od dołu	implusu	impulsu
493	12 od góry	impulu	impulsu
498	8 od góry	natepować	następować
532	4 od góry	tempertury	temperatury
573	1 od góry	zmniejszeniem	zmniejszeniem
600	16 od góry	kształ	kształt
602	9 od góry	r	r,
652	2 od góry	porzucenie	porzucenia
652	2 od góry	bezensownych	bezsensownych
653	3 od góry	spokojnie	spokojne
664	8 od góry	Kszatły	Kształty
668	2 od dołu	po środku	pośrodku
670	11 od dołu	szkła	szkło
715	19 od góry	lini	linii

Bezinteresownie współpracowali
przy korekcie fachowej, technicznej i naukowej:

Mgr Inż. **Feliks Borzęcki**
Mistrz zeg. **Edmund Litwin**
Mgr Inż. **Edward Suchocki**
Prof. Inż. **Władysław Tryliński**
Mistrz zeg. **Antoni Zybert**

Przy opracowaniu tej części „Zegarmistrzostwa” korzystaliśmy także z literatury fachowej i materiałów redakcyjnych, których bez płatnie użyliśmy:

Biblioteka Muzeum Narodowego — Warszawa, Biblioteka Polskiego Komitetu Normalizacyjnego — W-wa, Mgr Inż. **Feliks Borzęcki** — W-wa, Dr **Kazimierz Buczkowski** — Kraków, Centrala Handlowa Przemysłu Metalowego — W-wa, Centralny Zarząd Przemysłu Narzędzi i Przyrządów Mierniczych — W-wa, **Paweł Cichosz** — Pelplin, fabryka zegarków **Cyma** — Szwajcaria, Mgr Inż. **Zbigniew Czernski** — W-wa, koncern **Ebauches S. A.** — Szwajcaria, fabryka zegarków **Eterna S. A.** — Szwajcaria, fabryka zegarków **Felsa A. G.** — Szwajcaria, hurtownia **R. Flume** — Niemcy, Mgr **Michał Garda** — Kraków, **Leon Groszek** — Poznań, **Antoni Grys** — Szamotuły, fabr. włosów zeg. **Carl Haas** — Niemcy, fabryka zegarków **Heuer** — Szwajcaria, fabryka ułożyskowań sprężystych **Incabloc** — Szwajcaria, fabryka zegarów i zegarków **Jaeger-Le Coultre** — Szwajcaria, **Aleksander Jasecki** — Wrocław, **Antoni Kowalski** — Anglia, **Juliusz Kręglewski** — Poznań, **Stanisław Krzywiecki** — Kraków, fabryka zegarków **Laco** — Niemcy, **Edmund Litwin** — W-wa, fabryka zegarków **Longines** — Szwajcaria, **Łódzka Fabryka Zegarów** — Łódź, fabryka zegarków **Movado** — Szwajcaria, **Muzeum Narodowe** — Poznań, **Muzeum Tatrzańskie** — Zakopane, redakcja „**Neue Uhrmacher-Zeitung**” — Niemcy, Prof. Inż. **Kazimierz Ochęduszek** — Brwinów, fabryka zegarków **Omega** — Szwajcaria, **Eugenia Podwapińska** — Anglia, fabryka zegarków **Phenix Co S. A.** — Szwajcaria, fabryka zegarków **Pierce** — Szwajcaria, **Poselstwo Szwajcarskie** — W-wa, **Józef Rybacki** — Piotrków, redakcja „**Die Schweizer Uhr**” — Szwajcaria, **Edmund Skiba** — Gdańsk, **Bogdan Strojny** — Kraków, Mgr Inż. **Edward Suchocki** — Podkowa

Leśna, Edward Sulejewski — Norwegia, Stanisław Szulc — Połnań, Toruńska Fabryka Zegarów — Toruń, Prof. Inż. Władysław Tryliński — W-wa, redakcja „Der Uhrmacher” — Austria, fabryka zegarków Vulcain — Szwajcaria, Stanisław Walicki — Anglia, Józef Wasina — Kraków, Jerzy Wendowski — W-wa, Anna Wierzbicka — Zakopane, Dr Franciszek Zastawniak — Kraków, Antoni Zybert — W-wa, Feliks Zygmuntowicz — W-wa.

Wszystkim wyżej wymienionym za łaskawą współpracę i życzliwą pomoc gorąco dziękujemy i składamy przez Niepokalaną serdeczne — Bóg zapłać!

Redakcja „Zegarmistrzostwa“
Niepokalanów, p. Teresin k. Soch.

Zamieszczone w „Zegarmistrzostwie” wyjątki z Polskich Norm wydrukowano według oryginałów za zgodą Polskiego Komitetu Normalizacyjnego. Są one aktualne w chwili druku. Przed stosowaniem normy sprawdzić jej aktualność.

SPIS TREŚCI

WSTĘP

I. OGÓLNE OPISY ZEGARÓW I ZEGARKÓW

A.	DZIAŁANIE MECHANIZMU ZEGAROWEGO	
	1. Definicje	19
	2. Elementy i działanie zegara obciążnikowego	20
	3. Elementy i działanie zegarka	22
B.	PODZIAŁY ZEGARÓW I ZEGARKÓW	24
C.	ZEGARY ASTRONOMICZNE	26
D.	ZEGARY PODŁOGOWE	28
E.	ZEGARY ŚCIENNE	29
	1. Długie	30
	Precyzyjne. Popularne. Szwarewaldzkie (str. 36).	
	2. Krótkie	38
F.	ZEGARY STOŁOWE	
	1. Roczne i „Atmosy”	40
	2. Kominkowe	42
	3. Biurkowe	43
	4. Budziki	46
	Popularne (47). Gabinetowe (50). Pertfelowe (51).	
G.	ZEGARY POJAZDOWE	
	1. Chronometry	52
	2. Inne zegary pojazdowe	58
H.	ZEGARKI	
	1. Trochę historii	60
	2. Jakość zegarków	
	3. Rodzaje zegarków	64
	Kieszonkowe. Naręczne (65). Pierścionkowe i zdobnicze (68).	

II. SZKIELETY

A.	WIADOMOŚCI OGÓLNE I HISTORYCZNE	70
B.	PODZIAŁ I OPIS SZKIELETÓW	72
	1. Płytkowe (filarkowe)	73
	2. Mostkowe	75
	Całopłytkowe (str. 76). Trzyczwartopłytkowe. Półpłytkowe (77).	
	3. Wielopłytkowe	78

C.	CZĘŚCI SKŁADOWE SZKIELETÓW	
1.	Płyty	80
2.	Filarki	83
	Zanitowane (85). Zakołkowane (86). Zakręcane (87).	
3.	Mostki i półmostki	88
4.	Wkręty	90
D.	KALIBRY I WYMIARY	
1.	Znakowanie	91
2.	Wymiarowanie	92
E.	UMOCOWANIE SZKIELETÓW W OBUDOWACH	
1.	Szkielety przykręcane	94
	Bezpośrednio. Przykręcane wieczkiem koperty (95). Przykręcane za pomocą skrzydełek (96).	
2.	Szkielety wsuwane	98
3.	Szkielety zawieszane	99

III. NAPĘDY

A.	UWAGI OGÓLNE	
1.	Zużycie energii	100
2.	Źródła energii napędowej	101
B.	NAPĘDY OBCIĄŻNIKOWE	
1.	Rodzaje napędów obciążnikowych	102
2.	Napęd obciążnikowo-strunowy	103
3.	Napęd obciążnikowo-łańcuchowy	105
4.	Obciążniki	107
5.	Napędy pomocnicze mechanizmu chodu	111
	Urządzenia przeciwzapadkowe. Napęd obciążnikowy łańcuchem bez końca (112).	
C.	NAPĘDY SPRĘŻYNOWE	
1.	Wiadomości ogólne	115
2.	Rodzaje napędów sprężynowych	117
	Napęd wewnętrznym końcem sprężyny (119): sprężyna bez bębna, sprężyna w bębnie nieruchomym (121).	
	Napęd zewnętrznym końcem sprężyny: sprężyna w bębnie ruchomym z pokrywką, bez pokrywki (122). Napęd obydwoma końcami sprężyny (123).	
3.	Wałek sprężyny	124
4.	Bęben i pokrywka bębna	126
5.	Wymiary i kształty sprężyny napędowej	132
6.	Zaczepy i haki	135

7.	Obliczanie sprężyny napędowej Moment napędowy: dynamometry i dynamografy (149), mo- dul sprężystości (151). Szerokość i grubość sprężyny (154). Długość sprężyny (159).	147
8.	Praktyczne sposoby dobierania sprężyn	160
9.	Zalety i wady napędów sprężynowych	163
10.	Wyrównywanie momentu napędowego Urządzenia ograniczające (zastawki) (166). Urządzenia wyrównujące (169).	165

IV. NACIĄGI I URZĄDZENIA NASTAWCZE

A.	UWAGI OGÓLNE	173
B.	NACIĄGI RĘCZNE I URZĄDZENIA NASTAWCZE	
1.	Naciągi bezpośrednie	174
2.	Naciągi kluczowe Rodzaje kluczy: nakładane, nakręcane (str. 176). Urządzenie naciągowe dwóch sprężyn jednym kluczem (177). Nakręca- nie (178). Zastawka (179). Nastawianie pokrętką (180).	175
3.	Naciągi główkowe Wiadomości ogólne. Główki (181). Naciągi sprzęgłowe (183): części składowe i nakręcanie, przełączanie i nastawianie główką (186), próby ulepszeń (189), negatywne urządzenia nastawcze (190), tłoczkowe urządzenie nastawcze (192), dźwigniowe urządzenie nastawcze (193), wciskanie głów- ki (194). Naciągi chybotkowe: nakręcanie, nastawianie wska- zówek (196). Ulepszenia (198). Urządzenie naciągowo-na- stawcze w niektórych zegarach samochodowych (199).	180
4.	Naciągi bezgłówkowe (zegarkowe) Dawniejsze typy. Nowoczesny zegarek bezgłówkowy.	200
5.	Urządzenia zapadkowe	201
C.	NACIĄGI AUTOMATYCZNE	
1.	Początki automatu	211
2.	Wiadomości ogólne	212
3.	Wahniki Rodzaje wahników. Ułożyskowania wahników (214): na łoży- skach metalowych, na łożyskach kamiennych (216), na łoży- skach kulkowych, sprężyste (217). Połączenia wahników z przekładnią naciągu automatycznego (218). Blokowanie wahnika (220).	213
4.	Nawrotniki	221
5.	Wyłączniki naciągów Automatycznego. Ręcznego (228). Automatycznego i ręcz- nego (230).	225
6.	Wskaźniki rezerwy chodu	231

7. Podział automatów	235
8. Automaty wstrząsowe	238
9. Automaty odbojowe	240
10. Automaty obrotowe	249
11. Zakończenie o automatach	257

D. INNE NACIĄGI

1. Uwagi ogólne	258
2. Naciągi temperaturowe „Atmos” pierwotny. „Atmos” współczesny (260): zasada działania, opis silnika temperaturowego (261), praktyczność naciągu „Atmosa” (262), inne człony „Atmosa” (263).	259
3. Naciągi ciśnieniowe	264

V. ZAZĘBIENIA

A. PODSTAWOWE OKREŚLENIA	265
1. Moduł i przełożenie	266
2. Elementy przekładni zębatej	268
B. WARUNKI WŁAŚCIWEGO ZAZĘBIANIA	269
C. ZAZĘBIENIE CYKLOIDALNE KORYGOWANE (ZEGAROWE)	
1. Podstawy konstrukcyjne Wymagania. Krzywe cykliczne (str. 276). Zazębienie cykloidalne (278).	274
2. Korekcja	281
3. Budowa zarysów zębów Koła napędzające (czynne). Zębniiki napędzane (bierne) (284). Koła i zębniiki napędzające i napędzane (286). Luzy (287).	282
D. ZAZĘBIENIE PALCOWE	
1. Opis ogólny	288
2. Konstrukcja	289
E. OBLICZANIE	
1. Modułu, 2. Kół (293), 3. Zębniików (297), 4. Kół naciągowych (302).	

VI. PRZEKŁADNIE

A. UWAGI OGÓLNE	304
1. Koła, zębniiki i osie	305
B. PRZEKŁADNIE NAPĘDU	307

C. PRZEKŁADNIE CHODU

1. Przekładnia zwykła 310
2. Przekładnie chodu bez koła minutowego 312
Szwarcwaldzkie i roskopfowe. Inne przekładnie bez koła minutowego (str. 316).
3. Przekładnie chodu w zegarkach z centralnym sekundnikiem 318

D. PRZEKŁADNIE WSKAZAŃ

1. Cel przekładni wskazań 322
2. Części składowe 323
Cwiertnik, koło godzinowe i koło zmianowe. Pierścienie osadzone (324). Prętki (325).
3. Połączenia cierne przekładni wskazań 325
4. Przełożenia przekładni wskazań 332

VII. UŁOŻYSKOWANIA

A. POJĘCIA PODSTAWOWE

1. Rodzaje ułożyskowań. 2. Tarcie w łożyskach (str. 339). 3. Luzy w łożyskach (341). 4. Materiały (343). 5. Kształty łożysk i czopów (344). 337

B. UŁOŻYSKOWANIA METALOWE

1. Szwarcwaldzkie. 2. W pośrodku wałka (347). 3. Na nieruchomym czopie. 4. Na wkręcie (348). 5. Na czopie z płyty. 6. Z regulacją luzu wzdłużnego. 7. Z płytką nakrywkową (349). 8. Stożkowe. 9. Łożyska nastawialne (351). 10. Tulejki łożyskowe. 346

C. UŁOŻYSKOWANIA KAMIENNE

1. Uzasadnienie stosowania. 2. Łożyska kamienne. 3. Czopy (354). 4. Kamienie oprawiane (356). 5. Kamienie wciskane (357). 6. Łożysko wciskane „Duofix” (359). 7. Łożysko wciskane „Novostone”. 8. Stożkowe kamienie nakrywkowe (360). 9. Różne ułożyskowania kamienne (361). 352

D. UŁOŻYSKOWANIA TOCZNE

1. Wiadomości ogólne. 2. Przykłady konstrukcji (363). 3. Kulki z korundu (365). 362

E. UŁOŻYSKOWANIA SPRĘŻYSTE

1. Uwagi ogólne. 2. Ułożyskowania sprężyste: — wzdłużne (369). 3. — z długimi czopami (371). 4. — ze stożkowymi powierzchniami (372). 5. — ze sprężynującym pierścieniem (375). 6. — z ruchomymi czopami (377). 7. Amortyzacja wstrząsów sprężynującymi ramionami balansu (378). 8. Osadzenie mechanizmu na sprężynach (379). 9. Ogólne refleksje (380). 366

F. URZĄDZENIA SMAROWE

1. W łożyskach metalowych. 2. W łożyskach kamiennych (382). 381

VIII. WYCHWYTY

A.	POJĘCIA PODSTAWOWE	385
	1. Uwagi ogólne	387
	2. Podział wychwyty	388
B.	WYCHWYT WRZECIONOWY	388
C.	WYCHWYT HAKOWY	389
	1. Opis ogólny. 2. Wykreślanie (str. 391). 3. Działanie, wady i zalety (394). 4. Odmiany konstrukcyjne (395).	
D.	WYCHWYT ^o GRAHAMA	397
E.	WYCHWYT ROLKOWY	398
F.	WYCHWYT ROLECZKOWY	400
G.	WYCHWYTY BROCOTA	402
	1. Opis ogólny. 2. Wychwyty Brocota spęczynkowe (404). 3. Wychwyty Brocota cofające (406).	
H.	WYCHWYTY WOLNE RIEFLERA	409
	1. Omówienie ogólne. 2. Wychwyt sprężynowy (410). 3. Wychwyt ciężeniowy (413). 4. Wychwyt balansowy (415).	
I.	WYCHWYT WOLNY STRASSERA	416
J.	WYCHWYT CYLINDROWY	
	1. Opis ogólny	417
	2. Szczegóły konstrukcyjne Koło cylindrowe. Cylinder (420). Urządzenia dodatkowe: do ograniczenia obrotu cylindra (423), do regulacji cylindra (424).	419
	3. Wykreślanie	424
	4. Działanie, zalety i wady	427
K.	WYCHWYT PODWÓJNY (DUPLEX)	429
	1. Zwykła konstrukcja i działanie 2. Inna konstrukcja (431).	
L.	WYCHWYTY WOLNE KOTWICOWE	
	1. Rozwój	433
	2. Klasyfikacja wychwyty wolnych kotwicowych	435
	3. Wychwyt szwajcarski Opis ogólny i działanie. Szczegóły konstrukcyjne (437). Wykreślanie wychwyty szwajcarskiego (441). Kąty przyciągania (449). Współzależne ruchy koła, kotwicy i balansu (453). Wpływ wychwyty na czas wahnięcia balansu (466). Współdziałanie przerzutnika z widełkami (467).	436
	4. Wychwyt glashucki (niemiecki)	471
	5. Wychwyt angielski	472

6.	Wychwyty kołkowe	474
	Opis ogólny i działanie. Szczegóły konstrukcyjne (476). Wykreślanie (479). Wychwyty rosłkopy (481). Wychwyty cichobieżne (482).	
M.	WYCHWYTY CHRONOMETROWE	484
	1. Opis ogólny. 2. Odmiany konstrukcyjne (485). 3. Działanie (489). 4. Zastosowanie, zalety i wady (491). 5. Wykreślanie (492).	

IX. REGULATORY

A.	WAHADŁA	498
1.	Wiadomości podstawowe	498
	Pojęcia i określenia. Obliczanie wahadła (str. 502): Tablica długości wahadeł (507).	
2.	Wahadła zegarów domowych	509
	Soczewki (509). Pręty (511). Zawieszki: niciana, druciana (514), łożyskowa, nożowa (515), sprężynkowa (516). Widełki (518). Samoczynne wyrównywanie amplitud (522).	
3.	Wahadła kompensacyjne	523
	Wiadomości ogólne: ujemne wpływy na wahadło, kompensacja temperaturowa wahadła (523), tablica współczynn. rozszerz. (524). Urządzenia kompensacyjne przy zawieszce (525). Urządzenia kompensacyjne przy pręcie (526). Urządzenia kompensacyjne przy soczewce (530).	
4.	Urządzenia regulacyjne	532
B.	BALANSE I WŁOSY	
1.	Opis ogólny regulatora balansowego	537
2.	Działanie i regulacja zwykła.	538
	Wahanie (538). Okres wahanía (540). Zwykła regulacja okresu wahanía (543).	
3.	Odmiany rozwiązań konstrukcyjnych	545
	Balanse. Osie balansu (545). Włosy (546). Pierścienie włosy (549). Klocki włosy (550). Przesuwki i zamki włosy (551).	
4.	Zakłócenia wahanía balansu	559
5.	Balanse kompensacyjne	565
	Zadania kompensacji (565). Stalowo-mosiężny balans kom- pensacyjny (566). Niklotalowo-mosiężny balans kompen- sacyjny (574). Balanse jednometalowe (kompensacyjne) (575). Włosy ze stałą sprężystością (autokompensacyjne) (582): elinwarowe (583), niwarokosowe (584), tablica włosów (585).	
6.	Regulacja w pozycjach	587
	Izochronizm balansu: błędy pozycyjne, urządzenia obiegowe wychwyty (tourbillon, karuzelowe) (590). Środek ciężkości włosa: włos płaski (592), włos bregetowski (595). Krzywe końcowe włosy: zewnętrzna (596), wewnętrzna (602). Pozy- cja zakołkowania wewnętrznego końca włosy (603).	
7.	Balanse wiszące	606
	Uwagi ogólne. Balanse wiszące zegarów rocznych (608). Ba- lanse wiszące na napiętym drucie (614).	

X. TARCZE I WSKAZÓWKI

- A. UWAGI OGÓLNE 617
- B. TARCZE 619
1. Rodzaje, 2. Wygląd zewnętrzny tarcz (str. 621), 3. Podziałki i cyfry (623), 4. Umocowanie tarcz (628).
- C. WSKAZÓWKI 633
1. Materiał i kolor, 2. Wymiary i proporcje (633), 3. Style wskazówek (634), 4. Umocowanie wskazówek (636).
- D. TARCZE I WSKAZÓWKI ŚWIECĄCE 638
- E. NIEZWYKŁE TARCZE I WSKAZÓWKI 639
1. Dla niewidomych, 2. Okienkowe (640), 3. Obciążnikowe (642), 4. Kameleonowe (642), 5. Ozdobne.

XI. OBUDOWY

- A. UWAGI OGÓLNE 644
- B. DAWNE STYLE OBUDÓW
1. Określenia, 2. Style okresu starożytnego i średniowiecznego (str. 645), 3. Style okresu nowożytnego (646), 4. Style okresu nowoczesnego (651), 5. Style współczesne (653).
- C. OBUDOWY WSPÓŁCZESNYCH ZEGARÓW 654
- D. KOPERTY ZEGARKÓW KIESZONKOWYCH 657
1. Wiadomości ogólne, 2. Koperty zegarków krytych (659), 3. Koperty zegarków półkrytych i otwartych (662), 4. Uszka zegarków kieszonkowych (664), 5. Łańcuszki i pochewki.
- E. KOPERTY ZWYKŁYCH ZEGARKÓW NARĘCZNYCH 665
1. Zdobnictwo kopert naręcznych, 2. Materiały na koperty, 3. Konstrukcja kopert (666), 4. Uszka kopert naręcznych (668).
- F. KOPERTY WODOSZCZELNE 669
1. Wiadomości ogólne, 2. Sposoby uszczelnień: szkła (670), wieczki i ramek (671), główek (674), 3. Rosa pod szkłem zegarka wodoszczelnego (675), 4. Sprawdzanie kopert wodoszczelnych, 5. Umocowanie mechanizmów w kopertach wodoszczelnych (678).
- G. UMOCOWANIE ZEGARKA NA RĘCE 678
1. Paski skórzane, 2. Paski nylonowe (681), 3. Paski sznurkowe, 4. Bransoletki (681).

XII. MECHANIZMY SYGNALIZUJĄCE

- A. MECHANIZMY BUDZENIA 683
1. Opis ogólny mechanizmu budzenia 684
2. Zespoły mechanizmu budzenia i ich działanie 686
- Napęd i przekładnia, Wychwył (str. 687), Nastawianie i włączanie (688), Zastawianie i wyłączanie (690).

3.	Różnice konstrukcyjne budzików	691
	Budziki ściennie. Budziki noszone (692): budzik nareczny „Vulcain-Cricket”, urządzenie włączające mechanizm budzenia (694); budzik nareczny „Memovox”.	
4.	Różne rodzaje dźwięków budzikowych	694
5.	Inne sposoby sygnalizujące	698
B. MECHANIZMY BICIA		
1.	Omówienie ogólne	699
	Zasady i sposoby bicia. Zespoły mechanizmu bicia (701). Fazy działania (702).	
2.	Zapadowe mechanizmy bicia godzin i półgodzin	702
	Typ paryski (703). Typ szwarcwaldzki (708). Typ amerykański (709). Przełożenia zapadowych mechanizmów bicia.	
3.	Grzebieniowe mechanizmy bicia	711
	Typ wiedeński: konstrukcja, działanie (711), konstrukcja grzebienia i krzywki stopniowej (714), wymagania konstrukcyjne, repetier (715). Typ paryski (716). Typ uproszczony (717). Typ toruński (718). Przełożenia grzebieniowych mechanizmów bicia (719).	
4.	Kwadransowe mechanizmy bicia	720
	Kwadransowy i godzinowy mechanizm bicia z osobnymi grzebieniami (721). Mechanizm bicia kwadransów zapadowy, a bicia godzin grzebieniowy (722). Obydwa mechanizmy zapadowe (724). Kwadransowe mechanizmy bicia łączne z godzinowymi (725). Ulepszenia konstrukcyjne (727). Przełożenia kwadransowych mechanizmów bicia (728).	
5.	Minutowe mechanizmy bicia	729
6.	Elementy dźwiękowe	731
	Napęd dźwigni bicia. Młotki (735). Gongi: zamocowanie gongów, dźwięki gongów (736), współpraca młotka z gongiem (737).	
7.	Inne dźwięki	740
	Gong membranowy. Głos kukułki lub przepiórki (741).	
8.	Urządzenia regulujące	742
C. KURANTY		
1.	Uwagi ogólne	744
2.	Konstrukcja	745
3.	Rodzaje kurantów	745
	Gongowe. Dzwonkowe (748). Fletowe (749). Grzebyczkowe (751).	
	Zakończenie	752
	Literatura	753
	Skorowidz alfabetyczny	758
	Skorowidz nazwisk	765
	Ogłoszenie o 7 części „Zegarmistrzostwa”	767

Zestawienie ważniejszych oznaczeń

a — odległość środków	l_w — luz wierzchołkowy
b — ogólnie — szerokość	M — moment
C — punkt styczności (średkowy)	m — moduł albo masa
d — ogólnie — średnica	N — moc
d_p — średnica podziałowa	n — ogólnie — ilość
d_s — „ dna wrębów	n_h — ilość wahnięć na godzinę
d_w — „ wierzchołków	O — oś koła zębatego
E — moduł sprężystości	P — siła
F — ogólnie — powierzchnia	R — promień bębna
f — współczynnik skorygowanej wysokości głowy zęba	r — ogólnie — promień
g — przyspieszenie ziemskie albo grubość zęba	r_p — promień podziałowy
h — ogólnie wysokość albo grubość sprężyny	r_w — promień wałka sprężyny
h_g — wysokość głowy zęba	s — szerokość wrębu
h_s — „ stopy zęba	T — okres wahania (czas dwu wahnięć)
h_z — „ zęba	T_r — czas chodu zegara (rezerwa)
I — moment bezwładności	t — podziałka
i — przełożenie przekładni kół zębatych	w — ilość zwojów naciągniętej sprężyny
K — moment kierujący	w_1 — ilość zwojów rozwiniętej sprężyny (w bębnie)
L — praca	w_2 — ilość zwojów swobodnej sprężyny (przed włożeniem do bębna)
l — ogólnie — długość	z — ilość zębów u kół i zębowników
l_o — luz międzyzębny (obwodowy) albo luz wzdłużny (osiowy)	μ — współczynnik tarcia
l_p — luz poprzeczny (promieniowy)	π — wykładnik stosunku obwodu koła do średnicy (5—100) ¹⁾

1) Liczby w nawiasach oznaczają, że to zagadnienie opisane jest w 5 części „Zegarmistrzostwa” na stronie 100. Podobnych odsyłaczy jest w tej książce więcej. Pierwsza liczba oznacza zawsze część „Zegarmistrzostwa”, a następna stronę.

WSTĘP

W poprzedniej części „Zegarmistrzostwa” opisaliśmy konstrukcję i działanie wielkich zegarów mechanicznych. Na początku podaliśmy tam podstawowe wiadomości o zegarach mechanicznych, ich definicję, podział każdego mechanizmu na główne zespoły (człony) oraz opisaliśmy, jaką rolę spełniają one w mechanizmie. Następnie rozważyliśmy podstawowe prawa mechaniki, jak bezwładność i ciężar ciał, siłę, pracę i energię, tarcie i przyleganie oraz maszyny proste: dźwignie, równię pochyłą i krążki. Opanowanie i przyswojenie sobie tych pojęć jest konieczne do zrozumienia działania zegara, dlatego komu się wydaje, że ma pod tym względem jeszcze pewne trudności, niech przestuduje te zagadnienia z 5 części od str. 19 do 44. Staramy się bowiem nie powtarzać długich opisów z części poprzednich, mimo że każda część „Zegarmistrzostwa” stanowi oddzielną całość, powtórzymy więc, a raczej streścimy w tej części tylko konieczne fragmenty.

W tej książce wyjaśnimy teorię zegarów i zegarków. Będzie więc tu mowa o zegarach astronomicznych, domowych (obciążnikowych, sprężynowych, bijących), o budzikach oraz o zegarkach kieszonkowych, naręcznych, pierścionkowych i innych. Wprawdzie w planie części następnych podawanym w „Zegarmistrzostwie” przewidywaliśmy oddzielny tom dla omówienia konstrukcji zegarów i oddzielny dla zegarków. Jednak doszliśmy do wniosku, że znacznie lepiej będzie opisy zegarów połączyć z opisami zegarków, by powtórnie nie omawiać konstrukcji szkieletów, napędów sprężynowych i zastawek, ząbów, przekładni napędu, chodu i wskazań, łożyskowań, wychwyków kołkowych i cylindrowych, balansów i włosów, tarcz i mechanizmów budzenia, gdyż znajdują się one tak w zegarach jak i w zegarkach. Materiał zawarty w tej książce obejmuje więc treść dwóch poprzednio planowanych części, dlatego objętość jej jest większa.

Zaznaczamy przy tym, że ta część „Zegarmistrzostwa” omawia konstrukcję i działanie tylko tych zegarów, które służą przede wszystkim do wskazywania i zwykłej sygnalizacji czasu, tzn. takich, które można by ogólnie nazwać *czasowskazami*.

Jest jednak jeszcze wiele innych zegarów mających do spełnienia specjalne zadania. Na przykład celem słooperów i chronografów jest mierzenie poszczególnych odcinków czasu, dlatego im tylko przysługiwałaby nazwa *czasomierze*. Podobnie zadaniem zegarów kontrolnych jest sprawdzanie punktualności przebiegów

zjawisk, zegarów rejestrujących — notowanie przepływów, drukujących — stwierdzanie momentu przejścia osoby lub przesunięcia przedmiotu, a sterujących — kierowanie procesami technologicznymi według ustalonego programu. Dlatego mechanizmy te będą tematem oddzielnego tomu o zegarach specjalnych i mechanizmach skomplikowanych.

W poprzedniej części „Zegarmistrzostwa” omówiliśmy także dosyć szczegółowo elektryfikację mechanicznych zegarów wieżowych. Tutaj zajmiemy się tylko zegarami i zegarkami mechanicznymi o naciągu ręcznym i automatycznym, gdyż ich elektryfikacja stanowi tak obszerną dziedzinę, że omówienie jej za bardzo by powiększyło objętość książki, dlatego tematowi temu poświęcimy oddzielną część.

I. OGÓLNE OPISY ZEGARÓW I ZEGARKÓW

A. DZIAŁANIE MECHANIZMU ZEGAROWEGO

1. Definicje

Działanie zegara nie jest tak proste, żeby można było poznać jego zasady tylko z krótkiego opisu. Będziemy o tym mówić przy opisach konstrukcji poszczególnych zespołów. Na początku jednak chcemy choć w kilku zdaniach poinformować także początkującego zegarmistrza o działaniu najprostszego zegara i zegarka, a przede wszystkim zaznajomić go z poprawnymi nazwami najważniejszych zespołów oraz części zegarowych i zegarkowych. Ułatwi mu to opanowanie materiału zawartego w dalszych rozdziałach.

Zegar mechaniczny jest to przyrząd, który zmagazynowaną w napędzie energię zamienia na ruch obrotowy, przekształca ten ruch na regularne wahnięcia, a ilość tych wahnięć liczy i wykazuje na tarczy w postaci jednostek mionowego czasu.

Szczególnie charakterystycznym zespołem (członem) takiego mechanizmu jest tzw. *wychwyt*, który wraz z regulatorem przekształca ruch obrotowy przekładni chodu na wahanie.

Zasadniczymi zespołami zegara (nie licząc szkieletu, tarczy i obudowy) są: napęd, naciąg, przekładnia napędu, przekładnia wskazań, przekładnia chodu, wychwyt, regulator. Każdy zespół ma do spełnienia w mechanizmie zegara pewne określone zadanie.

Napęd skupia energię potrzebną do poruszania mechanizmu zegara i przesyła ją równomiernie dalszym członom. Energia ta bywa mu udzielana zwykle przez podciągnięcie obciążnika lub naciągnięcie sprężyny.

Celem *naciągu* jest pośredniczenie i jak największe ułatwienie w dostarczaniu energii napędowej. *Urządzenie nastawcze* służy do nastawiania wskazówek. W zegarkach urządzenie to połączone jest zwykle z naciągiem.

Przekładnia napędu i chodu przenosi energię z jej źródła na wychwyty, który w równomiernych odcinkach czasu pozwala na obracanie się kół przekładni chodu, skąd ruch ten przenoszony jest na przekładnię wskazań.

Przekładnia wskazań zmienia obroty otrzymane od przekładni chodu i przekazuje je zazwyczaj wskazówkom, które przesuwając się nad podziałką tarczy, wskazują czas.

Wychwyty zatrzymuje i uwalnia na przemian obroty ostatniego koła przekładni chodu, a jednocześnie *współpracuje ściśle z regulatorem*, który steruje jego pracą.

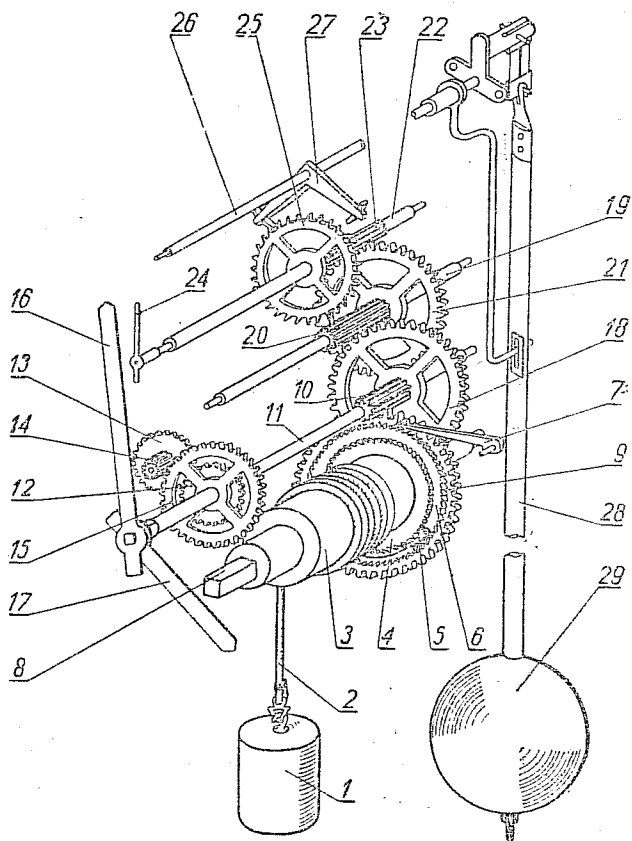
W tym celu *koło wychwytowe*, bezpośrednio lub poprzez *kołownicę* połączone z regulatorem, jest tak urządzone, że w takt jego wahaniec, przerywanym ruchem obraca się naprzód, oddając za każdym skokiem regulatorowi małą część energii nagromadzonej w napędzie. Wychwyty więc spełnia podwójną rolę: służy do przekazywania energii w postaci drobnych impulsów udzielanych regulatorowi oraz powstrzymuje obracanie się całego mechanizmu. Bez wychwyty mechanizm poruszałby się bez przerwy, aż do zupełnego wyczerpania energii nagromadzonej w napędzie, tj. rozwinięcia się sprężyny, lub całkowitego odwinięcia się liny, na której zawieszony jest obciążnik.

2. Elementy i działanie zegara obciążnikowego

Najprostszym zegarem jest *chodzik* obciążnikowy. Jest to taki zegar, który wskazuje tylko czas, a nie ma dodatkowych urządzeń, np. do bicia, budzenia lub tp. Natomiast wyrażenie *o b c i ą ż n i k o w y* oznacza i wyróżnia te mechanizmy, które działają pod wpływem siły zwieszających się obciążników na zasadzie ciężenia, czyli siły ciężkości.

Działanie chodzika obciążnikowego opisaliśmy w 5 części na str. 25-28. Ponieważ dotyczy to mechanizmu chodu w ogóle każdego zegara, dlatego i tutaj zamieszczamy ten sam rysunek (rys. 1)

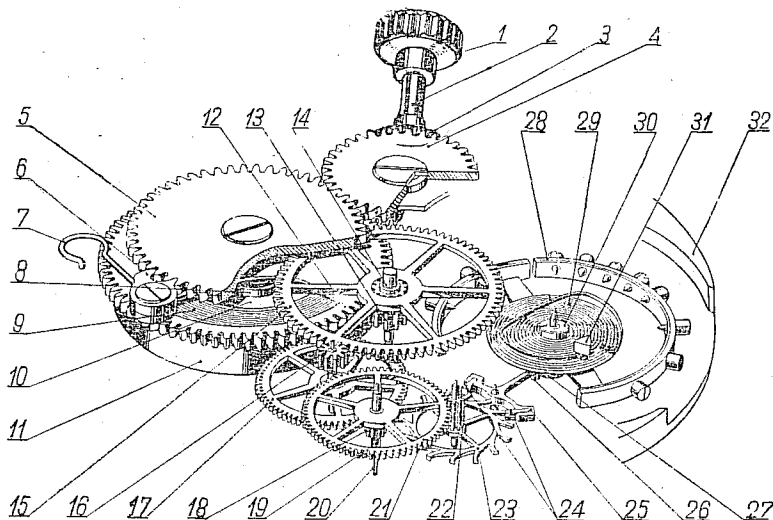
i w podpisie przypominamy nazwy poszczególnych części zegarowych.



Rys. 1. Schemat chodzika obciążnikowego. Napęd: 1 — obciążnik, 2 — struna lub linka, 3 — bęben. Naciąg: 4 — koło zapadkowe, 5 — zapadka, 6 — koło przeciwwzapadkowe, 7 — przeciwwzapadka, 8 — chwyt (czop kwadratowy) wałka naciągowego. Przekładnia napędu: 9 — koło napędowe, 10 — zębnik minutowy, 11 — óś minutowa, 12 — ćwiertnik, 13 — koło zmianowe, 14 — zębnik zmianowy, 15 — koło godzinowe, (16 — wskazówka minutowa, 17 — wskazówka godzinowa). Przekładnia chodu: 18 — koło pośrednie, 19 — óś pośrednia, 20 — zębnik pośredni, 21 — koło pośrednie, 22 — óś wychwytowa, 23 — zębnik wychwytowy, (24 — sekundnik, osadzony na osi wychwytowej). Wychwył: 25 — koło wychwytowe, 26 — wałek kotwicy, 27 — kotwica. Regulator: 28 — pręt wahadła, 29 — soczewka wahadła.

3. Elementy i działanie zegarka

Zegarek składa się z takich samych podstawowych zespołów, co i zegar. Zasadnicza różnica polega przede wszystkim na wielkości oraz na tym, że zegarek ma zawsze napęd sprężynowy, a zegar może mieć napęd sprężynowy lub obciążnikowy; następnie, regulatorem w zegarku jest balans, w zegarze zaś może być balans, ale częściej jest wahadło.

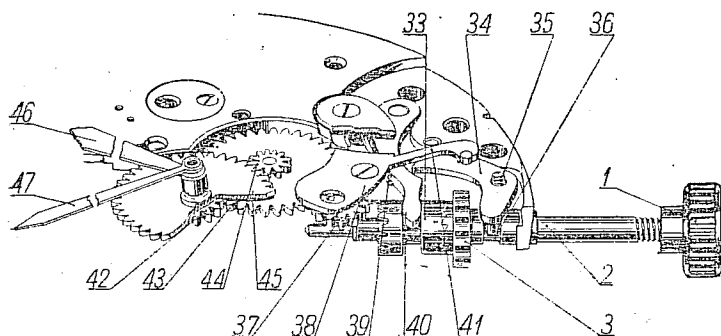


Rys. 2. Zasadnicze elementy zegarka. *Naciąg*: 1 — główka, 2 — wałek naciagowy, 3 — zębnik naciagowy, 4 — koło naciagowe, 5 — koło zapadkowe, 6 — zapadka, 7 — sprężynka zapadki, 8 — wałek sprężyny, 9 — sprężyna, 10 — pokrywka bębna, 11 — bęben. *Przekładnia napędu*: 12 — koło napędowe (koło bębna), 13 — zębnik minutowy. *Przekładnia chodu*: 15 — koło minutowe, 16 — zębnik pośredni, 17 — koło pośrednie, 18 — zębnik sekundowy, 19 — oś sekundowa, 20 — czop sekundowy, 21 — koło sekundowe, 22 — zębnik wychwytowy. *Wychwył*: 23 — koło wychwytowe, 24 — palety, 25 — kotwica, 26 — widełki kotwicy, 27 — przerzutnik („elipsplata”). *Regulator*: 28 — balans, 29 — włos, 30 — pierścień włosa, 31 — klocek włosa.

Zespoły mechanizmu zegarkowego w normalnym ułożeniu pokazano na rys. 2 i 3. Na rys. 2 widzimy napęd, część naciągu, przekładnię napędu i chodu, wychwył i regulator. Natomiast rys. 3 przedstawia naciąg (od strony tarczy) i urządzenie nastawcze oraz przekładnię wskazań. W podpisach tych rysunków podajemy także nazwy pokazanych elementów.

Przyjrzyjmy się teraz pokrótce działaniu zegarka, posługując się rysunkami 2 i 3. Zaczniemy od nakręcania. Do nakręcania

zegarka służy urządzenie naciągowe nazywane krótko naciągiem. Główką 1, osadzoną na wałku naciągowym 2, obracamy sprzęgnik 33, który umieszczony jest suwliwie na czopie kwadratowym wałka naciągowego. Sprzęgnik ten, dociskany sprężynką 39 za pośrednictwem wodzika 40, połączony jest sprzęgłem kłowym z zębniakiem naciągowym 3, który obraca koło naciągowe 4. Koło to za pośrednictwem koła zapadkowego 5 obraca wałek sprężyny 8, a tym samym naciąga sprężynę 9, która jest zahaczona wewnętrznym końcem na haku wałka. Drugi koniec sprężyny zaczepiony jest zewnętrznym końcem o hak bębna.



Rys. 3. Widok naciągu zegarka po zdjęciu tarczy. Naciąg i urządzenie nastawcze: 1 — główka, 2 — wałek naciągowy, 3 — zębnik naciągowy („półbeczulka”), 33 — sprzęgnik („beczulka”), 34 — nastawnik („tiret”), 35 — oś nastawnika, 37 — koło nastawcze, 38 — płytkę dociskową i jednocześnie sprężynka nastawnika 41, 39 — sprężynka wodzika, 40 — wodzik (ramię „beczulki”), Przekładnia wskazań: 42 — ćwiertnik, 43 — koło zmianowe, 44 — zębnik zmianowy, 45 — koło godzinowe (47 — wskazówka minutowa, 46 — wskazówka godzinowa).

Nastawianie wskazówek odbywa się w ten sposób, że pociągając za główkę 1 wyciągamy przy tym nieco wałek naciągowy 2, w którego rowku 36 mieści się z pewnym luzem kołek nastawnika 34. Przez pociągnięcie wałka naciągowego nastawnik trochę się obróci na czopie 35. Obrót nastawnika powoduje odpychanie wodzika 40, który przysuwa sprzęgnik 33 do koła nastawczego 37 i rozłącza sprzęgnik od zębniaka naciągowego 3. Obracając teraz główką 1 przez sprzęgnik i koło nastawcze poruszamy koło zmianowe 43, które zazębia się z ćwiertnikiem 42, osadzonym z niedużym tarcieniem na drugim końcu osi minutowej 14. Równocześnie zaś zębnik zmianowy 44, na którym osadzone jest koło zmianowe, obraca koło godzinowe 45. W ten więc sposób nastawiamy wskazówki 47 i 46, osadzone na ćwiertniku i tulejce koła godzinowego.

Napięta sprężyna 9 dąży do rozwinięcia się. Wewnętrzny jej koniec jest zaczepiony na wałku, który, ustalony przez koło zapadkowe 5 i zapadkę 6, nie może się obracać. Natomiast zewnętrzny jej koniec, zahaczony o hak bębna, usiłuje obrócić bęben 11, który z kolei przez zęby koła napędowego 12 napiera na zębnik minutowy 13.

Zębnik minutowy od strony tarczy przechodzi w oś minutową, na której osadzony jest ćwiertnik 42. Zęby zaś ćwiertnika przez koło zmianowe i zębnik zmianowy obracają koło godzinowe.

Koło minutowe 15, zanitowane na zębniku minutowym, ząbia się z zębniakiem pośrednim 16, na którym zanitowane jest koło pośrednie 17. To koło napędza zębnik sekundowy 18, którego przedłużony czop 20 wystaje nad tarczę. Na tym czopie osadzona jest wskazówka sekundowa. Na zębniku sekundowym zanitowane jest koło sekundowe 21, które porusza zębnik wychwytowy 22.

Koło wychwytowe 23 swoimi skośnymi zębami współpracuje z paletami kotwicy 25. Końce palet 24 są również skośne i dzięki tym ślizgającym się po sobie skosom ruch obrotowy koła wychwykowego zmusza kotwicę do przechylania się to w jedną, to w drugą stronę (impulsy). Ruch ten poprzez widełki i palec przerzutowy zmusza balans 28, by obracał się tak daleko, jak na to pozwala naprężający się włos 29, którego wewnętrzny koniec umocowany jest w pierścieniu 30, a zewnętrzny zakończony jest w klocku włosa, umocowanym w półmostku balansu. Wahnięcia balansu¹⁾ odmierzają właśnie czas, a wskazówki wskazują to na tarczy. Aby jednak te wahnięcia nie ustały, balans otrzymuje energię z napędu w postaci impulsów.

Poszczególne części zegarka umieszczone są na przedniej płycie 32 (od strony tarczy) oraz w tylnych mostkach i półmostkach. Przód mechanizmu zegarka przykrywa tarcza, a całość mieści się w obudowie nazywanej kopertą.

B. PODZIAŁY ZEGARÓW I ZEGARKÓW

W codziennym życiu a zwłaszcza przy naszej pracy warsztatowej lub też w handlu spotykamy się z różnymi nazwami zegarów i zegarków. Słyszymy nazwy: zegar obciążnikowy, sprężynowy, to znowu: domowy, kominkowy lub biurkowy, a najczęściej: zegarek naręczny lub budzik. Co więcej, na ten sam zegar

¹⁾ Poruszanie się balansu nazywamy wahaniem, a pojedyncze ruchy — wahnięciami.

ktos mówi, że to zegar bijący-obciążnikowy, a inny, że to wiszący „regulator” lub „szoten”. Jakżeż tu wybrnąć z tego „chaosu” i zrobić właściwy podział?

Widzimy więc, że w celu dokładnego określenia, o jaki zegar chodzi, należy podać, jaki jest jego napęd, regulator, a czasami i wychwyty, jak długo będzie chodził po jednym nakręceniu, podać jego wielkość i kształt obudowy oraz przeznaczenie. Są wprawdzie niektóre nazwy gwarowe na określenie pewnej grupy zegarów, ale zaliczenie do danej grupy tego czy innego zegara na tej podstawie jest tak nieściśle, że i pod tymi nazwami można się domyślać nie takiego zegara, o jaki komuś chodziło.

W naszych ogólnych opisach zegarów i zegarków nie chodzi nam o ścisłą klasyfikację, ale o wyróżnienie pewnych grup zegarów różniących się znacznie pomiędzy sobą. Dlatego też wydaje się, że najwłaściwiej będzie pogrupować je według wielkości i umiejscowienia. Wśród czasomierzy mechanicznych rozróżniamy najpierw trzy główne grupy, a w każdej z nich znowu po trzy mniejsze, a mianowicie:

I zegary wielkie

1. wieżowe
2. uliczne
3. dworcowe

II zegary.

1. astronomiczne
2. domowe
3. pojazdowe

III zegarki

1. kieszonkowe
2. naręczne
3. pierścienkowe i zdobnicze

Oprócz tego głównego podziału stosuje się jeszcze, zwłaszcza w drugiej grupie, wiele innych podziałów pomocniczych, zależnie od tego, pod jakim względem chcemy ten podział przeprowadzić.

1. *Zegary astronomiczne* (oprócz zegarów Shortta, kwarcowych i atomowych, o których będzie mowa przy opisie zegarów elektrycznych) rozróżniamy pod względem wychwyty; zależnie więc od tego, w jaki wychwyty dany zegar jest zaopatrzony, nazywamy go zegarem *Strassera*, *Rieflera* i *Grahama*.

2. *Zegary domowe* dzielimy na *podłogowe* (stożące), *ścienne* (wiszące) i *stołowe*.

Zegary ścienne ze względu na długość wahadła i obudowy dzielimy na *długie* i *krótkie*.

Zegary ścienne krótkie są zwykle średniej jakości. Natomiast zegary ścienne długie dzielimy na *precyzyjne*, *popularne* i *szwarzaldzkie*.

Zegarów stołowych jest wiele odmian, z których najważniejsze to *zegary roczne* i *atmosy*, *zegary kominkowe*, *biurkowe* i *budziki*.

3. Zegary pojazdowe dzielą się na dwie grupy: *chronometry* i zegary zainstalowane w pojazdach, np.: *samolotowe, samochodowe, motocyklowe*.

Chronometry natomiast są *okrętowe, stołowe* i *noszone* (kieszonkowe lub nareczne) z wychwytem chronometrycznym oraz *chronometry pokładowe* z wychwytem kotwicznym.

Celem ogólnym czasomierzy jest mierzenie i wskazywanie czasu, lecz służą one także zadaniom szczególnym, a mianowicie:

1. Służbie czasu (zegary astronomiczne).
2. Nauce i nawigacji (chronometry).
3. Ogólnemu użytkownikowi (zegary publiczne i domowe).
4. Osobistemu użytkownikowi (zegarki).

Według rodzajów regulatorów rozróżniamy zegary *wahadłowe* i *balansowe*.

Pod względem napędu zegary dzielą się na *obciążnikowe* i *sprężynowe*.

Według rodzajów wychwyków można by zegary podzielić na następujące grupy główne: z *wychwykami cofającymi, spoczynkowymi* i *wolnymi*.

Według urządzeń naciągowych rozróżniamy zegary z naciągiem: *bezpośrednim, kluczowym, główkowym, automatycznym* i *temperaturowym*.

Zegary mechaniczne ze względu na rezerwę chodu ¹⁾ mogą być: *1000-dniowe, roczne, 14-dniowe, tygodniowe* i z *naciągiem codziennym*.

Podział oparty na zewnętrznym wyglądzie i rodzaju obudowy byłby, oczywiście, jeszcze bardziej szczegółowy.

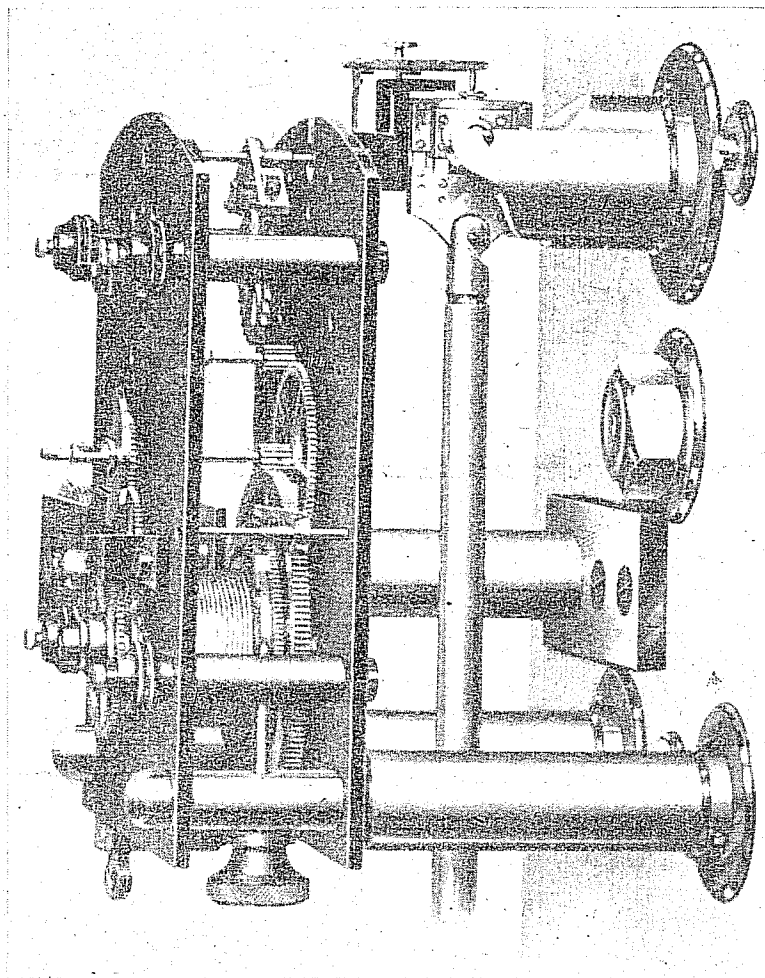
C. ZEGARY ASTRONOMICZNE

Najbardziej precyzyjne i dokładne są zegary astronomiczne. Regulatorem w tych zegarach jest wahadło sekundowe. Napęd mają obciążnikowy. W dawniejszych zegarach astronomicznych stosowano wychwyty spoczynkowy Grahama, a od r. 1890 wychwyty wolne Rieflera lub Strassera. Obecnie stopniowo wypierają je zespolone zegary Shortta oraz zegary kwarcowe i atomowe.

Od zegarów astronomicznych wymaga się dużej dokładności chodu. Aby mogły one spełnić to wymaganie, trzeba zapewnić im odpowiednie warunki. Dlatego należy zabezpieczyć je od wpływów zewnętrznych, a więc od wstrząsów, zmian temperatury, wilgoci, ciśnienia powietrza itp. Stąd też zegary astrono-

¹⁾ *Rezerwa chodu* jest to średni czas chodu zegara z zagwarantowaną dokładnością po jednym nakręceniu.

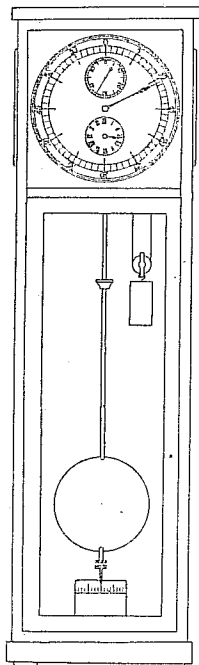
miczne są instalowane w piwnicach na masywnych fundamentach, w hermetycznych obudowach.



Rys. 4. Mechanizm zegara astronomicznego syst. Strassera.

W obecnych czasach rzadko można spotkać mechanizm zegara astronomicznego wykonany ręcznie. Jeden z takich zegarów znajduje się w Poznaniu. Jest to zegar astronomiczny z wychwytem Strassera, napędem obciążnikowym oraz wahadłem sekundowym z inwarowym prętem. Średnica jego tarczy wynosi 217 mm. Mechanizm jego widzimy na rys. 4. Wykonał go w całości Ju-

liusz Kręglewski w r. 1911, w czasie swej nauki w Głuskiej Szkole Zegarmistrzowskiej.



Zegarów tej samej precyzji co astronomiczne, jednak najczęściej z wychwytem Grahama, używają także zegarmistrze, którzy w celu dokładnej regulacji naprawianych czasomierzy muszą mieć również dokładne wzorce czasu. Jeden z takich zegarów widzimy na rys. 5. Zaopatrzony jest on w wychwyty Grahama oraz w wahadło sekundy z prętem inwarowym i ciężką soczewką. Kąt amplitudy tego wahadła jest bardzo mały.

Rys. 5. Warsztatowy zegar „astronomiczny”.

D. ZEGARY PODŁOGOWE

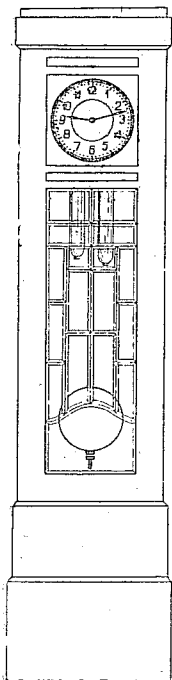
Zegary podłogowe (stojące) są to wysokie zegary szafkowe stojące — jak wskazuje nazwa — na podłodze. Odznaczają się one solidnym wykonaniem oraz dokładnym chodem. Zaopatrzone są przeważnie w wychwyty Grahama i długie wahadło. Mają także zwykle mechanizm bicia godzin a często i kwadransów. Po jednym nakręceniu chodzą zwykle 8 dni.

Zegary podłogowe były także produkowane w Polsce, w przedwojennej fabryce zegarów „Świt” w Cieszynie. Jeden z takich zegarów widzimy na rys. 6. Obecnie spotyka się jeszcze wyroby tej fabryki, która produkowała także i inne zegary ¹⁾.

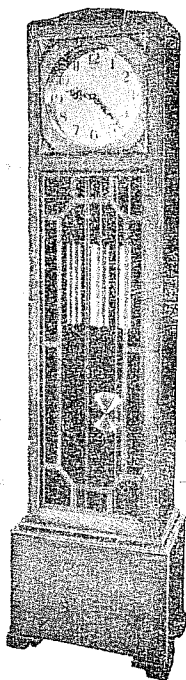
Style obudów zegarów podłogowych budowanych dawniej, a będących jeszcze w użyciu, i zegarów produkowanych obecnie — są różne.

¹⁾ Fabrykę tę otrzymaliśmy jako odszkodowanie po pierwszej wojnie światowej. Od roku 1920 wytwarzano w niej zegary podłogowe, ściennie i budziki. Produkcja roczna wynosiła do 16 000 zegarów. Przetrwiała jednak tylko do r. 1936.

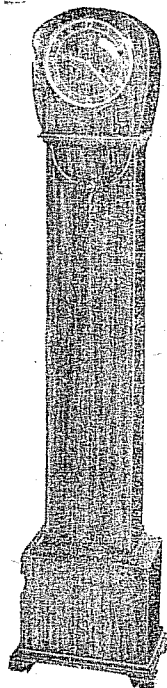
Anglicy klasyfikują zegary podłogowe w ten sposób, że zegar o takiej obudowie, jak na rys. 7, nazywają „zegar dziadka”, a taki, jak na rys. 8 — „zegar babki”. Zegary te są solidnej konstrukcji, zawsze z napędem obciążnikowym, wahadłem sekundowym i biciem westminsterskim (5-362).



Rys. 6. Zegar polski firmy „Swit”.



Rys. 7. Angielski „zegar dziadka”.



Rys. 8. Angielski „zegar babki”.

Zegary podłogowe wychodzą już z użycia — być może ze względu na szczupłość nowoczesnych mieszkań, a także i na stosunkowo wysoką ich cenę.

E. ZEGARY ŚCIENNE

Zegary ścienne mają lżejsze mechanizmy oraz mniejsze obudowy niż zegary podłogowe.

Rozróżniamy zegary ścienne *długie* i *krótkie*. Do długich zaliczamy takie zegary ścienne, których wysokość obudowy jest większa od jej szerokości. Do długich zaliczamy także i te, u których wahadła i obciążniki wychodzą poza obudowę i powiększają całkowitą długość zegara. Zegarów długich jest bardzo dużo.

Różnią się one między sobą nie tylko kształtem, ale przede wszystkim jakością wykonania i dokładnością chodu. Pod tym względem dzielimy je na:

- a. Precyzyjne („regulatory”),
- b. Popularne („szoteny”, wiedeńskie, paryskie) i
- c. Szwarcwaldzkie.

1. Zegary ścienne długie

a. Precyzyjne

Stosownie do swej nazwy muszą one być precyzyjnie wykonane, ażeby ich wskazania czasu były dokładne. Napęd takiego zegara powinien być obciążnikowy, wychwył Grahama, wahadło sekundy o kącie amplitudy około $1\frac{1}{2}^\circ$. Mechanizmy ich mają zwykle płyty pełne.

Zegary tego typu bywają nazywane „regulatorami”. Lecz pod tę nazwę podciągają niektórzy także zegary z napędem sprężynowym i wahadłem krótszym niż sekundy. Wydaje się jednak, że dokładność chodu takich zegarów nie jest tak duża, żeby według nich można było regulować inne zegary. Z tego też względu unikamy nazwy „regulator” jako nieściślej i równobrzmiącej z wspólną nazwą balansu i wahadła.

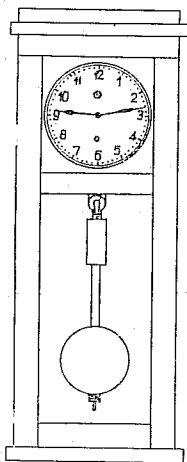
Zegar precyzyjny od zegara astronomicznego z wychwytem Grahama różni się wielkością mechanizmu i obudowy, podziałką tarczy oraz tym, że zegar precyzyjny może mieć mechanizm bicia. Opory stawiane przy każdorazowym włączaniu bicia, fale rozdrżanych gongów itp. wpływają ujemnie na izochronizm wahadła, a tym samym i na wskazania zegara. Dlatego dokładność chodu zegara precyzyjnego z biciem jest mniejsza niż dokładność zegara astronomicznego.

b. Zegary ścienne popularne

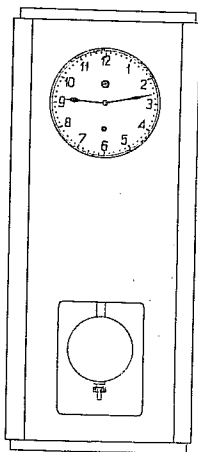
Do popularnych zegarów ściennych zaliczyć trzeba zegary średniej jakości, czasem z napędem obciążnikowym, najczęściej jednak sprężynowym. Zegary te zaopatrzone są w wychwyty hakowe, Brocota albo Grahama z dużym wzniosem (5-166) oraz w mechanizmy bicia godzin i półgodzin; płyty mają zwykle ażurowe.

Zegarów astronomicznych, podłogowych ani precyzyjnych, obecnie jeszcze w Polsce nie produkujemy. Natomiast oddział

Fabryki Wodomierzy w Toruniu produkuje kilka typów zupełnie dobrych zegarów ściennych¹⁾. Najdokładniejsze z nich widzimy na rys. 9 i 10. Mechanizm stosowany w tych zegarach pokazano na rys. 11. Jest to solidny chodzik o pełnych płytach (130×79×50), z wychwytem Grahama i z wahadłem długości 55 cm. Chodzi z dokładnością do 15 sekund na tydzień. Zegary te mają oszklone szafki dębowe o wymiarach 33×81 cm, a tarcze o średnicy 20 cm.



Rys. 9. Polski chodzik popularny.



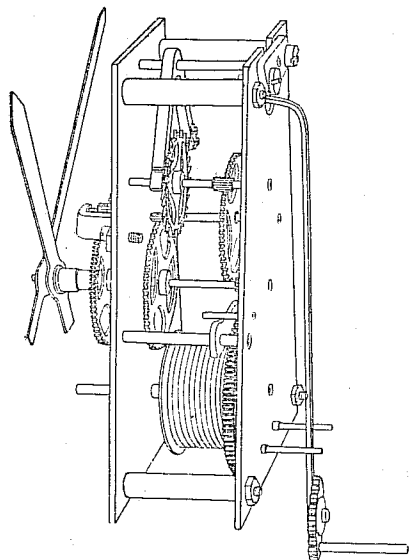
Rys. 10. Taki sam zegar w innej obudowie.

Produkuje się 3 typy takich zegarów z wychwytem Grahama oraz wiele innych typów z wychwytem hakowym. Takim wychwytem nie można osiągnąć tak dokładnych wskazań zegara, jak wychwytem Grahama. Ponieważ jednak wychwytem hakowy jest łatwiejszy do wykonania, dlatego chętnie stosuje się go do zegarów domowych, od których nie wymaga się wysokiej dokładności chodu.

W polskich fabrykach zegarów wytwarza się także ściennie zegary popularne z biciem. Na rys. 12 widzimy taki zegar, nazy-

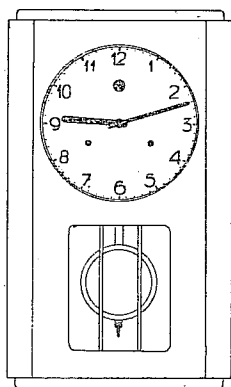
¹⁾ O polskich fabrykach zegarów zamieściliśmy wzmiankę w pierwszej części „Zegarmistrzostwa” i w I wydaniu 2 części, w 3 zaś części „Zegarmistrzostwa” na str. 263-5 napisaliśmy dosyć szczegółowo, co nasze fabryki zegarów produkują.

wany przez fabrykę meblowym. Obudowa jest z jasnego dębu, huczne listwy orzechowe. Tarcza i soczewka wahadła są oszklone.



Rys. 11. Mechanizm polskiego zegara popularnego.

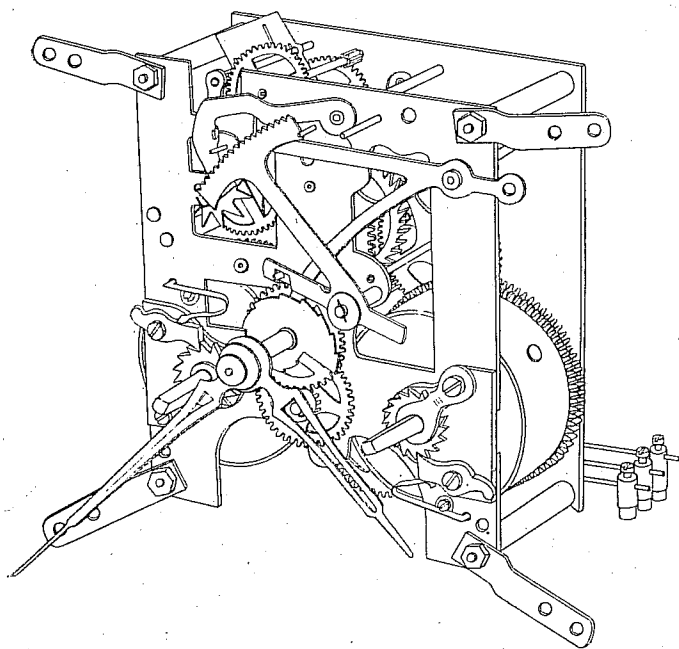
Na rys. 13 widzimy mechanizm stosowany w takich zegarach. Mechanizm ten ma napęd sprężynowy 14-dniowy, wychwyty hakowy, wymiar płyt 110×96 mm, wahadło o długości 120 lub 350 mm. Bicie ma podwójne: „bim-bam” — godzin i półgodzin w gong 3-prętowy.



Rys. 12. Polski zegar popularny bijący.

Polska fabryczna wytwórczość zegarowa datuje się — jak wiemy — od 1891 r., tj. od założenia Fabryki Budzików G. F. w Warszawie przy ulicy Okopowej 26. Różne próby rozwojowe przed

Pierwszą Wojną Światową i w okresie między wojnami (np. Fabryka Zegarów „Śrem”) nie dały, niestety, pomyślnych rezultatów i wysiłki te kończyły się zwykle niepowodzeniem. Spowodowały to kapitały obcych fabrykantów, którzy nie chcieli dopuścić do rozwoju w Polsce tej ważnej dziedziny wytwórczości, wykorzystując tę sytuację do intensywnego importu gotowych budzików i innych zegarów.

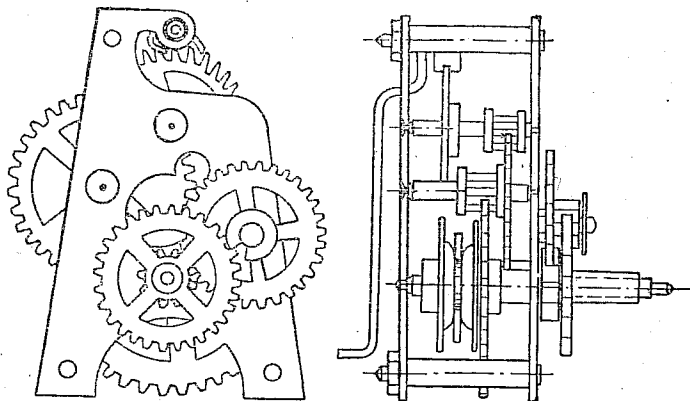


Rys. 13. Mechanizm polskiego zegara z biciem.

Inaczej w Związku Radzieckim. Tam aż do roku 1930 była tylko produkcja chałupnicza lub najwyżej składanie zegarów i zegarków z importowanych części. Po przewycięzeniu przeróżnych i olbrzymich trudności, spowodowanych tak brakiem fachowców jak maszyn i odpowiednich surowców, produkcja ruszyła naprzód i w szybkim tempie się rozwija.

Jak ostry był start radzieckiej wytwórczości zegarowej, świadczy fakt, przytoczony w książce A. M. Pinkina z r. 1952, że sama tylko Druga Moskiewska Fabryka Zegarów wyprodukowała od

r. 1930 do 1937 ponad 23 miliony zegarów popularnych ¹⁾, których mechanizm widzimy na rys. 14. Chodzik ten ma nieskomplikowany, tani mechanizm, łatwo dający się naprawiać, napęd obciążnikowo-łańcuchowy, wychwyt hakowy i krótkie wahadło.



Rys. 14. Mechanizm zegara ściennego popularnego produkowanego w Moskwie od 1930 r.

Zegary ścienne popularne produkowane w krajach zachodnich podobne są do naszych polskich. Dwa zegary angielskie pokazano na rys. 15 i 16. Są to zegary z napędem sprężynowym oraz dwutonowym mechanizmem bicia. Trzeba zaznaczyć, że takie zegary są tam rzadziej używane. Częściej natomiast spotyka się ścienne zegary krótkie.

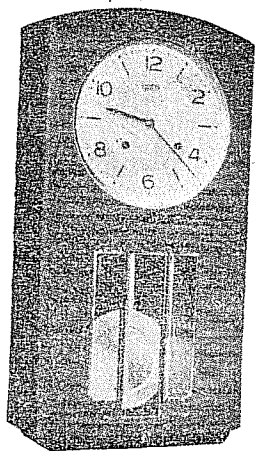
¹⁾ Na temat obecnego stanu radzieckiej wytwórczości zegarowej znajduje się krótki artykuł w szwajcarskim dwutygodniku „Die Schweizer Uhr” z 1 października 1954 r. takiej treści:

„Pierwsza radziecka fabryka zegarów powstała w r. 1929. Nie należy jednak jej porównywać z obecnymi fabrykami w Moskwie, Pencie, Leningradzie, Swierdłowsku, Erywanii (Armenia) i Czelabińsku. Dzisiaj są to duże kombinaty z najnowocześniejszymi obrabiarkami, które mogą wytwarzać najbardziej precyzyjne zegary.

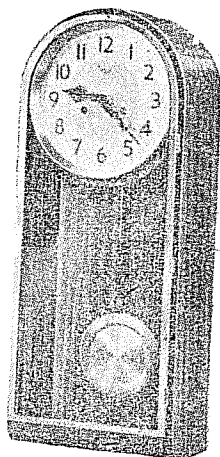
Wszystkie radzieckie zegarki kieszonkowe i nareczne mają łożyska ze sztucznych rubinów własnej produkcji, a 70% zegarków wskazuje czas z dokładnością do 1/2 minuty na dobę. Reklamacji w okresie gwarancyjnym prawie że nie ma, gdyż każdy zegarek jest w fabryce dokładnie sprawdzany.

Najpopularniejsze zegarki kieszonkowe „Pobieda” są wyrabiane w Pierwszej Moskiewskiej Fabryce Zegarków im. Kirowa. Fabryka ta wytwarza 14 różnych kalibrów zegarków kieszonkowych. Wytwarza też zegarki nareczne w różnych odmianach. Również duże zainteresowanie jest zegarkami wodoszczelnymi i z urządzeniami przeciwwstrząsowymi.

Druga Moskiewska Fabryka wytwarza zegarki kieszonkowe „Mołnia” i „Salut”. Zegarki te w stosunku do produkcji przedwojennej zostały znacznie ulepszone tak co do konstrukcji jak i wyglądu zewnętrznego.

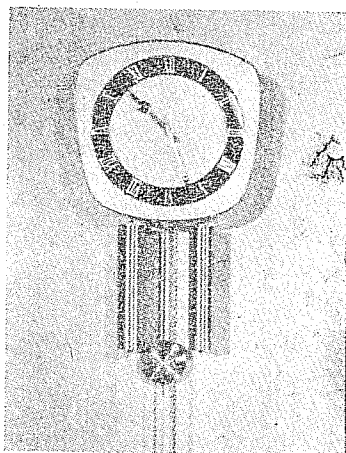


Rys. 15.

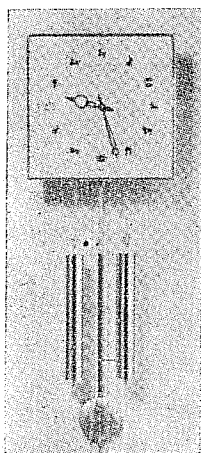


Rys. 16.

Angielskie zegary ścienna popularne.



Rys. 17.



Rys. 18.

Niemieckie zegary ścienna popularne.

Niektóre niemieckie fabryki produkują znowu zegary ścienna długie z odkrytymi obciążnikami i wahadłem. Dwa takie zegary

Fabryka w Pensie wytwarza damskie zegarki nareczne „Zwiewda” w siedmiu kalibrach i od niedawna wypuściła zegarki „Zoria”, których wymiar mechanizmu wynosi 14 x 18 mm.

Wskutek dużego zapotrzebowania wytwórczość zegarowa Związku Radzieckiego stale wzrasta. Na przykład na rok 1954 samych tylko zegarków

widzimy na rys. 17 i 18. Są one podobne do zegarów szwarcwaldzkich, ale wykonanie ich jest lepsze i wygląd zewnętrzny ładniejszy.

c. Zegary ściennie szwarcwaldzkie

Zegary szwarcwaldzkie są najłżejszym typem zegarów ściennych długich. Jak sama nazwa wskazuje, są one produkowane w Szwarcwaldzie w Niemczech. Wytwarzanie tych zegarów zapoczątkowano w r. 1640, a zatem już przeszło 300 lat temu. Tamtejsi górale w owych czasach mieli trudne warunki bytu, dlatego w zimie szukali jakiegoś uzupełniającego zajęcia i na podstawie wzoru z Szwajcarii albo może z Czech rozpoczęli „chatupnicze majsterkowania”.

Pierwotny zegar szwarcwaldzki składał się z trzech drewnianych kół, kolebniaka — jako prototypu wahadła i jednej tylko wskazówki. Wskazówka minutowa nastąpiła, jak wiemy, z końcem w. XVII (1-29), jednak w zegarach szwarcwaldzkich zastosowano ją dopiero w połowie XVIII stulecia, a zamiast wskazówki minutowej umieszczano poniżej wskazówkę kwadransową.

Dawniejsze zegary szwarcwaldzkie chodziły po jednym nakręceniu tylko 12 godzin. Dopiero gdy wprowadzono krążek i zastosowano cięższy obciążnik, uzyskano rezerwę chodu zegara wynoszącą ponad 24 godziny.

Ponieważ wszystkie części wykonywano z drewna, przeto do ich wyrobu używano tylko zwyczajnej piłki, noża i pilnika. Dopiero około r. 1740 zastosowano do zębników pręciki stalowe, tworząc tzw. ząbienie palcowe, a zamiast kolebniaka wprowadzono wahadło, które umieszczano przed tarczą. Koła mosiężne wprowadzono około r. 1787.

Mechanizm bicia dodano około r. 1730. Dzwonki stosowano tylko szklane, a dopiero później wprowadzono metalowe.

Zegary szwarcwaldzkie rozpowszechniły się szeroko, gdyż były tanie i wytrzymałe na trudne warunki pracy w ubogich pomieszczeniach miejskich i wiejskich. Zegary te początkowo miały

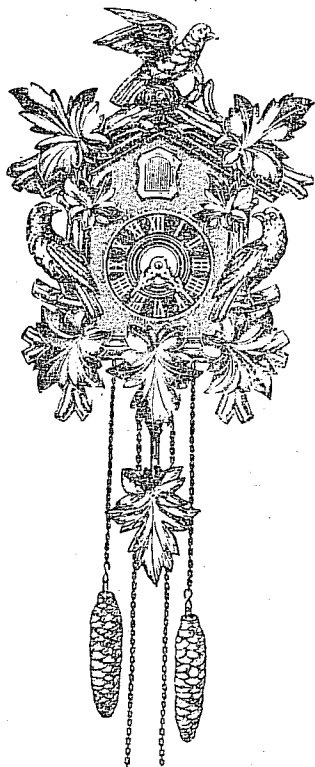
„Zoria” zaplanowano 200 000 sztuk, z czego połowa będzie w złotych kopertach. Natomiast w roku następnym ma być wyprodukowanych 750 000 tych zegarków, z czego 250 000 w złotych kopertach.

Wzrost wytwórczości nowych zegarków wodoszczelnych z centralnym sekundnikiem i świecąca tarczą cbrazuje fakt, że w r. 1954 planuje się wyprodukować 640 000 takich zegarków, a w r. 1955 — 1 270 000.

Jedna z fabryk wypuści w najbliższym czasie zegary stołowe tygodniowe. Inna — małe eleganckie budziki w obudowie częściowo metalowej, a częściowo z plastiku. W przygotowaniu są również zegary ściennie dwutygodniowe”.

W końcu „Die Schweizer Uhr” dodaje, że w r. 1953 radziecki przemysł zegarowy wyprodukował 12,4 miliona zegarów, z czego 3,87 miliona zegarków naręcznych. W r. 1954 produkcja ta ma wzrosć o 4 miliony.

drewniane płyty oraz mechanizm bicia godzin i półgodzin albo charakterystyczną kukułkę (rys. 19).



W pierwotnych zegarach szwarcwaldzkich obciążniki były z kamieni, a później dopiero wykonywano je z metalu nadając im kształt szyzkek. Gdzie w ciasnych pomieszczeniach łatwo było zawadzić o obciążnik, a zwłaszcza o wahadło, stosowano pod zegarami skrzynki ochronne, które z biegiem czasu przekształciły się w obudowy szafkowe. Do wydawania głosu służył mechanizm miechowy. Wzorowano się na organach i prawdopodobnie na kunsztownym zegarze sztrasburskim (5-387).

Rys. 19. Typowy zegar szwarcwaldzki z kukułką.

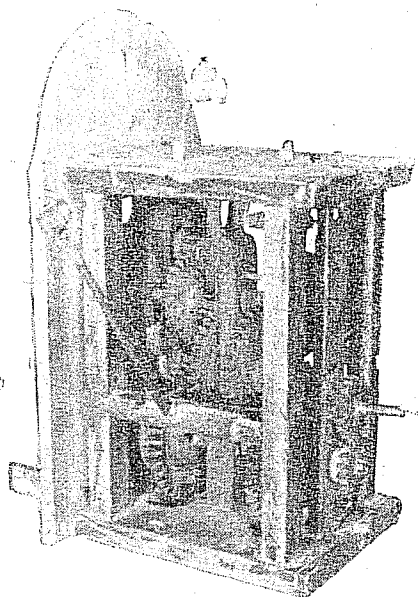
Na ogół mało się o tym wie, że i nasi górale wyrabiali zegary, w których wszystkie koła były drewniane. Mimo poszukiwań i ankiet autora, tak w muzeach, bibliotekach jak i w terenie, nie można było ustalić, kto i gdzie zapoczątkował ich produkcję. Mechanizm takiego zegara ¹⁾ przedstawiony jest na rys. 20.

Cały mechanizm tego zegara jest drewniany oprócz niektórych czopów, palców w zębniakach oraz pewnych części wychwyty

¹⁾ Mechanizm ten znajduje się w Zakopiańskim Muzeum Tatrzańskim. Dyrektor tego muzeum, p. Juliusz Zborowski, objaśnił, że zegar ten nabyto w r. 1914 na Orawie we wsi Podwilk powiatu nowotarskiego od tamtejszego sołtysa, Wilczka.

Znany etnolog krakowski, dr Roman Reinfuss, w rozmowie z autorem dnia 18. 12. 52 r. twierdził, że według jego badań nie było w Polsce chałupniczej produkcji zegarów drewnianych jak w Szwarcwaldzie, lecz tylko poszczególne „majsterkowania”.

wrzecionowego. Mechanizm chodu i mechanizm bicia napędzane są oddzielnymi obciążnikami.



Rys. 20. Mechanizm drewnianego zegara tatrzańskiego.

2. Zegary ściennie krótkie

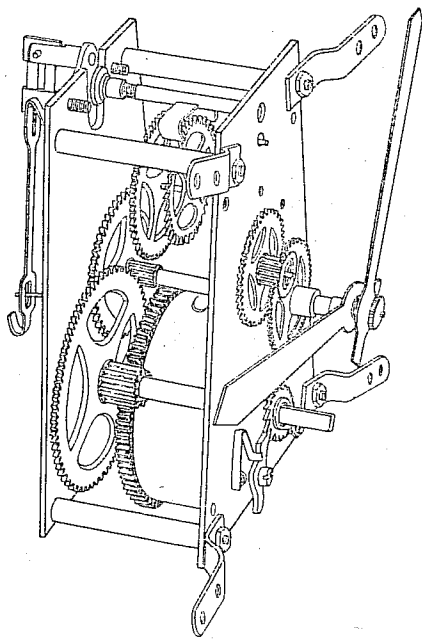
Krótkimi nazywamy takie zegary ściennie, których wysokość jest mniejsza od szerokości lub jej równa, przy czym obudowy ich mogą być okrągłe, kwadratowe, wieloboczne lub prostokątne. Zegary takie używane są najczęściej w biurach, poczekalniach i kuchniach.

Mechanizmy tych zegarów są takie same jak zegarów popularnych, tylko że zwykle bez bicia, z krótkim, niewidocznym na zewnątrz wahadłem, z wychwytem hakowym i napędem sprężynowym. Mechanizm taki polskiej produkcji widzimy na rys. 21.

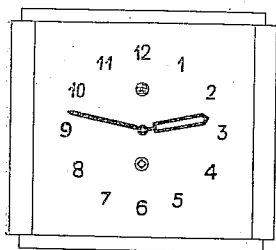
Wytwórnictwo polskie produkuje krótkie zegary ściennie w różnych obudowach, najczęściej kwadratowych i prostokątnych. Jeden z takich zegarów widzimy na rys. 22. Ma on obudowę drewnianą i drewnianą tarczę o wymiarach 32×30 . Zegar ten należy nakręcać co 12 dni.

W Anglii zegary krótkie są bardziej rozpowszechnione. Mechanizmy ich są podobne do naszych. Rezerwa ich chodu wynosi 8 do

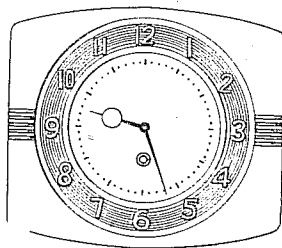
14 dni. Mają jednak wielką różnorodność obudów i to nie tylko drewnianych, ale i emaliowanych oraz z mas plastycznych. Jeden z takich zegarów przedstawiony jest na rys. 23. Należy zaznaczyć, że większość angielskich zegarów krótkich — to zegary elektryczne.



Rys. 21. Mechanizm polskiej produkcji stosowany do zegarów ściennych krótkich.



Rys. 22. Zegar ścienny krótki polskiej produkcji.



Rys. 23. Zegar ścienny krótki angielskiej produkcji.

F. ZEGARY STOŁOWE

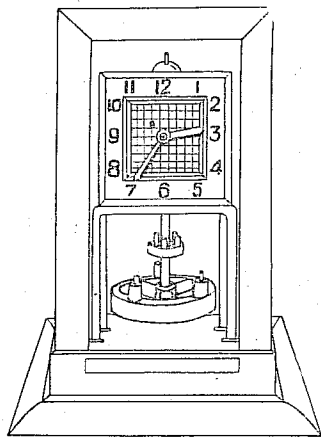
Małe zegary przenośne, stojące wprowadzicie na różnych sprzętach, ale może najczęściej na biurkach i stołach, nazywamy stołowymi. Mają one różne kształty obudów i różne rodzaje mechanizmów. Najważniejsze z nich to zegary:

1. roczne i „Atmosy”,
2. kominkowe,
3. biurkowe,
4. budziki.

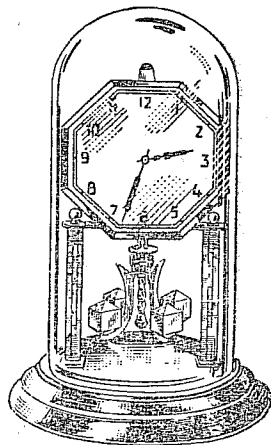
Dalej opiszemy kolejno poszczególne grupy.

1. Zegary roczne i „Atmosy“

Wśród zegarów stołowych zegary roczne wyróżniają się swą charakterystyczną szklaną obudową, najczęściej w kształcie dzwonu, oraz wiszącym balansem. Zegary te mają przeważnie wychwyt Grahama. Nakręca się je raz na rok. Szczegółowsze opisy konstrukcji takich zegarów podajemy w rozdziale o balansach wiszących.



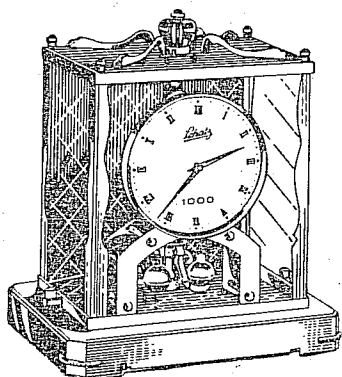
Rys. 24. Zegar roczny polskiej produkcji.



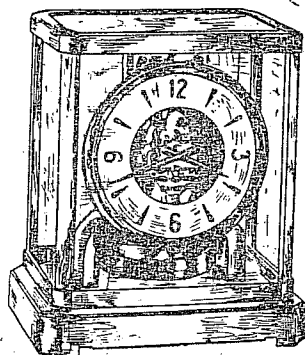
Rys. 25. Zegar roczny niemieckiej produkcji.

W okresie powojennym w Polsce wyprodukowano niewielką serię zegarów rocznych (rys. 24). Zewnętrzny ich wygląd w porównaniu z takimi zegarami produkowanymi za granicą przedstawia się mniej efektownie. Produkcję tę obecnie już wstrzymano.

Na rys. 25 przedstawiony jest niemiecki zegar roczny odznaczający się pięknym wyglądem. Niemiecka firma Schatz produkuje obecnie oprócz zegarów rocznych również zegary 1000-dniowe (rys. 26).



Rys. 26. Zegar 1000-dniowy „Schatz”.



Rys. 27. Zegar z naciąganiem temperaturowym.

Wspomniana firma Schatz znajduje się w Szwarzwaldzie. Tam właśnie rozpoczęła się produkcja zegarów rocznych w r. 1881. Ze względu na trudności konstrukcyjne i produkcyjne była kilkakrotnie wstrzymywana. Obecnie produkowane zegary roczne chodzą na ogół dokładnie. Rezerwa ich chodu wynosi 420 dni.

Szkoda, że produkcja zegarów rocznych została w Polsce wstrzymana. W Szwarzwaldzie przechodzą one swój okres odrodzenia. Sześć tamtejszych wytwórni zatrudnia około 1500 pracowników. 80% produkcji idzie na eksport, resztę zaś zbywa się na miejscu głównie turystom.

Bywają także zegary roczne z balansem łożyskowanym normalnie. Niemiecka firma Schmid-Schlenker wyprodukowała taki właśnie zegar, w którym zamiast balansu wiszącego jest zwykły balans z włosm bregetowskim. Nowy ten zegar ma precyzyjny mechanizm z łożyskami kamiennymi i szwajcarski wychwył kotwicowy. Jego rezerwa chodu wynosi 460 dni. Ma on piękną złożoną obudowę w stylu barokowym. Jest to zegar kurantowy, gdyż co godzinę wygrywa pewne melodie.

Produkowanie zegarów rocznych lub 1000-dniowych ma na celu zaoszczędzenie czasu na nakręcaniu zegara. Najlepszy rekord pod

tym względem osiągnęła szwajcarska fabryka¹⁾ Jaeger-Le Coultre. Wyprodukowała bowiem takie zegary, których wcale nie potrzeba nakręcać. Jeden z nich widzimy na rys. 27. Zegary te, zwane „Atmosami”, nakręcają się same na skutek zmian temperatury. Szczegółowe opisy konstrukcyjne „Atmosów” podajemy przy omawianiu naciągów.

2. Zegary kominkowe

Jest to już przestarzała nazwa, gdyż kominki w Polsce już dawno znikły, a nawet i w konserwatywnej Anglii — ze względu na oszczędność opału — wychodzą z użycia. Obecnie zegary te stawia się na szafach, komodach lub we framugach. Mają one zwykle piękne drewniane, metalowe, kamienne lub wykonane z mas plastycznych obudowy, dlatego służą nie tylko do wskazywania czasu, ale i do ozdoby.

Mechanizmy zegarów kominkowych są średniej jakości, zwykle z biciem. Mogą nawet być takie same, jak zegarów ściennych krótkich lub popularnych, ale zawsze z napędem sprężynowym

1) Szwajcaria stoi na czele światowej wytwórczości zegarowej. Założycielem tego przemysłu był młody kowal Daniel Jean Richard żyjący w latach 1665-1741, chociaż o produkcji zegarów w tym kraju, są już wzmianki w wieku XVI.

Pierwsza fabryka zegarów powstała w Genewie w r. 1804. W 35 lat później założył tam fabrykę nasz rodak Antoni Norbert Patek, który po upadku powstania w r. 1830/31 musiał jako jego uczestnik opuścić Polskę. Fabryka Patka zaczęła pierwsza w świecie w 1842 r. wyrabiać zegarki z naciągami sprężynowym. Istnieje ona do dziś pod firmą Patek et Philippe, a wyroby jej nadal uważane są za najlepsze.

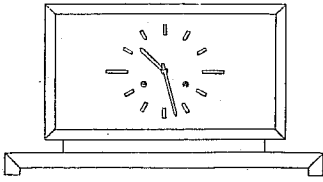
Obecnie jest w Szwajcarii już około 3 000 fabryk, zakładów i szkół zegarniczych. Znaczna część obróbki elementów zegarkowych jest wykonywana za pomocą automatów i półautomatów. Jeden pracownik obsługuje zwykle kilka takich maszyn jednocześnie.

Szwajcarski przemysł zegarowy zatrudnia obecnie około 50 000 pracowników fabrycznych oraz około 10 000 chałupników, w tym przeciętnie połowę mężczyzn i połowę kobiet. Praca jest bardzo podzielona i rozpada się na cały szereg specjalności. Ogółem zaś w przemyśle i handlu zegarowym jest tam zajętych 720 000 osób.

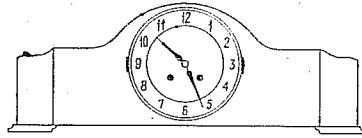
Gdy z końcem XVIII stulecia w chałupniczej wytwórczości przypadało na jednego pracownika tylko 12 zegarów rocznie, to obecnie na każdego z 50 000 pracowników zajętych w szwajcarskim przemyśle zegarowym przypada 670 zegarów lub zegarków. Ten nadzwyczajny wzrost wydajności należy przypisać planowemu podziałowi i koncentracji pracy, uprzemysłowieniu, racjonalizacji oraz wymienności poszczególnych części.

Przed wojną Szwajcaria wytwarzała 78% światowej produkcji zegarków; reszta produkcji przypadała na: Amerykę Północną (15%), Francję (5%), Niemcy (0,75%) i inne kraje (1,25%). Obecnie w produkcji zegarowej zajmują też odpowiednie miejsce kraje Demokracji Ludowych a zwłaszcza Związek Radziecki, który w najbliższym czasie zajmie trzecią albo nawet drugie miejsce w świecie (po Szwajcarii).

oraz krótkim, niewidocznym na zewnątrz wahadłem. Nakręca się je od strony tarczy.



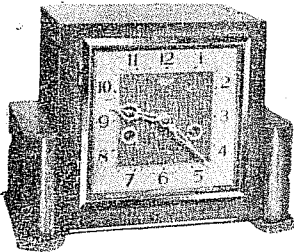
Rys. 28



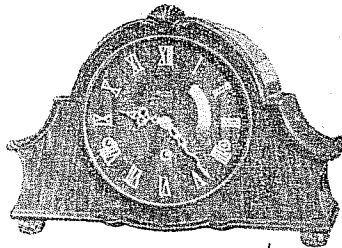
Rys. 29.

Polskie zegary kominkowe.

Wytwarzamy w Polsce kilka odmian zegarów kominkowych w drewnianych obudowach, z których dwa widzimy na rys. 28 i 29. Jedne z nich mają tarcze drewniane wykonane bezpośrednio na obudowie, inne — tarcze metalowe oszklone. W zegarach tych zastosowany jest taki sam mechanizm, jak i w zegarach ściennych; widzimy go na rys. 13. Jest to mechanizm z 14-dniowym napędem sprężynowym, wychwytem hakowym, krótkim wahadłem oraz z mechanizmem bicia godzin i półgodzin w 3-prętowy gong.



Rys. 30.



Rys. 31.

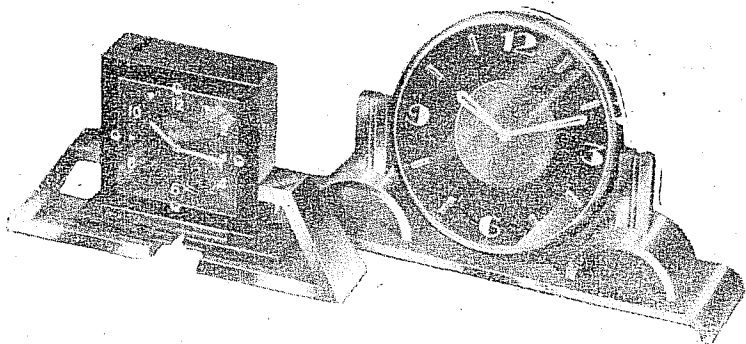
Angielskie zegary kominkowe.

Polskie zegary kominkowe o niskich a szerokich obudowach drewnianych swoim zewnętrznym wyglądem nie ustępują produktom zagranicznym. Brakuje nam jednak zegarów kominkowych wąskich, jakie produkowane są w innych krajach. Na rys. 30 i 31 widzimy dwa takie zegary w drewnianych obudowach produkcji angielskiej.

3. Zegary biurkowe

W tej grupie spotykamy się z największą różnorodnością tak pod względem jakości mechanizmów jak też i pod względem kształtów i piękności obudów. Są to chodziki balansowe o me-

chanizmach z napędem sprężynowym różnej jakości, na ogół solidnie zbudowane, niektóre na łożyskach kamiennych, ale największy wysiłek konstruktorów skupił się na oryginalnych i estetycznych rozwiązaniach obudów. Niestety, w Polsce takich zegarów jeszcze nie produkujemy. Natomiast za granicą jest dużo pięknych ich okazów. Na rys. 32 i 33 pokazane są dwa nowoczesne zegary biurkowe produkcji szwajcarskiej firmy Imhof.

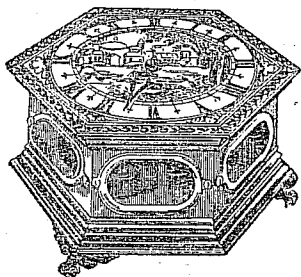


Rys. 32.

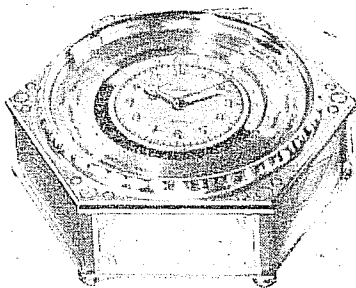
Rys. 33.

Nowoczesne zegary biurkowe.

Do najstarszych zegarów biurkowych można by zaliczyć zegary *poziome* (kafelkowe, stołowe), których produkcja datuje się od XVI w. Jeden z takich starych zegarów widzimy na rys. 34. Ma on tylko jedną wskazówkę godzinową. Obecnie one również przechodzą swój renesans, gdyż i teraz fabryka Luxor je produkuje. Rys. 35 przedstawia nam nowoczesny zegar poziomy.



Rys. 34. Dawny zegar poziomy.

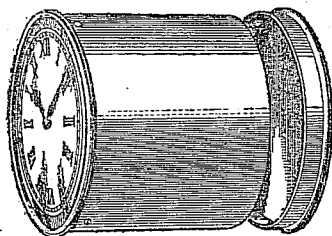


Rys. 35. Nowoczesny zegar poziomy.

Obudowa jego jest tak samo jak dawniej sześcioboczna, jednak oprócz zwykłej tarczy 12-godzinowej ma ruchomą podziałkę 24-godzinową, która w danej chwili wskazuje czas różnych miej-

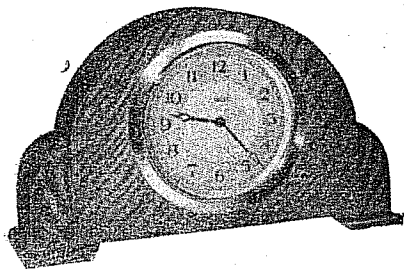
scowości świata. Nazwy tych miejscowości podane są wokół tarczy.

Ogólnie jednak zegary poziome są obecnie rzadkością. Najczęściej spotyka się zegary biurkowe średniej jakości z tzw. mechanizmami wkładkowymi.



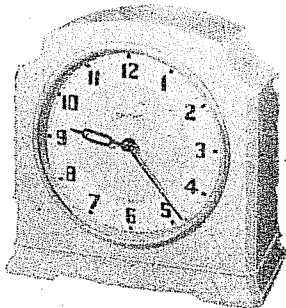
Rys. 36. Mechanizm wkładkowy stosowany do różnych obudów zegarów biurkowych.

Mechanizm wkładkowy, widoczny na rys. 36, osadzony jest w blaszanym bębnie, przytwierdzonym do tarczy i zamykanym z drugiej strony pokrywką. Jest to zwykły chodzik balansowy z napędem sprężynowym nadający się do różnych obudów zegarów biurkowych. Dwa takie zegary angielskiej produkcji widzimy na rys. 37 i 38. Pierwszy z nich w drewnianej obudowie, drugi w obudowie z prasowanej masy plastycznej. Spotyka się także mechanizmy wkładkowe w obudowach marmurowych.



Rys. 37.

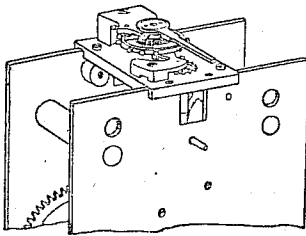
Angielskie zegary biurkowe z mechanizmami wkładkowymi.



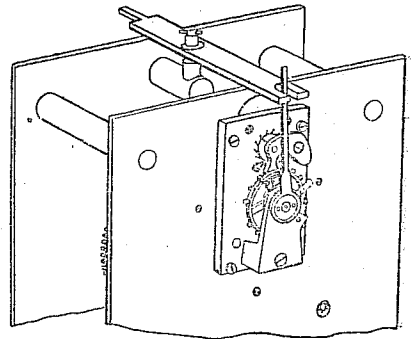
Rys. 38.

Do zegarów biurkowych stosuje się także mechanizmy przystawkowe, które nadają się również do większych zegarów stolowych i ściennych. Charakterystyczną ich cechą jest to, że ich balans i wychwyty łożyskowane są w specjalnej przystawce balansowej umocowanej na wierzchu mechanizmu (rys. 39) lub z boku mechanizmu (rys. 40). Okres największego rozwoju mechanizmów tego typu przypada na rok 1925, a produkcja ich trwa

w dalszym ciągu. Chodzą one regularniej niż budziki popularne, są bowiem solidniej skonstruowane i ułożyskowane na kamieniach.



Rys. 39. Przystawka balansowa na wierzchu mechanizmu.



Rys. 40. Przystawka balansowa z boku mechanizmu.

4. Budziki

Jednym z najwcześniejszych urządzeń stosowanych w zegarach (oprócz urządzenia do wskazywania i wybijania godzin) był dzwonek budzeniowy, dający się nastawiać na określony czas. Oczywiście, wymagało to wmontowania do zegara dodatkowego mechanizmu. Początkowo jednak (wiek XVI) nie łączono mechanizmu budzenia w jedną całość z zegarem, lecz umieszczano go w oddzielnej obudowie z boku albo z wierzchu zegara poziomego. Dopiero z biegiem czasu budzik uzyskał taką postać, jaką znamy obecnie.

Przed wojną wskutek wzajemnej konkurencji fabrykantów jakość budzików znacznie się obniżyła, dlatego stały się one tak tanie, że mniej kosztował nowy budzik niż naprawa starego. W ostatnich jednak czasach ujawnia się dążność do produkowania czegoś wartościowszego, a więc trwalszego i estetycznego. Budzik tedy przeszedł pewną ewolucję pod względem jakości i stylu.

Budzik jest zegarem trzydziestogodzinnym, wymaga więc codziennego nakręcania. Jest to nawet pewną zaletą, ponieważ przy nakręcaniu mechanizmu chodu przypominamy sobie o nakręceniu i nastawieniu mechanizmu budzeniowego.

Od budzika nie można wymagać dużej dokładności chodu, gdyż zmienny nacisk sprężyny włączającej oraz niedokładne wykonanie jego części wpływa ujemnie na równomierność chodu. Jeśli

budzik w ciągu dnia robi dwie lub trzy minuty różnicy, można mu to darować. Główne jego zadanie będzie spełnione, jeśli zadzwoni codziennie o nastawionej godzinie choćby z odchyleniem nawet kilku minut.

Wskazówka, służąca do nastawiania mechanizmu budzenia na żądany czas, może się znajdować na środku albo przy brzegu tarczy. W pierwszym przypadku wskazówka jest większa; nastawia się ją według głównej podziałki tarczy. Natomiast w drugim przypadku wskazówka jest mała; nastawia się ją według małej podziałki umieszczonej w tym celu wokoło tej wskazówki. Bywają też i takie budziki, u których wskazówka budzeniowa znajduje się z tyłu.

Zależnie od przeznaczenia, wielkości, kształtu obudów i jakości wykonania możemy rozróżnić budziki:

- a. popularne,
- b. gabinetowe,
- c. portfelowe (podrózne).

Spotykamy także mechanizmy budzenia w niektórych zegarkach kieszonkowych i naręcznych.

a. Budziki popularne

Budzik popularny jest to przenośny zegar z wolnym kotwicowym wychwytem kołkowym, który oprócz mechanizmu chodu ma nastawny wyłączalny mechanizm budzenia. Płyty takiego budzika, mierzone wzdłuż największego wymiaru, mają powyżej 70 mm.

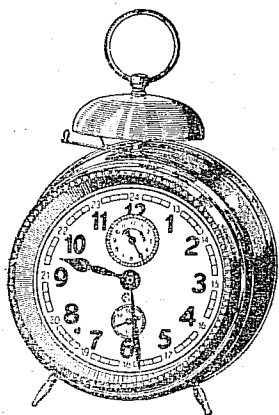
Czas chodu budzika po jednym pełnym nakręceniu sprężyny nie powinien być krótszy niż 32 godziny. Budziki popularne wyglądały przed wojną inaczej niż obecnie, gdyż miały jeden albo dwa dzwonki na wierzchu obudowy z zastawką dzwigniową, jak to widzimy u budzika „G.F.” (rys. 41).

Jeszcze przed wojną wprowadzono budziki tylnodzwonkowe, tzn. takie, u których dzwonek znajduje się z tyłu zegara i jest jednocześnie wieczkiem. Młotek dzwonka uderza w słupkę zanitowany w tym wieczku. Natomiast zastawkę dzwonka uruchamia się przyciskiem wystającym z wierzchu obudowy. Taki typ budzika (rys. 44) produkuje obecnie fabryka łódzka.

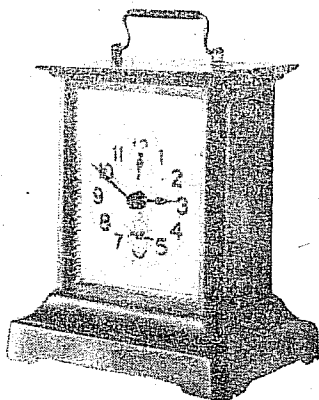
Wśród budzików tylnodzwonkowych znajdują się jeszcze budziki wolnobieżne i cichobieżne. Szczegóły o nich zamieszczamy w rozdziale o wychwytach.

W normalnych warunkach używania dobry budzik popularny będzie chodził regularnie przez 2 lata, po czym należy przepro-

wadzić okresowy przegląd oraz oczyszczenie i ponowne smarowanie. Zachowując terminy przeglądów okresowych co 2 lata i remontów co 5 lat, przewiduje się działanie budzika popularnego przeciętnie na 15 lat. W tym okresie części nie powinny zużyć się do tego stopnia, żeby naprawa budzika nie była jeszcze opłacalna w stosunku do ceny budzika nowego.



Rys. 41. Budzik popularny
„G. F.”

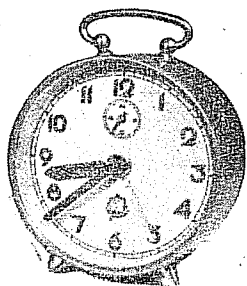


Rys. 42. Budzik muzyczkowy
„G. F.”

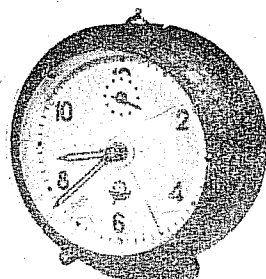
Prekursorem polskich budzików popularnych był budzik „G.F.” (rys. 41) produkowany w Warszawie od r. 1891 do 1944. Choć w tym okresie nie unowocześniał się i stale był z jednym lub dwoma dzwonekami na wierzchu, jednak zdał egzamin z solidnej konstrukcji i długiej pracy. Co prawda, przy końcu wojny jakość materiałów była już znacznie gorsza. Sam kierownik fabryki w rozmowie z autorem żalił się, że z braku materiału do wyrobu sprężyn musieli używać starej taśmówki z opakowania(!).

W r. 1947 Łódzka Fabryka Zegarów rozpoczęła produkcję próbnej serii budzików nowego typu, jaki widzimy na rys. 43. Ponieważ w praktyce okazała się potrzeba pewnych ulepszeń, dlatego wypuszczono drugą serię budzików przedstawionych na rys. 44. Budzik tej serii jest już nieco lepszy. Ma bowiem grube płyty, obecnie już ażurowe, a więc wygodniejsze w pracy zegarmistrzowskiej; ma solidne koło napędowe; oddzielnie wmontowany napęd, co ułatwia wymianę sprężyny; duży balans o znacznym momencie bezwładności; ulepszoną zastawkę budzenia; ośmiozębny zębnik wychwytowy; no i dokładnie osadzone klucze i pokrętka. Wszystkie te zalety podnoszą jakość budzika, tym więcej

że dokładność jego chodu jest zadowalająca, a czas chodu po jednym nakręceniu wynosi ponad 40 godzin.



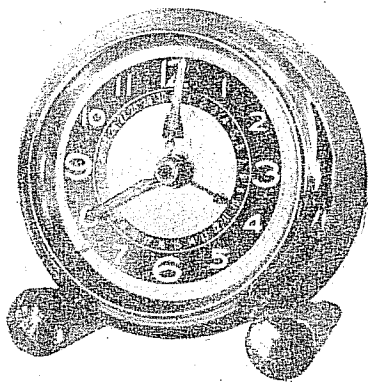
Rys. 43. Budzik łódzki „B 80” z pierwszej serii z r. 1947.



Rys. 44. Budzik łódzki „B 52” z drugiej serii z r. 1952.

Nowy polski budzik popularny będący dopiero w opracowaniu wyróżni się jeszcze bardziej dodatnio pod każdym względem od dotychczasowych. Będzie również tańszy. W opracowaniu jest także budzik gabinetowy.

Budziki „Łuk” wytwarzano w Warszawie w r. 1948 i 1949. Wyprodukowano ich kilka tysięcy. Miały one obudowę okrągłą blaszaną. Ten sam mechanizm osadzano także w drewnianej obudowie.



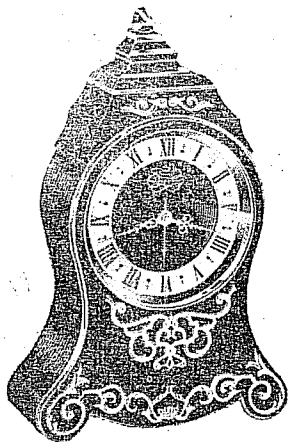
Rys. 45. Budzik „Arc” wyprodukowany w Warszawie w r. 1951.

Produkowano również następny model budzika pod nazwą „Arc” (rys. 45), który w pierwszej serii miał centralny sekundnik a w następnej wskazówkę kalendarza. Budzik ten odznacza się eleganckim wyglądem i dobrym chodem. Ma jednak pewną usterkę konstrukcyjną utrudniającą umocowywanie mechanizmu w obudowie.

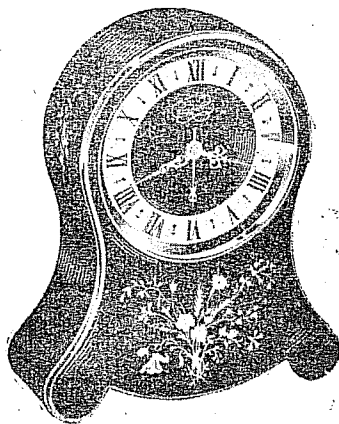
Trzeci interesujący nas mechanizm opracowany w tej wytwórni — to szpitalny zegar sygnałowy produkowany dotychczas z pewnymi modyfikacjami konstrukcyjnymi.

b. Budziki gabinetowe

Następną grupą budzików są tzw. *budziki gabinetowe*, wyróżniające się przede wszystkim różnorodnością kształtów i jakością obudów, z których kilka przykładów widzimy poniżej.



Rys. 46.
Szwajcarskie budziki grające firmy Jaeger-Le Coultre.



Rys. 47.

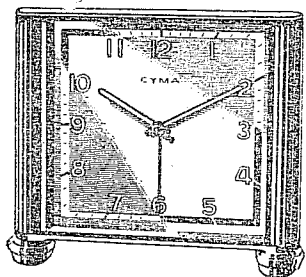
Produkcji budzików gabinetowych przewodzi oczywiście Szwajcaria, gdyż budziki tam wytwarzane wyróżniają się pięknnością obudów oraz solidnym wykonaniem mechanizmów. Na rys. 46 i 47 widzimy takie dwa budziki.

Mechanizmy zwykłych budzików gabinetowych są takie same, jak budzików popularnych, ale najczęściej mniejsze. Mają one tak samo sprężynę napędową bez bębna i stożkowe ułożyskowanie balansu. Są jednak i lepsze mechanizmy budzików gabinetowych ze sprężyną w bębnie, z częściowym ułożyskowaniem na kamieniach i z wychwytem szwajcarskim. Na rys. 48 widzimy taki budzik „Cyma” na kamieniach.

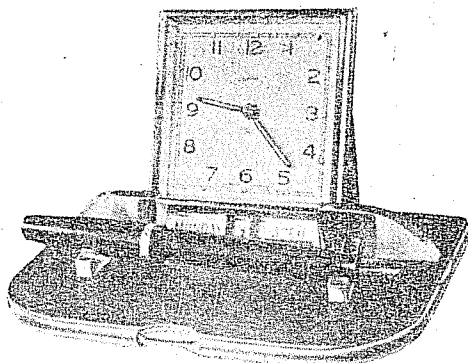
Angielskie budziki gabinetowe mają oryginalne obudowy. Jeden z takich budzików widzimy na rys. 49. Podstawa tego budzika jest jednocześnie podstawką na pióro.

Niektóre wytwórnie przechodzą w ostatnich czasach na produkcję mechanizmów budzenia o sygnałach budzących zrazu delikatnie, a dopiero po minucie rozpoczynających energiczne dzwo-

nienie. Szczegóły techniczne tych mechanizmów opisane są w rozdziale o mechanizmach budzeniowych.



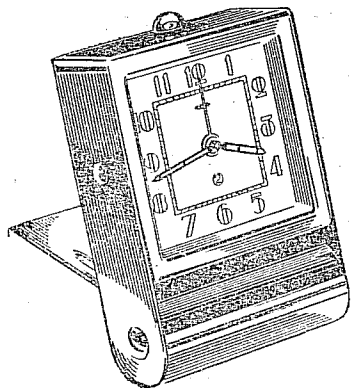
Rys. 48. Budzik gabinetowy „Cyma” na kamieniach.



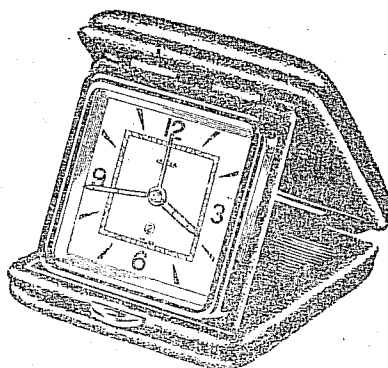
Rys. 49. Budzik z kalendarzem i podstawką.

c. Budziki portfelowe (podróżne)

Swoisty typ budzików stanowią budziki tzw. *portfelowe* albo *podróżne*. Mechanizmy ich są podobne do mechanizmów małych budzików gabinetowych, są jednak cieńsze, a łożyska mają prawie zawsze kamienne. Tarcze i wskazówki tych budzików są przeważnie świecące.



Rys. 50.



Rys. 51.

Budziki portfelowe (podróżne) produkcji Jaeger-Le Coultre.

Są one w użyciu zamiast dawniejszych zegarów powozowych. Niektóre z nich mają jeszcze inne urządzenia, jak barometry, termometry itp. Na rys. 50 i 51 widzimy dwa budziki portfelowe produkcji szwajcarskiej.

G. ZEGARY POJAZDOWE

Dawniejsze zegary pojazdowe były to przeważnie chronometry oraz zegary poziome, wkładane zwykle do drewnianych skrzynek obitych skórą.

Drugim rodzajem dawnych zegarów pojazdowych były zegary większe niż kieszonkowe, w obudowach kulistego kształtu, zamkniętych dodatkowo w kilku kulistych futerałach.

Obecnie przez nazwę zegary pojazdowe rozumie się przede wszystkim zegary zainstalowane w pojazdach, np. samolotach, samochodach, motocyklach, tramwajach itp.

Do tejże grupy zalicza się także *chronometry* używane na okrętach do celów nawigacyjnych.

1. Chronometry

a. „Potrzeba matką wynalazku“

Geograficzne określenie miejsca na morzu posunęło naprzód w sposób szczególny sztukę zegarmistrzowską przez postawienie jej zadania określenia długości geograficznej.

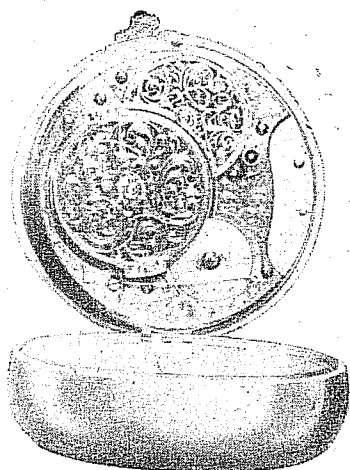
Szerokość geograficzną można dość łatwo ustalić przez obserwację wysokości Gwiazdy Polarnej i wysokości Słońca w południe. Lecz długości geograficznej nie można było przez dłuższy czas określić z wystarczającą dokładnością.

Ponieważ jeden obrót ziemi, stanowiący 360° odbywa się w ciągu 24 godzin, przeto mamy prosty stosunek: 360° długości w czasie 24 godzin. Jeżeli więc znana jest różnica czasu dwu miejscowości, to tym samym wiadoma jest ich różnica długości geograficznej.

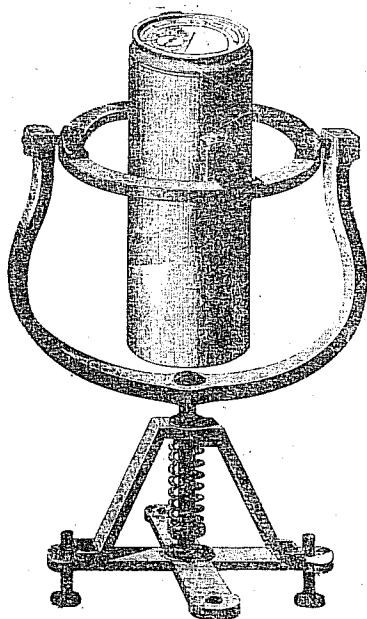
Dlatego jest rzeczą zrozumiałą, że już wnet po **K o l u m b i e** zaczęto stosować nowy sposób określania długości geograficznej. Na pokład okrętu zabierano zegar, który na dłuższą metę wskazywał dokładny czas miejsca odjazdu, aby z nim porównywać astronomicznie określony czas miejscowy poszczególnych punktów, w których znajdował się okręt. Na tej podstawie można było obliczyć długość geograficzną.

Lecz zegary dostępne w XVI i następnych wiekach nie były wystarczająco dokładne, by takie obliczenie długości geograficznej można było traktować poważnie. Zegarów wahadłowych, które mogłyby już wtedy wskazywać dokładniejszy czas, nie można było, rzecz jasna, stosować na okrętach. Przypuszczalnie z tego

powodu — niezależnie od nagrody Francuskiej Akademii Nauk — parlament angielski 4 lipca 1714 r. ustanowił wysoką nagrodę (20 000 funtów szterlingów), którą miał otrzymać ten, kto w podróży z Anglii do Indii Zachodnich zdoła oznaczyć długość geograficzną z dokładnością do pół stopnia.



Rys. 52. Cztery chronometr Harrisona z r. 1759, „zdobywca” nagrody 20 000 funtów szterlingów.



Rys. 53. Zawieszenie kardanowe jednego z pierwszych chronometrów okrętowych (wykonanego przez F. Berthouda z r. 1769).

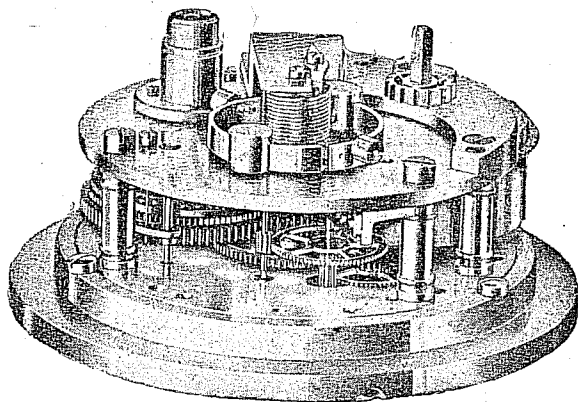
Napłynęło wiele projektów, ale nagrodę zdobył J. H a r r i s o n. Pierwszy chronometr zbudował on w r. 1735, drugi w r. 1739, trzeci w r. 1741, którego różnica chodu wynosiła 3—4 sekund tygodniowo, czwarty w r. 1759 w postaci dużego zegarka kieszonkowego.

Pomimo tak doskonałych wyników chodu chronometru Harrisona, konstrukcja ta nie była szerzej stosowana. Podstawową konstrukcją dzisiejszych chronometrów jest konstrukcja P. L e R o y a z r. 1748. Konstrukcje chronometrów F. B e r t h o u d a (rys. 53) jak również jego bratanka

L. Berthouda, następnie J. Arnolda, T. Earnshawa i zegarmistrza duńskiego U. Jürgensena są właściwie udoskonaleniem konstrukcji P. Le Roya.

b. Klasyfikacja chronometrów

Ze względu na wielkość i zastosowanie rozróżniamy obecnie trzy rodzaje chronometrów: okrętowe, stołowe i noszone (kieszonkowe i naręczne) z wychwytem chronometrowym oraz chronometry pokładowe, używane głównie w lotnictwie, z wychwytem kotwicowym.



Rys. 54. Mechanizm współczesnego chronometru okrętowego.

Produkuje się chronometry kilku wielkości. Według wielkości widocznej średnicy tarczy rozróżnia się chronometry okrętowe o średnicy tarczy:

ponad 105 mm — duże, od 80 ÷ 105 mm — normalnego formatu (tzw. stołowe) i poniżej 80 mm — małego formatu.

Chronometry noszone mają wymiar od 45 ÷ 55 mm. Mechanizm chronometru okrętowego pokazuje rys. 54.

W chronometrach okrętowych (rys. 55) mechanizmy mają zawieszenia kardanowe. Wkłada się je do drewnianych skrzynek z miękkimi podkładkami, żeby zabezpieczyć dokładny mechanizm od wstrząsów i nagłych zmian temperatury.

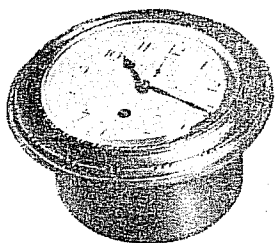
Za istotne cechy chronometru okrętowego niektórzy uważają śrubowy włos przy balansie (zamiast spiralnego), bęben wyrównawczy przy napędzie sprężynowym i wskaźnik rezerwy chodu. Urządzenie wyrównujące moment napędowy sprężyny rzeczywiście dopomaga do osiągnięcia dokładnego chodu chronometru. Natomiast włos śrubowy nie jest konieczny, gdyż włos płaski

może dać niegorsze wyniki aniżeli śrubowy. Jediną charakterystyczną i istotną cechą chronometru okrętowego jest wolny wychwył chronometry.

Przed wprowadzeniem radiowych sygnałów czasu okręty miały po 4 lub 6 chronometrów, ustawionych na jednym stole. Dzisiaj ilość ta ogranicza się do dwóch, a mniejsze jednostki zaopatrzone są tylko w jeden chronometr okrętowy.

Chronometry stołowe (rys. 56) o kształcie cylindrycznym mają zastosowanie na lądzie. Są one zamknięte w futerałach z miękką podkładką.

Rys. 55. Współczesny chronometr okrętowy.



Rys. 56. Chronometr stołowy poziomy.



Chronometry noszone mogą być kieszonkowe, w obudowach podobnych do zegarków kieszonkowych, lub naręczne. Najczęściej są one w futerałach. Kieszonkowe i naręczne chronometry są dosyć dokładne, lecz tylko w poziomej pozycji i przy należywym zabezpieczeniu od wstrząsów. Natomiast podczas noszenia ich w kieszeni lub na ręce mniejsza jest z nich korzyść niż z kieszonkowego lub naręcznego zegarka wyższego gatunku z wolnym wychwytem kotwicowym.

Buduje się chronometry wskazujące czas gwiazdowy albo średni słoneczny; odpowiednio do tego nazywamy je chronometrami gwiazdowymi albo średnimi słonecznymi.

Według wielkości skoku sekundnika rozróżnia się chronometry przeważnie półsekundowe (skok wskazówki co każde 0,5 sek.), czterdziestne (skok wskazówki co każde 0,4 sek. Tego rodzaju są przeważnie chronometry kieszonkowe), trzynastouderzeniowe (skok co $\frac{6}{13}$ sek., co odpowiada 13 uderzeniom w sześciu sekundach. Takie są chronometry średnie pierwszego i drugiego typu). Obok tych często spotykanych typów są dziewięciouderzeniowe (9 uderzeń na cztery sekundy) itp. Niektóre z nich były używane do codziennych potrzeb astronomów przy chronometrach dokładnych dla szybkiego i łatwego porównania wskazań kilku chronometrów.

Admiralicje wymagają, żeby wychwyty chronometru robił dwa ruchy na sekundę. Skoro bowiem raz spojrzy się na chronometr, w dalszym ciągu wprawne ucho samo wystarczy do dokładnego mierzenia wpływającego czasu; oczy mogą być zajęte innymi obserwacjami. Z tego względu chronometr okrętowy zaopatrzone jest w wychwyty chronometry, który właśnie uderza dwa razy na sekundę, podczas gdy zwykły wychwyty kotwiczny robi pięć ruchów na sekundę.

c. Definicja chronometru

Od r. 1937 zaczęła się zacierać różnica w nazwie między chronometrami a dokładnymi zegarkami. Już wtedy sformułowano taką definicję: „Chronometrem nazywamy zegar okrętowy (najwyższej dokładności) o średnicy tarczy około 100 mm, bez względu na to, czy ma tzw. wychwyty chronometry, czy też kotwiczny. Oprócz wielkości zegara zasadniczą rzeczą są tu dwa ruchy wychwyty na sekundę. Chronometr taki używany jest na morzu, na lądzie (pomiar geodezyjne) i w powietrzu. Dokładność jego musi być zaświadczona przez urzędową instytucję. Inne zegary nie powinny w przyszłości nosić nazwy chronometru”.

Szwajcarski przemysł zegarowy za chronometr uważa obecnie zegar wyregulowany w różnych położeniach i temperaturach, mający urzędowe świadectwo sprawdzenia. Warunkiem otrzymania świadectwa jest nieprzekroczenie uchybień określonych przepisami, a więc warunkiem zaliczenia zegara do rzędu chronometrów jest nie jego wielkość, kształt, rodzaj wychwyty, liczba wskazówek itp., lecz wyłącznie dokładność wskazań.

Widocznie więc pod wpływem tych sugestii Międzynarodowa Komisja Koordynacji Prac Obserwatoriów Chronometrycznych w Spiez ustaliła 8. VI. 1952 r. następującą definicję:

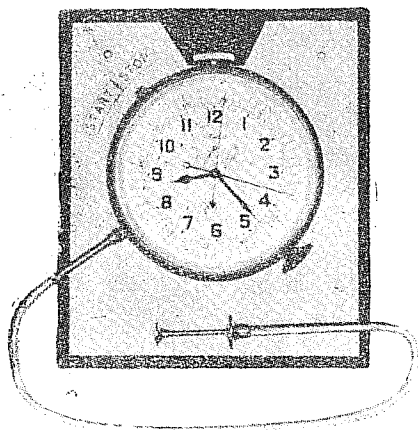
„Chronometr jest to precyzyjny zegar przenośny wyregulowany w różnych po-

zycjach i różnych temperaturach, który otrzymał urzędowe świadectwo sprawdzenia w uprawnionych do tego instytucjach."

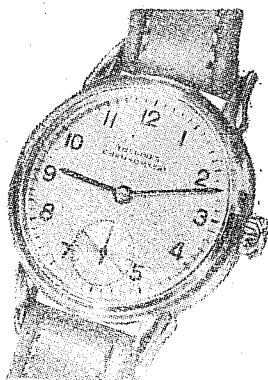
Na międzynarodowym kongresie chronometrycznym w Paryżu (1-5. X. 1954) R. Baillaud informuje w swym referacie o pracach międzynarodowego komitetu koordynacji sposobów sprawdzeń chronometrów. Referent między innymi zaznacza, że w Szwajcarii i Francji chronometrem jest zegarek noszony wysokiej precyzji z zaświadczeniem dokładności chodu. Natomiast Anglicy chronometrem nazywają tylko chronometry okrętowe. R. Baillaud dalej nadmienia, że na razie trudno jest uzgodnić tak definicję jak i metody kontroli chronometrów.

d. Nowoczesny chronometr

Dawniej tylko chronometry okrętowe z zawieszeniem kardanowym oraz chronometry stołowe były w stanie spełnić warunki stawiane im przez obserwatoria. Oprócz zastosowania wynalezionego balansu niklostalowo-mosiężnego Guillaume'a, formy zasadnicze chronometru w istocie swej nie uległy zmianie.



Rys. 57. Chronometr pokładowy z podwójnym sekundnikiem.



Rys. 58. Chronometr naczynny dla lotników.

Ze względu na ich wymiary, ciężar i wysokie ceny — wymienione chronometry stosuje się tylko tam, gdzie zachodzi tego oczy-

wista konieczność. Gdzie indziej zaś używa się chronometru pokładowego z podwójnym sekundnikiem, zaopatrzonego w urządzenie do nastawiania za pomocą obracalnej ramki (rys. 57). Jest on tańszy od chronometru okrętowego, a obsługa jego stosunkowo prosta. Złożona i kosztowna konstrukcja, która czyni chronometr okrętowy dokładnym miernikiem czasu, jest tu zastąpiona przez urządzenie pozwalające na poprawę codziennych odchyłeń bez zakłócania regulacji. Obliczenia mające na celu określenie stopnia szerokości i długości geograficznej zostały tu uproszczone, ponieważ uwzględnianie odchyłeń chronometru nie jest rzeczą konieczną.

Także i w lotnictwie potrzebny jest dokładny pomiar czasu. Praktyka wykazała, że chronometr naręczny (rys. 58) o średnicy mechanizmu np. 33 mm czyni zadość wymaganiom żeglugi powietrznej.

2. Inne zegary pojazdowe

a. Samolotowe

Zegar samolotowy musi mieć mechanizm dobrej jakości, gdyż narażony jest on na ustawiczne wstrząsy i drgania pochodzące od silników, a oprócz tego w czasie startu, lądowania i akrobacji powietrznej balans jego ulega częstym, chociaż krótkotrwałym, hamowaniom.

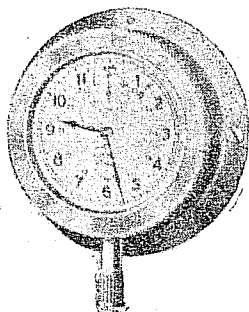
Temperatura w samolotach waha się od $+40^{\circ}$ do -40° . W takich okolicznościach nawet najlepsze smary zmieniają swoją gęstość, co wpływa ujemnie na dokładność chodu zegara.

b. Zegary samochodowe

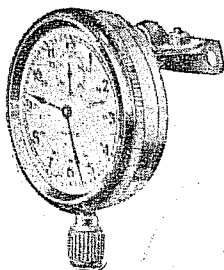
Zegary te umocowywane są na desce rozdzielczej w różnoraki sposób: przykręcane z wierzchu (rys. 59), przymocowywane na przegubie (rys. 60 — celem najbardziej widocznego ustawienia tarczy zegara do kierowcy) i wbudowywane (rys. 61).

Zegary samochodowe dwu pierwszych rodzajów są nakręcane i nastawiane główką, wystającą u dołu obudowy. Natomiast zegary wbudowane nakręca się i nastawia od tyłu, czyli spoza deski rozdzielczej. Zaletą ich jest, że nie wystają z deski rozdzielczej, lecz tarcza ich równa się prawie z jej powierzchnią.

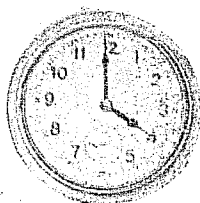
Stosowane są również zegary samochodowe przykręcane nie na desce rozdzielczej, lecz w miejscu najdogodniejszym dla kierowcy. Zegar taki widzimy na rys. 62.



Rys. 59. Zegar samochodowy przykręcany

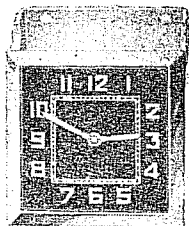


Rys. 60. Zegar przy-mocowywany na przegubie.

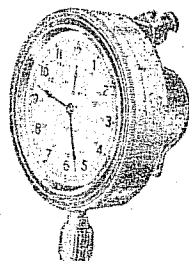


Rys. 61. Zegar wbu-dowywany.

Z zegarów samochodowych najbardziej rozpowszechnione są obecnie w Polsce znakomite radzieckie zegary produkowane przez fabrykę w Czystopolu, a stosowane w samochodach „Pobieda” oraz „Warszawa”. Ponieważ zegary te mają naciąg elektromagnetyczny, dlatego zostaną bliżej opisane przy zegarach elektrycznych.



Rys. 62. Zegar samochodowy przykręcany.



Rys. 63. Zegar motocyklowy.

Zegary motocyklowe umocowywane są na kierownicy. Zegar taki wraz z jarzemkiem do przykręcania przedstawia rys. 63.

We wszystkich tych zegarach łożyska są kamienne. Czas ich chodu po jednym nakręceniu wynosi jeden lub 8 dni. Wskazówki i cyfry lub znaki godzinowe na tarczy w nocy świecą. Obecnie stosuje się w samochodach przeważnie zegary z samoczynnym naciągiem elektrycznym.

H. ZEGARKI

1. Trochę historii

Początek zegarków sięga XV wieku. W ostatnich dziesiątkach lat ustaliła się wersja, że wynalazcą zegarka kieszonkowego jest P. H e n l e i n (1479—1542) z Norymbergi. On to w r. 1510, czyli w rok po uzyskaniu dyplomu mistrza ślusarskiego, wykonał zegarek kieszonkowy, o którym C o c h l ä u s daje historyczną wiadomość. Zegarek ten na pewno nie miał kształtu „jajka norymberskiego”, które pojawiły się dopiero w 1550 r., ale był raczej kształtu bębna (wałca).

Niesłusznie przypisują niektórzy Henleinowi wynalezienie sprężyny napędowej. Była ona zastosowana już w zegarze stołowym Filipa Dobrego księcia burgundzkiego w r. 1435. Dziełem Henleina mogło być jedynie wykonanie takiej sprężyny w małym rozmiarze.

Zasługę wynalezienia zegarka kieszonkowego przypisują sobie nie tylko Niemcy i kilka ich miast, ale również Anglicy, Francuzi i Włosi. Ci ostatni w roku 1951 rozeszali do redakcji zegarmistrzowskich na całym świecie oraz do uczonych, publicystów i konstruktorów siedmiopunktowy zarzut opracowany przez autora włoskiego podręcznika zegarmistrzowskiego, prof. E. M o r p u r g o, że P. Henlein jest tylko „niemieckim mitem i iluzją”. Naturalnie, Niemcy przeszli do kontrofensywy, jednakże nie zdążyli zbić wszystkich zarzutów. W końcowej fazie dyskusji Morpurgo stwierdził, że posiadane przez niego dokumenty udowadniają, że na 23 lata przed Henleinem zegarek kieszonkowy wykonał Włoch, M. M a n f r e d i.

2. Jakość zegarków

Jakość zegarka zależy od różnych warunków:

1. Przede wszystkim od racjonalnej konstrukcji całego mechanizmu, tak ze względu na działanie jak i na łatwość naprawy; od ilości mostków i półmostków; od wielkości bębna i w związku z tym rezerwy chodu; od precyzji balansu i jego poszczególnych części; od rodzaju naciągu a nawet od konstrukcji zapadek:

2. Od ilości ulepszeń, takich jak ułożyskowanie sprężyste, wodoszczelność koperty, ilość i jakość kamieni łożyskowych, paletowych i przerzutowych itp.

3. Od jakości użytych surowców na kopertę, tarczę i mechanizm; od jakości sprężyny napędowej i włośa.

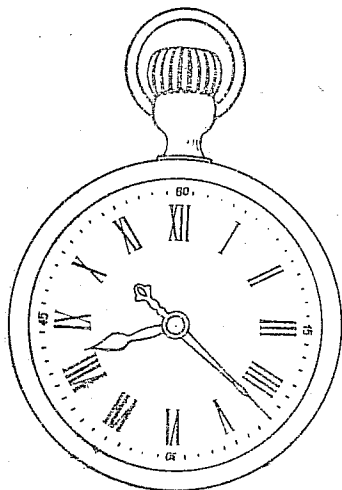
4. Od dokładności obróbki produkcyjnej tak części mechanizmu jak i koperty; od dokładności opolerowania łożysk i czopów.

5. Od staranności i dokładności montażu, odpowiednich luzów oraz od umocowania i uszczelnienia mechanizmu.

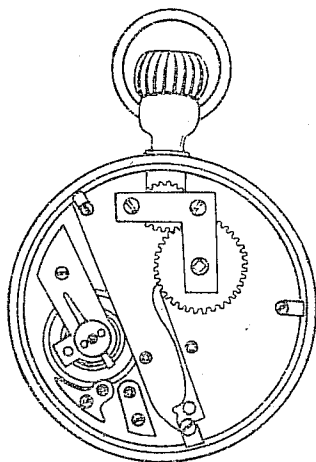
Pod względem jakości można by podzielić zegarki na popularne, szablonowe i markowe.

a. Zegarki popularne

Zegarki pierwszej grupy, czyli popularne, są najtańsze, ale i najmniej dokładne. Wśród nich rozróżniamy zegarki cylindrowe i roskopfowe oraz tzw. tanie.



Rys. 64. Pierwszy zegarek roskopfowy.



Rys. 65. Mechanizm pierwszego „Roskopfa”.

Zegarki cylindrowe, tj. z wychwytem cylindrowym, już prawie zanikają. Jednakże są jeszcze produkowane w małej ilości. Były one popularne, zanim zdobyły rynek zegarki z szwajcarskim wychwytem kotwicowym. Zegarki cylindrowe mniej nadają się do noszenia na ręce, gdyż balans wychwytu cylindrowego ma małą amplitudę wahania i bardziej jest wrażliwy na hamujące wstrząsy, jakim ulega zegarek naręczny. Zegarki te mają zwykle naciąg chybotkowy. Są one znacznie tańsze od normalnych zegar-

kow kotwicowych. Na ogół zegarmistrze niechętnie je przyjmują do naprawy, gdyż są one zwykle już prawie zużyte i trudne do regulacji.

Znacznie lepszą opinią cieszą się zegarki *roskopfowe*. Zegarki tego typu nie od razu doznały życzliwego przyjęcia. Gdy jednak w r. 1867 ukazał się pierwszy tani zegarek *roskopfowy* (rys. 64 i 65), chociaż miał wiele niedociągnięć, popyt na niego wzrósł do tego stopnia, że Roskopf wkrótce nie mógł już podołać zamówieniom.

Roskopf chciał uczynić zegarek przedmiotem użytkowym dla szerokich mas, dlatego pominął luksusowe wykończenie, które nie miało nic wspólnego z dokładnością chodu zegarka, z jego niezawodnością i czasem używalności.

Tak więc Roskopf zrezygnował ze wszystkiego, co było nieistotne. Może nawet przesadzał (według naszych obecnych pojęć), jeśli wskazówki swojego pierwszego zegarka nastawiał bezpośrednio palcem. Zastosował on wychwył kołkowy oraz naciąg główkowy, który wówczas nie mógł się jeszcze ogólnie przyjąć. Natomiast zrezygnował z połączenia części mosiężnych i polerowania części stalowych.

Nie stosował kamieni łożyskowych (z wyjątkiem kamieni w łożyskach balansu), ale wskutek opuszczenia koła i osi minutowej uzyskał miejsce na duży bęben sprężyny, dzięki czemu duża sprężyna mogła pokonać większe tarcie przekładni chodu i wychwytu kołkowego pozbawionych kamieni.

W przeciwieństwie do lekkiego balansu czopy osi balansu są tak grube, że nawet podczas znacznych wstrząsów się nie łamią, mimo że nie ma tu ułożyskowania sprężystego.

Wszystkie prawie części zegarka były tak skonstruowane, że mogły być produkowane wykrojnikami, a więc bez obróbki skrawaniem.

Pierwszy zegarek *roskopfowy* składał się z 75 części, co należy określić jako najniższą granicę ilości części dobrego zegarka.

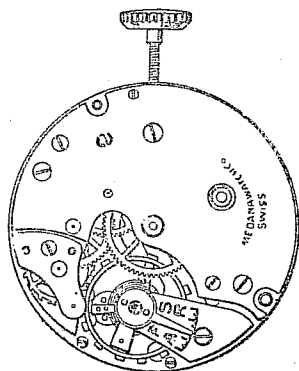
I dziś, jak przed 100 laty, zegarek *roskopfowy* ma w dalszym ciągu szerokie koła odbiorców.

Charakterystycznymi cechami zegarków *roskopfowych* są:

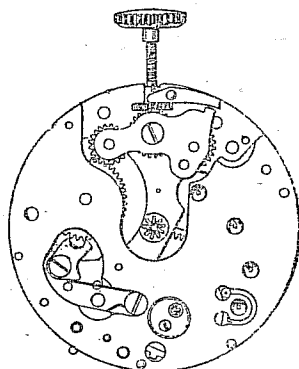
- średnica bębna sprężyny większa od promienia płyty,
- przekładnia wskazań napędzana przez bęben sprężyny,
- wychwył kołkowy bez słupków ograniczających lub ścian bocznych do ograniczania ruchu widełek.
- kąt spoczynku regulowany wkrętem.

Aby zegarek można było nazwać *roskopfowym*, musi on mieć wszystkie cztery wymienione tu cechy, a nie tylko jedną albo

dwie lub trzy z nich. Są bowiem zegarki (np. „Medana”, rys. 66 i 67), które mają normalny napęd ze zwykłą przekładnią chodu i przekładnią wskazań, a jedynie tylko ich wychwyty jest kołkowy.



Rys. 66. Mechanizm zegarka z wychwytem kołkowym.



Rys. 67. Odwrotna strona tego mechanizmu.

Do zegarków popularnych można by też zaliczyć tzw. *zegarki tanie*, produkowane głównie w Niemczech i Japonii. Charakterystyczne są tym, że płyty mają z blachy i całe są bardzo prymitywne. Mają najmniejszą ilość części składowych, wychwyty kołkowy, a ich osie balansu zaopatrzone są w czopy stożkowe, podobnie jak u budzików. Łożysk kamiennych nie mają.

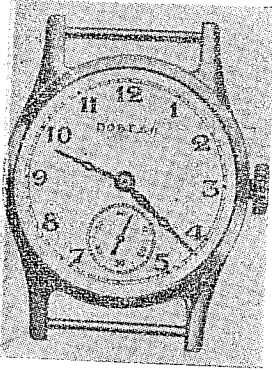
Nieco lepsze wśród zegarków tanich są zegarki mające płyty również z blachy, ale wychwyty kotwicowy z paletami stalowymi lub nawet kamiennymi. Takie zegarki, np. „Thiel”, mają także kilka kamieni łożyskowych w przekładni chodu.

b. Zegarki szablonowe

Zegarki średniej jakości, z wychwytem szwajcarskim, z łożyskami kamiennymi, często nawet dobrze skonstruowane i wykonane, ale nie oznaczone ogólnie znanym znakiem firmowym, czyli marką, nazywamy *zegarkami szablonowymi* (2-120, 116). Mechanizmy tych zegarków wytwarzane są przez zjednoczone fabryki pod firmą Ebauches (stąd potoczna nazwa tych zegarków: eboseze), a anonimowe firmy wyposażają je w wychwyty, sprężynę, tarczę i kopertę, nadając tym zegarkom różne nazwy. Są to zwykle zegarki nowoczesne, efektowne, zaopatrzone świecącymi tarczami, sprężystym ułożyskowaniem balansów i osadzone w kopertach wodoszczelnych.

c. Zegarki markowe

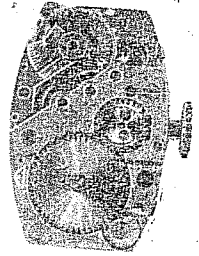
Zegarki noszące tę nazwę, wytwarzane w całości przez znane fabryki, są przeważnie najlepszej jakości oraz na tarczy i na mechanizmie mają ogólnie znany znak firmowy. Do produkujących zegarki markowe (2-120) należą przede wszystkim fabryki szwajcarskie, jak np.: Patek et Philippe, Vacheron et Constantin, Jaeger-Le Coultre, Ulysse Nardin, IWC, Zenith, Longines Omega, H. Moser, Marvin, Tissot, Cyma itd.



Rys. 68. Zegarek nareczny „Pobieda”.



Rys. 69. Zegarek nareczny „Zwiazda”.



Rys. 70. Mechanizm zegarka narecznego „Zwiazda”.

Przy okazji trzeba podkreślić, że są również zegarki markowe produkcji radzieckiej, np.: „Pobieda”, „Salut”, „Zwiazda”, „Zoria” i inne.

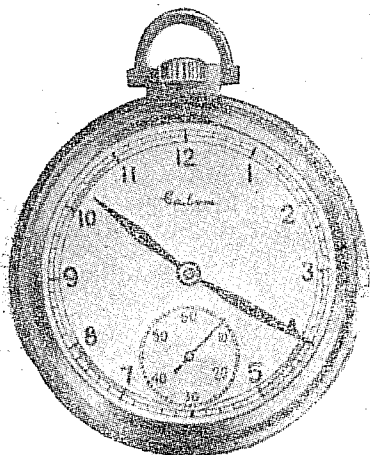
3. Rodzaje zegarków

a. Zegarki kieszonkowe

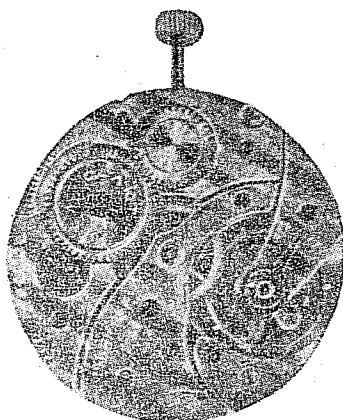
Jeśli dawniej zegarki kieszonkowe straciły na popularności i produkuje się ich teraz tylko 10% tej ilości, co zegarków narecznych, to w ostatnim latach zauważa się za granicą znaczne zainteresowanie sportowymi zegarkami kieszonkowymi, tak damskimi jak i męskimi. Nosi się je na łańcuszku przy pasku w specjalnej kieszonce.

Również w Anglii uczniowie szkół średnich i wyższych coraz częściej nabywają zegarki kieszonkowe, które są mniej narażone

na wstrząsy i uszkodzenia, chodzą dokładniej, a są znacznie tańsze. W Anglii bowiem zegarek naręczny jest 2,5 raza droższy niż kieszonkowy.



Rys. 71. Zegarek kieszonkowy „Salut”.



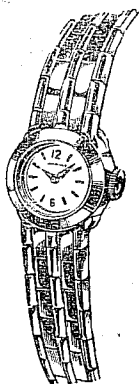
Rys. 72. Mechanizm zegarków kieszonkowych „Salut”.

b. Zegarki naręczne

Nawet fachowcy nie są zgodni co do tego, kto pierwszy wynalazł zegarek naręczny. Mówią jednak, że tę rewelacyjną nowość zapoczątkował 70-letni Anglik, J. W i l s d o r f. Stało się to w r. 1905, gdy ukazał się on z kieszonkowym zegarkiem oprawionym w skórzany pasek i założonym na rękę. Był on kierownikiem fabryki Rolex w Genewie, a szwajcarski przemysł zegarowy zawdzięcza mu kilka ulepszeń. Zegarek naręczny jego produkcji w 1910 r. uzyskał oficjalne świadectwo regularności chodu.

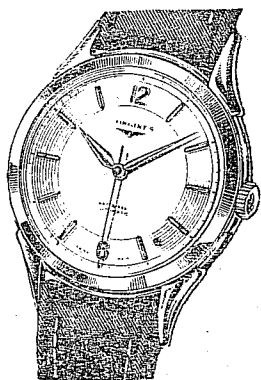
Gdy po pierwszej Wojnie Światowej pojawiły się w większej ilości zegarki naręczne, wielu zegarmistrzów, nawet poważnych, było zdania, że chodzi tu tylko o modę, która, jak wiele innych, wcześniej czy później zaniknie. Jakże bowiem można było się spodziewać dokładnego funkcjonowania od mechanizmu tak małych rozmiarów, nadto podlegającego ustawicznym wstrząsom? A jednak, mimo przepowiedni sceptyków, zegarek naręczny zdobył sobie zaufanie całego świata.

Małe zegarki wyrabiano już w wieku XVIII, lecz były to raczej cacka niż zegarki, chodziły bowiem źle i często się zatrzymywały. Zresztą, nawet dzisiaj trudniej jest zbudować i wyregulować mały zegarek i mimo wysiłków nie osiąga on tego samego stopnia dokładności wskazań, co zegarek duży. Powody tego są oczywiste. Dokładny chód zegarka zależy ostatecznie od dokładnego ruchu balansu. Jeśli przeto wahanie balansu jest regularne, to i zegarek chodzi dobrze. Lecz ruch balansu zależy od mnóstwa czynników, których nie możemy kontrolować. Jeśli jednak mimo to zegarki chodzą ze znaczną dokładnością, dzieje się to dzięki temu, że działania różnych czynników zakłócających znoszą się do pewnego stopnia, tak że ogólny ich skutek jest niewielki. Zegarki naręczne zadziwiają nas regularnością chodu, która aczkolwiek jest mniejsza niż zegarków kieszonkowych, przecież zupełnie wystarcza w życiu praktycznym.



Rys. 73.

Damski i męski zegarek naręczny firmy Longines.

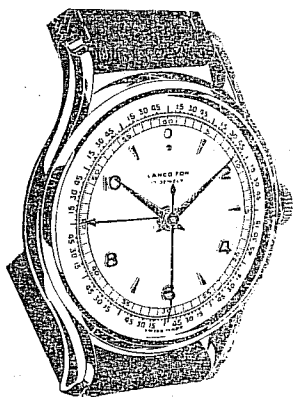


Rys. 74.

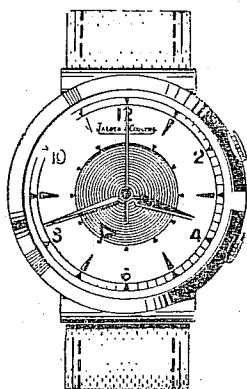
Przed kilku laty rozpoczęto produkcję budzików naręcznych. Służą one nie tylko do rannego budzenia, ale przypominają różne terminy w ciągu dnia. Szczegółowe opisy znajdują się w rozdziale o mechanizmach budzeniowych. Widok zewnętrzny zegarka naręcznego z mechanizmem budzenia przedstawia rys. 75. Wskazówka ze strzałką służy do nastawiania na czas budzenia z dokładnością do 5 min.

U budzików naręcznych „Jaeger-Le Coultre” wewnętrzna część tarczy jest ruchoma. Na niej umieszczony jest trójkątny wskaźnik. Dwie główki służą do nakręcania chodu i budzenia (rys. 76).

Spółród zegarków narecznych coraz większe zainteresowanie wzbudza zegarek z *naciągiem samoczynnym*, czyli tzw. *automat*.

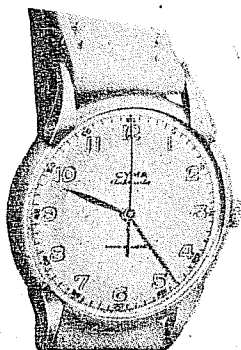


Rys. 75. Budzik nareczny „Lanco-Fon”.

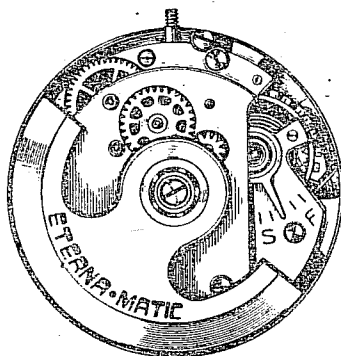


Rys. 76. Budzik nareczny „Jaeger-Le Coultre”.

Historię i opis techniczny zegarków narecznych nakręcających się automatycznie zamieszczamy w rozdziale o naciągach. Tutaj podajemy na rys. 77 widok zewnętrzny automatu „Cyma”, a na rys. 78 widok mechanizmu automatu „Eterna-Matic”. W mecha-



Rys. 77. Widok zewnętrzny automatu „Cyma”.



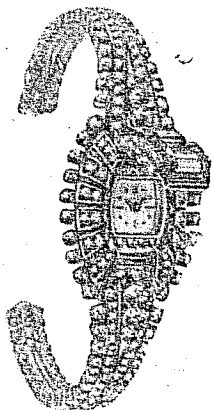
Rys. 78. Mechanizm automatu „Eterna-Matic”.

nizmie tym wahnik, tj. ruchomy mimośrodowy ciężarek, ułożony jest na pięciu kulkach.

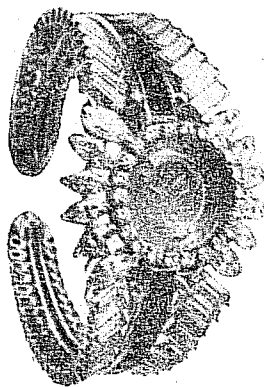
Jak trudnym i skomplikowanym zagadnieniem jest produkcja automatów, świadczy notatka zamieszczona w niemieckim dwutygodniku „Neue Uhrmacher-Zeitung“ z 15. 6. 1954. „Do niedawna rynek amerykański zaopatrywany był wyłącznie w naręczne zegarki automatyczne pochodzenia obcego. Od wielu jednak lat amerykańskie fabryki zegarków usiłowały wyprodukować automat, lecz usiłowania te były płonne ze względu na nieprzewyżnione trudności techniczne. Dopiero ostatnio firma „Bulova Watch Company“ wykonała pierwszy zegarek automatyczny krajowej produkcji“.

c. Zegarki pierścienkowe i zdobnicze

Oprócz użytkowych zegarków kieszonkowych i naręcznych, które służą do określania czasu, produkuje się od dziesiątków lat zegarki mające przede wszystkim cel zdobniczy. Są to więc zegarki bransoletowe (rys. 79 i 80), które mimo że noszone są na ręce, służą jednak raczej do ozdoby. Ich małe mechanizmy wbudowane są w bransoletkę, która zastępuje kopertę zegarka.



Rys. 79.

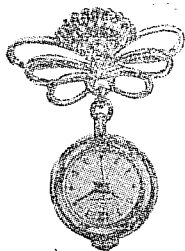


Rys. 80.

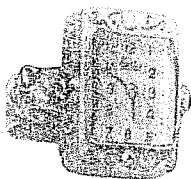
Zegarki bransoletkowe.

Do tej samej grupy należą także zegarki *butonierkowe*, w których między tarczą a właściwą obudową znajduje się sztyka wkładana do dziurki w klapie marynarki. Są również małe zegareczki z krótkim łańcuszkiem zakończonym guzikiem zakładnym również do dziurki w klapie.

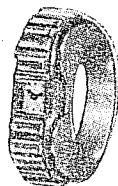
Wybitnie zdobniczy charakter ma damski zegarek przymocowany do agrafki lub szpilki i przypinany do płaszcza lub kostiumu (rys. 81).



Rys. 81. Zegarek broszkowy „Eterna”.



Rys. 82. Zegarek pierścionkowy w obudowie ręcznej roboty.



Rys. 83. Zegarek pierścionkowy „Jaeger-Le Coultre”.

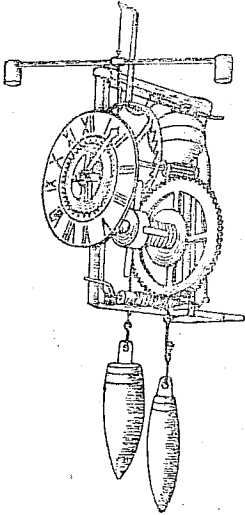
Należy też wspomnieć o zegarkach pierścionkowych, które znane były już w XVI w. Jeden z nowszych zegarków pierścionkowych w obudowie ręcznej roboty widzimy na rys. 82. Znacznie mniejszy zegarek pierścionkowy, firmy Jaeger-Le Coultre, pokazany jest na rys. 83. Wytwórca twierdzi, że jest to najmniejszy zegarek na świecie. Ma on kształt prostokąta, którego krótszy bok wynosi 4,2 mm. Sam mechanizm waży około 1 grama. Dwumetalowy balans tego zegarka, przecięty i zaopatrzony wkrętami, ma średnicę 3,8 mm. Najtrudniejszą częścią do wykonania był włos. Wykonano go z taśmy stalowej — długiej 13 mm, szerokiej 0,1 mm, a grubej 0,01 mm. Zegarek ten był w produkcji seryjnej i znajdował się w sprzedaży.

Do zegarków zdobniczych zaliczają się również zegarki naszyjne używane przez niewiasty przed pół wiekiem i dawniej. Moda ta ma rzekomo powracać. Można jednak wątpić, czy się przyjmie wobec mniejszej praktyczności takich zegarków.

II. SZKIELETY

A. WIADOMOŚCI OGÓLNE I HISTORYCZNE

Szkielet zegara służy za podstawę do ułożyskowania poszczególnych osi przekładni oraz do umocowania wszystkich innych ruchomych i nieruchomych części mechanizmu. Składa się on zasadniczo z płyt, połączonych zwykle filarkami, z mostków i półmostków.



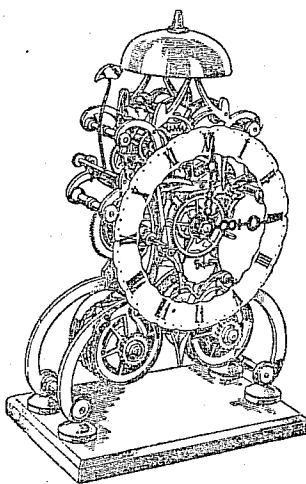
Rys. 84. Zegar strażniczy z r. 1350 o charakterystycznym szkielecie ramowym (wys. 40 cm).

W początkowej fazie swego rozwoju szkielety zegarów przedstawiały się zupełnie inaczej niż obecnie. Jeden z pierwotnych szkieletów widzimy na rys. 84. Jest to zegar strażniczy, wykonany ze stali pochodzący z XIV wieku. Wskazywał on strażnikowi czas, w którym miał ręcznie wydzwaniać właściwe godziny.

Zegar taki był zaopatrzony w jeden dzwonek. Co prawda, nie miał on mechanizmu bicia, lecz jedno uderzenie na godzinę było wykonywane w prymitywny sposób przez kołek, osadzony w wieńcu koła napędowego, poruszający co godzinę trzonek młotka. Mechanizm chodu zegara strażniczego miał tylko dwa koła: napędowe i wychwytowe. Do skojarzenia tak prostego mechanizmu nie były konieczne płyty i filarki, jak to jest obecnie. Wystarczyła zamiast szkieletu zwykła rama wykuta ze stali lub zrobiona nawet z drewna.

Podobnie były wykonywane szkielety nie tylko zegarów strażniczych, ale i nieco późniejszych zegarów ściennych. Gdy z biegiem czasu doszły jeszcze mechanizmy bicia i budzenia, a w związku z tym potrzeba było wmontować więcej przekładni zębatych, wówczas budowano szkielety już bardziej podobne do obecnych.

Z końcem XV w. zapoczątkowano stosowanie kwadransowych mechanizmów bicia, a wówczas do szkieletu musiała być wmontowana nie tylko trzecia, ale i czwarta płyta. W szkielecie takim mechanizmy ustawiane były jeden za drugim. Później zaczęto ustawiać mechanizmy bicia po bokach, obok mechanizmu chodu.



Rys. 85. Ażurowy szkielet zegara

W XVII i XVIII wieku były modne zegary z ażurowymi tarczami i szkieletami. Wzór takiego zegara wydzwanającego godziny widzimy na rys. 85. Obudowa była też prawie cała ze szkła, dzięki czemu obserwowanie działania mechanizmu było bardzo ułatwione.

Szkielety zegarów szwarcwaldzkich wykonywane były wyłącznie z drewna, a jedynie tulejki łożyskowe, czopy i zęby zębników pałcowych były ze stali. Później używano drewna tylko na szkielety i na osie kół.

Z początkiem XIX w. wchodzi w użycie metalowe płyty pełne, a w kilkadziesiąt lat później za przykładem Ameryki zaczęto stosować płyty ażurowe.

Widzimy więc, że w zegarach najpierw budowano szkielety ramowe, bardzo proste, potem dawano płyty dzielone, następnie zastosowano płyty pełne, które w lepszych zegarach do dziś się utrzymują, a wreszcie wprowadzono płyty ażurowe.

A jak było w zegarkach?

Za czasów P. H e n l e i n a (1479-1542), który prawdopodobnie pierwszy wykonał zegarek kieszonkowy, istniały już poziome (stołowe) i podróżne zegary sprężynowe (w kształcie bębna), lecz on budował je w tak małych rozmiarach, że można je było nosić w kieszeni. Ponieważ jednak zegary poziome i podróżne miały już pełne płyty, przeto i pierwsze, i następne zegarki kieszonkowe otrzymały też płyty pełne. Dopiero około r. 1700 zaczęto je dzielić, a przynajmniej w płycie tylnej (górnej), chociaż wykonanej z jednego kawałka metalu, wycinano obszerne okienka, przez które można było obserwować działanie mechanizmu. Czasem obie płyty były ażurowe, a tarcza składała się tylko z wąskiego pierścienia; nadto zegarek był z przodu i z tyłu oszklony.

Pod koniec XIX w. puszczono w obieg większą ilość seryjnie wyprodukowanych zegarków, w których oprócz ażurowych płyt i mostków stosowano także inne części ażurowe.

B. PODZIAŁ I OPIS SZKIELETÓW

Szkielety zegarów i zegarków odznaczają się wielką różnorodnością tak pod względem konstrukcji jako też kształtów, ilości płyt itd. Trudno więc mówić o jakimś ścisłym podziale.

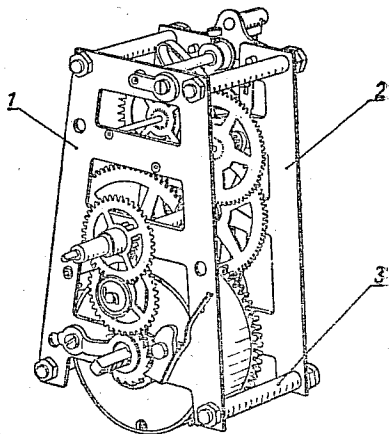
Ze względu na konstrukcję można by rozróżnić dwa zasadnicze typy:

1. szkielety płytowe,
2. szkielety mostkowe.

Zanim przejdziemy do omawiania kształtów, opiszemy szczegółowo konstrukcyjne tych dwóch typów szkieleatów.

1. Szkielety płytowe

Na rys. 86 widzimy mechanizm zegara ze *szkieletem płytowym* (filarkowym). Szkielety takie zbudowane są w ten sposób, że dwie płyty, mianowicie *płyta przednia*¹⁾ (główna, tarczowa, dolna) 1 i *płyta tylna* (górną) 2, zwykle równej wielkości i grubości, połączone są czterema lub co najmniej trzema *filarkami* 3; stąd też nazywane są czasem „filarkowymi”. Takie szkielety najczęściej bywają stosowane w zegarach.



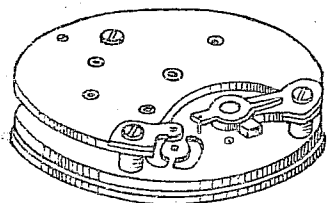
Rys. 86. Mechanizm zegara ze szkieletem płytowym (filarkowym).

Zestawiając zalety i wady szkieletu płytowego widzimy, że pod pewnymi względami przewyższa on wartość techniczną szkieletu mostkowego ustępując mu jednak pod innymi. I tak, szkielet płytowy składa się z elementów o bardzo prostej budowie: płaskich płyt i wytoczonych z okrągłego pręta filarków. Wykonanie tych części jest równie proste w przemysłowej produkcji wielkoseryjnej jak i przy metodach i środkach rzemieślniczych stosowanych przy wytwarzaniu jednostkowym przez zegarmistrza. Skomplikowany kształt mostków i półmostków oraz płyty przedniej w szkieletach mostkowych nasuwa bez porównania większe trudności wykonawcze.

Sztywność jest ważną cechą konstrukcyjną szkieletu zegara, który zwłaszcza w większych zegarach ściennych i kominkowych przenosi nieraz znaczne siły, pochodzące od działania napiętej sprężyny napędowej lub zwieszających się obciążników. Niewątpliwie, konstrukcja mostkowa jest sztywniejsza niż płytowa.

¹⁾ We wszystkich zegarach i zegarkach płytę od strony tarczy nazywamy przednią, a płytę od tylnej strony nazywamy tylną.

Jednakże, przy zastosowaniu właściwych proporcji, w budowie szkieletu płytowego można również uzyskać sztywność wystarczającą do poprawnej pracy mechanizmu. Taki należycie skonstruowany szkielet płytowy będzie górował nad mostkowym swoją lekkością, co prowadzi do znacznych nieraz oszczędności materiału.



Rys. 87. Szkielet płytowy zegarka bez kamieni.

Poza dokładnym utrzymaniem obliczonych odległości pomiędzy otworami łożyskowymi ważne dla działania mechanizmu zegara jest, żeby błędy wykonawcze nie powodowały skośnego ustawiania się współpracujących ze sobą elementów: kół względem zębników, palet kotwicy względem koła wychwytego itp. Wady tej unikniemy, jeżeli otwory w obydwu płytach będą wykonane jednocześnie (w złożonych ze sobą płytach) — co stosujemy w produkcji jednostkowej — lub też niejednocześnie, ale przy użyciu tego samego przyrządu pomocniczego (wiertniczego, tłoczniaka-dziurkacza), jak to zwykle bywa w produkcji średnioseryjnej. Oczywiście, metoda ta jest celowa i możliwa do zastosowania tylko przy płytach z płaskich blach, a więc w szkieletach płytowych.

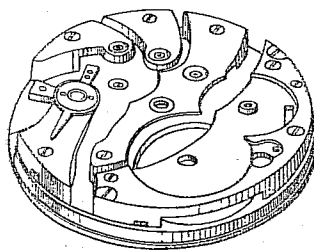
Ceniona, zwłaszcza przez zegarmistrzów, dostępność do poszczególnych elementów mechanizmu oraz możliwość rozmontowania tylko jego części, bez potrzeby odsłonięcia od razu wszystkich elementów wewnętrznych, daje z kolei wyższość szkieletowi mostkowemu.

Pośrednim dowodem możliwości osiągnięcia znakomych rezultatów przy zastosowaniu szkieletu płytowego mogą być znane ze swej wysokiej jakości starsze modele kieszonkowych zegarków niemieckiej wytwórni w Glashütte, powszechnie uważane za jedne z najlepszych na świecie.

Obecnie jednak większość fabryk stosuje szkielety płytowe tylko do zegarków tańszych, niezbyt doskonałych, nieraz bez łożysk kamiennych, z wychwytem kołkowym. Szkielet takiego zegarka widzimy na rys. 87. Jest to jeszcze jeden dowód taniaści tej konstrukcji.

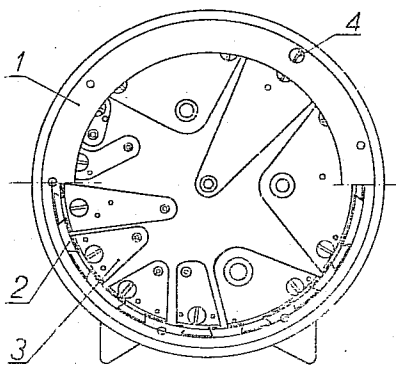
2. Szkielety mostkowe

W *szkieletach mostkowych* filarków nie ma, a płyta tylna podzielona jest na kilka części. Taką część, która wspiera się na płycie w dwóch miejscach, nazywamy *mostkiem* (rys. 120); natomiast część z oparciem tylko w jednym końcu, nazywamy *półmostkiem* (rys. 121). Mostków używa się przeważnie do ułożyskowania bębnow, kół minutowych, kół pośrednich i kół sekundowych. Do ułożyskowania kół wychwytowych, kotwic i balansów używa się przeważnie półmostków. Mostki i półmostki otrzymują nazwy odpowiednich części ruchomego mechanizmu, np. mostek bębna, mostek koła minutowego, półmostek balansu itp.



Rys. 88. Szkielet mostkowy zegarka.

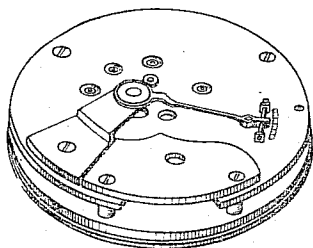
Ułatwiają one składanie i rozbiieranie mechanizmów. Szkielety mostkowe stosowane są zwykle w zegarkach (rys. 88).



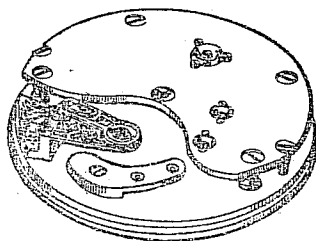
Rys. 89. Półmostkowy szkielet budzika.

Bardzo często występują także szkielety stanowiące kombinacje tych dwóch zasadniczych rodzajów. Są to np. szkielety płytowe mające także mostki i półmostki. Mogą też być szkielety most-

kowe (półpłytkowe), w których jest około połowy płyty tylnej, a resztę uzupełniają mostki i półmostki, jak to obecnie najczęściej spotyka się w zegarkach.



Rys. 90. Całopłytkowy szkielet zegarka.



Rys. 91. Trzyczwartopłytkowy szkielet zegarka.

Niedawno wynaleziono w Niemczech nową konstrukcję półmostkowego szkieletu (budzikowego), zupełnie odbiegającą od dotychczasowych zasad. Widok takiego szkieletu pokazany jest na rys. 89. Nie ma on w ogóle płyt, a dla każdej ruchomej części mechanizmu przewidziane są dwa półmostki 3 w kształcie wycinków, osadzonych na „jaskółczy ogon” (złącze trapezowe) w obręczy 2 i zabezpieczonych dwoma dociskowymi pierścieniami 1 skręconymi za pomocą wkrętów 4. Zobaczymy w przyszłości, czy tego rodzaju szkielety okażą się praktyczniejsze od dotychczasowych.

Zależnie od zajmowanej powierzchni i ilości łożysk umieszczonych w tylnej płycie rozróżniamy, zwłaszcza w zegarkach, szkielety:

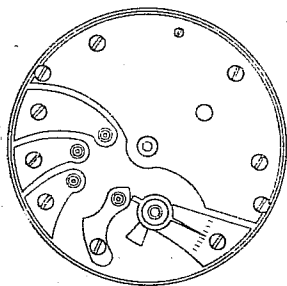
- a. całopłytkowe,
- b. trzyczwartopłytkowe,
- c. półpłytkowe.

a. W szkieletach całopłytkowych, np. „Waltham”, „Elgin”, cały mechanizm jest przykryty płytą, a balans umieszczony jest na wierzchu (rys. 90). Wszystkie więc czopy ułożyskowane są w płycie tylnej. Jest to szkielet filarkowy, dlatego rozmiary przekładni chodu mogą być nieco większe niż w szkieletach mostkowych. Dostęp do poszczególnych części jest tu niewygodny i wgląd do mechanizmu utrudniony.

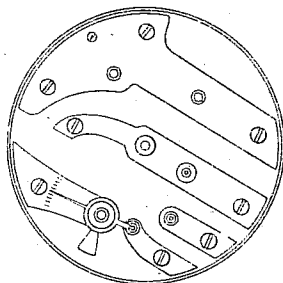
b. Trzyczwartopłytkowe, np. z fabryki w Glashütte, są to takie szkielety, w których tylko balans i kotwica mają oddzielne półmostki, pozostałe zaś czopy ułożyskowane są w części tylnej pły-

ty, zajmującej około $\frac{3}{4}$ powierzchni zegarka i umocowanej na filarkach (rys. 91). Wgląd do takiego mechanizmu jest bardziej ułatwiony, a miejsce zarezerwowane dla przekładni chodu jest może najlepiej wykorzystane.

c. *Półpłytkowe szkielety* są takie, w których przekładnia chodu ma jeden oddzielny mostek lub kilka półmostków, wychwyty ma dwa albo trzy półmostki, a naciąg i napęd, często także i oś minutowa, ułożyskowane są w pozostałej części tylnej płyty, zajmujące blisko połowę powierzchni zegarka. Płyta ta umocowana jest zwykle nie na filarkach, ale podobnie jak i inne mostki wspiera się bezpośrednio na płycie przedniej. Jest to więc szkielet mostkowy (rys. 92). Mechanizm z takim szkieletem jest już znacznie wygodniejszy przy rozbieraniu i składaniu niż opisane poprzednio.



Rys. 92. Półpłytkowy szkielet zegarka.



Rys. 93. „Szczelkowy“ szkielet zegarka.

W niektórych starych zegarkach, zwłaszcza z wychwytem cylindrowym bywają takie szkielety, w których prawie każda oś ma oddzielny mostek lub półmostek (rys. 93). Mostki te i półmostki są prawie proste i ułożone równolegle w kształcie drabinki, dlatego szkielet taki nazywany jest „szczelkowym”. Jest to oczywiście szkielet mostkowy. Przekładnia chodu musi tu mieć mniejsze wymiary, gdyż dużo miejsca zajmują stopy mostków. Zaletą takiego szkieletu jest to, że prawie każde koło można wyjąć oddzielnie, oraz to, że ułatwiony jest wgląd do mechanizmu.

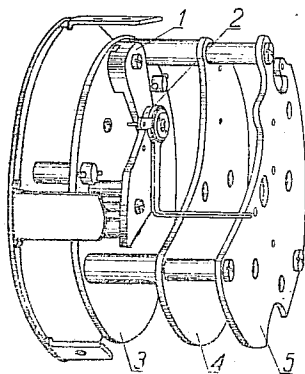
Według zarysu płyty przedniej określa się kształt szkieletu mechanizmu. Mamy więc mechanizmy okrągłe, prostokątne, kwadratowe, a wszystkie inne określamy wspólną nazwą kształtowe (fasonowe).

Mechanizm okrągły w okrągłej kopercie wyzyskuje najdokładniej miejsce stojące do dyspozycji. Mechanizm okrągły w prostokątnej kopercie wyzyskuje mniej miejsca.

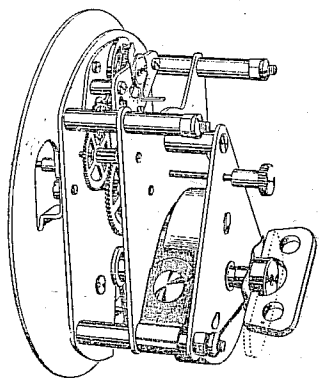
kątnej lub kształtowej kopercie nie wypełnia całkowicie miejsca. Gdyby mechanizm miał taki sam kształt jak koperta, można by było osiągnąć lepsze rezultaty, gdyż poszczególne jego części miałyby większe wymiary.

3. Szkielety wielopłytkowe

Jak sama nazwa wskazuje, *szkielet wielopłytkowy* (piętrowy) składa się z trzech lub więcej płyt, które są połączone wspólnymi filarkami. Szkielety takie spotykamy najczęściej w mechanizmach budzików podręcznych, budzików o małej średnicy tarczy a ostatnio w zegarkach naręcznych. W konstrukcjach tego rodzaju chodzi przede wszystkim o wykorzystanie miejsca wzdłuż filarek przez zastosowanie dodatkowych płyt, pomiędzy którymi można umieścić np. duże bębny sprężyn, mechanizmy budzenia itp.



Rys. 94. Szkielet wielopłytkowy budzika.



Rys. 95. Szkielet wielopłytkowy chodzika tygodniowego.

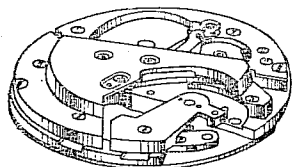
Na rys. 94 pokazano szkielet wielopłytkowy budzika. Płyta przednia 3, płyta środkowa 4 i płyta tylna 5 skrócone są razem na filarkach wkrętami¹⁾. Kotwica ma oddzielny półmostek 1, i balans — półmostek 2.

¹⁾ Przy większej ilości płyt liczymy od strony tarczy: *plyta środkowa pierwsza, środkowa druga* itd.

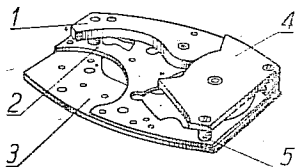
W chodzikach dwutygodniowych, a nawet i w tygodniowych, stosuje się także szkielety wielopłytkowe (rys. 95), aby uniknąć zbyt długich osi ze względu na szeroką sprężynę, co spowodowałoby zmniejszenie sztywności szkieletu. Ponadto, konstrukcja przedstawiona na rys. 95 umożliwi bardzo łatwe wymontowanie sprężyny (np. przy jej wymianie) bez potrzeby rozbierania całego mechanizmu.

Należy zaznaczyć, że prawie we wszystkich zegarach wahadłowych do ułożyskowania kotwicy używa się również mostków, w celu łatwiejszego dostępu do wychwyty.

Spotyka się także szkielety wielopłytkowe w zegarkach narecznych z centralnym sekundnikiem. Wprawdzie pogrubia się przez to cały zegarek, ale nie trzeba już stosować dodatkowej przekładni do napędzania centralnego sekundnika, gdyż zakłada się go bezpośrednio na czop osi sekundowej, przechodzącej przez oś główną. Szkielet taki widzimy na rys. 96.



Rys. 96. Szkielet wielopłytkowy lepszego zegarka narecznego.



Rys. 97. Szkielet wielopłytkowy zwykłego zegarka narecznego.

Inny rodzaj wielopłytkowego szkieletu mechanizmu zegarkowego, łączący w sobie szkielet mostkowy i płytkowy, widzimy na rys. 97. Szkielet taki składa się z trzech różnych płyt 1, 2, 3, które są razem skręcone a niekiedy i znitowane. Przekładnia chodu mieści się pod półmostkiem (nie uwidocznionym na rysunku), a bęben sprężyny pod mostkiem 4, który w jednym końcu przykręcony jest do płyty 1, a w drugim — do filarka 5.

Bywają jeszcze inne kombinacje szkieletów wielopłytkowych, które jednak w zasadzie nie wiele różnią się od opisanych.

C. CZĘŚCI SKŁADOWE SZKIELETÓW

1. Płyty

a. Grubość płyt

W zegarach domowych szkielety budowane są z mosiężnych płyt połączonych filarkami. Ponieważ płyty szkieletów we wszystkich zegarach stanowią jakby fundament, na którym buduje się cały mechanizm, dlatego trzeba na nie zwrócić szczególną uwagę.

Grubość płyt musi być tak dobrana, żeby szkielet był dostatecznie sztywny, a części mechanizmu miały pewne oparcie, zwłaszcza by czopy osi i wałków miały dostatecznie dużą powierzchnię oparcia. Grubość ta w zegarach wynosi od 1,5 do 5 mm zależnie od wielkości mechanizmu. Grubsze mosiężne płyty uważane są zwykle za jedną z zalet dobrego zegara. Płyty budzikowe polskiej produkcji są dostatecznie grube, jednak większość zagranicznych fabrykatów ma płyty za cienkie, wskutek czego łożyska za szybko się wypracowują. Wymagania techniczne blach i taśm mosiężnych na płyty łożyskowe określone są przez Polskie Normy (PN/M-54690).

Materiał na płyty powinien być przed ostateczną obróbką starannie odprężony (wyżarzanie odprężające), ażeby uniknąć później niekorzystnej zmiany wymiarów.

Naprężenia wywołane działaniem obciążnika lub sprężyny mogą być duże, dlatego od dobrych płyt wymaga się, aby po nakręceniu zegara dobrze je wytrzymały. Jeżeli płyty wykonane są z cienkiej blachy a w dodatku z niewłaściwego stopu, wykrzywienie ich będzie nieuniknionym skutkiem, co spowoduje zatrzymanie się a nawet znaczne uszkodzenie całego zegara. Usiłowanie, by w takich warunkach dopasować dokładnie inne części, będzie bezcelowe. Przy naprawianiu tanich zegarów zegarmistrze często mogą zauważyć, że po wstawieniu tulejek łożyskowych (wężydeł) i po rozwierceniu łożysk wszystko jest w porządku, dopóki nie założą się sprężyny. Po wmontowaniu i naciągnięciu sprężyny koła i zębniaki zakleszczają się. Przyczyną tego jest właśnie wykrzywianie się płyt wynikające z niedostatecznej sztywności szkieletu.

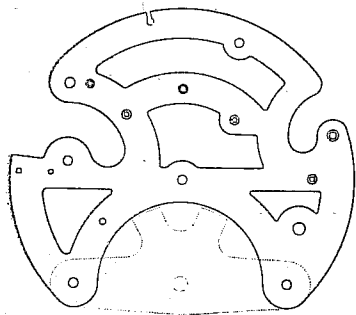
Żadna może część nie określa tak charakteru i jakości mechanizmu zegarka jak płyta przednia. Jest ona bowiem fundamentem, na którym wznosi się cały mechanizm. W niej są osadzone czopy

osi kół przekładni chodu, naciągu i wychwyty oraz wszystkie mostki i półmostki. Mimo licznych otworów i wydrążeń, musi ona być przede wszystkim dostatecznie sztywna, by mogła wytrzymać działające na nią obciążenie. Przy tym nie powinna być za gruba, lecz w tych miejscach, gdzie są gwintowane otwory, powinno być tyle materiału, by wkręty nawet po wielokrotnym wykręceniu i ponownym wkręceniu mogły jeszcze „trzymać”.

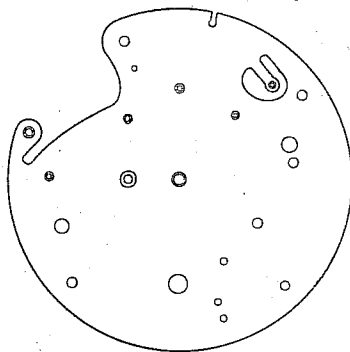
Grubość płyt zależy także od materiału. Płyty zegarkowe wycina się z walcowanych na zimno taśm mosiężnych. Mosiądz z dodatkiem około 1–2% ołowiu jest dobrze obrabialny za pomocą skrawania. Dlatego obecnie płyty te wykonuje się zasadniczo z takiego mosiądzu, a często także ze stopu miedzi, cynku i niklu, zwanego pospolicie nowym srebrem.

W fabryce Vacheron et Constantin w Genewie czyniono badania nad możliwościami produkowania zegarków, przynajmniej częściowo, ze stopu aluminium. Po kilku próbach wykonano małą serię zegarków, w których nie tylko szkielet, ale koperta, tarcza i wskazówki są z takiego właśnie stopu. Osoby noszące te zegarki zgodnie twierdzą, że wskazują one czas bardzo dokładnie.

b. Płyty ażurowe i pełne



Rys. 98. Tylna płyta ażurowa łódzkiego budzika popularnego typu B-52.



Rys. 99. Przednia płyta pełna również łódzkiego budzika, ale dawniejszego typu.

W zegarach domowych rozróżniamy dwa rodzaje płyt: *ażurowe* (rys. 98) i *pełne* (rys. 99). Mechanizmy z płytami ażurowymi nazywane są nieraz mechanizmami amerykańskimi, gdyż tam były one zapoczątkowane. Płyty ażurowe stosowane są do tańszych

zegarów i zegarków, a zwłaszcza do budzików. Zaletą takich płyt jest oszczędność na materiale, znacznie łatwiejsze składanie i ułatwiony wgląd do środka mechanizmu. Ze względu na niższą cenę i wspomniane zalety zegary z płytami azurowymi opanowały rynek światowy.

Szkielety z pełnymi płytami stosowane są zwykle we wszystkich lepszych zegarach, a czasem nawet i w budzikach. Solidne zegary mają płyty pełne, z dobrego materiału, dające dużą powierzchnię oparcia dla czopów części ruchomych i dlatego są trwalsze. W zegarkach natomiast jest odwrotnie: pełne płyty tylne stosuje się w lichszych zegarkach, a w lepszych — szkielety mostkowe.

c. Otwory w płytach

Wszystkie płyty, tak zegarowe jak i zegarkowe, mają dużo otworów, które służą różnym celom: jedne z nich tworzą łożyska, w drugich umieszczone są filarki lub kołki ustalające, inne wreszcie są potrzebne tylko w czasie obróbki jako otwory robocze.

Otwory do filarek powinny być obustronnie owiercane. Wielkość owiercenia zewnętrznego zależy od sposobu połączenia filarek z płytą: jeżeli są one zanitowane, owiercenie może być dość głębokie, przy zastosowaniu mocowania rozłącznego, wystarczy tylko lekkie stępienie krawędzi. Owiercenie wewnętrzne ma na celu polepszenie przylegania do filarka i jest bardzo małe — około 0,1 mm.

W przeciwieństwie do płyt zegarów, w płycie przedniej zegarka kieszonkowego i naręcznego jest o wiele więcej otworów i zagłębień, w które wpuszcza się różne części mechanizmu, aby przez to zmniejszyć grubość zegarka.

W małych mechanizmach podłużnych zdarza się, że wgłębienie dla koła zmianowego wytoczone w płycie pod tarczą z jednej strony, zaś z drugiej wytoczenie dla kotwicy wykonane są za głęboko, tak że w płycie powstaje otwór, przez który kotwica może łatwo zahaczać o koło zmianowe, w szczególności wówczas, gdy ponad palety kotwicy wystaje choć odrobina szelaku, co się dość często zdarza (np. „Doxa”, kal. 1210, 5 $\frac{1}{4}$ ”).

Wszystkie otwory i nawiercenia w przeciwległych płytach lub mostkach są od siebie jak najściślej zależne. Nie wystarczy, że odległości między przeciwległymi otworami łożyskowymi zgadzają się co do tysięcznych milimetra, ale także nawiercenia do kołków ustalających powinny być wykonane z tą samą dokładnością, aby nie było zbyt dużych błędów w ułożyskowaniu kołków i w zazębieniu.

d. Stan powierzchni płyt

Zewnętrzny wygląd szkieletu powinien być estetyczny, dlatego też płyty zegarów domowych a zwłaszcza płyty pełne są szlifowane lub czasem polerowane, a następnie powlekane warstwą trwałego lakieru. Płyty ażurowe są zwykle tylko wytrawiane, a niekiedy szlifowane, ażeby w czasie naprawy łatwiej było powierzchnię płyty odnowić. Płyty chronometrów okrętowych szlifuje się kolistnie, dzięki czemu drobne skazy na materiale są prawie niewidoczne. Płyty z nowego srebra i części stalowe naciągu utrzymują szlif słoneczny.

Płyty budzików, zwłaszcza ażurowe, często mają powierzchnię punktowaną. Punkty te, gęsto i symetrycznie rozstawione, powstają przez ściśnięcie płyty po jej wycięciu pomiędzy dwoma masywnymi, hartowanymi blokami stalowymi, mającymi na wyciętych roboczych powierzchniach regularnie rozmieszczone występki w kształcie czworościennych piramid. Operacja ta ma na celu dobre wyprostowanie płyty. Jest ona wykonywana zazwyczaj za pomocą pras o sile nacisku kilku ton, zależnie od wielkości i grubości płyty oraz gęstości i głębokości punktowania.

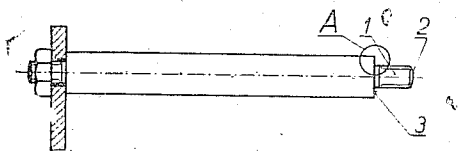
W lepszych zegarkach płyty są powlekane szlachetnymi metalami. Uszlachetnianie powierzchni płyt i innych części służy poniekąd do upiększenia mechanizmu, głównym jednak celem jest uodpornienie powierzchni metali przed szkodliwymi wpływami niektórych składników lub zanieczyszczeń powietrza, jak np. tlen i dwutlenek węgla, siarkowodor itp.

Mosiężne szkielety zegarków otrzymują w większości przypadków groszkową powierzchnię srebrzoną lub na matowo pozłocaną. Zależy to jednak od zwyczaju w kraju wytwarzającym. Na przykład szkielety zegarków produkowanych w Związku Radzieckim są srebrzone, w Anglii najczęściej złoczone. W Niemczech często można spotkać mechanizmy z odcieniem czerwonym, gdyż pozłota zawiera większy dodatek miedzi. We Francji odcień ten jest zielonkawy, ponieważ do pozłoty dodają platyny

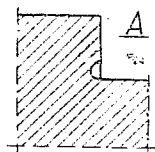
2. Filarki

Płyty szkieletów łączy się za pomocą słupków, które nazywamy *filarkami*. Filarki utrzymują stałą odległość między płytami i usztywniają cały szkielet. Długość filarków a tym samym rozstawienie płyt uzależnione jest głównie od długości bębna a więc szerokości sprężyny.

Na rys. 100 pokazano przykład filarka. Odsadzenie na końcach filarka nazywamy *czopem*. Czop 1 może być nagwintowany lub gładki, zależnie od sposobu umocowania w płycie. Czoło 2 czopa jest zwykle zakończone soczewkowo lub płaskim stożkiem ($\pm 20^\circ$). Płyta opiera się o powierzchnię oporową 3 (odsadzenie, wieniec). Powierzchnie te powinny być tak duże, by płyta spoczywała na nich pewnie. Aby uzyskać dobre przyleganie płyty do powierzchni oporowej należy pamiętać o lekkim owierceniu otworu w płycie od strony wewnętrznej, o czym wspomniano już poprzednio. Czasem wykonuje się również powierzchnie oporowe filarków z kanałem obwodowym (rys. 101). Zmniejsza to nieco powierzchnię ich przylegania, lecz bardzo poprawia warunki mocowania.

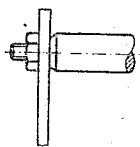


Rys. 100. Filarek.

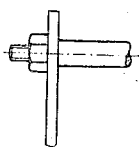


Rys. 101. Powierzchnia oporowa filarka z kanałem obwodowym.

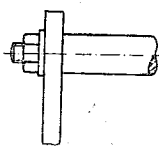
Przykłady niewłaściwych i właściwych filarków widzimy na rys. 102—105. Największym błędem są zwykle za małe powierzchnie oporowe, jak na rys. 102; albo filarki wykonane ze zbyt cienkiego pręta, jak na rys. 103. W takich przypadkach, nawet gdy płyty są grube, szkielet nie jest dość sztywny. W przykładzie z rys. 103 płyta też jest za cienka. Dwa końcowe przykłady pokazane na rys. 104 i 105 są właściwe.



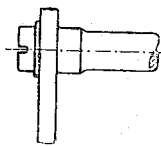
Rys. 102.



Rys. 103.



Rys. 104.



Rys. 105.

Przykłady wadliwych i dobrych filarków.

W szkieletach zegarkowych trzyczwartopłytowych powinno się stosować tylko trzy filarki, wówczas bowiem tylna płyta leży na nich dokładnie. Jeśli natomiast znajduje się więcej niż trzy filarki, to zwykle do któregoś z nich płyta dobrze nie przylega albo

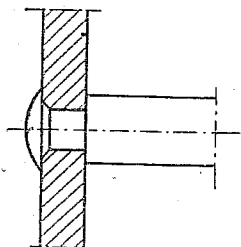
też będąc zmuszona do przylegania przez nacisk łba wkrętu lub nakrętkę, nie stanowi powierzchni płaskiej. Może to spowodować szkodliwe zmniejszenie lub nawet skasowanie luzów, niezbędnych dla prawidłowego działania części mechanizmu.

Materiał na filarki dobiera się w zależności od rodzaju mechanizmu i warunków jego pracy. Tak więc filarki do zegarków wykonuje się przeważnie z mosiądzu. Budziki i zegary najczęściej zaopatruje się we filarki z miękkiej stali konstrukcyjnej. Dla zabezpieczenia przed korozją, przede wszystkim w zegarach i budzikach, filarki, zwłaszcza stalowe, często pokrywa się ochronną warstwą niklu, cynku, kadmu albo powłokami niemetalowymi.

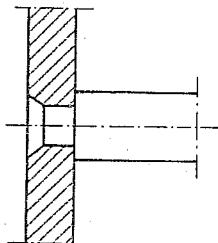
Filarki są zwykle zanitowane w płycie przedniej, a płyta tylna jest do nich przykręcana, co umożliwi rozbieranie mechanizmu. Jednakże są i inne rozwiązania, np. w przedniej płycie są filarki zakołkowane, a niekiedy nawet obie płyty są przykręcane.

a. Filarki zanitowane

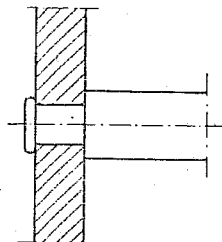
Filarki zanitowane są nierozłącznie zespolone z płytą. Na rys. 106 widzimy zanitowany filarek w płycie z łbem (zakuwką) soczewkowym, a na rys. 107 — z łbem płaskim, wpuszczonym w płytę. Ponieważ przy drugim sposobie miejsce zanitowania jest równe, płyta może być swobodnie oszlifowana. Natomiast na rys. 108 filarek jest zanitowany przez spęczenie czopa. Jest to najprostszy sposób nitowania.



Rys. 106. Zanitowanie filarka z łbem soczewkowym.



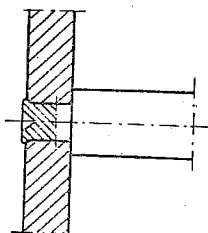
Rys. 107. Zanitowanie filarka z łbem płaskim.



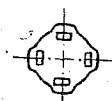
Rys. 108. Zanitowanie filarka przez spęczenie czopa.

Najczęściej spotyka się nitowanie filarków przez punktowanie centryczne (rys. 109). Otwór w płycie do takiego nitowania może być nieco owiercony lub nie. Na rys. 110 pokazane jest nitowanie „gwiazdźdźiste”, stosowane w celu niedopuszczenia do obracania się filarka po zanitowaniu. Ważne to jest zwłaszcza wtedy,

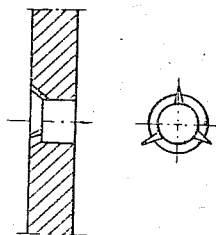
gdy filarek służy także do zamocowania części mechanizmu. Jeden ze sposobów zabezpieczenia filarka przed obracaniem, przez trzy wcięcia w otworze, pokazany jest na rys. 111.



Rys. 109. Nitowanie punktowaniem centrycznym.



Rys. 110. Nitowanie gwiaździste.

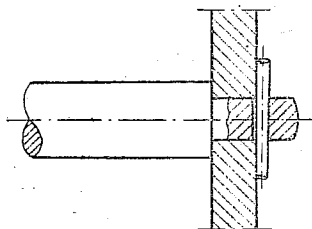


Rys. 111. Otwór do nitowania zabezpieczający przed obracaniem.

W celu uzyskania dostatecznie sztywnego połączenia filarków z płytą, czopy filarków muszą być tak obtoczone, żeby ich powierzchnie oporowe były prostopadłe do ich osi.

b. Filarki zakółkowane

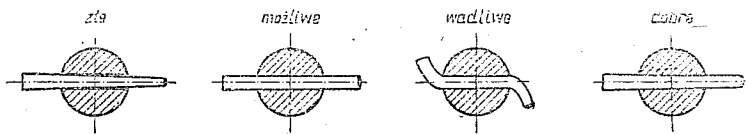
Kółkowanie jest najstarszym sposobem rozłącznego połączenia filarków z płytami. Przykład takiego połączenia widzimy na rys. 112. Kołek stożkowy wciśnięty jest do otworu filarka. Otwór w czopie filarka musi być tak wykonany, żeby kołek dobrze przyciągał płytę do powierzchni oporowej filarka. Otwór ten powinien sięgać nieco niżej zewnętrznej powierzchni płyty.



Rys. 112. Zakółkowanie płyty na filarku.

Używanie do kółkowania filarków tylko z grubsza opilowanych kołków, które trzymają dopiero po silnym wciśnięciu, jest bardzo nieodpowiednie. Polskie Normy (PN/M-54701) podają wymiary kołków stożkowych o zbieżności 1 : 20 o średnicach od 0,25 do 2 mm. Przykłady pospolitych wad kołków, jak również kołka dobrze dopasowanego pokazane są na rys. 113-116. Przykład

pokazany na rys. 113 przedstawia za bardzo zbieżny kołek, na rys. 114 — za mało stożkowy, na rys. 115 — niepotrzebnie zakrzywiony, natomiast rys. 116 przedstawia właściwy wygląd kołka.



Rys. 113.

Rys. 114.

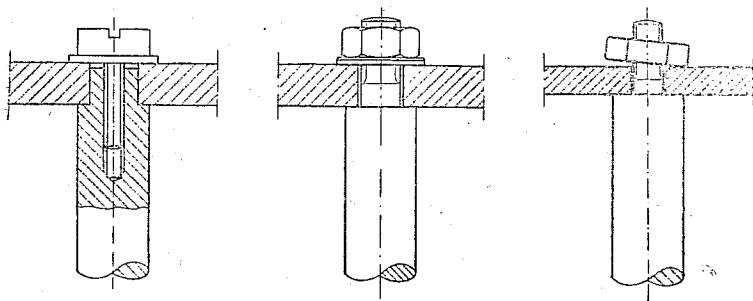
Rys. 115.

Rys. 116.

Połączenia kołkowe.

c. Filarki zakręcane

Przykręcanie płyt do filarek odbywa się w dwojaki sposób: wkrętami albo nakrętkami. Dopasowany do otworu w płycie walcowy czop filarka ma wzdłuż nagwintowany otwór, w który wkręca się wkręt, jak to widzimy na rys. 117. Ażeby uzyskać dostateczne przyciąganie, czop filarka musi być nieco krótszy aniżeli grubość płyty.



Rys. 117. Przymocowanie płyty do filarka wkrętami.

Rys. 118. Przymocowanie płyty do filarka nakrętką.

Rys. 119. Źle wykonana nakrętka.

Drugi sposób jest taki, że płytę dociska się przykręceniem nakrętki, jak pokazano na rys. 118. W tym przypadku czop filarka jest nagwintowany i wystaje nad powierzchnię płyty. Jeżeli nakrętka ma skośny otwór, to nie przylega do płyty (rys. 119) i nie spełnia swego zadania, dlatego należy ją zastąpić właściwą.

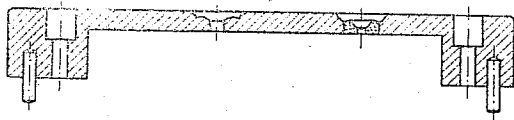
Obydwa te sposoby łączenia płyt są dobre. Lepsze nawet niż kołkowanie, ponieważ trzymają pewniej i zastosowanie ich jest wygodniejsze.

3. Mostki i półmostki

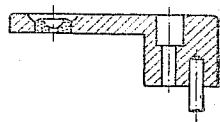
W zegarkach wałki i osie przekładni chodu i wychwyty ułożyskowane są jednymi czopami w płycie przedniej, a drugimi w mostkach i półmostkach.

Mostek jest to część płyty z jednym lub kilku łożyskami spoczywająca na innej płycie dwoma naprzeciwległymi stopami. Mostek przytwierdzony jest zwykle do płyty przedniej co najmniej dwoma wkrętami, oprócz tego w stopach mostka osadzone są *kołki ustalające*, które umożliwiają osadzenie mostka na właściwym, ściśle ustalonym i zawsze tym samym miejscu. Są one zwykle jednym końcem wtłoczone na stałe w stopy mostków, a drugim wchodzi suwliwie w otwory płyty przedniej. Bywa jednak i odwrotnie, mianowicie kołki wystają z płyty, a otwory dla nich są w mostkach.

Półmostek jest to część szkieletu zegarkowego pełniąca funkcję mostka, lecz opierająca się tylko jednym końcem i przytwierdzona do płyty jednym wkrętem, tak jak np. półmostek balansu prawie wszystkich zegarków.



Rys. 120. Przekrój mostka koła minutowego i pośredniego.



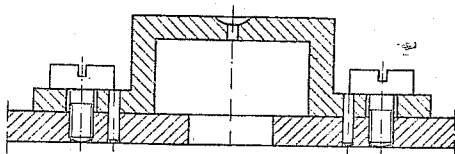
Rys. 121. Przekrój półmostka koła sekundowego.

Na rys. 120 i 121 widzimy, jak w mostkach i półmostkach osadza się kołki ustalające oraz jak są ukształtowane otwory na wkręty. Otwory te powinny być tak duże, by wkręty przechodziły przez nie swobodnie, a tylko kołki ustalające zabezpieczały od bocznych przesunięć.

Mostki i półmostki stosowane są przeważnie w zegarkach, mają jednak zastosowanie i w zegarach, zwłaszcza tam, gdzie ruchome części zegarów nie mieszczą się albo nie dostają do obydwu płyt i nie mogą być w nich ułożyskowane.

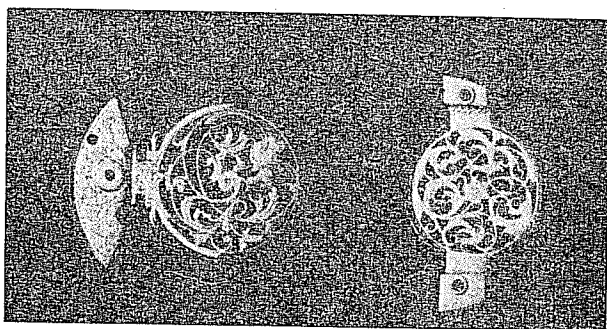
Mostki i półmostki do zegarków wykonuje się z pełnego materiału przez toczenie albo frezowanie. Do zegarów natomiast bardzo rzadko są frezowane, częściej są wygięte z grubszych płytek, a następnie dokładnie obrobione. Dolne powierzchnie stóp mostków i półmostków powinny być dokładnie równe, a otwory w nich prostopadłe do tych powierzchni.

Rys. 122. Mostek przymocowany na płycie zegara.



Do umocowania mostków i półmostków w zegarach używa się również wkrętów, ale silnych i z dużymi łbami, które najczęściej nie są wpuszczane w stopy mostka (rys. 122).

Kształty mostków i półmostków uzależnione są od warunków konstrukcyjnych, a trochę może i od fantazji konstruktorów. Jak wielka jest różnorodność pod tym względem, możemy to zaobserwować codziennie przy naszej pracy zegarmistrzowskiej.



Rys. 123. Półmostek ozdobny.

Rys. 124. Mostek ozdobny.

Należy też wspomnieć o zdobieniu dawnych mostków zegarkowych licznymi grawiurami, które czasem bardzo ładnie się prezentują. Dziś zdbi się jeszcze obudowy najmniejszych zegarków naręcznych, a ostatnio także tarcze. W starych zegarkach z wychwytem wrzecionowym można spotkać *półmostki ozdobne*, tzw. „koki”. „Kok” stanowił użyteczną część mechanizmu, ochraniającą balans. Pomysłowość ludzka w ukształtowaniu tej małej ażu-

rowej płytki jest zdumiewająca. Te małe cacka, wykonywane ręcznie przez specjalistów, starannie cyzelowane i pięknie złożone, nie powtarzają prawie nigdy niewolniczo swych ornamentów. Wyjątkowo tylko można spotkać dwa „koki” identyczne w swych szczegółach. Niekiedy są one prawdziwymi arcydziełami sztuki rytowniczej.

4. Wkręty

Wkrętów używamy w celu mocnego i pewnego połączenia części zegara lub zegarka, lecz w ten sposób, by w razie potrzeby można było je łatwo rozłączyć. Tak w szkieletach zegarowych jak i zegarkowych używa się różnych wkrętów.

Do łączenia części szkieletów zegarów i zegarków stosuje się niemal wyłącznie wkręty z łbem walcowym (2 — rys. 150 i 158). Tylko wyjątkowo, zazwyczaj w większych mechanizmach, można spotkać użyte do tego celu wkręty z łbem kulistym (2 — rys. 163) lub stożkowym (2 — rys. 173).

Wymiary wkrętów o wymiarach gwintu od M1 (średnica 1 mm) i większych są ujęte przez obowiązujące Polskie Normy. Najczęściej stosowane wkręty z łbem walcowym i gwintem na całą długości ujmują normy PN/M-82227 + 82232.

Wkręty o wymiarach bardzo małych, z gwintem o średnicy od 0.3 mm są określone przez szwajcarskie normy NHS-56100. Jeżeli nie krępuje nas brak miejsca, to powinniśmy przy łączeniu części szkieletów zawsze stosować wkręty z wysokimi łbami (2 — rys. 154), dzięki czemu osłabiający wpływ nacięcia nie ma znaczenia. U wkrętów z łbami niskimi (2 — rys. 161) osłabienie spowodowane nacięciem jest znaczne. Należy przeto przy ich zaciśnięciu zachować ostrożność, aby nie spowodować pęknięcia.

Łby wkrętów, zwłaszcza w zegarkach, są prawie zawsze ukryte w nawierceniach mostków i półmostków. Czołowe powierzchnie zarówno łba jak i części gwintowanej w lepszych zegarkach są zwykle starannie polerowane. Aby zabezpieczyć nacięcie łba od uszkodzenia przy wielokrotnym odkręcaniu, łeb powinien być utwardzony przez hartowanie lub cyjanowanie.

D. KALIBRY I WYMIARY

1. Znakowanie

Produkuje się liczne rodzaje mechanizmów różniących się konstrukcją, wielkością i kształtem. Aby więc można było odróżnić jeden mechanizm od drugiego i w ten sposób umożliwić wymianę zużytych lub uszkodzonych części, poszczególne wytwórnie zegarków wybijają lub grawerują w szkieletach znaki literowe i liczbowe, które oznaczają *typ mechanizmu*. W odniesieniu do zegarków typ jest często nazywany *kalibrem*. Pierwotnie pojęcie to było identyczne ze średnicą okrągłych płyt szkieletu, co wobec niewielkich różnic w konstrukcji głównych części oraz szeroko stosowanego indywidualnego ich pasowania, było określeniem wystarczająco dokładnym. Z czasem, wobec wielkiej różnorodności konstrukcji, średnica płyt przestała być określeniem wystarczającym.

Aby więc odróżnić mechanizmy o niejednakowej konstrukcji a tej samej średnicy, dodawano jeszcze liczby, które nazwano *referencją*. Obecnie i tego się już nie stosuje. Każdą wielkość i każdy typ mechanizmu tej samej firmy (marki) oznacza się numerem, który nazywany jest *kalibrem* (np.: Cyma, cal. 354). Używając więc w języku potocznym tradycyjnej nazwy *kaliber*, rozumiemy przez nią nie tylko wielkość (średnicę) mechanizmu zegarka, lecz i zespół cech wyróżniających jeden mechanizm od drugiego, czyli kształt, wymiary i układ poszczególnych części.

Znakowanie mechanizmu jest praktyczne, gdyż zamawiając w fabryce daną część lub cały mechanizm, wystarczy powołać się na znak kalibru. Gorzej jednak, gdy znaki te są wybijane na niewidocznym miejscu, np. pod tarczą. Zegarmistrz chcąc sprawdzić, czy taką część ma u siebie, musi wtedy zdejmować tarczę, co jest połączone zawsze ze stratą czasu.

Na skutek dłuższych starań i racji przedstawianych przez zegarmistrzów, spółka właścicieli 17 szwajcarskich fabryk Ebauches wyrabiających zegarki szablonowe, tzw. „Ebosze”, zadecydowała wreszcie, że znaki i numery kalibru danego zegarka nie będą już wybijane pod tarczą, jak dotychczas, lecz w widocznym miejscu pod balansem.

Niezależnie od tego prasa zegarmistrzowska wystosowała do wspomnianych fabryk prośbę, aby oprócz kalibru wybijano na

widocznym miejscu mechanizmu ilość wahnięć balansu danego zegarka na godzinę. Ułatwiłoby to pracę zegarmistrzom, którzy przy dobieraniu włosów lub słuchowej regulacji nie potrzebowaliby tracić czasu na obliczanie przełożenia i dostosowywania wahnięć balansu.

Amerykańscy zegarmistrzowie proponowali wybijać na pokrywie bębna, lub na samym bębnie, oznaczenie wielkości sprężyny w milimetrach. Byłoby to także dużym ułatwieniem przy wymianie zerwanej sprężyny.

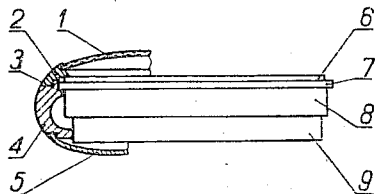
Jeśli chodzi o znakowanie zegarów, to tylko niektóre fabryki wybijają na płytach, oprócz znaku firmowego, także znak kalibru danego zegara. Jednak w większości zegarów popularnych, zwłaszcza budzików, tego się nie spotyka.

W ostatnich latach fabryki zegarów w Polsce i w krajach demokracji ludowych wprowadziły zasadę, że na tarczy budzika i w ogóle każdego zegara, powinien być podany znak towarowy fabryki produkującej. Na zewnętrznej zaś stronie płyty tylnej mechanizmu budzika i na jego pokrywie powinny być wyraźnie podane: znak towarowy fabryki produkującej, data wypuszczenia budzika z fabryki (kwartał) i ostatnie dwie cyfry roku wyprodukowania — np. ŁFZ 3-55.

2. Wymiarowanie

a. W liniach paryskich

Wymiar zegarków podawano dawniej wyłącznie w liniach paryskich (2—124). Jedna linia paryska równa się 2,256 mm. Linie oznacza się trzema przecinkami u góry, np. 5^{'''}. W naszych czasach rozmiary mechanizmów określane są w liniach lub milimetrach. Wszystkie niemal firmy usiłują uporządkować nieco to zagadnienie i dlatego wskazują na swych wytworach znaki ich kalibru — liczbami, rzadziej literami.



Rys. 125. Sposób mierzenia mechanizmu.

Przyjęto się rozgraniczenie zegarków na damskie-naręczne $2\frac{1}{2} \div 10\frac{3}{4}$ ''', męskie-naręczne $11 \div 16$ '' i kieszonkowe od 17''' wzwyż. Granice te jednak w praktyce nie są stałe.

Na rys. 125 widzimy rzut boczny mechanizmu zegarka okrągłego z fragmentem koperty. Zauważmy, że krawędź mechanizmu nie jest równa, lecz ma jakby trzy średnice. Tarcza oznaczona jest 6, największa średnica mechanizmu (płyty przedniej) 7, podtoczenie płyty przedniej 8, płyta tylna lub mostki 9, miejsce oparcia o kopertę 3, wieczko koperty 5, szkło 1, korpus 4 i ramka 2.

Pomiaru zegarka dokonuje się albo na największej średnicy płyty przedniej 7, albo na następnej mniejszej 8, odpowiadającej średnicy otworu w kopercie. W handlu obie metody są w użyciu. W przemyśle zaś mierzy się tylko największą średnicę płyty przedniej.

Ogólnie można twierdzić, że rozmiar zegarka określa największa średnica mechanizmu. Zasada ta powinna być stosowana we wszystkich krajach i oczywiście w odniesieniu do mechanizmów wszelkich kształtów.

b. Wymiarowanie w milimetrach

Z metrem jesteśmy bardziej zżyci, dlatego przez określenie wielkości mechanizmu w jednostkach metrycznych umożliwiamy każdemu natychmiastowe wyrobienie sobie pojęcia o wielkości mechanizmu bez uciekania się do przeliczeń.

W Związku Radzieckim w ostatnich dziesiątkach lat podaje się wymiary wszystkich czasomierzy wyłącznie w milimetrach. Inne kraje a nawet kraje anglosaskie też stopniowo przechodzą na ten system. W Szwajcarskiej normie NHS-56200 jeszcze z r. 1931 czytamy: „System metryczny jest jedynie godnym polecenia w zegarmistrzostwie”.

Przy zegarach podawanie dokładnej wielkości mechanizmów i wymiarowanie płyt nie jest tak ważne, jak przy zegarkach. Wielkość płyty kwadratowej lub prostokątnej mechanizmu podaje się w milimetrach mierząc szerokość i długość, np. 100×120 mm. Przy okrągłych mechanizmach wystarczy napisać średnicę, np. $\varnothing 85$ mm.

Jedna z największych hurtowni zegarmistrzowskich na świecie, R. Flume (Berlin) zaznacza w drugim wydaniu swego katalogu z 1953 roku, że średnice mechanizmów kształtowych (fasonowych) mierzy się zawsze po linii cyfr godzinowych: „3” i „9” bez względu na kształt mechanizmu.

Wobec takich rozbieżności tym pilniejsze staje się wprowadzenie bardziej jednoznacznego sposobu określania wielkości mechanizmów.

c. Wymiarowanie w milimetrach kwadratowych

W ostatnich czasach zegarkowy przemysł szwajcarski i angielski wprowadza jeszcze inny sposób określenia wielkości mechanizmów zegarów i zegarków. Mianowicie zamiast średnicy w liniach lub milimetrach podaje wielkość *powierzchni* mechanizmu od strony tarczy (płyty przedniej) w milimetrach kwadratowych (mm^2). Jego poważną zaletą jest to, że może być stosowany do zegarków i zegarów o dowolnym kształcie płyty.

Przyszłość pokaże, czy system ten będzie praktyczny i czy przyjmie go ogół wytwórców, sprzedawców i zegarmistrzów.

E. UMOCOWANIE SZKIELETÓW W OBUDOWACH

W literaturze fachowej, tak polskiej jak i zagranicznej, zazwyczaj mało miejsca poświęca się na omówienie umocowania szkieletów w obudowach. Sprawę tę traktuje się zwykle pobieżnie jako niezasadniczą. Może właśnie dlatego spotyka się zegary, przy których zegarmistrze muszą dużo tracić czasu, aby umieścić mechanizm w obudowie. Trafiają się też takie, które wskutek złej konstrukcji umocowania mechanizmów nie wskazują czasu tak dokładnie, jakby od nich należało się spodziewać.

Silne umocowanie mechanizmu zegara w obudowie jest ważne i z tego względu, że ma ono nie tylko podtrzymać ciężar mechanizmu, lecz wytrzymać także dodatkowe obciążenie przy każdorazowym nakręcaniu oraz drgania i dość silne wstrząsy podczas grania, dzwonienia lub bicia zegara.

W zależności od rodzaju zegara rozróżniamy kilka sposobów umocowań szkieletów, a mianowicie: *przykręcane*, *wsuwane*, *zawieszane*.

Przy wszystkich tych sposobach należy zawsze mieć na uwadze, żeby wskazówki, koła, wychwyt a głównie regulator, były tak oddalone od obudowy, by w żadnym wypadku nie dotykały do niej, gdyż mogłoby to spowodować zatrzymanie zegara lub wpływać ujemnie na dokładność jego wskazań.

1. Szkielety przykręcane

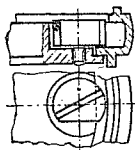
a. Bezpośrednio

Mechanizmy zegarów i zegarków łączy się z obudową przeważnie za pomocą przykręcania. Jednak sposoby przykręcania

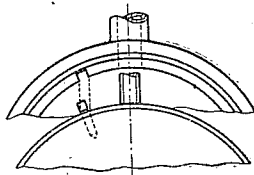
są różne. Zegarki kieszonkowe i wiele naręcznych umieszcza się w korpusie koperty dobrze dopasowanym do obwodu mechanizmu. Mechanizm przykręca się od strony mostków zwykle dwoma wkrętami kopertowymi. Dla łąbów tych wkrętów wykonane są w mostkach zagłębienia. Zagłębienia te powinny być tak głębokie, by łąb wkrętu opierając się z jednej strony o wewnętrzny brzeg korpusu mógł dobrze dociągnąć cały mechanizm.

Wkręty kopertowe muszą się opierać działaniu znacznych sił, powinny więc być dostatecznie mocne. Dlatego też szyjka między łąbem a gwintem jest wzmocniona stożkowym przejściem (2 — rys. 153). Wkręt ten powinien przechodzić swobodnie przez mostek, a wkręcać się dopiero w płytę.

Wkręt kopertowy ma płaski łąb, osłabiony rowkiem, dlatego należy się starać, by po wkręceniu i dociśnięciu jego rowek był skierowany ku środkowi mechanizmu. W tej pozycji na obie połowy łąba działają równe siły, co chroni go częściowo przed złamaniem.



Rys. 126. Umocowanie mechanizmu wkrętami ze ściętym łąbem.



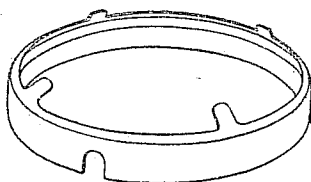
Rys. 127. Umocowanie mechanizmu kołkiem i wkrętami.

Stare zegarki mają silne wkręty kopertowe z jednostronnie ściętym łąbem, wkręcane na skraju płyty. Mechanizm można tylko wtedy włożyć do koperty, gdy łąb wkrętu, zwykle tylko jednego, nie wystaje poza jego brzeg. Dopiero po umieszczeniu mechanizmu obraca się wkręt w ten sposób, by okrągła część jego łąba opierała się na wewnętrznym brzegu korpusu (rys. 126). Zamiast drugiego wkrętu osadzony jest z boku w płycie kołek ustalający, ścięty nieco na końcu i dopasowany do wcięcia w korpusie (rys. 127).

b. Przykręcane wieczkiem koperty

Kilkanaście lat temu zaczęto produkować koperty wodoszczelne do zegarków naręcznych. Mechanizm do takiej koperty wkłada się luźno i mocuje za pośrednictwem pierścienia pokazanego

na rys. 128. Pierścień ten od wewnątrz ma wytoczenie dopasowane do obwodu podtoczenia płyty przedniej, tak że dolną krawędzią opiera się o występ płyty. Widoczne z przodu wycięcie przeznaczone jest dla wałka naciągowego. Dokręcając wieczko koperty, dociska się zarazem mechanizm do oporu koperty za pośrednictwem sprężystych łapek wystających z pierścienia.

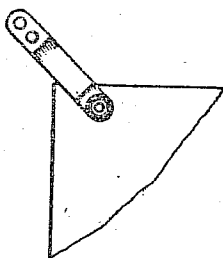


Rys. 128. Pierścień do umocowania mechanizmu zegarka w kopercie.

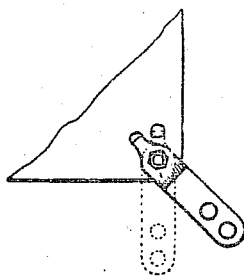
W zegarkach, których mechanizm jest o wiele mniejszy od koperty, pierścień ten ma dolny brzeg odgięty na zewnątrz w kształcie kołnierza, aby dobrze uszczelnić mechanizm.

c. Przykręcane za pomocą skrzydełek

Mechanizmy krótkich zegarów ściennych i kominkowych najczęściej umocowuje się w obudowie za pomocą skrzydełek, których jest kilka rodzajów. Są one przykręcane lub przynitowywane jednym końcem do mechanizmu, a drugi ich koniec przykręcony bywa wkrętami do obudowy.



Rys. 129. Skrzydełko niepraktyczne, słabe i trudne do dopasowania.

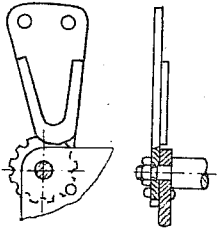


Rys. 130. Skrzydełko nastawialne w dwóch pozycjach.

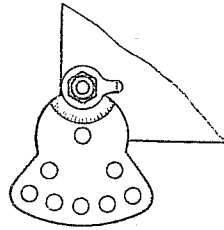
Najprostsze skrzydełko, jakie widzimy na rys. 129, mimo różnych wad, bywa najczęściej stosowane. Ta metoda umocowania ogólnie spotyka się z zarzutem, że przy każdym wkładaniu mechanizmu w obudowę, trzeba na nowo szukać poprzedniej pozycji.

Lepsze niż poprzednie są skrzydełka z hakami wpuszczonymi w otwory płyt, które tworzą dla nich miejsce zaczepienia. Kolejne otwory zrobione w płytach ułatwiają dostosowanie skrzydełek do różnego rodzaju obudów.

Skrzydełko pokazane na rys. 131 jest silne i praktyczne, gdyż ma usztywniające żebra, a ponadto można je ustawić pod różnymi kątami względem płyty. W miejscu, gdzie skrzydełko dolega do filarka, jest krążek z wieloma wycięciami wokół obwodu. Jedno z tych wycięć zazębia się z kołkiem ustalającym po zewnętrznej stronie płyty. Przez zluźnienie i ustawienie skrzydełek pod żądanym kątem można uzyskać prawie każde położenie. Jeżeli kołek ustalający znajduje się w wycięciu i nakrętka jest dokręcona, skrzydełko jest dostatecznie usztywnione we wszystkich płaszczyznach. Skrzydełko jest zaopatrzone w dwa otwory do wkrętów.



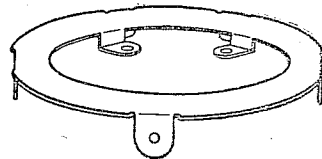
Rys. 131. Skrzydełko z żebrami.



Rys. 132. Skrzydełko z wielu otworami

Również silne i praktyczne są skrzydełka z wieloma otworami (rys. 132), wytłoczone z grubego metalu. W miejscu zetknięcia się z płytą skrzydełko jest wgłębione, wskutek czego jest sztywniejsze. Siedem kolejnych otworów do wkrętów ułatwia przykręcenie skrzydełka w różnych pozycjach.

Rys. 133. Pierścień ze skrzydełkami do umocowania mechanizmu budzika w obudowie.



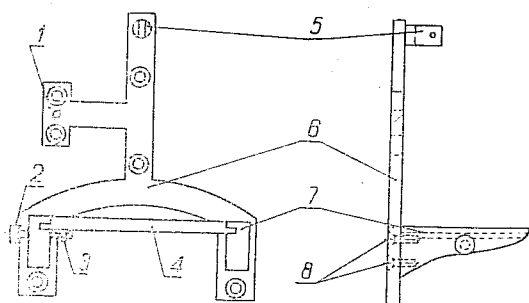
W mechanizmach budzików i zegarów biurkowych poszczególne skrzydełka połączone są często w jedną całość za pomocą pierścienia, który przykręca się lub przynitowuje do przedniej płyty lub filarek szkieletu (rys. 133). Pierścień przykręcany jest

o wiele praktyczniejszy przy naprawach i konserwacji niż przynitowywany. Do pierścienia przymocowuje się również tarczę. Po włożeniu mechanizmu do obudowy łączy się całość wkręcany-
mi nóżkami a niekiedy słupkiem dzwonka lub zastawką budzenia. Przy dokręcaniu nóżek należy zwrócić uwagę, by ich powierzchnie oporowe dobrze dociskały obudowę do pierścienia. Stosowanie podkładek w tym miejscu jest bardzo pożądane.

2. Szkielety wsuwane

a. Na wspornikach metalowych

Mechanizmy zegarów ściennych, umieszczone w szafkach otwierających się z przodu, i niektórych podłogowych, przykręca się do ramki metalowej 4 (rys. 134), którą wsuwa się w rowki wsporników 7, przymocowanych do grubszej blachy 6 wkrętami 8.



Rys. 134. Wsporniki metalowe z ramką.

Blacha ta, odpowiednio wycięta, przykręcona jest kilku wkrętami do szafki zegara. Do występu 1 często także przynitowuje się lub przykręca uchwyt gongu, natomiast do górnej części blachy 6 przynitowuje się siodelko 5 do zawieszenia wahadła. Przy jednym wsporniku 7 jest wkręt mocujący 2, wkręcany do występu 3, aby zabezpieczyć mechanizm przed wysunięciem. Zakręcając wsporniki należy zwrócić uwagę, aby były one prostopadłe do szafki i równoległe względem siebie.

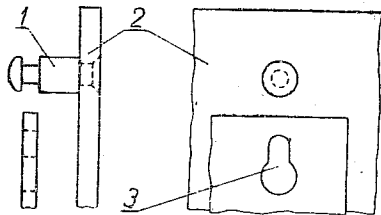
Są także inne rodzaje wsporników metalowych bez ramki. Tutaj mechanizm zegara stawia się płytami bezpośrednio na wsporniki, a wkręty mocujące przechodzące przez ich wycięcia wkręca się we filarki.

b. Na wspornikach drewnianych

W wielu zegarach ściennych i prawie we wszystkich podłogowych (stojących), mechanizm umieszcza się na deseczce (podobnie jak na ramce metalowej pokazanej na rys. 134) i wsuwa się we wsporniki także drewniane. Wsporniki te wykonuje się z listewek i tak się je przytwierdza do bocznych ścianek szafki, by deseczkę z umocowanym mechanizmem można było wsuwać i wysuwać bez przeszkód, np. od strony drzwiczek lub samej szafki. Po wstawieniu mechanizmu między wsporniki łączy się je z deseczką za pomocą radełkowanych śrub do drewna. Takie umocowanie nazywane jest „saneczkowym”.

3. Szkielety zawieszane

Jeszcze inny sposób umocowywania mechanizmów zegarowych niż wyżej wymienione, widzimy na rys. 135. Cztery czopy 1 wnitowane w kawałek grubszej blachy 2 przykręconej do ściany szafki zegara zakończone są wytoczeniem, na których zawieszają się mechanizm. W płycie mechanizmu znajdują się podłużne otwory 3, w które wchodzi wspomniane wytoczenie czopów.



Rys. 135. Umocowanie mechanizmu na czopach.

Mimo że sposób ten umożliwia szybkie wyjęcie i włożenie mechanizmu, jednak nie jest godny zalecenia dla dokładnych zegarów wahadłowych ze względu na nieuniknione luzy pomiędzy czopami i otworami płyty. Wiadomo bowiem, że sztywne powiązanie zegara wahadłowego z obudową jest niezbędnym warunkiem precyzyjnej jego regulacji.

III. NAPĘDY

A. UWAGI OGÓLNE

1. Zużycie energii

W napędzie zegara potrzebna jest energia na pokonanie oporów tarcia w mechanizmie i dostarczenie impulsu regulatorowi.

W przekładniach chodu i wskazań traci się energię na skutek tarcia w łożyskach i w ząbieniu, w małych mechanizmach wskutek przylegania czopów i odsadzeń, wskutek włączania i wyłączania mechanizmu bicia, budzenia itp.

W wychwycie traci się energię: na wzniosie (oprócz impulsu, który jest pracą użyteczną), wskutek spoczynku (drogi straconej), odpadu, bezwładności koła wychwytowego, tarcia czopów itd.

W regulatorze traci się energię na pokonanie oporów ruchu w zawieszeniu lub ułożyskowaniu oraz na pokonanie wpływów zewnętrznych.

Strat tych nie da się dokładnie ustalić, gdyż zależą one od wielu trudnych do ścisłego ujęcia czynników, a przede wszystkim od współczynnika tarcia pomiędzy wszelkimi ruchomymi powierzchniami. Ponadto zależą one od dokładności ząbienia, wymiarów czopów, jakości wykonania i wykończenia, rodzaju łożysk, wychwytu i regulatora oraz wielkości jego amplitudy i od wielu innych szczegółów. Niektóre podręczniki zegarmistrzowskie z dużym przybliżeniem przyjmują, że $\frac{1}{3}$ energii dostarczonej przez napęd pochłaniają przekładnie (napędu, chodu i wskazań), $\frac{1}{3}$ wychwyt i $\frac{1}{3}$ regulator. Jednakże obliczenia niektórych zegarów wykazują, że najwięcej energii zużywa wychwyt. Oto przybliżone wyniki tych obliczeń:

Zegar szwarcwaldzki:

przekładnie	—	około 13%
wychwyt	—	„ 70%
wahadło	—	„ 17%

zegar z wychwytem Grahama lub zegarek z wychwytem kotwicowym:

przekładnie	—	około 12%
wychwyty	—	„ 53%
wahadło lub balans	—	„ 35%

Jeżeli chodzi o pochłanianie energii przez różne zegary, to przeciętnie przyjmuje się, że w ciągu 1 sekundy zużywa:

— zegar szwarcwaldzki	10 — 30	Gmm energii
— przeciętny zegar z biciem	6 — 7	„ „
— lepszy zegar wahadłowy z biciem	4 — 6	„ „
— zegar precyzyjny z wychwytem Grahama	0,85 — 1,5	„ „
— zegar astronomiczny (np. Rieflera, Strassera)	1,8 — 3	„ „
— zegarek kieszonkowy np. \varnothing 43 mm	0,9 — 1,5	„ „

Te dane mają stosunkowo znaczną rozpiętość, ale przy tak wielu czynnikach wpływających na ich wielkość trudno je ściśle ująć. Na szczególną uwagę zasługuje to, że na przykład zegarek kieszonkowy zużywa tyle energii, co zegar precyzyjny z wychwytem Grahama.

2. Źródła energii napędowej

Dostarczanie energii potrzebnej do utrzymywania w ruchu regulatora (wahadła lub balansu) oraz przewyciężanie oporów ruchu w przekładniach i w innych poruszających się członach zegara jest głównym zadaniem napędu.

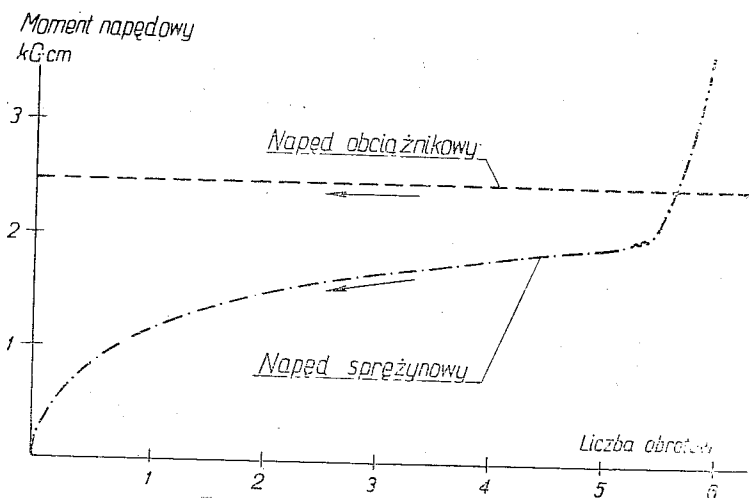
Jest wiele różnych źródeł energii napędowej stosowanych w zegarach, jednak do napędu zegara mechanicznego stosowane są najczęściej dwa sposoby, a mianowicie:

1. napęd obciążnikowy,
2. napęd sprężynowy.

Energia napędowa jest zmagazynowana w podciągniętym obciążniku lub naciągniętej sprężynie; energia ta poprzez przekładnię chodu i wychwyty przechodzi na regulator, podtrzymuje jego wahanie oraz uruchamia inne człony zegara.

Obydwa napędy mają swoje zalety i wady. Napęd obciążnikowy może być stosowany tylko w zegarach nieprzenośnych i zwykle wymaga dużych obudów, natomiast napęd sprężynowy używany jest do zegarów wszelkiego rodzaju. Wadą zaś napędu sprężynowego jest to, że rozwijająca się sprężyna daje zmienny

moment napędowy. Napęd obciążnikowy daje równy moment napędowy. Różnicę w działaniu tych napędów ilustruje rys. 136.



Rys. 136. Momenty rozwijane przez napęd obciążnikowy i sprężynowy.

Przedstawia on tzw. charakterystyki momentów napędowych, tj. wykresy zależności momentów rozwijanych przez napęd od ilości wykonanych obrotów. Charakterystyka napędu obciążnikowego jest linią prostą poziomą. Wskazuje to na niezależność rozwijanego przez napęd momentu od stanu naciągnięcia, czyli wysokości, na której znajduje się obciążnik. Natomiast charakterystyka napędu sprężynowego jest linią krzywą, opadającą w dół przy zmniejszającej się liczbie obrotów wałka, co wskazuje na zmienność momentu napędowego.

B. NAPĘDY OBCIĄŻNIKOWE

1. Rodzaje napędów obciążnikowych

Napęd obciążnikowy stosuje się tylko w zegarach nieprzenośnych, zwłaszcza wtedy gdy specjalnie zależy na stałości momentu napędowego. Siła ciężkości, jako praktycznie niezmienna, różni się pod tym względem od siły działania napiętej sprężyny, która jest proporcjonalna do wielkości sprężystego odkształcenia. Stąd też napęd obciążnikowy jest ogólnie stosowany w precyzyjnych

zegarach wahadłowych. Ze względu na prostotę budowy i obsługi stosuje się go też często i w nieprzenośnych zegarach popularnych, szczególnie wtedy, gdy w obudowie jest miejsce dla obciążników lub mogą one wystawać poza obudowę¹⁾.

Obecnie w wielu zegarach do napędu obciążnikowego dostosowuje się samoczynny naciąg elektryczny.

Zamiana pionowego ruchu obciążnika na ruch obrotowy koła napędowego następuje za pośrednictwem cięgna, na którym jest on zawieszony. Zależnie od rodzaju cięgna rozróżniamy:

1. napęd obciążnikowo-strunowy, w którym jako cięgno stosuje się strunę z jelita baraniego lub z materiału sztucznego, albo też linkę lnianą czy konopną.

2. napęd obciążnikowo-łańcuchowy, w którym jako cięgno pracuje łańcuch pierścieniowy, rzadziej drabinkowy.

W pierwszym przypadku struna lub linka odwija się z bębna, w drugim zaś łańcuch jest przewinięty przez koło łańcuchowe.

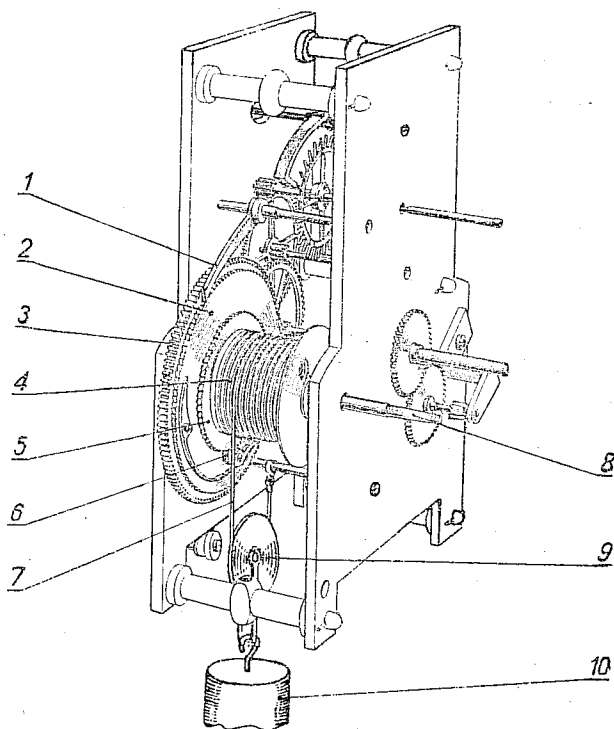
2. Napęd obciążnikowo-strunowy

a. Konstrukcja i działanie

Tego rodzaju napęd widzimy na rys. 137. Bęben 4 osadzony jest na stałe na osi bębna 8. Obciążnik 10 zawieszony jest na strunie 7 nawijającej się w rowek śrubowy na bębnie. Jeden koniec tej struny przymocowany jest do bębna, a drugi do szkieletu mechanizmu zegara, ponieważ w celu zmniejszenia opadu obciążnika o połowę, zastosowany jest przy nim jeden ruchomy krążek 9. Koło napędowe 3, osadzone obrotowo na osi bębna, sprzężone jest z bębniem za pomocą urządzenia zapadkowego. Koło zapadkowe 5, złączone na stałe z bębniem, zazębia się z zapadką 6 przymocowaną do koła przeciwapadkowego 2. Natomiast koło przeciwapadkowe połączone jest z kołem napędowym sprężyną, niewidoczną na tym rysunku. Sprężyna ta oraz całe urządzenie przeciwapadkowe służy za napęd pomocniczy mechanizmu podczas nakręcania zegara. Urządzenia te opisujemy dalej w tym rozdziale.

¹⁾ Wykorzystanie siły ciężkości do napędu zegara może się odbywać jeszcze w inny sposób. Zamiast stosowania obciążników, można cały zegar umieścić na pionowych prowadnicach. Jedną z nich jest jednocześnie zębatką, z którą zazębia się koło napędowe. Zegar opuszczając się własnym ciężarem w dół, napędza jednocześnie swój mechanizm. Tego rodzaju urządzenie napędowe jest rzadko stosowane. O „zegarze na zębatce” jest wzmianka w pierwszej części „Zegarmistrzostwa” na str. 32.

W ten sposób ruch prostoliniowy opadającego obciążnika zamieniany jest na ruch obrotowy bębna, a za pośrednictwem urządzenia zapadkowego przenoszony jest na koło napędowe. Koło to napędza cały mechanizm.



Rys. 137. Napęd obciążnikowo-strunowy.

b. Struny i bębny

Do zawieszenia obciążnika w zegarach domowych używa się przeważnie struny baraniej, gdyż jest ona przy małym przekroju szczególnie wytrzymała i odporna na zmęczenie przy wielokrotnym zginaniu, zachodzącym podczas ciągłego nawijania na bęben i odwijania z niego. Grubość jej dobiera się tak, by zwoje leżące w sąsiednich rowkach bębna nie ocierały się o siebie, mając oczywiście na uwadze ciężar obciążnika.

Obecnie coraz częściej, zwłaszcza w mniejszych zegarach z napędem obciążnikowym, stosuje się jako ciężno strunę nylonową¹⁾. Nylon odznacza się wielką wytrzymałością na zerwanie. Pewne zastrzeżenia budzi tu jego rozciągliwość pod obciążeniem, jednak inne wielkie zalety, jak gładkość, giętkość, taniać, odporność na wpływy atmosferyczne przewyższają tę wadę.

Długość bębna powinna być tak obliczona, by zwoje struny lub linki po pełnym naciągnięciu nie zachodziły na siebie. W lepszych zegarach znajduje się w tym celu na bębnie odpowiedni rowek śrubowy. Moment napędowy obciążnika zawieszonych na strunie jest najbardziej równomierny i dlatego we wszystkich lepszych zegarach stosuje się ją do zawieszenia obciążników.

3. Napęd obciążnikowo-łańcuchowy

a. Konstrukcja i działanie

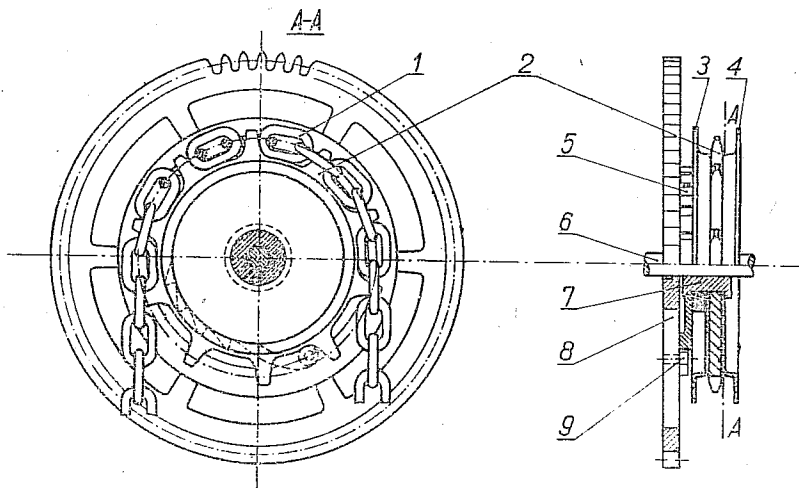
Napęd obciążnikowo-łańcuchowy przedstawiony jest na rys. 138. Głównymi jego częściami są: łańcuch 1 i koło łańcuchowe 2. Na zęby koła łańcuchowego nakładają się ogniwa łańcucha. Jeden koniec łańcucha zwiesza się swobodnie, a na drugim przymocowany jest obciążnik. Boczne tarcze ochronne 3 i 4 obejmują z obydwu stron koło łańcuchowe i zapewniają niezawodne zazębianie się łańcucha z kołem. Koło zapadkowe 5, tarcze i koło łańcuchowe osadzone są razem na stałe na tulei 7, która wciśnięta jest silnie na os napędową 6. Na tej osi osadzone jest luźno koło napędowe 8 z przymocowaną z boku zapadką 9 zazębiającą się z kołem zapadkowym 5. Łańcuch, pociągany przez obciążnik, obraca koło łańcuchowe. Koło to przekazuje swój ruch za pośrednictwem urządzenia zapadkowego kołu napędowemu.

Inna konstrukcja napędu obciążnikowo-łańcuchowego polega na tym, że koło napędowe osadzone jest na osi na stałe, a koło łańcuchowe luźno. W takiej konstrukcji podczas podciągania obciążnika os jest nieruchoma a koło łańcuchowe na niej się obraca.

Zaletą napędu łańcuchowego jest prostota i zwartość konstrukcji uzyskana przez zastąpienie długiego bębna krótkim kołem łańcuchowym, dzięki czemu płyty mechanizmu mogą być bardziej do siebie zbliżone, a osie kół i wałki znacznie krótsze. Ujemną

¹⁾ Nylonem nazywa się w handlu tworzywo sztuczne, należące do grupy poliamidów. Tworzywa tej grupy różnią się między sobą nieco składem chemicznym, budową oraz własnościami i występują pod różnymi nazwami jak: nylon, steelon (stilon), silon, igamid, perlon itp.

zaś cechą jest konieczność bardzo starannego wykonania zarysu zębów koła łańcuchowego oraz równie dokładnego utrzymania podziałki (długości ogniów) łańcucha. Przy niezbyt solidnych wykonaniach napęd łańcuchowy łatwo się zacina lub daje zmienny, niejednostajny moment napędowy, wpływający szkodliwie na pracę mechanizmu. Dlatego należy raczej unikać stosowania tego napędu do lepszych zegarów, chyba że jego wykonanie byłoby wysokiej jakości.



Rys. 138. Napęd obciążnikowo-łańcuchowy.

b. Łańcuchy

W XIX wieku sznury służące do zawieszania obciążników zastąpiono w Szwarcwaldzie łańcuchami z drutu mosiężnego lub stalowego. Drut nawijano gęstymi zwojami na spłaszczony trzpień, obracający się w tokarce, i następnie cięto. Tak powstałe elipsowate pierścienie (ogniwa) nawlekano jeden w drugi (przy czym pracę tę wykonywały zwykle dzieci), a potem końce ich łączono przez ściskanie obcęgi. Łańcuch taki, do dziś stosowany, nazywamy *pierścieniowym*. Przedstawia go rys. 139.

Łańcuch *taśmowy* jest również wykonany z drutu, lecz ogniwa jego łączone są inaczej, jak to widzimy na rys. 140. Na rys. 141

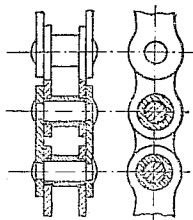
pokazany jest łańcuch *drabinkowy* (Galla), który bywa stosowany raczej w zegarach wielkich także do napędów łańcuchem bez końca.



Rys. 139. Łańcuch pierścieniowy.



Rys. 140. Łańcuch taśmowy.



Rys. 141. Łańcuch drabinkowy.

4. Obciążniki

a. Materiały, kształty i wymiary

Początkowo energii napędowej dostarczały zegarom domowym, a zwłaszcza produkowanym w Szwarcwaldzie, wielkie okrągłe kamienie. Przywiązywano je okręcając sznurem lub drutem. Potem wprawiano w nie, przy pomocy ołowiu, druczane haki. Jednakże po zastosowaniu w zegarach mechanizmu bicia, zaszła potrzeba zwiększenia momentu napędowego. Ponieważ dwa kamienie przeszkadzałyby sobie wzajemnie, zastosowano więc obciążniki żelazne, które u góry były zakończone hakiem. Używano też obciążników szklanych, lecz okazały się one za lekkie. Z kolei zaczęto wyrabiać obciążniki w postaci naczyń (ze szkła lub gliny wypalanej), które wypełniano zwykle piaskiem. U zegarów z kurentem lub biciem kwadransowym, które wymagały dodatkowego obciążnika, obciążniki musiały być długie, cienkie i odpowiednio ciężkie; odlewano je tedy z ołowiu. Stosunkowo późno powstały obciążniki ozdobne w kształcie szyszki jodłowej.

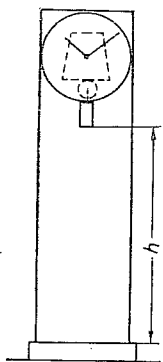
W obecnych czasach obciążniki produkuje się z różnych materiałów w zależności od przeznaczenia zegara. Tak na przykład do tanich zegarów obciążniki wykonuje się z żeliwa, materiałów ceramicznych, szkła itp. Ciężaru takiego obciążnika już nie da się zmienić. Dlatego do dokładniejszych i droższych zegarów wykonuje się obciążniki składające się z mosiężnego walca wypełnionego ołowianymi lub żeliwnymi kulkami, których w miarę

potrzeby dodaje się lub ujmuje. Pozwala to na wygodne regulowanie momentu napędowego i uzależnionej od niego amplitudy wahnięć regulatora.

Najczęściej obciążniki mają kształt walca. Wymiary ich nie zawsze są jednakowe, gdyż za gruby obciążnik przeszkadza wahadłu, za cienki zaś nie wygląda estetycznie i zajmuje dużo przestrzeni opadowej. Chcąc uzyskać harmonijne proporcje pomiędzy wymiarami obciążnika, należy zachować stosunek długości do średnicy jak 5 do 2. Jeżeli do tego znamy ciężar właściwy materiału (2—20), z którego obciążnik będzie wykonywany, to po obliczeniu objętości mnożymy ją przez ciężar właściwy i mamy już obliczony nie tylko kształt, ale i ciężar obciążnika. Oczywiście, że takie obliczenie stosuje się tylko przy konstruowaniu nowych mechanizmów, natomiast przy naprawach wyniki te otrzymuje się zwykle drogą prób. W celu zmniejszenia nacisku na czopy osi bębna instaluje się zwykle możliwie najlżejszy obciążnik.

b. Wysokość opadu

Obciążnik może być zawieszony wprost na łańcuchu lub strunie, albo za pośrednictwem jednego lub kilku krążków.



Rys. 142. Wysokość opadu w zegarach domowych.

Stosowanie ruchomego krążka przymocowanego do obciążnika ma w stosunku do zawieszenia bezpośredniego tę zaletę, że przy jednakowym opadzie zyskuje się podwójną długość chodu, chociaż, co prawda, przy dwukrotnie cięższym obciążniku. (Znana zasada mechaniki: co zyskuje się na drodze, to traci się na sile).

W zegarach domowych najczęściej stosuje się zawieszenie obciążnika bezpośrednio na strunie lub łańcuchu albo na jednym

krążku. W zegarach astronomicznych i niektórych precyzyjnych unieszcza się krążek z boku mechanizmu (wewnątrz obudowy), żeby opadający obciążnik był w pewnym oddaleniu od wahadła i nie wywierał ujemnego wpływu na jego izochronizm. Większą ilość krążków stosuje się w zegarach wieżowych (5—63—67).

Wysokość opadu obciążnika rozumie się tak, jak to widzimy na rys. 142, czyli od dolnej podstawy obciążnika do podłogi w szafce zegara. Cała wysokość opadowa zaznaczona jest literą h .

c. Obliczenia

Jeżeli chcemy obliczyć ciężar obciążnika do zegara, np. szwarcwaldzkiego, to należy najpierw obliczyć pracę L , którą ma ten obciążnik wykonać. Należy więc potrzebną moc N pomnożyć przez czas chodu zegara t .

$$L = N \cdot t$$

W zegarze szwarcwaldzkim N wynosi średnio 20 Gmm/sek ¹⁾, $t = 30$ godz. = 108 000 sek, wobec tego:

$$L = 20 \cdot 108\,000 = 2\,160\,000 \text{ Gmm} = 2,16 \text{ kGm}$$

Gdy dysponujemy opadem wysokości np. 1,80 m, wówczas szukany ciężar obciążnika wyniesie:

$$Q = \frac{L}{h} = \frac{2,16}{1,80} = 1,2 \text{ kG}$$

Ponieważ wielkość N , która tu wynosi 20 Gmm/sek, może być o 50% mniejsza lub większa, wobec tego ciężar obciążnika może wynosić 0,6 kG do 1,8 kG w zależności od jakości zegara.

Dla porównania obliczymy jeszcze obciążnik precyzyjnego zegara wahadłowego. Przyjmujemy, że moc wynosi 1,2 Gmm/sek, czas chodu 8 dni, czyli okrągo 700 000 sek.

$$L = 1,2 \cdot 700\,000 = 840\,000 \text{ Gmm} = 0,84 \text{ kGm}$$

Jeżeli wysokość opadu h wynosi 0,70 m, to ciężar obciążnika będzie:

$$Q = \frac{L}{h} = \frac{0,84}{0,70} = 1,2 \text{ kG}$$

Wynika z tego, że jeżeli ten sam obciążnik w pierwszym przykładzie wystarczy na 30 godzin chodu, to w drugim będzie napędzał zegar przez 8 dni.

Inna rzecz, że podobne obliczenia pozwalają uzyskać tylko przybliżone wyniki. W praktyce ciężar potrzebnego obciążnika ustala

1) Przybliżone wartości zużycia energii przez niektóre zegary podajemy na początku tego rozdziału.

się drogą doświadczalną i dopiero wówczas obciążnik wykonuje się lub zamawia. Częściej jednak zachodzi potrzeba obliczenia wysokości opadu obciążnika, dlatego podamy kilka przykładów.

Wysokość opadu zależy od średnicy bębna oraz od częstości podciągania obciążnika, czyli od ilości obrotów bębna w danym czasie. Im bowiem częściej obciążnik będzie podciągany, tym mniej obrotów bębna będzie potrzeba przy tej samej wysokości opadu.

Jeżeli więc wysokość opadu oznaczymy przez h , średnicę bębna przez d_b , a ilość obrotów bębna przez n , to wzór na obliczenie wysokości opadu będzie:

$$h = \pi \cdot d_b \cdot n$$

Nie bierzemy tu pod uwagę grubości struny, gdyż wpłynie ona niewiele na całkowitą wysokość opadu.

Wzór powyższy służy do obliczania wysokości opadu, gdy obciążnik zawieszony jest bezpośrednio na strunie. Gdyby zaś obciążnik był zawieszony na krążku, to wysokość opadu byłaby 2 razy mniejsza, tzn. że prawą stronę we wzorze należałoby podzielić przez 2. A więc:

$$h = \frac{\pi \cdot d_b \cdot n}{2}$$

Przykład: Bęben zegara ma średnicę 37 mm; koło napędowe o 180 zębach ząbą się z zębniakiem minutowym o 12 zębach. Obliczyć, ile swobodnego opadu wymaga obciążnik, aby zegar chodził przez $7\frac{1}{2}$ dnia — jeżeli obciążnik zawieszony jest bezpośrednio na strunie — a ile — jeżeli zawieszony jest na krążku.

Najpierw należy obliczyć, ile razy obróci się bęben w wymaganym czasie chodu zegara po podciągnięciu obciążnika. Oś minutowa obraca się jeden raz na godzinę. Przełożenie między kołem napędowym a zębniakiem minutowym wynosi:

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{180}{12} = \frac{15}{1}$$

Jeżeli więc oś minutowa obróci się jeden raz na godzinę, to bęben wykona w tym samym czasie $\frac{1}{15}$ pełnego obrotu. Wobec tego w ciągu $7\frac{1}{2}$ dnia bęben obróci się:

$$n = \frac{7\frac{1}{2} \cdot 24}{15} = \text{razy } 12$$

Teraz obliczamy wysokość opadu według wzoru:

$$h = \pi \cdot d_b \cdot n = 3,14 \cdot 37 \cdot 12 = 1394 \text{ mm}$$

Jeżeli więc obciążnik będzie zawieszony bezpośrednio na strunie czy lince, to wysokość opadu powinna wynosić okrągle 140 cm.

Natomiast po zastosowaniu jednego krążka będzie:

$$h = \frac{\pi \cdot d_b \cdot n}{2} = \frac{3,14 \cdot 37 \cdot 12}{2} = 697 \text{ mm} \approx 70 \text{ cm}$$

Widzimy, że krążek zmniejsza opad o połowę. Oczywiście, należy także przewidzieć w szafce miejsce na długość obciążnika i na średnicę krążka.

W ten sam sposób i za pomocą tych samych wzorów obliczamy wysokość opadu obciążnika w napędzie łańcuchowym. W podane wzory zamiast średnicy bębna d_b wstawiamy średnicę podziałową koła łańcuchowego d_k , n zaś będzie oznaczać ilość obrotów tego koła w danym czasie chodu zegara, a pozostałe oznaczenia — jak poprzednio.

1. przykład: Potrzebujemy 23 obroty koła napędowego. Średnica podziałowa koła łańcuchowego wynosi 30 mm. Jaka winna być wysokość opadu?

$$h = \pi \cdot d_k \cdot n = 3,14 \cdot 30 \cdot 23 = 2160 \text{ mm} = 216 \text{ cm}$$

2. przykład: Mamy zegar domowy z 8-dniowym mechanizmem chodu. Wysokość opadu h wynosi 140 cm, średnica podziałowa koła łańcuchowego

$d_k = 44,5$ mm. Ile uzyska się obrotów n koła napędowego?

$$n = \frac{h}{\pi \cdot d_k} = \frac{1400}{3,14 \cdot 44,5} \approx 10 \text{ obrotów}$$

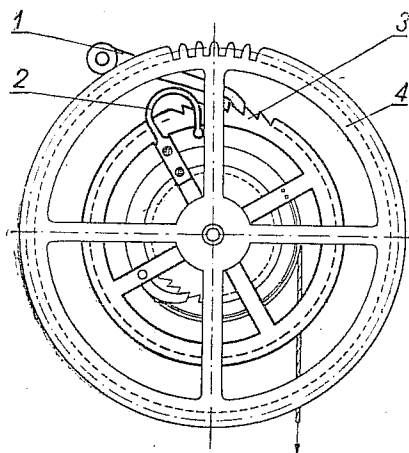
5. Napędy pomocnicze mechnizmu chodu

a. Urządzenia przeciwwzapadkowe

Podczas nakręcania zwykłego zegara o napędzie obciążnikowym wychwył się zatrzymuje, gdyż obciążnik przestaje napędzać przekładnię chodu. W lepszym zegarze taka przerwa jest niedopuszczalna i dlatego stosuje się tu napęd pomocniczy, który w czasie podciągania obciążnika napędza cały mechanizm.

Najczęściej spotykane w zegarach są dwa rodzaje napędów pomocniczych: urządzenie przeciwwzapadkowe i napęd łańcuchem bez końca.

Na rys. 143 widzimy urządzenie przeciwapadkowe. Działanie jego polega na tym, że siła napędowa obciążnika porusza koło napędowe 4 za pośrednictwem sprężyny 2, przymocowanej do koła przeciwapadkowego 3 i opierającej się drugim końcem o ramię koła napędowego 4. Siła ciężkości obciążnika, zawieszono- go na strunie, działa w kierunku strzałki, wobec tego w czasie chodu zegara sprężyna 2 jest stale ściskana. Gdy w czasie pod- ciągnięcia obciążnika siła napędowa przestaje działać, wówczas przeciwapadka 1, przymocowana do szkieletu, nie pozwala na cofnięcie się koła przeciwapadkowego 3, wskutek czego spręży- na 2 rozpręża się powoli i napędza w tym czasie mechanizm chodu.



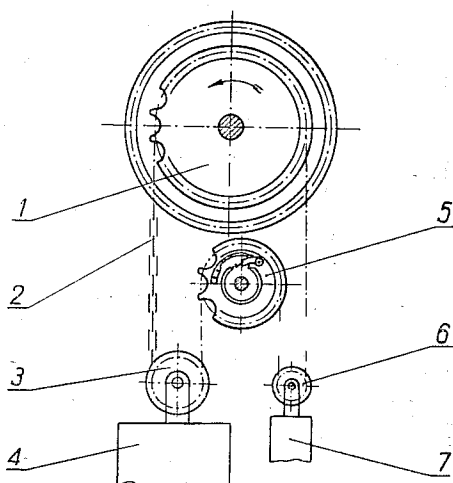
Rys. 143. Urządzenie przeciwapadkowe.

Siła sprężyny urządzenia przeciwapadkowego powinna być tak dobrana, aby rozwijany przez nią moment napędowy był w przy- bliżeniu równy momentowi uzyskiwanemu przez działanie obciąż- nika. Ugięcie tej sprężyny powinno być dostatecznie duże, aby zapewnić napęd w czasie potrzebnym do podciągnięcia obciążni- ka. Urządzenie przeciwapadkowe w napędach obciążnikowo- łańcuchowych działa tak samo.

b. Napęd obciążnikowy łańcuchem bez końca

W niektórych zegarach domowych stosowany jest obciążniko- wy napęd łańcuchem bez końca. Jest to napęd główny z dodat- kowym obciążnikiem, zawieszonym za pomocą krążka na tym samym łańcuchu, co i obciążnik służący do napędu zegara.

W ten sposób urządzony napęd nie potrzebuje już napędu pomocniczego, gdyż obciążnik napędowy działa na koło napędowe również w czasie podciągania go do góry.



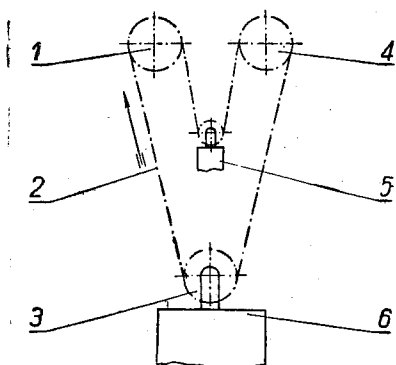
Rys. 144. Napęd obciążnikowy łańcuchem bez końca.

Na rys. 144 pokazany jest napęd zegara domowego pierścieniowym łańcuchem bez końca. Obciążnik napędowy 4 zawieszony jest na łańcuchu 2 za pomocą ruchomego krążka 3. Z tego krążka łańcuch przechodzi z jednej strony na koło łańcuchowe 1 a z drugiej strony na koło naciągowe 5. Na pozostałej części łańcucha, na krążku 6, wisi obciążnik naprężający 7, którego zadaniem jest naprężyć łańcuch a przez to umożliwić mu niezawodne ząbkowanie się z kołami. W czasie chodu zegara obciążnik napędowy 4 obniżając się napędza koło łańcuchowe 1, a obciążnik naprężający 7 unosi się ku górze.

Siła powodująca czynny moment napędowy w takim urządzeniu jest mniejsza od ciężaru obciążnika napędowego o ciężar obciążnika naprężającego. Lecz przy obliczaniu wytrzymałości łańcucha należy pamiętać, że siła działająca rozrywająco na łańcuch jest równa pełnemu ciężarowi obciążnika napędowego.

Angielskie długoszafkowe zegary 30-godzinne napędzane są również za pomocą łańcucha bez końca. Napęd w tych zegarach jest tak urządzony, że tylko jeden obciążnik napędza mechanizm chodu i mechanizm bicia. Jak widzimy na rys. 145, obciążnik 6, zawieszony na krążku łańcuchowym 3, ciągnie łańcuch 2, prze-

rzucony przez koło łańcuchowe 1, napędzające mechanizm chodu, i przez koło łańcuchowe 4, napędzające mechanizm bicia. Strzałka wskazuje kierunek biegu łańcucha podczas naciągu. Luźną część łańcucha utrzymuje w naprężeniu obciążnik naprężający 5 a często tylko ołowiana obrączka. Urządzenia naciągowe i zapadkowe znajdują się przy kole 1.



Rys. 145. Napęd chodu i bicia jednym obciążnikiem.

Przy wszelkich powyższych rozważaniach pomijano zupełnie wpływ, jaki wywiera na napęd ciężar ciągną. Jest to zupełnie dopuszczalne przy użyciu lekkich cięgien ze strun jelitowych lub nylonowych. Jeżeli chodzi o napędy łańcuchowe, należy jednak pamiętać, że w miarę opadania obciążnika, siła działająca na obwodzie koła łańcuchowego wzrasta przez powiększenie się długości łańcucha, na którym obciążnik jest zawieszony. Wskutek tego moment napędowy nie jest ściśle stały, lecz nieco powiększa się w miarę opadu obciążnika. O wpływie tym należy pamiętać zwłaszcza przy zegarach o dużej wysokości opadu, ciężkim łańcuchu a stosunkowo lekkim obciążniku.

C. NAPĘDY SPRĘŻYNOWE

1. Wiadomości ogólne

W budowie przyrządów znacznie częściej używane są sprężyny jako akumulatory energii niż obciążniki. Dzieje się to głównie dlatego, że ten rodzaj napędu zajmuje mniej miejsca, jest znacznie lżejszy i działa niezależnie od ustawienia przyrządu w stosunku do pionu. Ta ostatnia okoliczność czyni go szczególnie przydatnym do aparatów i przyrządów przenośnych. Stąd też i w zegarach mają one szerokie zastosowanie.

Sprężynami w mechanice nazywamy łączniki wykonane ze stali, mosiądzu, drewna lub innego materiału stosunkowo mało odkształcalnego, które dużą podatność sprężystą zawdzięczają odpowiedniemu ich ukształtowaniu. Podatnością sprężystą albo sprężystością nazywamy tę właściwość sprężyn, że pod działaniem siły ulegają one odkształceniom, a po ustaniu działania tych sił znowu przyjmują poprzednie kształty, wykonując przy tym pewną pracę.

Zależnie od kształtu rozróżniamy *sprężyny płytkowe, taśmowe, pręcicwe, śrubowe, spiralne, krążkowe, pierścieniowe* itd.

Zależnie od przeznaczenia rozróżniamy *sprężyny dociskowe, napędowe i zderzakowe*.

Na ogół sprężyny podlegają bądź zginaniu, bądź też skręcaniu.

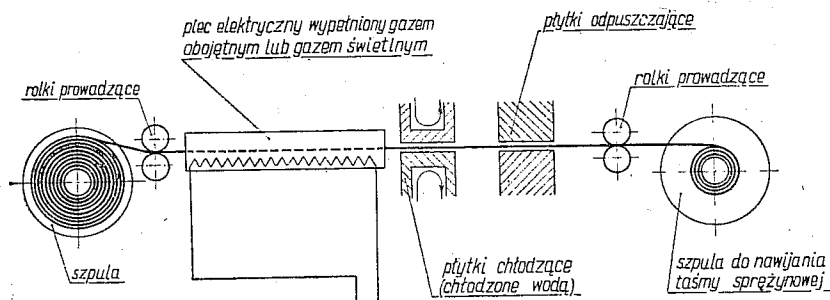
Sprężyny spiralne taśmowe, pracujące na zginanie, używane są w mechanizmach zegarowych jako sprężyny napędowe. Otrzymujemy je przez zwiniecie taśmy stalowej w spiralę.

Inne zjawiska zachodzą przy napędzie sprężynowym aniżeli przy napędzie obciążnikowym. Działanie sprężyny jako akumulatora energii, w przeciwieństwie do działania obciążnika, jest niezależne od siły przyciągania ziemi, gdyż pochodzi od działania wewnętrznych naprężeń, powstałych w materiale sprężyny na skutek przemieszczenia cząstek elementarnych wywołanego siłami zewnętrznymi. Naprężenia te nazywamy *siłami sprężystości*.

Napęd taki, do którego zastosowano sprężynę, wynaleziono około 1400 roku. Pierwszym znanym zegarem z napędem sprężynowym jest zachowany w zbiorach wiedeńskich zegar stołowy, wykonany z mosiądzu i srebra na zamówienie Filipa Dobrego burgundzkiego (1 — rys. 15). Wykonali go w latach 1429-1435 zegarmistrz P. Lambert z Mons i złotnik J. Poultin z Brugii. Było

to dużym postępem, gdyż umożliwiło konstruowanie zegarków noszonych. Do tego czasu budowano tylko zegary nieprzenośne. Jednak sprężyny napędowe stosuje się nie tylko w zegarkach, ale również i w zegarach. Są one wprawdzie stosunkowo mniej wydajnymi zbiornikami energii, ale za to przy małych siłach są najwygodniejsze.

Jako materiału do wyrobu sprężyn zegarowych używa się m. in. stali węglowej o zawartości węgla $0,4 \div 1,0\%$. Stal tę walcuje się aż do uzyskania postaci taśmy, której powierzchnię dokładnie się szlifuje i poleruje, następnie hartuje się albo utwardza przez walcowanie na zimno. Po zahartowaniu odpuszcza się ją w temperaturze 300 do 350° na barwę fioletową lub niebieską. Twardość odpuszczonej taśmy wynosi od 400 do 500 stopni Brinella przy wytrzymałości na zerwanie około 140 kG/mm^2 .



Rys. 146. Schemat hartowania taśmy sprężynowej

Jeden z nowoczesnych sposobów hartowania taśmy sprężynowej przedstawiony jest na rys. 146. Taśma odwija się ze szpuli, przechodzi przez piec elektryczny wypełniony gazem obojętnym, gdzie nagrzewa się do 750 a nawet 850°C . Gaz ten chroni polerowaną powierzchnię taśmy przed utlenianiem. Następnie przesuwa się między dwiema płytkami mosiężnymi chłodzonymi wodą; tutaj następuje studzenie taśmy. Dalej przechodzi między płytkami nagrzanymi do 300 a nawet do 350°C w celu odpuszczenia, a gotowa już nawija się na drugą szpulę.

Stal krzemowa (stal węglowa z dodatkiem krzemu) lepiej się nadaje jako materiał na sprężyny, gdyż ma wyższą granicę sprężystości i wytrzymałości. Zawiera ona $0,3 \div 0,7\%$ węgla, $0,6 \div 1,2\%$ manganu i $0,4 \div 2,0\%$ krzemu. Stal ta po utwardzeniu zostaje odpuszczona.

W ostatnich czasach do stali sprężynowych dodaje się innych metali, jak np. chromu, niklu, molibdenu, berylu, które dodają sprężynie elastyczności i znacznie zmniejszają niebezpieczeństwo pęknięcia pod wpływem zmęczenia.

Ze stali węglowej można otrzymać dobre sprężyny pod warunkiem uzyskania materiału o wielkiej czystości. Szczególnie szkodliwymi zanieczyszczeniami są tu siarka i fosfor. Dopuszczalna ich zawartość w stalach sprężynowych nie powinna przekraczać 0,05% lub nawet jeszcze mniej. Należy też się liczyć z niebezpieczeństwem łatwiejszego ich pęknięcia pod wpływem zmęczenia.

Przed kilkunastu laty usiłował dr Straumann (Niemcy) uzyskać (przez dodanie berylu) specjalny stop na sprężyny odznaczający się wielką sprężystością, odpornością na korozję (rdzewienie), odpornością na zmęczenie (będące główną przyczyną nagłych pęknięć sprężyny) oraz nie ulegający trwałemu namagnesowaniu. Badania te przerwała wojna. Były one jednakże na tyle posunięte naprzód, że próbne sprężyny „Berydur” założono w kilka tysięcy zegarków i wysłano do Indii. Okazały się one rzeczywiście nie pękające dzięki wysokiej odporności na zmęczenie. Nie miały jednak takiej sprężystości jak normalne sprężyny stalowe.

W ostatnich jednak latach, po zastosowaniu pewnych ulepszeń, dr Straumann wypuścił nowe sprężyny pod nazwą „Nivaflex”. Niwafleks jest to stop na niełamliwe, nierdzewne i niemagnetyczne sprężyny napędowe. Stop ten składa się z $30 \div 50\%$ kobaltu, $10 \div 20\%$ niklu, $10 \div 20\%$ chromu z dodatkiem wolframu, molibdenu, tytanu, krzemu i berylu, reszta żelazo i węgiel.

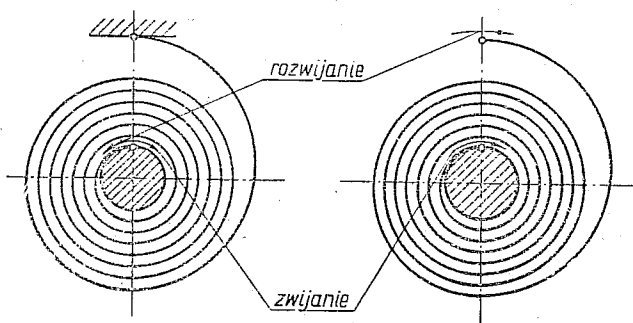
Wielkimi zaletami — donosi prasa fachowa — odznaczają się też amerykańskie sprężyny „Elgiloy” zawierające aż osiem składników, mianowicie: kobalt (40%), chrom (20%), nikiel (15%), żelazo (15%), molibden (7%), mangan (2%), beryl (0,04%), węgiel (0,06%). Sprężyny z tego stopu nie magnesują się w polu magnetycznym o natężeniu 2000 gausów¹⁾, nie wykazują śladów korozji w ciągu 500-godzinnej kąpieli w roztworze soli kuchennej, wytrzymują większą ilość naciągnięć niż dotychczasowe sprężyny stalowe. Sprężyny „Elgiloy” są białe z żółtawym połyskiem.

2. Rodzaje napędów sprężynowych

Sprężyna nawija się na wałku, a zewnętrzny jej koniec jest umocowany na nieruchomej części mechanizmu zegara lub za-

1) Jednostka indukcji magnetycznej.

czepiony o wewnętrzną ścianę bębna sprężyny. Obydwa te sposoby przedstawione są schematycznie na rys. 147 i rys. 148.



Rys. 147.
Napęd wewnętrznym
końcem sprężyny.

Rys. 148.
Napęd zewnętrznym
końcem sprężyny.

Przy zastosowaniu pierwszego sposobu (rys. 147) koniec sprężyny umocowany jest na filarku szkieletu albo na specjalnym słupku, albo też w nieruchomym bębnie, stanowiącym jedynie osłonę sprężyny. W czasie nakręcania zegara wałek sprężyny obraca się w jedną stronę, a w czasie chodu w drugą i z niego właśnie ruch jest przekazywany na mechanizm. Urządzenie to ma tę wadę, że mechanizm w czasie nakręcania zatrzymuje się.

Przy zastosowaniu drugiego sposobu (rys. 148) sprężyna umieszczona jest w ruchomym bębnie, który w czasie chodu zegara obraca się w tym samym kierunku, co i wałek sprężyny w czasie nakręcania. A więc sprężyna oddaje nagromadzoną w niej energię nie końcem wewnętrznym, jak na rys. 147, ale zewnętrznym. W tym przypadku mechanizm w czasie nakręcania nie zatrzymuje się. W zależności od tego, cośmy wyżej powiedzieli, można rozróżnić trzy zasadnicze rodzaje napędów sprężynowych:

a. Napęd wewnętrznym końcem sprężyny: Wówczas sprężyna umieszczona jest w bębnie nieruchomym lub najczęściej bębna nie ma w ogóle.

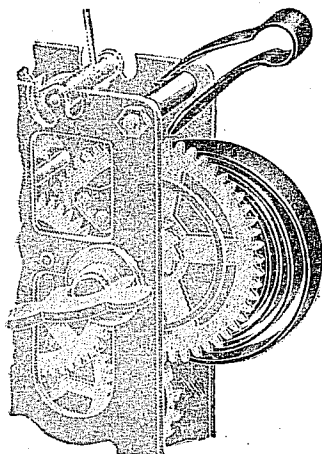
b. Napęd zewnętrznym końcem sprężyny. Tutaj sprężyna umieszczona jest w bębnie ruchomym, przy czym bęben może być z pokrywką lub bez pokrywki.

c. Napęd obydwoma końcami sprężyny.

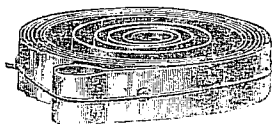
a. Napęd wewnętrznym końcem sprężyny

Sprężyna bez bębna

Napęd sprężyną bez bębna jest stosowany w tanich zegarach a zwłaszcza w zegarach kuchennych i budzikach. Sprężyna taka zahaczona jest wewnętrznym końcem na haku wałka sprężyny, a zewnętrznym końcem zaczepiona na słupku zamocowanym w płycie, lub bezpośrednio na jednym z filarków (rys. 149).



Rys. 149. Sprężyna
z otwartym uchem
(zaczepem).

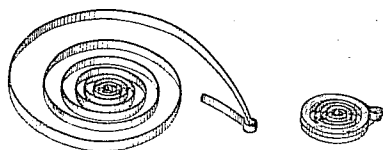


Rys. 150. Sprężyna
z uchem zamkniętym.

Wadą napędu sprężyną umieszczoną w mechanizmie bez bębna jest to, że sprężyna potrzebuje wiele miejsca, a ponieważ rozprężanie się jej ograniczone jest sąsiednimi częściami mechanizmu, więc rozwija się ona w bok, co powoduje duże tarcie wzajemne zwoi ze strony przeciwnej i wskutek tego znaczną stratę energii. Dalszą usterką takiego napędu jest to, że klucz naciągowy w czasie chodu zegara obraca się razem z wałkiem, a jeżeli ucho klucza jest za luźne, to co pół obrotu wydaje stuk. Najważniejszą może wadą jest jednak to, że w czasie nakręcania zegara przedkładnia chodu nie otrzymuje energii od sprężyny napędowej i zegar się zatrzymuje, na co ostatecznie w tanich zegarach, gdzie takie sprężyny są stosowane, nie zwraca się wiele uwagi.

Dodać należy, że dawniej sprężyny budzikowe (bez bębnow) wykonywane były wyłącznie z zamkniętym uchem (rys. 150) za-

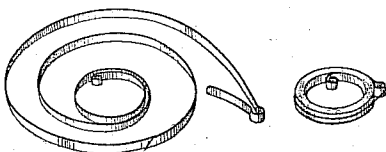
kładanym na filarek lub słupek tak, że gdy zachodziła potrzeba zmiany sprężyny, należało rozbierać cały mechanizm. Dopiero w r. 1921 na wniosek jednego z zegarmistrzów zaczęto produkować sprężyny budzikowe z otwartym uchem. Sprężynę taką (rys. 149) po pęknięciu można wyjąć z boku mechanizmu i również z tej samej strony założyć nową.



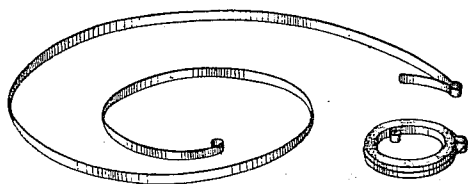
Rys. 151. Sprężyna z otwartym uchem zwinięta w mały krążek, a obok rozpakowana.

Gdy sprężyny takie pakowano w małe krążki, odkształcały się trwale i znacznie zmniejszały swą średnicę po rozwinięciu (rys. 151). Było to wadą wpływającą nie tylko na zmniejszenie czasu chodu budzika, ale i utrudniającą założenie takiej sprężyny.

Rys. 152. Sprężyna budzikowa zwinięta szerzej celem łatwiejszego włożenia do mechanizmu.



Aby ułatwić zakładanie tych sprężyn, zwijano je w większe krążki, jak to widzimy na rys. 152. Sprężyna taka po wyjęciu z obrączki drucianej miała zwoje środkowe szeroko rozwinięte, a tym samym i włożenie jej z boku mechanizmu było łatwiejsze.



Rys. 153. Sprężyna budzikowa z otwartym uchem jeszcze szerzej.

Początkowo zegarmistrze nie mieli zaufania do tych „szeroko” zwijanych sprężyn, przypuszczając że są one gorszego gatunku. Niektóre wytwórnie sprężyn budzikowych zwijały je również w szerokie krążki z tą różnicą, że po wyjęciu wyglądały one jak na rys. 153.

Włożenie takiej sprężyny było oczywiście łatwe, ale po nakręceniu zegara, balans zwykle odbijał („prelował”). Radzono sobie wówczas w ten sposób, że po włożeniu i nakręceniu sprężyny pozostawiano budzik na jakiś czas nieruchomo, w tym czasie wewnętrzne zwoje uzyskiwały częściowo trwałe odkształcenie i po uruchomieniu budzik chodził normalnie.

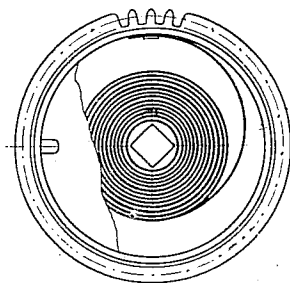
Sprężyna w bębnie nieruchomym

Napęd sprężyny w bębnie nieruchomym (przykręconym do płyty) w ostatnich czasach już nie jest stosowany. Bęben w takim urządzeniu nie ma ani pokrywki, ani dna, lecz tylko odwinięty kołnierz, który przykręcony jest do płyty zegara. Działanie urządzenia jest takie samo jak przy sprężynie bez bębna. Jest ono tylko o tyle lepsze, że sprężyna może tu rozwijać się równomiernie i układać się na ściankę bębna, a w wypadku pęknięcia nie może uszkodzić sąsiednich części jak to się zdarza np. w budzikach ze sprężyną bez osłony.

b. Napęd zewnętrznym końcem sprężyny

Sprężyna w bębnie ruchomym z pokrywką

W zegarach wyższej klasy sprężyna napędowa mieści się w bębnie zamkniętym obracającym się dokoła wałka, wskutek czego ma ona lepsze warunki pracy przy rozwijaniu się (rys. 154).



Rys. 154. Bęben sprężyny z pokrywką.

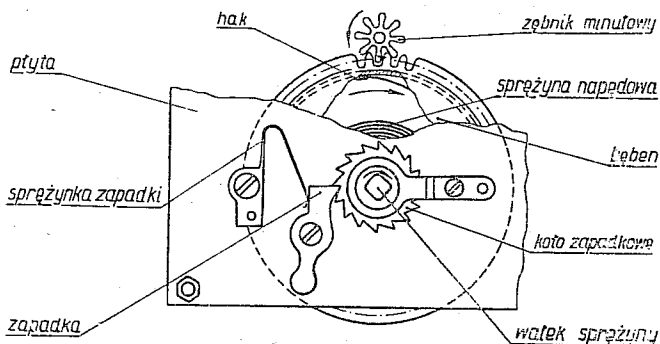
Podczas nakręcania zegara sprężyna nawija się na wałek. Natomiast w czasie chodu rozwija się ciągnąc swym zewnętrznym końcem bęben zaopatrzony w wieniec zębaty, zastępujący koło napędowe.

Bęben powinien być tak starannie ułożyskowany na wałku, żeby jego *bicie promieniowe* oraz *bicie osiowe*¹⁾ nie były większe

¹⁾ Bicie promieniowe nazywane jest także błędem *mimośrodowości*, bicie osiowe, czyli czołowe — błędem *skośności*.

niż u kół i zębników. Wewnątrz musi być gładko wytoczony, aby sprężyna swobodnie się rozprężyła.

Ażeby sprężyna nie zakleszczała się swoimi krawędziami, szerokość jej jest zawsze nieco mniejsza od wewnętrznej wysokości bębna. Sprężyna nie mając dostatecznego luzu skrobałaby dno lub pokrywkę bębna, co tworzyłoby wewnątrz opiłki i powodowało nierównomierny napęd, a nawet zatrzymanie się zegara.



Rys. 155. Napęd sprężyną umieszczoną w bębnie ruchomym.

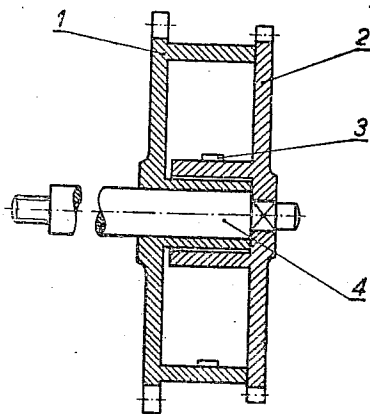
Wewnętrzny koniec takiej sprężyny umocowany jest na wałku, zewnętrzny zaś — na haku znajdującym się na wewnętrznej ścianie bębna.

Sprężyna zwijana jest w bębnie za pośrednictwem wałka sprężyny obracającego się podczas nakręcania bądź w prawo (rys. 155), bądź w lewo. W czasie chodu zegara wałek sprężyny jest nieruchomy, gdyż urządzenie zapadkowe, umocowane na płycie mechanizmu, w tym przypadku jest niezależne od koła napędowego. Natomiast bęben sprężyny obraca się w tym samym kierunku, co i wałek przy nakręcaniu. Energia rozwijającej się sprężyny przenoszona jest na przekładnię chodu, jak to wskazują strzałki na rys. 155. W czasie nakręcania zegara przekładnia chodu znajduje się nadal pod naporem siły napędowej, dzięki czemu zegar się nie zatrzymuje. Nie ma więc tu potrzeby stosowania napędu pomocniczego.

Sprężyna w bębnie ruchomym bez pokrywki

Napęd w bębnie ruchomym bez pokrywki stosowany jest w takich zegarach i zegarkach. Bęben 1 (rys. 156) oraz koło zapadkowe 2 osadzone są na wałku sprężyny 4 i pracują niezależnie

od siebie. Na tulejce koła zapadkowego znajduje się hak 3 do wewnętrznego zaczepu sprężyny. W tej konstrukcji koło zapadkowe 2 będące zarazem kołem naciągowym pełni jednocześnie rolę pokrywki bębna. Poza tym, urządzenie takie działa tak jak i poprzednie.



Rys. 156. Bęben bez pokrywki, którą zastępuje koło naciągowo-zapadkowe.

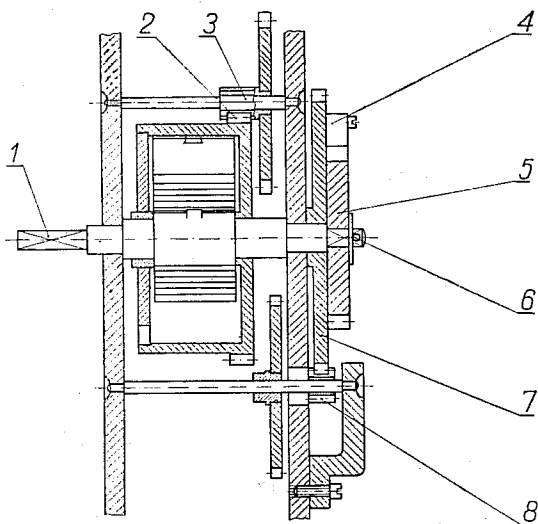
c. Napęd obydwoma końcami sprężyny

Na rys. 157 przedstawiony jest napęd obydwoma końcami sprężyny. Jedna sprężyna może tu napędzać dwa mechanizmy.

Tego rodzaju napęd ze względu na swoją konstrukcję tworzy połączenie dwóch poprzednich. Ma on zastosowanie głównie w mechanizmach zegarowych wyposażonych w datowniki, bębny rejestracyjne itp., w których zatrzymywanie się mechanizmów chodu w czasie nakręcania jest szczególnie niepożądane, albo też w zegarach, w których jeden koniec sprężyny napędza mechanizm chodu, a drugi koniec — mechanizm bicia lub budzenia.

Zębaty wieniec bębna 2 zazębia się tak samo jak w innych mechanizmach z zębnikiem minutowym 3. Na osi napędowej 1, która jest zarazem wałkiem sprężyny, osadzone jest na zewnątrz płyty koło napędowe 7, zazębiające się z zębnikiem 8 mechanizmu bicia. Zapadka 4 umocowana jest na kole napędowym 7 i zazębia się z kołem zapadkowym 5, osadzonym na czopie kwadratowym osi napędowej 1.

Koło napędowe 7 wraz z kołem zapadkowym 5 zabezpieczone jest przed zsunięciem się z wałka 1 stożkowym kołkiem 6. Kołek ten powinien być dobrze dopasowany do otworu i zabezpieczony przed wypadnięciem.



Rys. 157. Napęd obydwoma końcami sprężyny.

Do napędu o tej podwójnej czynności stosuje się zwykle dłuższą sprężynę.

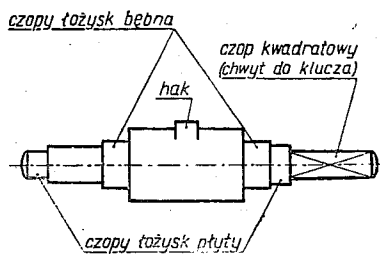
3. Wałek sprężyny

Sprężyna podczas nakręcania zegara nawija się na wałek. Wałki sprężyn różnych zegarów niewiele różnią się od siebie. Przy każdym wałku występują elementy oznaczone na rys. 158. Wymiary wałka zależą od ogólnej konstrukcji zegara.

Promień wałka sprężyny (w tym miejscu, gdzie nawija się sprężyna) jest zwykle około 15 razy większy niż grubość taśmy sprężyny. Jeżeli np. grubość sprężyny wynosi 0,5 mm, to promień wałka sprężyny powinien mieć około 7,5 mm. Przyjmuje się także, szczególnie w zegarkach, że promień wałka sprężyny wynosi $\frac{1}{3}$ promienia bębna. Znaczne zmniejszenie średnicy wałka powoduje trwałe odkształcanie się lub pęknięcie sprężyn.

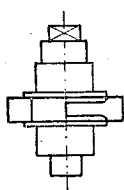
Zdarza się czasem, zwłaszcza w budzikach, że wałek sprężyny jest cieńszy, niż określa to powyższa norma. Wówczas odpuszcza

się tyle wewnętrznego końca sprężyny, by można nim owinąć wałek raz lub dwa razy. Traci się wówczas dla napędu te zwoje sprężyny, ale zyskuje się na materiale, z którego należałoby wykonać grubszy wałek, i na czasie jego wykonania.

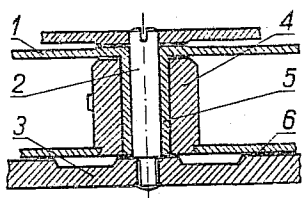


Rys. 158. Wałek sprężyny do zegara.

Na rys. 159 przedstawiony jest wałek sprężyny do zegarka. Powierzchnie oporowe wałka, zwłaszcza te, które pracują z bębniem, muszą być prostopadłe do osi oraz gładko wykończone. Ważne jest również, ażeby tworzące powierzchnię, na którą nawija się sprężyna, były równoległe do osi wałka. W przeciwnym razie sprężyna będzie się krzywo nawijała i ocierała o dno lub pokrywkę bębna.



Rys. 159. Wałek sprężyny do zegarka.



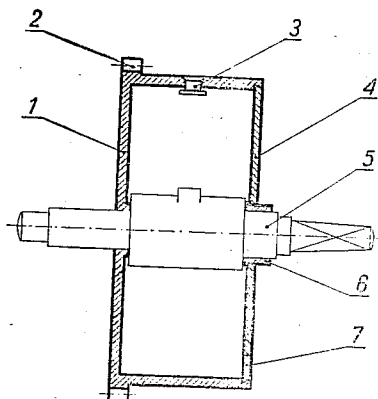
Rys. 160. Zamocowanie sprężyny w niektórych zegarkach o naciągu chybotkowym.

Na rys. 160 widzimy przekrój bębna stosowanego w niektórych zegarkach o naciągu chybotkowym. Nie ma tutaj właściwego wałka sprężyny, a zamiast niego zastosowano nieruchomą oś 2, z gwintowanym czopem wkręconym w płytę mechanizmu, oraz osadzone na niej dwie tulejki: wewnętrzną 5, tworzącą jedną całość z bębniem 1, i zewnętrzną 4, zwaną w kole naciągowym 6. Zarówno tulejka wewnętrzna na osi, jak i tulejka zewnętrzna na wewnętrznej, są pasowane obrotowo. Na tulejce zewnętrznej 4 jest hak do zaczepienia sprężyny. Jej koniec zewnętrzny zaczepiony jest na ścianie bębna.

W konstrukcji tej można łatwo wyjąć bęben z boku mechanizmu po wykręceniu osi 2. Aby jeszcze bardziej uprościć produkcję, bęben w takim zegarku jest zwykle bez pokrywki; zastępuje ją koło naciągowe 6, zanitowane bezpośrednio na tulejce 4.

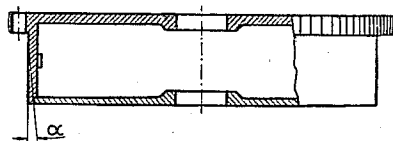
4. Bęben i pokrywka bębna

Bęben sprężyny jest to płaskie, walcowe pudełko, zamknięte z jednej strony pokrywką 4 (rys. 161). W dnie 1 i w tulejce 6 ułożyskowany jest wałek sprężyny 5. Na obwodzie bębna znajduje się zwykle wieniec zębaty 2, zazębiający się z zębniakiem minutowym, a w zegarach o napędzie powyżej 3 dni, z zębniakiem dodatkowym. Wieniec ten spełnia rolę koła napędowego.



Rys. 161. Bęben z pokrywką do zegarka.

W bocznej ścianie bębna zanitowany jest hak 3 do zaczepienia zewnętrznego końca sprężyny. Otwór 7 w pokrywce służy do jej podważania przy otwieraniu bębna. Powinien on być tylko tak duży, jak to jest konieczne do włożenia narzędzia przy otwieraniu.

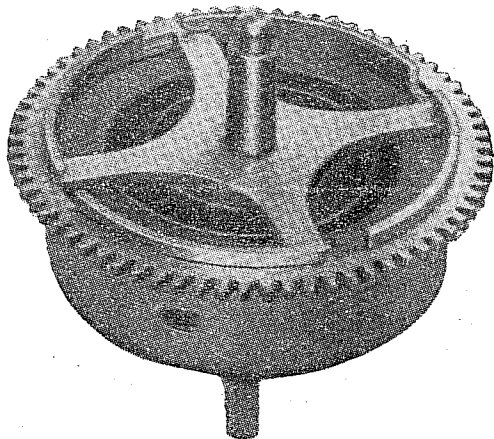


Rys. 162. Bęben z pokrywką do zegarka.

Na rys. 162 widzimy przekrój bębna sprężyny do zegarka. Należy zwrócić uwagę na podtoczenie, w które wciska się pokrywka. Kąt α daje nam wyobrażenie, jak niewielkie powinno być to podtoczenie, ażeby pokrywka należycie „siedziała”. Cała więc

tajemnica dobrze dobranej pokrywki leży tylko w tym, żeby zewnętrzna krawędź pokrywki i podtoczenia tworzyły z zewnętrzną ścianką bębna kąt α wynoszący kilka stopni.

Rzadko spotykany typ bębna widzimy na rys. 163. Wytwórnice mało produkują takich bębnow, mimo że mają one swoje zalety i w wykonaniu są tańsze. Sprężyna znajduje się w bębnie, którego dno ma zgrubienie wokół otworu, będącego łożyskiem dla wałka.



Rys. 163. Bęben sprężyny z zakładanym kołem napędowym.

Górna zaś krawędź bębna ma cztery *zaczepy bagnetowe*, w które wsuwa się oddzielne koło napędowe. Oprócz łatwiejszego wykonania bęben taki ma jeszcze tę zaletę, że pękająca sprężyna nie uszkodzi sąsiedniego zębniaka, lecz spowoduje cofnięcie się koła napędowego w zaczepach.

Niektóre wytwórnice zagraniczne w ten sposób zabezpieczają zęby na wypadek zerwania sprężyny, że na wałek sprężyny nakręcają na gwint tulejkę z hakiem do zaczepienia sprężyny. Jeżeli sprężyna pęknie, to tulejka nieco się odkręci, co łagodzi raptowne szarpnięcie i zabezpiecza zęby przed uszkodzeniem.

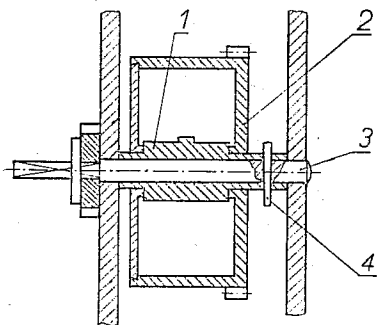
Wykonywanie bębnow ruchomych uległo w produkcji fabrycznej wielu przemianom. Starsze bębny i wieńce zębate, wykonywane oddzielnie, były zwykle łączone za pomocą miękkiego lutowania. W wielu przypadkach ścianki bębnow, zwłaszcza do zegarków, były zrobione z paska mosiądzu i łączone srebrnym lub mosiężnym lutem. Obecnie bębny są zwykle wytłaczane z blachy lub wykonywane z rury ciągniętej bez szwu; nie ma więc obawy, żeby pękały w miejscach połączeń, jak to zdarzało się daw-

niej. Bębny zegarków są wykonywane przez toczenie, z ciągnionego materiału prętowego. Tym sposobem — mimo że jest on kosztowny — wytwarza się bębny nawet do większych mechanizmów, zwłaszcza w produkcji małoseryjnej.

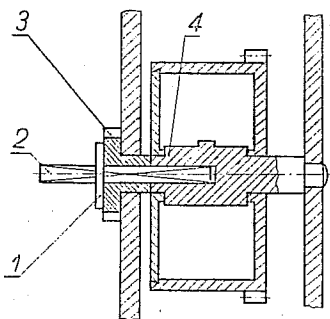
Bębny sprężyn powinny być tak ułożyskowane, by można je było oddzielnie wyjmować. Jest bowiem dużym utrudnieniem i niepotrzebną stratą czasu przy wymianie sprężyny rozbierać duży skomplikowany nieraz mechanizm, który w takim przypadku musi być zwykle ponownie czyszczony i smarowany. Wszystkie znane konstrukcje umożliwiające *wyjmowanie bębna bez rozbierania płyt* można podzielić na dwa rodzaje:

1. Wałek sprężyny składa się z dwóch części; odłączanie bębna następuje przez rozebranie tego wałka.
2. Wałek jest jednolity, a wycięcie w płycie pozwala odjąć bęben.

Obydwa rodzaje mają swoje zalety i obydwa potrzebują osobliwej uwagi przy składaniu i rozbieraniu.



Rys. 164. Bęben wyjmowany przez rozbieranie wałka dzielonego.



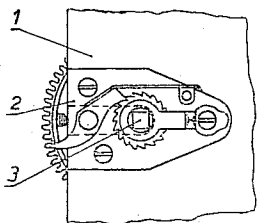
Rys. 165. Inny rodzaj dzielonego wałka sprężyny.

Wałek sprężyny, który będziemy nazywać *wałkiem dzielonym* (rys. 164), składa się z tulejki 1 przechodzącej przez bęben 2 i mieszczącej się luźno między obydwoema płytami, tak że można cały bęben włożyć z boku mechanizmu i dopiero potem wsunąć wałek 3. Hak do zaczepienia sprężyny znajduje się na tej tulejce. Otwory łożyskowe w płytach i otwór w tulejce są tej samej średnicy, żeby mógł przez nie łatwo przejść stalowy wałek 3. Jest on zaopatrzony w czop kwadratowy do koła zapadkowego i w chwyt do klucza, a wystające końce stanowią czopy ułożyskowane

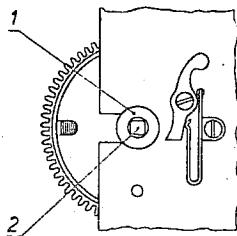
w płytach. Aby uzyskać stałe połączenie tulejki z wałkiem są one przywiercone, a w ten otwór wbity jest stożkowy kołek 4.

Inny rodzaj dzielonego wałka sprężyny widzimy na rys. 165. Na czop kwadratowy 2, którego koniec jest także chwytem naciągowym, wtłoczone jest na stałe koło zapadkowe 3 z masywną tulejką, spełniającą zadanie czopa łożyskowego. Część czopa kwadratowego od strony tulejki koła zapadkowego wpasowana jest w kwadratowy otwór wałka 4. Koło zapadkowe 3 dociskane jest do płyty półmostkiem 1.

Działanie innych systemów wałków dzielonych nie jest zadowalające z powodu za małych powierzchni w miejscach połączeń. Powoduje to szybkie zużycie się, wskutek czego powstają usterki w zazębieniu koła napędowego.



Rys. 166. Ułożyskowanie wyjmowanego bębna w mostku.



Rys. 167. Łożysko z kołnierzem umożliwiające wyjmowanie bębna.

Drugi rodzaj wyjmowanego bębna sprężyny przedstawia rys. 166. Wałek bębna jest tu normalny, lecz nieco dłuższy. W płycie jest wycięcie na wałek sprężyny (zaznaczone na rysunku linią kreskową). Czopy wałka 3 (czasem tylko jeden) ułożyskowane są w mostku 2 przykręconym do płyty 1. Na mostku 2 zamontowane jest całe urządzenie zapadkowe.

W budzikach produkcji Łódzkiej Fabryki Zegarów wprowadzono właśnie takie ulepszenie i ułożyskowano jeden czop wałka sprężyny w płycie przedniej, a drugi w mostku przykręconym do filarków razem z płytą tylną, jak to zaznaczono linią kreskową na rys. 98.

W niektórych mechanizmach oprócz odkręcenia mostków należy zluźnić nakrętki lub wkręty filarków w pobliżu bębna. Gdybyśmy tego nie zrobili, bęben nie wyszedłby bez użycia siły. Mostek powinien być tak gruby jak płyta; w przeciwnym razie łożysko pod wpływem silnego nacisku sprężyny szybko się zużyje.

Nieco inaczej urządzone jest wyjmowanie bębna w zegarkach firmy Enfield-Clarion. W wycięciu płyty osadzone jest wyjmowane łożysko z kołnierzem 1 (rys. 167). Na czopie kwadratowym wałka 2 osadzone jest koło zapadkowe, którego na tym rysunku nie uwidoczniono. Aby więc wyjąć bęben, należy zdjąć koło zapadkowe i wyjąć łożysko.

Większe bębny mają dłuższe sprężyny, umożliwiające dłuższy chód zegara a tym samym i równomierniejszy moment napędowy. Ponieważ mogą one chodzić po jednym nakręceniu nie tylko 36, ale 40 i więcej godzin, więc jeżeli się je nakręca co 24 godziny, to moment napędowy jest oczywiście bardziej równomierny. Takie wymagania stawia się zwłaszcza zegarkom naręcznym.

Zegarek naręczny musi mieć stosunkowo większy moment napędowy, mianowicie dlatego, że gdy porówna się średnice czopów dobrego zegarka kieszonkowego i małego zegarka naręcznego to stwierdzimy, że w stosunku do ciężaru balansu czopy w zegarku naręcznym są o wiele grubsze. Gdy np. w zegarku kieszonkowym średnica czopa osi balansu wynosi około 0,1 mm, to w zegarku naręcznym o średnicy np. 12 mm ($5\frac{1}{4}''$) grubość czopów jest ta sama, mimo że balans jest od trzech do czterech razy lżejszy. Gdybyśmy więc chcieli utrzymać taki stosunek grubości czopów balansu jak w zegarkach kieszonkowych, to ze względu na wykonanie i wytrzymałość materiału byłoby to niemożliwe.

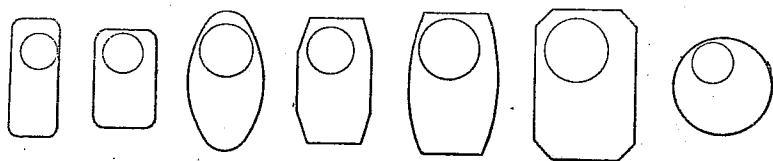
Podobny jest stosunek innych małych części zegarka kieszonkowego do naręcznego, które z konieczności muszą być większe, i dlatego zegarki naręczne wymagają większego momentu napędowego, tym bardziej że wobec wprost mikroskopijnych wymiarów tych części nie można ich tak dokładnie obrobić i wykończyć jak części większych.

Również i kąt spoczynku ze względu na pewność przyciągania musi być do trzech razy większy, aniżeli w zegarkach kieszonkowych, co również wymaga zwiększenia momentu napędowego.

I jeszcze jedno. Bęben w zegarkach kieszonkowych ma zwykle około 80 zębów, zębnik minutowy 10, a więc przełożenie jest 8 : 1. Dzięki czemu przy $4\frac{1}{2}$ obrotu bębna otrzymujemy napęd na 36 godzin. Natomiast bębny zegarków naręcznych mają zwykle mniejszą ilość zębów, tj. około 64. Jeżeli więc zębnik minutowy ma 10 zębów, to przełożenie wynosi 6,4 : 1, a więc bęben w ciągu 36 godzin musi zrobić około 6 obrotów.

Jednym z prostych sposobów osiągnięcia jak najmniejszej zmienności momentu napędowego jest powiększenie długości sprężyny, co wiąże się z koniecznością zwiększenia średnicy bęb-

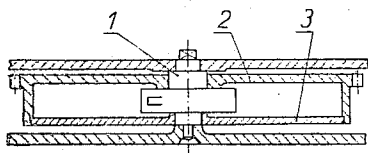
na. Są jednak trudności w rozmieszczeniu poszczególnych zespołów zegarka z dużym bębnem i okrągłymi płytami, dlatego zegarkom naręcznym nadaje się często kształt wydłużony. Widzimy na rys. 168, jak w mechanizmach różnego kształtu wielkość bębna można ustalić mniej lub więcej korzystnie. Na ogół w okrągłych mechanizmach nie można umieścić tak dużego bębna jak w mechanizmach podłużnych.



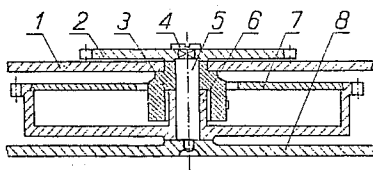
Rys. 168. Wielkość bębnow w różnych mechanizmach zegarków naręcznych.

Bywają też bębny sprężyn, których średnica jest równa średnicy mechanizmu. Stosuje się je zwłaszcza w kieszonkowych oraz samochodowych i samolotowych zegarkach ośmiodniowych. Ale ich konstrukcja jest inna.

Prawie wszystkie nasze zegarki mają zwykle bęben łożyskowany na wałku sprężyny w ten sposób, że łożyskiem dla wałka 1 (rys. 169) z jednej strony jest otwór w dnie bębna 2, a z drugiej — otwór w pokrywce 3. Przy takim sposobie łożyskowania zdarza się czasem, że wskutek niecentrycznego otworu w pokrywce lub wypracowania się otworów łożyskowych bęben ma za duże bicie osiowe, wskutek czego ociera się o sąsiednie koła lub płyty.



Rys. 169. Normalne łożyskowanie bębna.



Rys. 170. Ulepszony sposób łożyskowania bębna.

Na rys. 170 przedstawiony jest sposób łożyskowania bębna mający na celu zabezpieczenie go od zbyt dużego bicia osiowego. Na wałek 5 wciśnięta jest grubościenna tulejka 3 z powiększonym otworem od strony bębna. W ten otwór wchodzi luźno wy-

stająca od wewnątrz bębna piasta 6 utrzymująca bęben na wałku 5. Otwór w pokrywce 7 jest tak duży, że podczas obrotu nie dotyka tulejki 3. Hak do zaczepu sprężyny znajduje się na tulejce 3. Wałek 5 wraz z tulejką 3 ułożyskowany jest w mostku 1, a czop jego w płycie 8. Wkrętem 4 przykręcone jest koło zapadkowe 2. Ten sposób ułożyskowania nie ma jednak szerszego zastosowania, gdyż konstrukcja jego jest bardziej złożona.

5. Wymiary i kształty sprężyny napędowej

Sprężyna napędowa mechanizmu zegarowego musi być tak dobrana, żeby spełniała następujące warunki wytrzymałościowe i geometryczne:

1. Moment działający na koło napędowe mechanizmu zegarowego, przy całkowitym *zwinięciu* a tym samym *naciągnięciu* ¹⁾ sprężyny, nie może być większy, niż to wynika z największej dopuszczalnej wielkości amplitudy wahnięć regulatora.

2. Zmniejszenie się momentu napędowego, na skutek rozwijania się sprężyny, do takiej wartości, która odpowiada najmniejszej dopuszczalnej amplitudzie wahnięć regulatora, winno następować nie wcześniej, jak po upływie założonego czasu chodu zegara.

3. Naprężenia w materiale sprężyny w stanie całkowitego naciągnięcia powinny być dostatecznie odległe od niebezpiecznych.

4. Elastyczność materiału winna być możliwie wysoka i trwała.

5. Wzajemny stosunek długości i grubości taśmy sprężynowej musi być tak dobrany, żeby rozwijanie się sprężyny do największej średnicy (wyznaczonej położeniem części ograniczających rozwijanie) nie nastąpiło przed wykonaniem tej ilości obrotów koła napędowego, jaka odpowiada założonemu czasowi dokładnego chodu zegara, czyli rezerwie chodu.

Napięcie sprężyny, a więc i rozwijany przez nią moment napędowy, rosną proporcjonalnie do kąta jej zwinięcia, jeżeli ma ona swobodę rozwijania się (bez bębna). Na początku zwijania i na początku rozwijania się sprężyny, na skutek silnego tarcia jej zwojów o siebie, występują znaczne odchylenia od proporcjonalności między zwinięciem sprężyny a jej momentem. Starać się zatem trzeba, ażeby sprężyna spowodowała większą ilość obro-

¹⁾ Przez *zwinięcie* (lub *rozwinięcie*) sprężyny rozumiemy jej *stan geometryczny* (w bębnie), czyli wzajemne położenie jej zwojów względem siebie. Natomiast przez *naciągnięcie* — jej *stan naprężenia*, dzięki któremu jest ona zdolna do wykonania pracy.

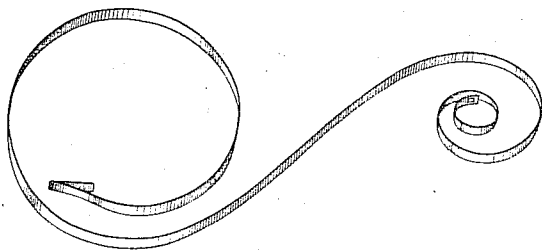
tów bębna niż ta, która jest niezbędna dla normalnego chodu zegara. Nadmiar możliwych do wykonania obrotów daje już niedokładny chód zegara.

Jeżeli do napędu zegara zastosuje się sprężynę silniejszą (grubszą) od tej, na którą były przewidziane wymiary wałka i bębna, to ilość możliwych do wykonania obrotów się zmniejszy, niebezpieczeństwo pęknięcia sprężyny — zwłaszcza na wewnętrznych jej zwojach — się zwiększy, a na skutek zwiększenia nacisków zazębienia, łożyska i czopy szybciej się wypracują.

Długości a zwłaszcza grubości sprężyny nie należy nigdy zmniejszać, gdyż — jak to wykażemy dalej — nawet bardzo mała zmiana grubości powoduje znaczną zmianę momentu napędowego. Jeżeli grubość sprężyny jest dobrze dobrana, to w braku odpowiedniej długości lepiej zastosować nieco krótszą lub za długą skrócić.

Sprężyna jest dobra, jeżeli ma powierzchnię możliwie najgładszą, a więc zmniejszającą tarcie i skoki (nagle rozwinięcia) nim spowodowane, jest wykonana z materiału właściwie dobranego oraz obrobionego cieplnie i plastycznie, a w stanie swobodnym przyjmuje kształt spirali o stopniowo wzrastających odległościach między oddalającymi się od środka zwojami, z łagodnym zakończeniem na wałek.

Najlepsze sprężyny zegarkowe, tzw. „eski”, przyjmują w stanie swobodnym kształt litery S, jak to wskazuje rys. 171. Zewnętrzny zwój przechodzi w końcu w odwrotnym kierunku, dzięki czemu uzyskuje się równomierniejszy moment napędowy.

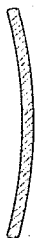


Rys. 171.
Sprężyna „eska”.

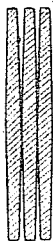
Gdy sprężyna jest rozwinięta w bębnie, jej wewnętrzny zwój powinien leżeć centrycznie w samym środku naokoło otworu bębna, wówczas wałek sprężyny nie będzie naciskany w żadną stronę. W czasie rozwijania się sprężyny zwoje jej powinny być (przynajmniej w pewnym krótkim okresie) równo od siebie od-

dalone. Brak takiego momentu jest objawem niecentrycznego rozwijania się sprężyny, które powoduje zwiększone straty na tarcie pomiędzy poszczególnymi zwojami.

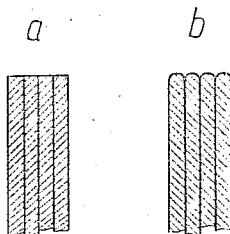
Aby uczynić sprężynę sztywniejszą, nadawano jej lekkie wyoblenie (wzdłużne wygięcie). Przekrój takiej sprężyny widzimy na rys. 172. Wygięcie takie dzięki zapewnieniu sprężynie lepszej stateczności utrzymywało ją po środku bębna w stanie napiętym, co zmniejszało tarcie jej krawędzi o dno i pokrywkę bębna.



Rys. 172. Przekrój wyoblonej sprężyny.



Rys. 173. Przekrój zwojów sprężyny ścieńczonej po brzegach.



Rys. 174. Krawędzie sprężyny: a — płaskie (niewłaściwe), b — zaokrąglone.

Na rysunku 173 widzimy przekrój kilku zwojów taśmy sprężyny ścieńczonej przy brzegach. Ścieńczenie to — oprócz korzyści wymienionych wyżej — zmniejsza przyklepność między zwojami. W tym przypadku zwoje nie dotykają się szeroką płaszczyzną, lecz tylko jakby jedną linią. Sprężyny takie stosowane były dawniej w chronometrach.

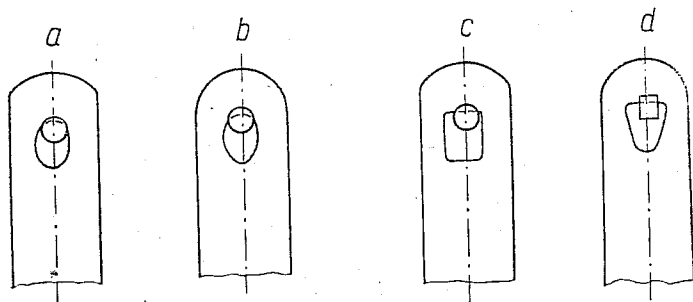
Usiłowano jeszcze w inny sposób ulepszyć sprężyny, by zmniejszyć tarcie, a mianowicie przez zwięzanie jej w miarę zbliżania się do środka. Jednak nie osiągnięto pożądanego rezultatu, gdyż wewnętrzne zwoje sprężyny nie odciągały dostatecznie zwojów zewnętrznych, które wskutek tego z większym tarcem przylegały do siebie.

Krawędzie sprężyny powinny być zaokrąglone i wypolerowane (rys. 174b), aby nie skrobały o dno i pokrywkę bębna, a tylko ślizgały się łatwo po ich powierzchni.

6. Zaczepy i haki

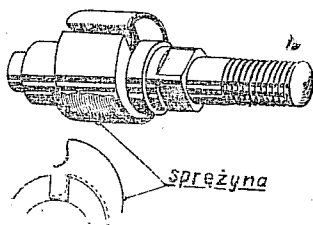
a. Zaczepy wewnętrzne

Ażeby sprężyna spełniała swoją rolę, musi mieć na obydwu końcach otwory lub inne urządzenia do zaczepiania, które ogólnie nazywamy *zaczepami*. Otwory te muszą mieć odpowiedni kształt, ażeby sprężyna była silnie i niezawodnie zaczepiona na haku. Na rys. 175 widzimy niewłaściwe (*a, b*) i właściwe (*c, d*) kształty otworów w sprężynach.



Rys. 175. Niewłaściwe i właściwe kształty otworów.

Trójkątny otwór na wewnętrznym końcu sprężyny musi być dostatecznie długi. Przede wszystkim jednak krawędź otworu opierająca się o hak powinna być prostopadła do krawędzi sprężyny, gdyż tylko wtedy koniec sprężyny ułoży się należycie w bębnie. Jeżeli otwór jest okrągły a nadto niesymetryczny w stosunku do haka, koniec sprężyny może wystawać i ocierać się jednym z boków o dno bębna lub pokrywkę i w rezultacie działać hamująco.



Rys. 176. Wewnętrzny zaczep sprężyny bez otworu i haka na wałku.

Najlepszy kształt wewnętrznego końca sprężyny jest wówczas, gdy końcowa jej część, tj. około $\frac{3}{4}$ zwoju, skierowana jest do

wałka. Sam koniec taśmy (również około $\frac{3}{4}$ zwoju) powinien obejmować wałek i dobrze do niego przylegać. Jeżeli wewnętrzne zakończenie sprężyny jeszcze w opasce drucianej nie jest ułożone centrycznie, to po włożeniu do mechanizmu sprężyna ciśnie wałek w bok i nie tylko zwiększa tarcie na czopach wałka i w łożyskach, ale powoduje znacznie silniejsze tarcie między zwojami.

Chociaż rzadko, ale spotyka się jeszcze inny rodzaj wewnętrznego zaczepu, który jest przedstawiony na rys. 176. Zamiast haka na wałku sprężyny znajduje się wzdłuż osi wałka wyfrezowany rowek, w który wkłada się koniec sprężyny, zgięty pod kątem ostrym, a dla większego bezpieczeństwa odgięty nieco koniec opiera się o przeciwległą ściankę rowka. Zaletą takiego umocowania jest to, że w sprężynie nie potrzeba otworu, a w wałku — haka, który często bywa powodem pęknięcia sprężyny, gdy jest za wysoki. Oprócz tego koniec sprężyny ma możliwość ułożenia się w takim miejscu wałka, że nie musi ocierać się o dno lub pokrywkę bębna. Wadą zaś tej konstrukcji jest zgięcie sprężyny pod kątem ostrym, wskutek czego ma ona skłonność do pęknięcia.

b. Zaczepy zewnętrzne

Zaczepy uchowe

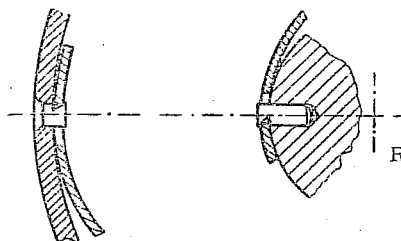
U budzików i innych zegarów domowych, w których sprężyna jest bez bębna, zaczepem zewnętrznym jest ucho zamknięte lub ucho otwarte. Obydwa rodzaje w działaniu są jednakowe, lecz ucho otwarte jest o tyle lepsze, że przy zakładaniu sprężyny w razie jej pęknięcia nie potrzeba rozbierać całego zegara, o czym już wspominaliśmy przy rys. 149.

Zaczepy otworowe

W zegarach domowych, w których sprężyna umieszczona jest w bębnie ruchomym, najczęściej stosuje się *zaczep otworowy*. Przykład takiego zaczepu, tak zewnętrznego jak i wewnętrznego, widzimy na rys. 177. Kształt otworów powinien być taki sam, jak u zaczepów wewnętrznych (rys. 175c, d).

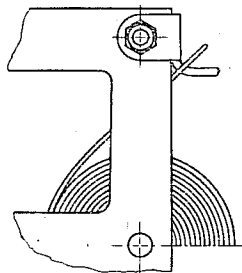
W innych systemach sprężyna z zaczepem otworowym zaczepiona jest na haku umocowanym na filarku szkieletu (rys. 178). Ulepszenie to pozwala na założenie sprężyny bez rozbierania mechanizmu.

Zaczepy otworowe z bocznymi występami (rys. 189), spotykane przy oryginalnych sprężynach zegarkowych: „Omega”, „Longines” itp. są najlepsze. Tu boczne występy końca sprężyny osadzone są w otworach dna i pokrywki bębna. Zapewnia to prostą pozycję sprężyny i centryczne jej rozwijanie.



Rys. 177. Zaczep otworowy wewnętrzny i zewnętrzny z hakami osadzonymi w wałku i bębnie.

W większych zegarach domowych, podobnie jak i w mniejszych, przy pełnym naciągnięciu sprężyny umocowanej na hakach, balans odbija. Z tego względu stosowano dawniej w lepszych zegarach zastawkę maltańską (rys. 215), ażeby uniemożliwić krańcowe, za silne i za słabe, napięcia sprężyny.



Rys. 178. Umocowanie sprężyny z zewnętrznym zaczepem otworowym.

Zaczepy hakowe

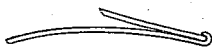
W zegarkach średniej jakości, niezależnie od specjalnej konstrukcji zapadek, stosuje się nie otworowe, lecz *hakowe zaczepy zewnętrzne*, które przy całkowitym naciągnięciu sprężyny poddają się i umożliwiają jej swobodne rozwijanie.

Najprostszy zaczep hakowy — to zagięty na gorąco koniec sprężyny. *Zaczep hakowy zaginany* (rys. 179) jest nie bardzo praktyczny, ponieważ wskutek odginania się podczas naciągania i doginania podczas rozwijania się sprężyny może się łatwo złamać. Poza tym powoduje on niecentryczne rozwijanie się sprę-

żyny, gdyż musi ona pokonać pewien opór doginając go, a odgięty zajmuje dużo miejsca, wskutek czego zegarek krócej chodzi.



Rys. 179. Zaczep hakowy zaginany.

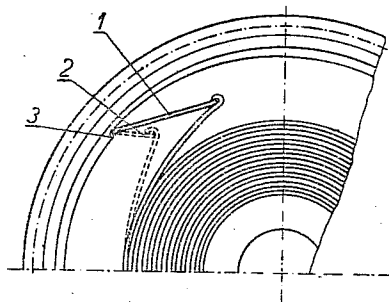


Rys. 180. Zaczep hakowy wkładany.



Rys. 181. Zaczep hakowy nitowany.

Zaczep hakowy wkładany (rys. 180) jest praktyczniejszy, ponieważ nie trudno jest go zrobić i nie łamie się tak łatwo jak zaginany, a sprężyna rozwija się centrycznie, nie traci energii na pokonanie oporu dogięcia, gdyż osadzony jest luźno w zagięciu. Aby taki zaczep dobrze spełniał swoje zadanie, powinien mieć koniec zagięty pod kątem prostym do długości sprężyny oraz nie za długą i nie rozhartowaną wkładkę zaczepową o lekko zaostrowym końcu. Zaczep ten ma jednak i swoje wady: zajmuje w bębnie więcej miejsca niż zaginany i wymaga dłuższego czasu na wykonanie.

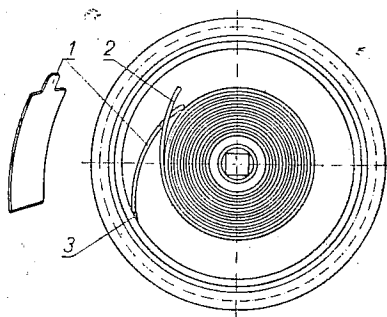


Rys. 182. Działanie wkładanego zaczepu sprężyny.

Na rys. 182 widzimy położenie zwiniętej sprężyny zaopatrzonej w zaczep wkładany. Szczególnie ważna jest długość wkładki zaczepowej 1. Jeżeli jest ona za krótka, jak to przedstawia linia kreskowa 2, to przy końcu nakręcania zegarka istnieje niebezpieczeństwo odgięcia haka sprężyny lub wyciągnięcia wkładki z haka bębna 3. Wkładka zaczepowa powinna być trochę dłuższa niż odległość od haka bębna do pierwszego zewnętrznego zwoju zwiniętej sprężyny. Jeżeli zegarek z takim zaczepem jest za silnie nakręcany, to w najgorszym razie wkładka zaczepowa wygnie się w stronę ścianki bębna.

Zaczep hakowy nitowany (rys. 181) jest dobry, lecz właściwe wykonanie go zabiera nieco więcej czasu. W nowszych takich zaczepach nit stanowi nierozłączną całość z zaczepem. Ma to tę zaletę, że od strony ścianki bębna nie ma łba nita, który zabierałby więcej miejsca.

Wobec dużej grubości i szerokości sprężyn w zegarach domowych nie wykonuje się tu na ogół zewnętrznych zaczepów zaginanych. Żeby jednak i tutaj uniknąć znanych usterek zaczepów otworowych, stosuje się nieraz zaczepy hakowe przedstawione na rys. 183.



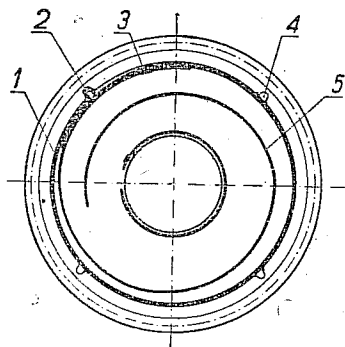
Rys. 183. Zewnętrzny zaczep hakowy sprężyny w większym zegarze domowym.

Część 1 wykonuje się z kawałka starej sprężyny tej samej szerokości. Z jednej strony wypilowuje się występ w kształcie języka, który wkłada się w otwór sprężyny 2. Część ta winna być tak wygięta, by pasowała do wewnętrznej ścianki bębna. Nie należy jej odpuszczać (chyba tylko sam koniec) celem łatwiejszego obrobienia języka. Hak 3 ze ścianki bębna powinien wystawać na grubość części 1. Po zastosowaniu takiego zaczepu zwoje sprężyny rozwijają się bardziej równomiernie, jest między nimi mniejsze tarcie, aniżeli przy zaczepie otworowym, tj. sztywnym. Nie wyczuwa się też takich skoków jak poprzednio, a zwłaszcza gdy sprężyna jest posmarowana olejem z domieszką grafitu.

Zaczepy ulepszone

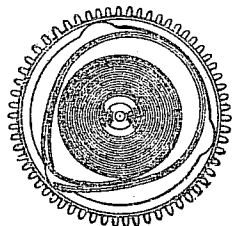
W zegarkach roskopfowych wprowadzono ulepszenie zaczepu otworowego, które zabezpiecza przed zerwaniem sprężyny podczas nieuważnego nakręcania zegarka. Zaczep roskopfowy widzimy na rys. 184. Na kawałku grubszej sprężyny 1, długości nieco większej niż jeden zwój, wygnieciony jest hak 3, na którym zahaczona jest właściwa sprężyna 5. Koniec 2 grubszej sprężyny zagięty jest na kształt pazura, który zaczepia się w jednym

z czterech rowków 4 wyfrezowanych na wewnętrznej ścianie bębna. Za silne napięcie sprężyny podczas nakręcania zegarka powoduje przeskok pazura 2 do następnego rowka.

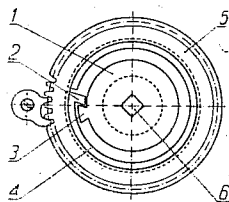


Rys. 184. Zaczep roskopfowy.

Na rys. 185 widzimy zaczep stosowany w szwajcarskich zegarkach firmy Rolex. Jest on podobny do zaczepu roskopfowego. W ścianie bębna wycięte są trzy półokrągłe rowki. Do jednego z nich przylega koniec długiego zaczepu. Jeżeli sprężyna napędowa będzie za silnie naciągnięta, to zaczep przeskoczy do następnego rowka.



Rys. 185. Zaczep „Rolex”.



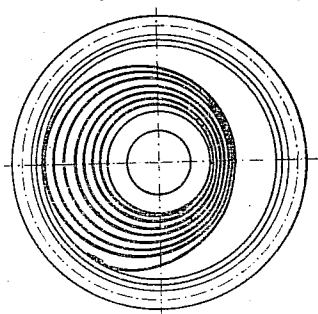
Rys. 186. Urządzenie cierne.

Nieco inne urządzenie cierne, oparte na tej samej zasadzie, wynalazł i opatentował angielski zegarmistrz i autor kilku książek zegarmistrzowskich, Donald de C a r l e. Zaczepy sprężyn są otworowe, a całe urządzenie cierne, zabezpieczające sprężynę przed nadmiernym naciągnięciem, znajduje się w kole zapadkowym. Szczegóły konstrukcyjne pokazano na rys. 186. W kole zapadkowym 5 wytoczone jest zagłębienie, w którym osadzona jest wkładka rozprężna 4. W miejscu zwykłego kwadratowego

otworu na wałek sprężyny, jest wytoczony duży okrągły otwór, w którym znajduje się piasta 1 z występem 3, o który zacze-
pia się hak 2 wkładki rozprężnej 4. Piasta ta osadzona jest na kwa-
dracie normalnego wałka sprężyny 6.

W czasie nakręcania zegarka koło zapadkowe 5 nakręca za
pośrednictwem wałka 6 sprężynę napędową. Gdy sprężyna ta zo-
stanie już naciągnięta, piasta 1 wraz z wałkiem sprężyny zatrzy-
muje się, a koło zapadkowe wskutek dalszego nakręcania może
nadal się obracać, gdyż wtedy wkładka rozprężna 4 ślizga się
w jego zagłębieniu, zapobiegając przez to zerwaniu sprężyny.

Na przedłużony ponad tarczę czop wałka sprężyny 6 może być
założona wskazówka, która w czasie naciągania sprężyny rów-
nocześnie obraca się wraz z wałkiem, a zatrzyma się po całkowi-
tym jej naciągnięciu. Tym, którzy nie mają delikatnego czucia
w palcach, wskazówka ta umożliwi orientację, czy zegarek już
dostatecznie nakręcili. Najważniejszą zaletą tego urządzenia jest
to, że cała przesterzeń w bębnie zarezerwowana jest dla sprężyny,
podczas gdy inne skomplikowane zaczepy zajmują w nim miejsce
nieraz kilku zwojów.

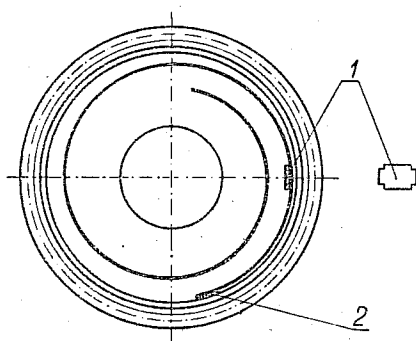


Rys. 187. Częściowo naciągnięta sprężyna
w bębnie zegara domowego.

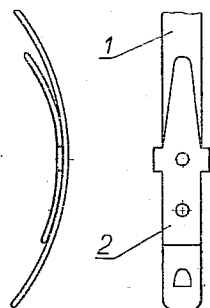
Drugie ulepszenie zaczepów polega na umożliwieniu równego
układania się sprężyny na wewnętrznej ścianie bębna. Działanie
sprężyny tylko wówczas byłoby całkowicie wykorzystane, gdyby
sprężyna mogła się swobodnie rozwijać. Tymczasem w więk-
szości wypadków zwoje na zwykłych hakach i zaczepach w cza-
sie pracy tak wyglądają, jak to widzimy na rys. 187.

Rzecz jasna, że w takim wypadku sprężyna nie może swobod-
nie pracować i dużą część energii zużywa na pokonanie tarcia.
Ażeby temu chociaż częściowo zaradzić, stosuje się nawet w ze-
garach domowych zewnętrzne *zaczepy genewskie*, przedstawione
na rys. 188 i 189.

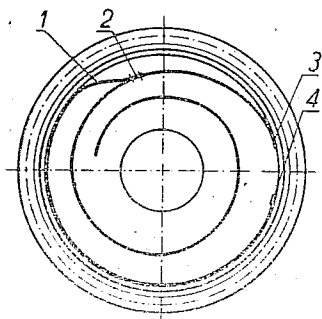
Ulepszenie w zaczepie genewskim polega na zastosowaniu stalowej płytki 1, która tkwi w pobliżu bocznej ścianki w dnie i pokrywce bębna, a tym samym uniemożliwia zbyt nagłe odchylenie się zewnętrznego zwoju sprężyny od ścianki bębna. Płytką tą umieszczona jest zwykle między pierwszym a drugim zwojem w odległości $\frac{1}{3}$ obwodu od zewnętrznego haka 2, jak to widzimy na rys. 188.



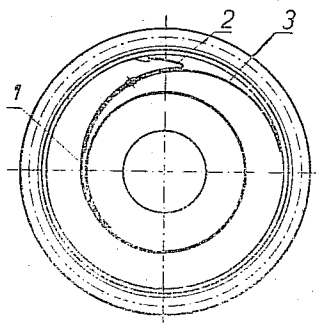
Rys. 188. Genewski zaczep sprężyny zmniejszający tarcie między zwojami.



Rys. 189. Zaczep genewski z przynitowaną płytką.



Rys. 190. Centrujący zaczep Coullery'ego.



Rys. 191. Inna odmiana zaczepu centrującego.

Na rys. 189 widzimy inny rodzaj zaczepu genewskiego, w którym zamiast luźnej płytki bywa przynitowana do końca sprężyny 1 inna płytka 2, uformowana w kształcie krzyża, która spełnia tę samą rolę, a nie tak łatwo się zgubi.

Jeszcze inny zaczep, tzw. zaczep Coullery'ego, mający na celu centryczne utrzymanie sprężyny, widzimy na rys. 190. W zaczepie tym znajduje się kawałek sprężyny 1 długości $\frac{3}{4}$ zwoju. Jeden jej koniec opiera się o hak bębna 4, a drugi przynitowany jest w miejscu 2 do właściwej sprężyny, której koniec 3 styka się ze ścianką bębna. Koniec ten od miejsca znitowania 2 ma długości około $\frac{1}{4}$ zwoju, dzięki czemu usztywnia i częściowo centrycznie utrzymuje sprężynę w bębnie.

Inną odmianę zaczepu centrującego widzimy na rys. 191. Różni się on od zaczepu Coullery'ego tym, że sprężyna 1 ma na końcu zaczep hakowy zaginany 2. Natomiast $\frac{1}{4}$ zwoju usztywniającego jest częścią innej sprężyny 3, przynitowaną do właściwej sprężyny napędowej.

Zaczepy cierne w automatach

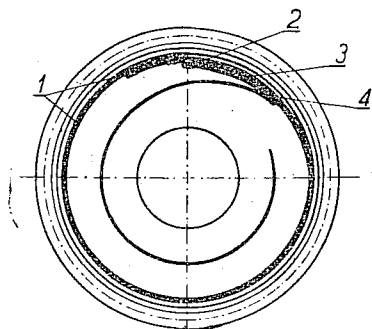
Budowa zegarka o naciągu samoczynnym nastęrcza trudności, których nie napotykamy w konstrukcji zwykłych zegarków. Pod wpływem ruchów ramienia sprężyna ustawicznie się naciąga. Naciąganie to — gdyby odbywało się bez przerwy — mogłoby powodować początkowo odbijanie balansu, później poważne uszkodzenia czopów lub zębów w przekładni chodu.

Chodzi więc o ograniczenie naciągania się sprężyny lub o unieruchomienie wahnika w odpowiedniej chwili. Prekursorzy tej konstrukcji zastosowali to ostatnie rozwiązanie. Specjalny palec, kierowany przez bęben lub wałek sprężyny, unieruchomił wahnik, gdy napięcie sprężyny doszło do pewnego, przewidzianego stopnia. Urządzenie to było już od dawna stosowane; znajdujemy je niemal we wszystkich tzw. „wiecznych” zegarkach, których pierwszym wynalazcą był — prawie przed dwustu laty — A. L. Perrelet.

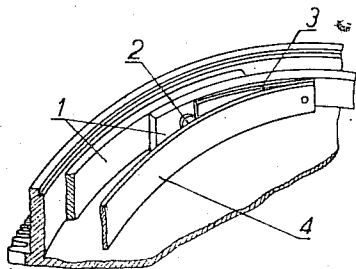
W nowoczesnych konstrukcjach zastosowano z powodzeniem zaczep cierny, który pozwala sprężynie poślizgnąć się we wnętrzu bębna, gdy jej napięcie dochodzi do tego stopnia, że tylko pół obrotu brakuje do pełnego naciągnięcia. Niektórzy konstruktorzy wolą, by zaczep ślizgał się dopiero wtedy, gdy sprężyna jest całkowicie naciągnięta. Oczywiście, że z biegiem czasu sprężyna, jako też i zaczep tracą sprężystość, dlatego ci, co stosują zaczep ześlizgujący się dopiero po zupełnym naciągnięciu sprężyny, również mają słuszość. Rozwiązanie to jest całkiem zadowolające.

Jednak dodać, że funkcja tak ważna, a polegająca jedynie na tarciu taśmy stalowej o mosiężną ściankę, wymaga dużej dokładności w konstrukcji tego zaczepu i zastosowania odpowiedniego materiału.

Podajemy kilka systemów zaczepu ciernego stosowanego w automatach. Zaczep uwidoczniony na rys. 192 składa się z jednego zwoju taśmy stalowej 1, zaopatrzonego w hak 2, przynitowany lub wyciśnięty, o który opiera się krótki zaczep 3, przynitowany do końca właściwej sprężyny 4. Ten sam zaczep przedstawia w perspektywie rys. 193. System ten zwiększa parcie zaczepu na ścianki bębna.



Rys. 192. Zaczep cierny do automatu.



Rys. 193. Szczegół zaczepu ciernego.

W niektórych automatach z zaczepami tego systemu (np. „Eterna”) w ściance bębna jest od wewnątrz wytoczenie na całym obwodzie na głębokość prawie całej grubości taśmy sprężynowej. Podczas rozbierania, gdy sprężynę napędową wyjmuje się z bębna, taśma zaczepowa pozostaje na miejscu. Przy dobieraniu taśmy zaczepowej ważne jest dokładne dopasowanie jej grubości i szerokości do wytoczenia w ściance bębna.

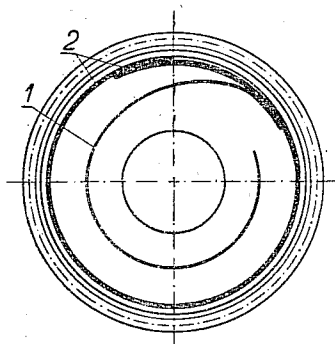
Inny rodzaj zaczepu (rys. 194) składa się z taśmy stalowej 2 nieco dłuższej niż jeden zwój i przynitowanej do końca właściwej sprężyny 1. Po całkowitym naciągnięciu sprężyna usiłuje zmniejszyć parcie zaczepu na ściankę bębna.

Na rys. 195 widzimy zaczep systemu „Sirius”. W tym zaczepie taśma pomocniczej sprężyny 1 zajmuje w bębnie nieco więcej niż jeden zwój. Taśma ta wprowadzona jest między pierwszy a drugi zwój zewnętrzny sprężyny 3. Taśmę tę pociąga haczyk 2, utworzony na końcu sprężyny napędowej. Tutaj więc sama sprężyna ślizga się po ściance bębna, a zaczep tylko wzmacnia rozprężanie zewnętrznego zwoju sprężyny.

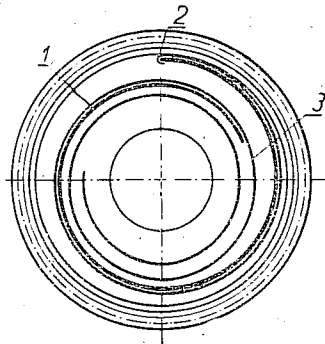
Ten typ zaczepu urzeczywistnia w przybliżeniu tzw. „wolną” sprężynę, którą około r. 1878 wynalazł A. Philippe,

wspólnik naszego Patka, a która tylko tym się różniła od zwy-
czajnej, że zewnętrzny jej zwój był około dwa razy grubszy od
innych. Dzięki temu zwoje sprężyny układały się dokładnie kon-
centrycznie tak podczas jej zwijania jak i rozwijania.

Badania nad zachowaniem się zaczepów ciernych jasno wska-
zują, że fabrykacja tego zaczepu wymaga troskliwego uwzględ-
niania różnorodnych czynników. Dzisiaj setkami tysięcy fabry-



Rys. 194. Inny rodzaj
zaczepu ciernego.



Rys. 195. Zaczep cierny
„Sirius”.

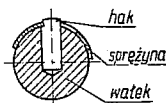
kuje się zegarki o naciągu samoczynnym; nawet mały zegarek
damski (16 do 17 mm średnicy mechanizmu, czyli $7\frac{1}{4}$ do $7\frac{3}{4}$ '''')
korzysta z tej innowacji. Zastosowane w nich zaczepy działają
ogólnie zadowolająco, jeżeli są poprawnie wykonane. Pewna
trudność jest może tylko podczas naprawy tych zaczepów, jeśli
zegarmistrz nie ma potrzebnych do tego wiadomości i odpowied-
nych narzędzi. Dlatego przy tych naprawach bardziej niż przy
jakichkolwiek innych należy starać się o stosowanie oryginal-
nych części zamiennych.

c. Haki.

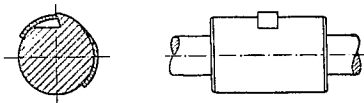
Sprężyna zahaczona jest zewnętrznym zaczepem o występ na
wewnętrznej ściance bębna, a wewnętrznym — o występ na wał-
ku sprężyny. Występy te nazywamy *hakami*.

Hak znajdujący się na wałku sprężyny jest w lepszych mecha-
nizmach wykonany w ten sposób, że w wywiercony otwór w wał-
ku wbity jest stalowy odpowiednio zakończony kołek (rys. 196).

W tańszych zegarach hak mieszczący się na wałku sprężyny jest wygniatany z materiału samego wałka (rys. 197).

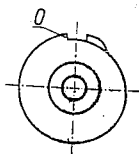


Rys. 196. Hak wbijany.

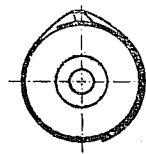


Rys. 197. Hak wygniatany.

Wysokość haka zasadniczo nie powinna być większa aniżeli grubość sprężyny. Jedynie ze względu na pewność zahaczenia hak może być nieco wyższy. Jeżeli hak na wałku jest wyfrezowany, jak to widzimy na rys. 198, to sprężyna równo się nawija i nie ma niebezpieczeństwa jej pęknięcia w tym miejscu, gdyż zapobiega temu opór zabezpieczający O . Jeżeli hak wbijany wystaje poza grubość sprężyny, to powoduje przeginięcie się na nim następnego zwoju (rys. 199), wskutek czego powstaje niebezpieczeństwo pęknięcia sprężyny.



Rys. 198. Wałek sprężyny z hakiem i oporem zabezpieczającym.

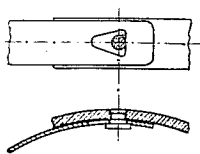


Rys. 199. Za długi hak na wałku powodem pęknięcia sprężyny.

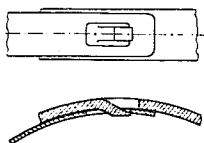
Hak bębna, o który zaczepia się zewnętrzny koniec sprężyny, bywa zanitowany w ściance bębna (rys. 200) albo z niej wygnieciony (rys. 201). W większych bębnach haki bywają zwykle zanitowane albo wkręcane na gwint. W mniejszych zaś najczęściej są wygniatane, a czasami wkręcane i dla większej pewności zalutowane.

W niektórych zegarkach hak bębna znajduje się na całej wysokości ścianki bębna (rys. 202). Można go nazwać raczej „krawędzią oporu”, która powstała przez wykonanie wgłębienia w ścian-

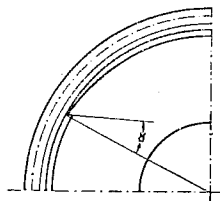
ce bębna. Hak taki jest lepszy aniżeli wygniatany, gdyż nie zajmuje miejsca wewnątrz bębna. A jeśli jeszcze „krawędź oporu” jest podcięta pod kątem, jak to zaznaczono na rys. 202, to spełnia ona swoje zadanie zadowalająco.



Rys. 200. Nitowany hak bębna.



Rys. 201. Wygniatany hak bębna.



Rys. 202. Wycinany hak bębna w zegarku.

7. Obliczanie sprężyny napędowej

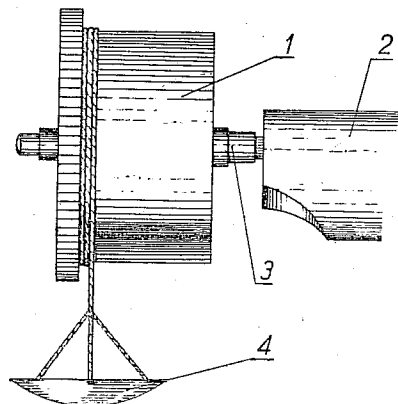
a. Moment napędowy

Zegarmistrze muszą się interesować nie tylko wymiarami sprężyny, ale też wielkością siły, z jaką działa ona na bęben w miejscu zaczepienia. Jednak siły tej nie da się obliczyć tylko z wymiarów sprężyny. Chcąc obliczyć siłę, jaka występuje pomiędzy zębami wieńca zębatego bębna (albo koła napędowego) a zębami napędzanego przez nie zębniaka, należy także brać pod uwagę promień podziałowy wieńca zębatego bębna (koła napędowego) oraz kierunek działania tej siły, który, jak to wykażemy w rozdziale o zazębieniach, jest zmienny. Jak przy wszystkich ruchach obrotowych tak i w tym przypadku posługujemy się pojęciem momentu siły (5—33). Siła działająca na obwodzie koła podziałowego jest równa momentowi rozwijanemu przez sprężynę podzielonemu przez promień tego koła.

$$P = \frac{M}{r}$$

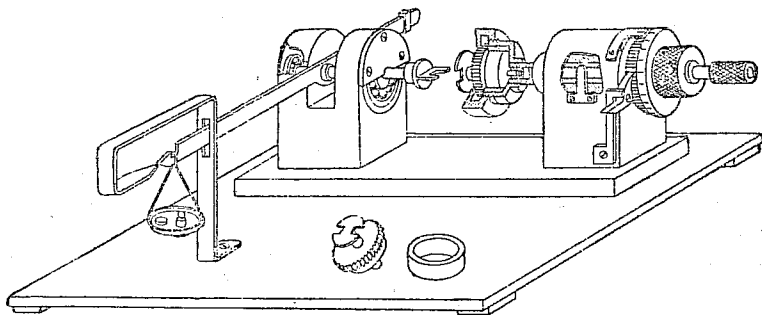
Moment napędowy rozwijany przez daną sprężynę można zmierzyć praktycznie w sposób przedstawiony na rys. 203. Bęben 1 z umieszczoną w nim sprężyną zamocowuje się za pośrednictwem kwadratowego chwytu wałka sprężyny 3 w imadle 2, a naokoło bębna nawija się strunę nylonową lub cienki, lecz mocny, sznurek, na którego końcu umocowuje się szalkę 4 na odważniki. Przed umocowaniem bębna w imadle naciąga się sprężynę o tyle obrotów wałka, przy ilu chce się zbadać moment siły.

Po zamocowaniu nakłada się na szalke tyle odważników, by zrównoważyły one siłę sprężyny. Ciężar ten mnoży się przez promień bębna, a uzyskana liczba daje szukany moment w danym stanie napięcia sprężyny. Oczywiście, należy uwzględnić ciężar szalki.



Rys. 203. Najłatwiejszy sposób zmierzenia momentu napędowego sprężyny.

Można też przy bębnie zamocowanym w imadle lub nawet zamontowanym, lecz zahamowanym w mechanizmie, określić moment rozwijany przez sprężynę, nakładając na chwyt kwadratowy dźwignię, na której zawieszają się odważniki. Długość ramienia tej dźwigni pomnożona przez ciężar odważnika daje moment napędowy sprężyny.

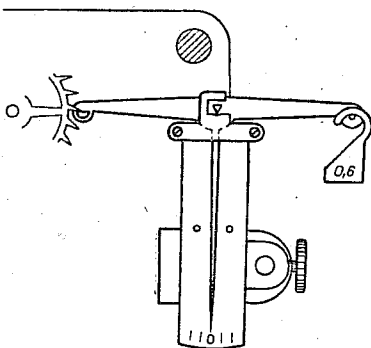


Rys. 204. Dynamometr (momentometr).

Najbardziej dokładne wyniki przy badaniu momentu napędowego sprężyny uzyskuje się za pomocą specjalnych aparatów

zwanych *dynamometrami* (momentometrami, rys. 204) i *dynamografami* (momentografami, rys. 214). Jak wynika z nazwy, dynamografy nie tylko mierzą moment sprężyny, ale wyniki notują na taśmie.

Inny rodzaj dynamometru widzimy na rys. 205. Jest on zbudowany na wzór wagi dźwigniowej. Na jeden koniec dźwigni naciska ząb koła wychwytywego, na drugi dla zrównoważenia zawieszają się odpowiednie odważniki. Za pomocą tego urządzenia — przykręconego zwykle do płyty mechanizmu — można ustalić siłę działającą na palety i w ten sposób skontrolować obliczenie sprężyny.

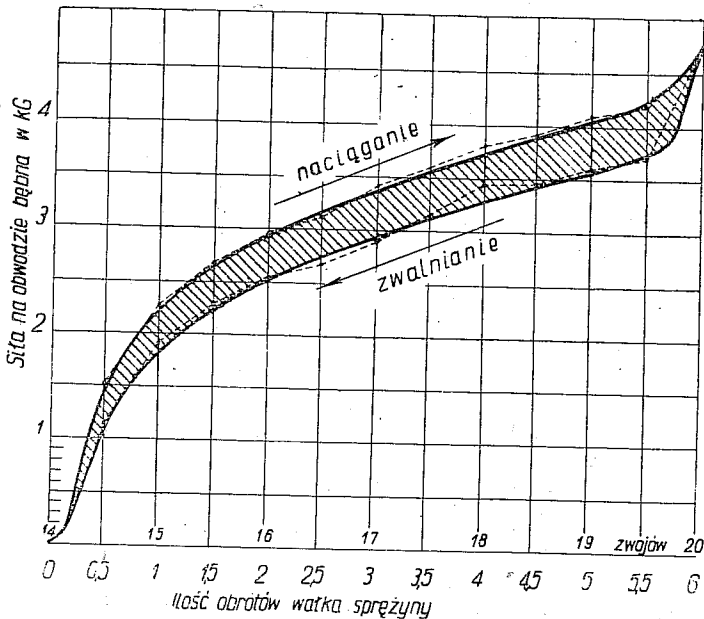


Rys. 205. Widok dynamometru stwierdzającego siłę nacisku zęba koła wychwytywego.

Ciekawe próby wykonano ze sprężyną 14-dniowego zegara ściennego, który miał bęben o średnicy 42 mm. Na zewnętrznym obwodzie bębna wkręcono mały wkręt, zaczepiono na nim na cienkim drucie mosiężnym miseczkę, na którą stopniowo kładziono odważniki, a w drugiej fazie próby zdejmowano je. Oczywiście, sam ciężar miseczki też wzięto pod uwagę. Wyniki tej próby zamieszczone są w tablicy na następnej stronie. Pierwsza kolumna podaje stan zwinięcia sprężyny, druga siłę w czasie naciągania, a trzecia siłę przy stopniowym zwalnianiu sprężyny. Biorąc wartości z tej tablicy sporządzono wykres działania siły, który przedstawiony jest na rys. 206.

Tablica wyników próby działania siły sprężyny
14-dniowego zegara ściennego

Ilość obrotów wałka sprężyny	Siła na obwodzie bębna podczas	
	naciągania	zwalniania
0,25	0,66 kG	0,51 kG
0,50	1,56 "	1,16 "
0,75	1,96 "	1,60 "
1,0	2,26 "	1,91 "
1,5	2,66 "	2,31 "
2,0	2,96 "	2,55 "
2,5	3,16 "	2,61 "
3,0	3,41 "	2,86 "
3,5	3,61 "	3,16 "
4,0	3,81 "	3,46 "
4,5	3,91 "	3,48 "
5,0	4,11 "	3,63 "
5,5	4,21 "	3,71 "
6,0	4,78 "	—



Rys. 206. Wykres działania siły sprężyny sporządzony na podstawie danych z powyższej tablicy.

Na osi rzędnych (pionowej) odmierzana jest w kG wartość siły działającej na zewnętrzny obwód bębna, a na osi odciętych — ilość obrotów wałka sprężyny. Górna krzywa odnosi się do naciągania sprężyny, dolna do jej zwalniania. Siła wzrasta z początku bardzo szybko i osiąga po mniej więcej jednym obrocie wałka połowę swej wartości końcowej. Przebieg napędu zegara sprężyną odbywa się według krzywej zwalniania, która z początku (zwrócić uwagę na strzałki) opada dość stromo, następnie przechodzi bardziej poziomo, a w końcu spada do zera. Krzywa zwalniania na wykresie sił każdej sprężyny leży poniżej krzywej naciągania, a pole powierzchni między nimi (zakresowane) uzmysławia nam stratę energii przy rozwijaniu (głównie na pokonanie tarcia).

Moment rozwijany przez sprężynę można także obliczyć. Jeżeli przyjmiemy, że sprężyna ma kształt spirali Archimedesesa i nawet po zwinięciu poszczególne jej zwoje nie wywierają nacisku na siebie lub pozostają w jednakowych odstępach, to dla tak idealnego przypadku wzór na obliczenie momentu napędowego M będzie:

$$M = \frac{b \cdot h^3 \cdot E \cdot 2 \pi n}{12 \cdot l}$$

We wzorze tym b oznacza szerokość, h — grubość, a l — długość sprężyny. Wszystkie te wymiary należy podać w milimetrach. E oznacza tzw. *moduł sprężystości* (elastyczności, Younga). Jest to wielkość przedstawiająca siłę, która byłaby w stanie rozciągnąć taśmę sprężyny o przekroju 1 mm^2 do podwójnej jej długości. Dla gumy np. można tę wartość łatwo eksperymentalnie ustalić. Natomiast dla innych ciał stałych, a zwłaszcza dla stali, moduł ten zwykle się oblicza, gdyż wydłużenie stali pod obciążeniem jest bardzo małe. Wartości modułu sprężystości dla stali sprężynowej podawane są w literaturze technicznej od 20 000 000 do 24 000 000 G/mm², co przeciętnie przyjmuje się na 22 000 000 G/mm². Dla zegarkowych zaś sprężyn wykonanych z dobrej stali można przyjmować nawet 23 000 000 G/mm².

$2 \pi n$ oznacza kąt zwinięcia sprężyny mierzony w tzw. mierze łukowej (w radianach). Jeden radian jest to miara kąta, którego łuk jest równy promieniowi; kąt ten wynosi $57^\circ 17' 44''$. Jeżeli więc sprężynę zwinie się o jeden cały obrót wałka, czyli o 360° ,

to kąt zwinięcia sprężyny w mierze łukowej będzie wynosił 2π radianów. Natomiast samo n oznacza ilość obrotów wałka od początku zwijania całkiem swobodnej sprężyny.

Ze wzoru tego wynika, że zależność momentu M sprężyny od poszczególnych wielkości występujących we wzorze jest następująca:

1. Siła sprężyny jest proporcjonalna do jej szerokości.
2. Siła sprężyny jest proporcjonalna do trzeciej potęgi jej grubości.
3. Siła sprężyny jest proporcjonalna do wartości modułu sprężystości jej materiału.
4. Siła sprężyny jest proporcjonalna do kąta zwinięcia, czyli ilości wszystkich obrotów wałka pomnożonych przez 2π licząc od początku zwijania całkiem swobodnej sprężyny.

5. Siła sprężyny jest odwrotnie proporcjonalna do jej długości.

Są to ważne wyjaśnienia co do sposobu działania sprężyny. Jednak sprężyna napędowa pracuje w nieco innych warunkach niż te, które przyjęliśmy na początku do naszego wzoru. Stan faktyczny w stosowanych bębnach sprężyn odchyła się od założonego przypadku idealnego wskutek tego, że:

a. Zewnętrzny koniec sprężyny zwykle nie jest zamocowany całkiem sztywno na ściance;

b. Tarcie zwojów pomiędzy sobą i o ścianki bębna powoduje straty siły;

c. Końce sprężyny w chwili kończenia zwijania lub rozwijania się ulegają większym zgięciom niż zwoje środkowe.

Wszystkie te okoliczności wpływają na to, że w praktyce moment zegarowej sprężyny napędowej będzie mniejszy, niż to wykaże obliczenie według podanego wzoru. Ogólne straty pracy sprężyny napędowej zegara przyjmuje się na $10 \div 30\%$. Straty te powstają nie tylko wskutek tarcia występującego między zwojami sprężyny, jak to się często mówi, ale powodem ich są również wszystkie inne przyczyny, o których mówiliśmy wyżej, oraz *tarcie wewnętrzne* między poszczególnymi cząstkami materiału sprężyny, spowodowane zmianą ich wzajemnego położenia podczas zginania sprężyny. Aby więc otrzymać pracę użyteczną sprężyny, należy od pracy ogólnej odjąć pracę straconą. Praca stracona sprężyn dobrej jakości, starannie umieszczonych w bębnie, wynosi średnio 15% pracy ogólnej.

Należałoby jeszcze bliżej wyjaśnić, w jaki sposób oblicza się ilość n obrotów wałka sprężyny, co jest potrzebne przy obliczaniu momentu napędowego. Pod n należy podstawić wszystkie

obroty wałka od początku zwijania zupełnie swobodnej sprężyny. Nie jest to łatwo policzyć, gdy do wkładania sprężyny do bębna nie ma się odpowiedniego przyrządu (nawijarki).

Wiemy, że na każdy obrót wałka przypada jeden zwój sprężyny. Należy więc najpierw policzyć zwoje swobodnej sprężyny przed włożeniem do bębna, a po włożeniu naciągnąć ją całkowicie i policzyć znowu wszystkie zwoje. Teraz od tej liczby należy odjąć liczbę jej zwojów w stanie swobodnym, a otrzymany wynik będzie ilością wszystkich zwiniętych zwojów, czyli ilością wszystkich obrotów wałka sprężyny.

Jeżeli więc ilość zwojów całkowicie naciągniętej sprężyny oznaczamy przez w_n , a ilość zwojów swobodnej sprężyny przez w_s , to wzór na obliczenie ilości n wszystkich obrotów wałka sprężyny będzie:

$$n = w_n - w_s$$

Przykład: Obliczyć moment sprężyny napędowej zegarka kieszonkowego średniej jakości, mając następujące dane: szerokość sprężyny $b = 1,8$ mm, grubość $h = 0,18$ mm, długość $l = 540$ mm, ilość zwojów swobodnej sprężyny $w_s = 5$ i ilość zwojów naciągniętej sprężyny $w_n = 18$.

Najpierw obliczamy ilość obrotów wałka sprężyny:

$$n = w_n - w_s = 18 - 5 = 13$$

Moduł sprężystości przyjmujemy $E = 23\,000\,000$ G/mm².

Moment sprężyny obliczamy według wzoru:

$$M = \frac{b \cdot h^3 \cdot E \cdot 2 \pi n}{12 \cdot l}$$

Podstawiamy wartości liczbowe i wykonujemy działania.

$$M = \frac{1,8 \cdot 0,18^3 \cdot 23\,000\,000 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 13}{12 \cdot 540} = 3042 \text{ Gmm}$$

Obliczamy 25% strat na tarcie i odejmujemy:

$$3042 \cdot 25\% = 760 \text{ Gmm};$$

$$3042 - 760 = 2282 \text{ Gmm}$$

Moment użyteczny sprężyny wynosi 2282 Gmm, tzn., że przekładnia chodu przy całkowicie naciągniętej sprężynie napędzana jest tym właśnie

momentem. Jeżeli przyjmiemy, że promień podziałowy koła napędowego $r_1 = 9,2$ mm, to siła działająca na jego obwodzie będzie:

$$P = \frac{M}{r_1} = \frac{2282}{9,2} = 248 \text{ G}$$

Taka siła działa na przekładnię chodu, jednakże na kole wychwytowym jest ona znacznie mniejsza. Jeżeli uwzględnimy przełożenie, to siła zmniejszy się przy każdej parze ząbających się kół i zębników. Oznaczając przez i całkowite przełożenie przekładni chodu, które w tym przypadku wynosi 3600, oraz przez r promień koła wychwytwowego ($r = 3,8$ mm), obliczamy siłę P na kole wychwytowym ze wzoru:

$$P = \frac{M}{r \cdot i} = \frac{2282}{3,8 \cdot 3600} = 0,166 \text{ G}$$

W ząbieniu i łożyskach przekładni chodu znowu traci się na tarcie 25-30% energii. (Dokładniej: przy każdej parze kół i zębników około 6%). Obliczamy więc 25% i odejmujemy:

$$0,166 \cdot 25\% = 0,041 \text{ G};$$

$$0,166 - 0,041 = 0,125 \text{ G}$$

Ostatecznie siła na kole wychwytowym tego zegarka wynosi 0,125 G.

W mniejszych zegarach domowych, o krótkich wahadłach, siła na kole wychwytowym wynosi około 0,6 G. Natomiast w wychwytach balansowych zegarów domowych siła ta powinna wynosić nie więcej jak 0,25 G, ażeby uniknąć przesadnego wychylania się balansu, czyli odbijania.

b. Szerokość i grubość sprężyny.

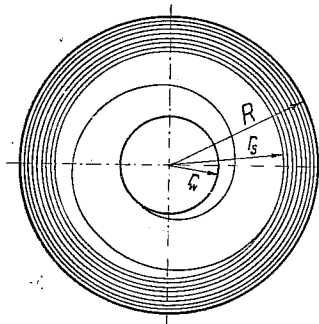
Do obliczenia szerokości i grubości sprężyny możemy się posłużyć znanym wzorem na obliczanie momentu. Należy tylko wzór ten odpowiednio przekształcić. Na obliczenie szerokości sprężyny po przekształceniu byłby następujący wzór:

$$b = \frac{M \cdot 12 \cdot l}{h^3 \cdot E \cdot 2 \pi n}$$

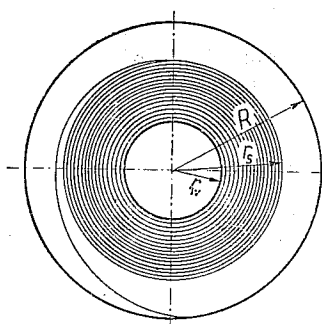
Wzór ten miałby zastosowanie w praktyce zegarmistrzowskiej jedynie wtedy, gdyby zachodziła potrzeba dobrania nie tylko sprężyny, ale także i bębna. Wówczas wysokość bębna należałoby dostosować do obliczonej szerokości sprężyny. Najczęściej jednak

sprężynę dobiera się do istniejącego już bębna. W tym przypadku szerokość sprężyny zależy od miejsca, jakie jest wewnątrz bębna. W małych zegarkach dobiera się sprężynę węższą o $0,05 \div 0,1$ mm, w zegarkach kieszonkowych o $0,1 \div 0,2$, a w zegarach domowych sprężyna powinna być o 1 mm węższa od odległości między dnem a pokrywką bębna.

Grubość sprężyny ma bardzo duży wpływ na jej moment napędowy, bo gdybyśmy podwoili grubość sprężyny, to siła jej wzrosłaby do trzeciej potęgi, czyli zwiększyłaby się osiem razy. Ze wzrostem grubości sprężyny zmniejsza się jej elastyczność, a tym samym zwiększa się niebezpieczeństwo jej pęknięcia. Dlatego obliczanie lub dobieranie grubości sprężyny powinno być bardzo dokładne.



Rys. 207. Sprężyna rozwinięta.



Rys. 208. Sprężyna zwinięta.

Jak wspomnieliśmy, można by obliczyć grubość sprężyny ze wzoru na moment napędowy, ale w praktyce zegarmistrzowskiej chodzi zwykle o dopasowanie odpowiedniej sprężyny do bębna, a nie o konstruowanie bębna według obliczonej sprężyny.

Ogólną podstawą do obliczenia grubości sprężyny jest zasada, że sprężyna w stanie rozwiniętym powinna zajmować połowę powierzchni bębna zmniejszonej o powierzchnię zajęta przez wałek sprężyny, a drugą połowę tej zmniejszonej powierzchni powinna zajmować w stanie zwiniętym. Wtedy tylko najlepiej wykorzystana jest jej siła napędowa. Wobec tego największą ilość obrotów koła napędowego uzyskamy wówczas, gdy grubość sprężyny będzie tak dobrana, że wewnętrzna średnica sprężyny rozwiniętej będzie równa zewnętrznej średnicy tej sprężyny

po jej zwinięciu (rys. 207 i 208). Spełnienie tego warunku jest ważne jedynie dla mechanizmów mających sprężynę w bębnie, gdyż tylko wówczas mamy zupełnie ściśle określone położenie jej całkowitego rozwinięcia.

Zanim więc przystąpimy do obliczania grubości sprężyny, musimy przede wszystkim wyznaczyć wspomnianą granicę w bębnie (czyli średnicę wewnętrzną sprężyny rozwiniętej), która na rys. 207 oznaczona jest promieniem r_s . Jeżeli od całkowitej powierzchni bębna F_b , jaką zatonczy promień R , odejmiemy powierzchnię wałka F_w sprężyny, zatoczoną promieniem r_w , i wynik podzielimy przez 2, to otrzymamy powierzchnię F , jaką powinna zajmować sprężyna. Powierzchnia ta na rysunkach jest zakreskowana i równa się powierzchni nie zakreskowanej, oznaczającej wolną przestrzeń. Działania te można by zapisać w postaci następującego wzoru:

$$F = \frac{F_b - F_w}{2}$$

Następnie obliczamy promień r_s według wzoru:

$$r_s = \sqrt{\frac{F}{\pi} + r_w^2}$$

Kolejność działań w tym wzorze byłaby następująca: Powierzchnię zajmowaną przez sprężynę podzielić przez 3,14, dodać do tego promień wałka sprężyny podniesiony do kwadratu i z tej sumy wyciągnąć pierwiastek kwadratowy.

Promień r_s można też obliczyć ze wzoru: ¹⁾

$$r_s = \sqrt{\frac{R^2 + r_w^2}{2}}$$

1) Wzór ten otrzymamy ze wzoru poprzedniego, podstawiając w nim

$$F = \frac{F_b - F_w}{2} = \frac{\pi (R^2 - r_w^2)}{2}$$

Jest tu nieco mniej działań niż w poprzednim, dlatego można się nim posługiwać wtedy, gdy nie zachodzi potrzeba obliczania powierzchni F , która, jak to później zobaczymy, jest także potrzebna do obliczania długości sprężyny.

Jeżeli od promienia bębna R odejmiemy promień r_s , to otrzymamy grubość pierścienia zajmowanego przez sprężynę w stanie rozwiniętym. Różnicę tę dzielimy przez ilość w zwojów sprężyny w bębnie w stanie rozwiniętym i otrzymujemy grubość sprężyny:

$$h = \frac{R - r_s}{w_r}$$

Sprężyna w stanie całkowitego zwinięcia przy pełnym nakręceniu zegarka ma zwykle $14 \div 20$ zwojów, w rozwiniętym zaś stanie w bębnie $10 \div 14$ zwojów. Obliczając sprężynę do lichtszych i już nieco podniszczonych zegarków przyjmuje się 12 zwojów sprężyny w stanie rozwiniętym w bębnie, a do lepszych zegarków — 15 zwojów. W praktyce ta zasada okazała się dobra. Ilość obrotów bębna jest równa różnicy między ilością zwojów sprężyny w stanie zwiniętym a ilością jej zwojów w stanie rozwiniętym. Wobec tego bęben obraca się zwykle $4 \div 6$ razy. Stąd też podczas nakręcania zegarków wałek sprężyny musi się obrócić również $4 \div 6$ razy.

Przykład: Obliczyć grubość sprężyny do zegarka kieszonkowego, którego promień bębna $R = 8,4$ mm, a promień wałka sprężyny $r_w = 2,75$ mm.

Obliczamy promień r_s według wzoru:

$$r_s = \sqrt{\frac{R^2 + r_w^2}{2}}$$

Podstawiamy wartości liczbowe i wykonujemy działania:

$$r_s = \sqrt{\frac{8,4^2 + 2,75^2}{2}} = 6,24 \text{ mm}$$

Następnie obliczamy grubość sprężyny:

$$h = \frac{R - r_s}{w_r}$$

Przyjmujemy średnią ilość zwojów sprężyny rozwiniętej $w_r = 12$, wstawiamy tę liczbę we wzór i obliczamy:

$$h = \frac{8,4 - 6,24}{12} = 0,18 \text{ mm}$$

A więc sprężyna do bębna o wyżej podanych wymiarach powinna mieć 0,18 mm grubości.

Można też przyjąć (z pewnym przybliżeniem), że grubość pierścienia rozwiniętej sprężyny w bębnie wynosi $\frac{1}{7}$ średnicy bębna. Wtedy grubość sprężyny obliczymy (w przybliżeniu) w ten sposób, że siódmą część wewnętrznej średnicy bębna dzielimy przez ilość zwojów sprężyny w bębnie w stanie rozwiniętym, czyli:

$$h = \frac{2R}{7 \cdot w_r}$$

Przyjmując te same dane, co w podanym przykładzie, grubość sprężyny będzie:

$$h = \frac{2 \cdot 8,4}{7 \cdot 12} = 0,2 \text{ mm}$$

Widzimy, że jest pewna różnica w obliczeniu (o 0,02 mm).

Z doświadczeń i praktyki wynika, że grubość taśmy sprężyny do zegarków i zegarów powinna wynosić od $\frac{1}{70}$ do $\frac{1}{120}$ średnicy bębna. Jest to bardzo duża rozpiętość; stąd też bez dokładnego obliczenia według wyżej podanych wzorów trudno jest dobrać sprężynę o właściwej grubości. Im mniejszy jest zegar, a tym samym i bęben sprężyny, tym sprężyna musi być silniejsza. Cieńsza sprężyna w tym samym bębnie ma więcej zwojów niż grubsza, wobec tego bęben będzie miał więcej obrotów. Również niebezpieczeństwo pęknięcia cieńszej sprężyny jest znacznie mniejsze. Natomiast grubsze sprężyny o tej samej szerokości dają większy moment napędowy.

Między sprężyną a bębniem, w którym średnica wałka sprężyny wynosi $\frac{1}{3}$ średnicy bębna, istnieją zależności podane w poniższej tabelicy.

Tablica grubości sprężyn

Zastosowanie	Sprężyna	Grubość sprężyny h	Ilość obrotów bębna ¹⁾ n_u	Ilość zwojów sprężyny rozwiniętej w bębnie w_r
zegarki	silna	$\frac{1}{70} \varnothing$ bębna	5,5	8,9
"	średnia	$\frac{1}{80}$	"	10,2
"	słaba	$\frac{1}{90}$	"	11,5
zegary	silna	$\frac{1}{100}$	"	12,7
"	średnia	$\frac{1}{120}$	"	15,2
"	słaba	$\frac{1}{120}$	"	15,2

1) Ilość obrotów bębna sprężyny podczas chodu zegarka po jednym nakręceniu równa się ilości użytecznych obrotów wałka sprężyny podczas nakręcania zegarka.

c. Długość sprężyny

Długość sprężyny jest tak samo ważnym wymiarem jak jej szerokość i grubość. Ze wzoru na moment napędowy wynika, że wielkość jego jest odwrotnie proporcjonalna do długości sprężyny. Ponadto, jeżeli sprężyna jest za długa lub za krótka, to zmniejsza się ilość obrotów bębna.

Weźmy dla przykładu krańcowe przypadki. Wyobraźmy sobie najpierw sprężynę tak długą, że wypełnia cały bęben. Wówczas oczywiście nie ma mowy o jakimś zwijaniu lub rozwijaniu się sprężyny ani też o obrotach wałka lub bębna. Podobnie sprawa by się przedstawiała gdyby sprężyna była tak krótka, że łączyłaby tylko hak bębna z hakiem wałka. A więc i w tym przypadku ilość obrotów równałaby się zeru.

Pomijając te skrajne przypadki, ogólnie należy stwierdzić, że za krótka sprężyna nie wykorzystuje powierzchni bębna, za długa zaś podwójnie pokrywa część powierzchni bębna, która mimo że była przykryta sprężyną rozwiniętą, była również przykryta częścią sprężyny zwiniętej. Dla napędu jest to taką stratą, jak gdyby bęben o tę właśnie różnicę był mniejszy.

Chociaż obliczanie długości sprężyny jest także ważne, to jednak dokładność jego może być mniejsza niż dokładność obliczania grubości. Różnica w długości kilku — a u większego bębna nawet kilkunastu — milimetrów nie odgrywa takiej roli, jak różnica w grubości 0,01 mm.

W praktyce zegarmistrzowskiej rzadko oblicza się długość sprężyny, dlatego że obliczając jej grubość i dobierając odpowiednią ilość jej zwojów w stanie rozwiniętym, ograniczamy tym samym jej długość do wymaganej wartości. Ponieważ czasem zachodzi potrzeba obliczenia długości sprężyny, dlatego podajemy także potrzebne wzory.

Jeżeli mamy dany promień bębna i wałka oraz grubość sprężyny ¹⁾, to jej długość możemy obliczyć według wzoru:

$$l = \frac{\pi}{2h} (R^2 - r_w^2)$$

Aby obliczyć długość sprężyny, należy liczbę π podzielić przez podwojoną grubość sprężyny i ten iloraz pomnożyć przez różnicę kwadratów promieni bębna i wałka sprężyny.

1) Grubość sprężyny możemy obliczyć z podanych promieni bębna i wałka, wystarczy więc tylko te wymiary do obliczenia jej długości.

Jeżeli zaś mamy daną powierzchnię zajmowaną w bębnie przez sprężynę, to długość sprężyny otrzymamy, dzieląc tę powierzchnię przez grubość sprężyny, czyli:

$$l = \frac{F}{h}$$

Sposób obliczania powierzchni, jaką powinna zajmować sprężyna w bębnie, jest podany przy obliczeniach grubości sprężyny.

Przykład: Obliczyć długość sprężyny zegarka kieszonkowego, którego promień bębna $R = 8,4$ mm, promień wałka sprężyny $r_w = 2,75$ mm, a grubość sprężyny $h = 0,18$ mm.

Obliczamy według wzoru:

$$l = \frac{\pi}{2h} (R^2 - r_w^2)$$

Podstawiamy wartości liczbowe i wykonujemy działania:

$$l = \frac{3,14}{2 \cdot 0,18} (8,4^2 - 2,75^2) = 549 \text{ mm}$$

Gdybyśmy z podanych wymiarów obliczyli powierzchnię zajmowaną w bębnie przez sprężynę, to by się okazało, że wynosi ona 93,96 mm². Wstawiając do drugiego wzoru sprawdzimy długość sprężyny:

$$l = \frac{F}{h} = \frac{93,96}{0,18} = 549 \text{ mm}$$

8. Praktyczne sposoby dobierania sprężyn

Każdorazowe obliczanie sprężyny podczas naprawy zegarów i zegarków byłoby dla zegarmistrza uciążliwe. Dlatego ogólne zasady poznane przy obliczaniu należy ująć w jakąś praktyczną formę.

Dużą przestrzeń w bębnie zajmuje wałek sprężyny. Stara zasada twierdzi, że średnica wałka sprężyny ma wynosić 1/3 wewnętrznej średnicy bębna. To twierdzenie nie jest jednak ściśle ale raczej orientacyjne, gdyż średnica wałka zależy także od grubości taśmy sprężyny.

Przez zwinięcie sprężyny zwoje jej w pobliżu wałka ulegają silniejszym zgięciom, które jednak nie powinny przekraczać pewnej dopuszczalnej granicy. Cieńsza sprężyna może się nawijać bez trwałych odkształceń na cieńszym wałku, natomiast dla grubszej sprężyny musi być wałek grubszy, aby nie pękła lub nie od-

kształciła się trwale za szybko. Dlatego grubość sprężyny winna stanowić $1/30$ średnicy wałka. Z tego względu wyżej wspomniany stosunek średnic bębna i wałka można przyjąć za średni. Nieznaczne odchylenia czasem się spotyka, zwłaszcza u zegarów. Nie są to jednak różnice zbyt wielkie. Większa średnica bębna (a także i wałka) jest zwykle zaletą, gdyż dzięki temu promień łuku sprężyny jest większy i możliwość pęknięcia sprężyny znacznie się zmniejsza.

W ustalaniu powierzchni zajmowanej w bębnie przez sprężynę obowiązują zegarmistrza następujące zasady:

1. Największą ilość obrotów bębna uzyskuje się wtedy, gdy sprężyna w stanie rozwiniętym zajmuje połowę powierzchni bębna (nie promienia lub średnicy!), zmniejszonej oczywiście o powierzchnię zajętą przez wałek sprężyny.

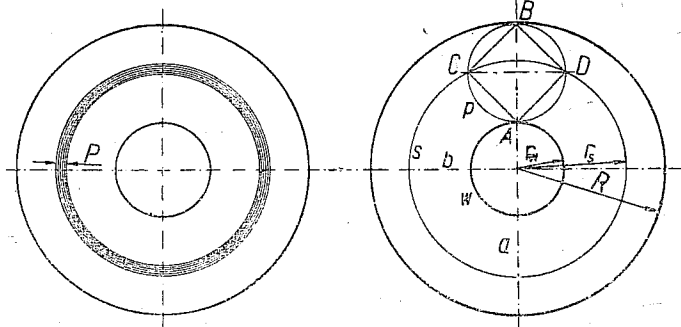
2. Ilość użytkowych obrotów wałka sprężyny jest równa różnicy między ilością zwojów sprężyny zwiniętej a ilością zwojów sprężyny rozwiniętej.

Obydwie zasady są od siebie niezależne i powinny być znane każdemu zegarmistrzowi. Wiadomo bowiem, że za długa sprężyna zajmuje za wiele miejsca w bębnie i skraca czas chodu zegara. Za krótka zaś mimo że zajmuje mniej miejsca, daje również podobny wynik. Największą ilość obrotów daje taka sprężyna, która po zwinięciu ma jak najwięcej zwojów, a po rozwinięciu jak najmniej.

Jednak zasada ta jest często źle rozumiana, gdyż przyjmuje się, że rozwinięta sprężyna ma zajmować połowę promienia bębna (od wałka do ścianki) zamiast połowę jego powierzchni. Różnica między tymi założeniami uwidoczniła się na rys. 209 zakreskowanym pierścieniem P . Aby więc uniknąć tego nieporozumienia, lepiej jest pamiętać inne określenie tej samej zasady. Mianowicie: największą ilość obrotów uzyskamy wtedy, gdy wewnętrzna średnica sprężyny rozwiniętej jest równa zewnętrznej średnicy tej sprężyny po jej zwinięciu.

Praktyczny sposób wyznaczenia granicy ostatniego wewnętrznego zwoju sprężyny rozwiniętej polega na wpisaniu kwadratu między wałkiem sprężyny a ścianką bębna. Sposób ten pokazany jest na rys. 210. Okrąg w zatoczony promieniem r_w oznacza wałek sprężyny. Natomiast promień R jest promieniem bębna. Przez te okręgi prowadzimy dwie prostopadłe linie punktowe a oraz b .

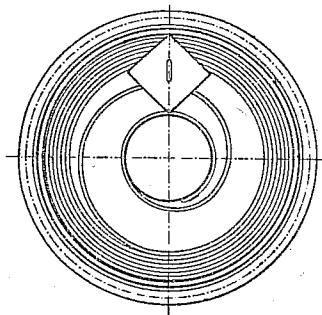
Na linii a zataczamy okrąg p styczny do okręgów oznaczających wałek i bęben i w tym okręgu wykreślamy kwadrat $ACBD$. Przez wierzchołki kwadratu CD zataczamy promieniem r_s okrąg s , który oznacza ostatni wewnętrzny zwoj rozwiniętej sprężyny.



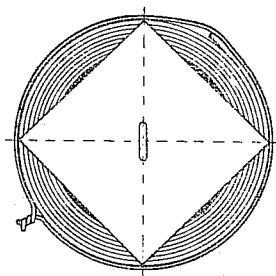
Rys. 209. Częsty błąd...

Rys. 210. Wyznaczanie położenia wewnętrznego zwoju sprężyny rozwiniętej w bębnie.

Kwadrat $ACBD$ służy do sprawdzenia sprężyny. Jeżeli wierzchołek A dotknie wałka sprężyny, a wierzchołek B ścianki bębna, to wierzchołki CD powinny dotykać wewnętrznego zwoju rozwiniętej sprężyny.



Rys. 211. Sprawdzenie wymiarów sprężyny miarką kwadratową.

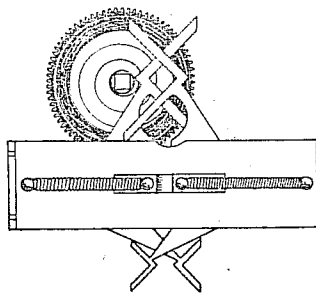


Rys. 212. Miarka kwadratowa użyta do sprawdzenia nie włożonej jeszcze sprężyny.

Celem ułatwienia należytego dobrania sprężyny, zwłaszcza do zegarów, warto wykonać sobie kilkanaście różnych kwadratów z blachy mosiężnej, grubej około $0,2 \div 0,5$ mm (zależnie od wielkości). Sposób mierzenia widzimy na rys. 211.

Opisane miarki kwadratowe, ale większe, mogą nam służyć również do sprawdzania sprężyn znajdujących się jeszcze w opakach. Otóż, gdy doberzemy taką miarkę, która, położona na sprężynie, swoimi wierzchołkami zrówna się z zewnętrznym zwójem (rys. 212), to zwój wewnętrzny powinien być wyraźnie widoczny obok każdego z boków miarki kwadratowej. Jest to jednak sposób mniej dokładny.

Istnieje przyrząd, który można doregulowywać tak do sprężyn zegarowych jak i zegarkowych używając go zamiast miarek. Przedstawiony jest na rys. 213.



Rys. 213. Przyrząd kontrolny do sprężyn.

9. Zalety i wady napędów sprężynowych

Zastosowanie napędów sprężynowych umożliwiło budowanie zegarów przenośnych i zegarków noszonych. Napęd sprężynowy ma wiele niezaprzeczalnych zalet. Małe jego wymiary pozwalają na konstruowanie miniaturowych zegarków naręcznych.

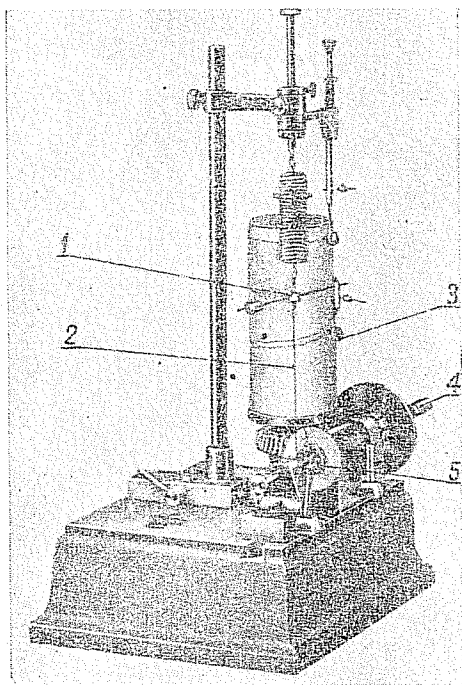
Napęd sprężynowy nadaje się do pracy w każdym położeniu, odznacza się dużą trwałością i pewnością działania. Prostota jego budowy i związana z nią łatwość produkcji masowej czynią go szczególnie przydatnym do mechanizmów zegarowych. Ale napęd sprężynowy ma też i swoje wady, które głównie pochodzą od sprężyny.

Czego wymaga się od dobrej sprężyny?

1. Dostatecznej sprężystości, aby pomimo stopniowego rozwijania się wahnięcia regulatora były możliwie równe.
2. Jak najmniej zmieniającego się momentu napędowego w okresie między jednym nakręceniem zegara a drugim.

Wymagania te nie jest łatwo spełnić, gdyż odnośnie do samej tylko sprężystości sprężyny istnieją następujące przeszkody:

- a. Siła sprężyny zmienia się ze stopniem jej naciągnięcia w bębnie;
- b. Tarcie między zwojami sprężyny i o ściany powoduje straty siły napędowej;
- c. Wskutek gęstnienia smaru występuje większa przyklepność, szczególnie u małych sprężyn;
- d. Sprężystość stali z biegiem czasu się zmienia;
- e. Temperatura otoczenia również wpływa na elastyczność;
- f. Niejednorodność struktury i składu materiału oraz wady obróbki cieplnej materiału sprężyny powodują różną sprężystość w różnych jej miejscach;
- g. Niecentryczne rozwijanie się sprężyny wskutek niewłaściwego zaczepu też wpływa na zmianę momentu napędowego sprężyny.



Rys. 214. Dynamograf do badania sprężyn.

Jeżeli do tego wykazu dodamy jeszcze błędy konstrukcyjne bębna sprężyny, wałka, haków i zaczepów, to można się zorientować, jak trudno o równomierny moment napędowy.

Prawie wszystkie wyżej wymienione błędy można wykryć przy pomocy dynamografu (rys. 214). Przyrząd ten rysuje na taśmie papierowej w czasie naciągania i rozwijania się sprężyny linię krzywą, z której można się zorientować, jakie błędy ma zespół napędowy (bęben i sprężyna).

Celem zbadania wkłada się sprężynę do bębna z wałkiem i osadza w pierścieniu 5. Wałek sprężyny zamocowany jest z obydwu stron w kłach. Od obwodu bębna prowadzi jedwabna linka 2 do urządzenia 1, w którego przedłużeniu osadzone jest pióro 3 kreślące wykres na taśmie. Teraz zaczyna się pokręcać korbą 4. Bęben z taśmą papierową powoli się obraca, a napięta sprężyna naciąga urządzenie 1 rysujące wykres, z którego za pomocą obliczeń otrzymuje się moment napędowy badanej sprężyny, w każdej fazie jej naciągania i rozwijania się.

Wykres momentu napędowego (lub siły na obwodzie bębna) wykonany za pomocą dynamografu podobny jest do wykresu pokazanego na rys. 206. W stanie rozwiniętym moment sprężyny = 0. W miarę obrotu wałka moment napędowy wzrasta i osiąga swój najwyższy punkt przy pełnym naciągnięciu. Na początku naciągania sprężyna wykazuje silny wzrost sprężystości. Po pierwszym obrocie wałka moment sprężyny zmienia się bardzo mało, a wzrasta wybitnie dopiero przy końcowym obrocie wałka.

Po całkowitym naciągnięciu moment rozwijającej się sprężyny szybko spada. Do napędu wykorzystuje się tylko tę część pracy sprężyny, która wykazuje najmniejsze różnice momentu. Ta więc zmienność momentu napędowego jest główną wadą napędu sprężynowego.

10. Wyrównywanie momentu napędowego

Widzieliśmy w poprzednich rozdziałach, że moment napędowy sprężyny zmienia się w dość dużych granicach. Można przyjąć, że mechanizm zegara, jeżeli znajduje się w dobrym stanie, to jeszcze przy czwartej części pełnego naciągnięcia sprężyny należyście działa. Siła napędowa sprężyny po jej naciągnięciu jest w najczęściej spotykanych mechanizmach prawie 3 razy większa niż przy końcu rozwijania się jej, kiedy zegar się zatrzymuje. Tak zmienna siła napędowa działa na regulator chodu (wahadło lub balans), który zmniejsza lub zwiększa amplitudę, zależnie od ilości dopływającej energii. Nie jest to przecież bez wpływu na czas trwania każdego wahnięcia, czyli na izochronizm. Tak dzieje się w zwykłych zegarach domowych, oczywiście sprężyno-

wych, oraz w zegarkach. Jednakże w dokładniejszych zegarach sprężynowych staramy się utrzymać izochronizm regulatora przez bardziej uregulowany i wyrównany dopływ energii. Służą do tego celu urządzenia ograniczające działanie sprężyny, czyli *zastawki*, oraz urządzenia wyrównujące moment napędowy.

a. Zastawki

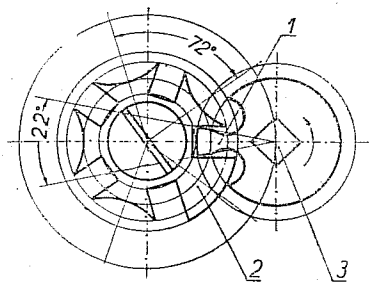
W mechanizmach zegarowych, a zwłaszcza w lepszych zegarkach kieszonkowych, wykorzystuje się tylko środkową część obrotów bębna sprężyny. Tak na przykład w zegarkach kieszonkowych na około 6 obrotów bębna wykorzystuje się zwykle tylko 4 obroty środkowe, dzięki czemu napęd jest daleko równomierniejszy.

Zastawka jest ważną częścią konstrukcyjną. Oczywiście, należy ją tak ustawić, by zegar po jednym nakręceniu chodził przynajmniej 32 godziny, gdyż inaczej przy nie dosyć regularnym nakręcaniu mógłby się zatrzymać. Czas chodu chronometrów dwudniowych powinien zwykle wynosić około 56 godzin.

Można rozróżnić trzy rodzaje zastawek: maltańską, palcową i zębatą.

Zastawka maltańska

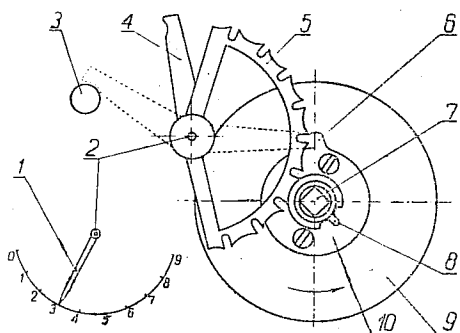
jest najbardziej znanym rodzajem zastawki. Jak widzimy na rys. 215; składa się ona z *krzyża maltańskiego*, najczęściej z pięciu ramionami, i z krążka z jednym zębem (palcem). Nazwa krzyża maltańskiego pochodzi od odznaki tego kształtu i nazwy średniowiecznego zakonu.



Rys. 215. Zastawka maltańska.

Przy bębnie ruchomym krzyż maltański przytwierdzony jest obrotowo na pokrywie bębna, krążek zaś umocowany jest na kwadracie wałka sprężyny i obraca się razem z nim.

Działanie zastawki maltańskiej jest następujące. W pozycji nakreślonej na rys. 215 przedstawiony jest moment zakończenia chodu zegara. Podczas nakręcania wałek 3 obraca się w kierunku strzałki, palec 1 zazębiający się z krzyżem przesuwa go za każdym obrotem wałka sprężyny o jedną podziałkę, tak że po czterech pełnych obrotach wałka, ząb oporowy 2 ustawi się po przeciwnej stronie palca 1 i nie pozwoli na dalszy obrót wałka. W czasie chodu zegara bęben, a w systemach z napędem wewnętrznym końcem sprężyny — wałek obraca się w kierunku odwrotnym i po czterech obrotach ząb oporowy 2 znowu zatrzyma obrót bębna lub wałka 3.



Rys. 216. Zastawka maltańska w chronometrach.

Zastawka maltańska jest bardziej odporna na energiczniejsze nakręcanie aniżeli inne systemy zastawek, gdyż tutaj ograniczenie nakręcania nie powstaje przez oparcie się o cienki palec, lecz o silne krawędzie krążka. Nie może się ona także zupełnie wyzubić, a obroty bębna lub wałka sprężyny można ograniczać z dokładnością do jednej czwartej obrotu przez przekładanie krążka z palcem na kwadratowym czopie wałka. Dalszą zaletą jest to, że zbędne są zewnętrzne zaczepy sprężyny nieraz bardzo złożone. Najważniejszą jednak zaletą zastawki maltańskiej, jak zresztą i innych zastawek, jest uniemożliwienie pracy napędu przy najsilniejszym i najsłabszym napięciu sprężyny, znacznie różniącym się od średniego.

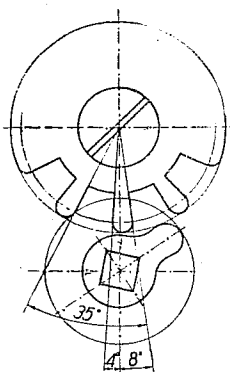
Zastawka maltańska w chronometrach złączona jest ze wskaznikiem rezerwy chodu. Schemat urządzenia widzimy na rys. 216. Na kwadracie 7 wałka bębna wyrównawczego (rys. 221) od strony tarczy umieszczony jest krążek z palcem 8 zazębiający się z wycinkiem pierścienia 5 o dziewięciu podziałkach. W czasie każdego obrotu bębna wyrównawczego 9 wycinek 5 przesuwa się

o jedną podziałkę. Na przedłużeniu osi 2, na której osadzony jest wycinek 5, na odwrotnej stronie znajduje się na tarczy wskazówka 1 (na rysunku umieszczona z boku). Ilość działek podziałki odpowiada ilości obrotów bębna wyrównawczego w jedną lub drugą stronę i wskazuje aktualny stan naciągnięcia sprężyny.

Na tej samej osi 2 między płytami umocowane jest na stałe ramię oporowe 4, które przed końcem rozwinięcia się sprężyny opiera się o słupek 3 i zawczasu mechanizm zatrzymuje. Wskazówka 1 na tarczy wskazuje wówczas 0. W czasie nakręcania chronometru, tj. obracania wałkiem 7 w kierunku strzałki, wycinek pierścienia 5 przesuwa się w odwrotnym kierunku, dopóki ramię oporowe 4 nie oprze się o tarczkę 10, a jej występ 6 o czoło ramienia 4. W tym momencie wskazówka 1 na tarczy wskazuje cyfrę 9. Wskazówka 1 zamiast ilości obrotów bębna wyrównawczego może wskazywać ilość godzin, którą mechanizm jeszcze będzie w ruchu. A ponieważ jeden obrót bębna odpowiada sześciu godzinom chodu chronometru, dlatego w zaznaczonej pozycji mechanizm będzie chodził jeszcze 18 godzin.

Zastawka palcowa

W starych zegarach stołowych spotyka się jeszcze *zastawki palcowe* (rys. 217). Również i w tej konstrukcji koło zastawki umieszczone jest na pokrywce ruchomego bębna, a palec na kwadracie wałka sprężyny. Działanie jej podobne jest do działania zastawki maltańskiej. Koło otrzymuje tyle wrębów międzyzębnych, ile obrotów ma zrobić bęben plus $\frac{3}{4}$ obrotu.



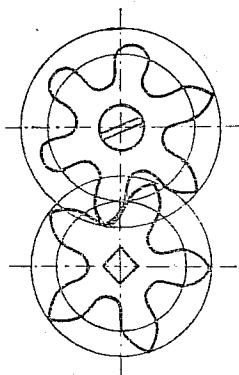
Rys. 217. Zastawka palcowa.

Jeżeli napęd jest wewnętrznym końcem sprężyny, to koło zastawki umieszczone jest obrotowo na płycie mechanizmu, natomiast palec zastawki znajduje się na kwadracie wałka sprężyny.

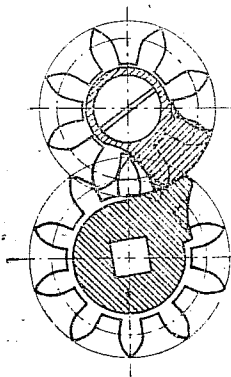
Zastawka ta jest bardziej odporna i mniej wrażliwa na usterki konstrukcyjne aniżeli krzyż maltański. Wadą jej jest łatwość rozregulowania, gdyż koło palcowe po wyzębieniu palca można łatwo obrócić, co jest niemożliwe przy użyciu krzyża.

Zastawka zębata

W zastawce zębatej głowy kilku zębów jednego z kół są obniżone, a pozostałych zębów — normalnej wysokości (rys. 218). Jeden zaś wręb w drugim kole jest płytszy. Krótsze zęby łatwo ten wręb przechodzą; zęby zaś normalne po kilku obrotach nie pozwalają na dalszy obrót. Ilość możliwych do wykonania obrotów zależy od ogólnej ilości zębów w kołach oraz od ilości zębów o obniżonych głowach.



Rys. 218. Zastawka zębata.



Rys. 219. Zastawka zębata Bregueta.

Konstrukcja zastawki zębatej Bregueta, przedstawionej na rys. 219, polega na tym, że dwa ramiona (zakreskowane) po określonej ilości obrotów dotkną się wzajemnie i uniemożliwią dalsze obroty kół.

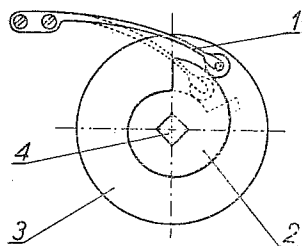
W zegarach domowych stosowane są jeszcze inne rodzaje zastawek zębatach, których zasady działania są jednak te same.

b. Urządzenia wyrównujące

Hamulec wyrównawczy

Pierwsze urządzenie wyrównujące moment napędowy sprężyny powstało około 1500 roku. Urządzenie to, przedstawione na rys. 220, nazywano *hamulcem wyrównawczym*. Na kwadracie

wałka 4 osadzona jest krzywka 2. Na nią dociska silna sprężyna 1 umocowana nieruchomo na płycie mechanizmu. Sprężyna napędowa zaczepiona jest o filarek lub mieści się w bębnie nieruchomym 3. Sprężyna napędowa po naciągnięciu jest w czasie rozwijania się bardziej hamowana przez sprężynę dociskową, gdyż krzywka 2 trze o sprężynę dociskową 1 większym promieniem. W niektórych takich urządzeniach w celu zmniejszenia tarcia na końcu sprężyny osadzona jest rolka. Podczas dalszego chodu zegara promień krzywki 2 zmniejsza się, dostosowując się jakby do zmniejszającego się napięcia sprężyny napędowej.

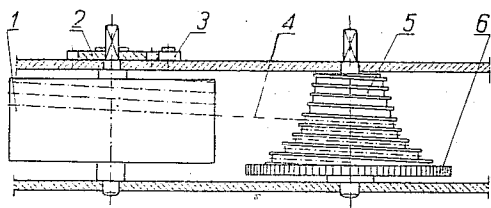


Rys. 220. Hamulec wyrównawczy.

Jeżeli krzywka osadzona jest na kwadracie wałka sprężyny, to sprężyna może być naciągana tylko o jeden obrót wałka. Z tego względu urządzenie takie nie byłoby praktyczne. Można jednak do napędu sprężynowego zastosować zastawkę zębatą, a krzywkę urządzenia wyrównującego osadzić na wałku koła zastawki. Wtedy sprężyna może być naciągana o większą ilość obrotów wałka.

Bęben wyrównawczy

Na rys. 221 widzimy inny rodzaj urządzenia wyrównującego różnice napięcia sprężyny. Polega ono na zastosowaniu bębna wyrównawczego („ślimaka”) z rowkiem śrubowym na obwodzie o zmiennym promieniu. Urządzenie to wynalazł prawdopodobnie Jakub Z e c h z Pragi około r. 1525.



Rys. 221. Bęben wyrównawczy.

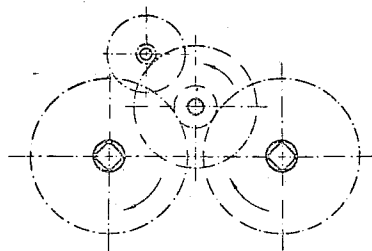
Cięgno 4 (struna lub łańcuch Galla o małych ogniwach) jednym końcem przyłączone jest do bębna wyrównawczego 5 i nawinię-

te w jego rowki, drugim zaś do bębna sprężyny 1, na który też się nawija. Na wałku sprężyny osadzone jest koło zapadkowe 2, zatrzymywane zapadką 3 umocowaną na płycie zegara. Na osi bębna wyrównawczego osadzone jest koło napędowe. Bęben wyrównawczy 5 i koło napędowe 6 łączą się ze sobą za pomocą urządzenia przeciwzapadkowego z napędem pomocniczym (jak w zegarach z napędem obciążnikowym); na rysunku jest ono niewidoczne. Nakręcanie następuje przez obrót bębna wyrównawczego, co powoduje zanik momentu napędowego i dlatego stosuje się napęd pomocniczy. Za pośrednictwem połączonego z nim cięgna 4 obraca się bęben 1 i w ten sposób naciąga się sprężynę napędową. Przy końcu nakręcania cięgno nawinięte jest na całej długości bębna wyrównawczego, działa więc na ten bęben małym promieniem. W miarę rozwijania się sprężyny siła napięcia cięgna maleje, lecz jednocześnie rośnie w tym samym stosunku promień, na którym działa ona na bęben wyrównawczy.

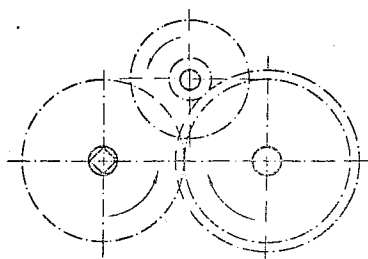
Wykonanie tego urządzenia wyrównawczego jest dosyć kłopotliwe i kosztowne, ale wyrównuje napięcie sprężyny na ogół dosyć dokładnie. Bęben wyrównawczy musi być tak skonstruowany żeby w każdej chwili iloczyn wielkości jego czynnego promienia przez siłę, z jaką jest napięte cięgno łączące go z bębniem sprężyny, był stały.

Bębny sprężone

W zegarach, w których chodziło o wyrównanie momentów napędowych, a nie można było zastosować bębna wyrównawczego, stosowano dwa bębny.



Rys. 222. Równoległe połączenie dwóch bębniów.



Rys. 223. Szeregowe połączenie dwóch bębniów.

Przez zastosowanie połączenia równoległego przedstawionego na rys. 222 siła napędowa się podwaja i dlatego sprężyny mogą być cieńsze, a tym samym mieć większą ilość zwojów i powodować dłuższy i równiejszy chód.

Druga odmiana zastosowania dwóch sprężyn to szeregowe połączenie, które przedstawione jest na rys. 223. Przy tej konstrukcji siła się nie podwaja, ale podwaja się ilość obrotów bębnow, wskutek czego sprężyny mogą być krótsze. Wyżej opisane urządzenie znano już z początkiem XIX stulecia. Co więcej, A. B r o c o t w zegarze wahadłowym celem przedłużenia czasu chodu zegara ponad jeden rok zastosował aż 8 bębnow w mechanizmie chodu i bicia.

Wobec znacznego udoskonalenia procesów technologicznych przy wykonywaniu sprężyn oraz konstrukcji całego zespołu napędowego, urządzenia wyrównujące zmiany momentu napędowego sprężyny nie są obecnie na ogół stosowane. Jednak używa się ich nadal w tych zegarach sprężynowych, od których wymaga się wysokiej dokładności chodu.

IV. NACIĄGI I URZĄDZENIA NASTAWCZE

A. UWAGI OGÓLNE

Do napędu zegarów mechanicznych, jak już wiemy, wykorzystuje się energię podciągniętych obciążników lub naciągniętych sprężyn. Gromadzenie tej energii następuje przez nakręcanie zegara. Zespół części mechanizmu zegarowego służących do nakręcania zegara nazywamy *naciągami*. U niektórych zegarów nie ma specjalnych urządzeń do nakręcania. Na przykład w większości zegarów domowych obciążniki wiszące na łańcuchach zwykle podciąga się bezpośrednio rękami. Natomiast w innych zegarach (bez łańcuchów) stosuje się naciągi, które mają za zadanie ułatwienie dostarczania energii napędowi.

W zegarkach naciąg jest zwykle jednocześnie urządzeniem nastawczym, do którego dodano jeszcze kilka części.

Konstrukcje naciągów czasomierzy są tak rozliczne, że obecnie — jak pisze autor radziecki A. Pinkin — można ich naliczyć około 300 typów.

Pod względem zasady działania rozróżniamy naciągi: *mechaniczne, elektryczne, temperaturowe, ciśnieniowe* itd. Z tych najczęściej używane są mechaniczne i elektryczne.

Naciągi mechaniczne mogą być *ręczne* i *automatyczne*, elektryczne zaś mogą być włączane ręcznie lub samoczynnie. Pozostałe natomiast z reguły są tylko samoczynne.

B. NACIĄGI RĘCZNE I URZĄDZENIA NASTAWCZE

Urządzenie naciągowe ręczne umożliwia doprowadzenie energii mięśni ludzkich do zbiornika tej energii w postaci naciągniętej sprężyny lub podciągniętego obciążnika. Siła muskułów może działać bezpośrednio na wałek sprężyny lub na obciążnik, albo też za pośrednictwem jakiegoś urządzenia dodatkowego, które ułatwia naciąg. Jeżeli siła podczas nakręcania zegara działa bezpośrednio, to taki naciąg nazywamy *bezpośrednim*. Jeżeli zaś działa za pomocą klucza, nazywamy go *kluczowym*. W większości zegarów domowych stosuje się naciągi bezpośrednie i kluczowe. Natomiast w nowszych zegarkach naciągi są bardziej skomplikowane. Mają one ogólną nazwę *główkowych*.

1. Naciągi bezpośrednie

U zegarów domowych, których obciążniki zawieszono na łańcuchach, podciągania obciążników dokonuje się bezpośrednio rękami. Jedną ręką podtrzymuje się obciążnik, a drugą pociąga się koniec łańcucha na dół. W takich zegarach naciągu, jako zespołu części mechanizmu, nie ma wcale. Koło łańcuchowe połączone jest z kołem napędowym za pomocą urządzenia zapadkowego, które umożliwia nakręcanie zegara.

Podobnie przedstawia się sprawa z naciągiem w zegarach „na zębatce”, „na pochylni” itp. Różnica jest tylko taka, że tam zamiast obciążnika podciąga się cały zegar.

a. Nastawianie palcem

Zegary ściennie, niektóre kominkowe itp. nastawia się po prostu przez przesunięcie palcem wskazówki minutowej. Takie bezpośrednie nastawianie jest jednak możliwe tylko u tych zegarów, ponieważ ich wskazówki minutowe są na tyle wytrzymałe. Również w starszych zegarkach roskopfowych nastawia się wskazówki palcem. Nie jest to wygodne, gdyż trzeba otwierać ramię szkła, ale unika się przez to skomplikowanego urządzenia nastawczego. Natomiast w budzikach, zegarach biurkowych itp. wskazówki są delikatniejsze i najczęściej znajdują się za szkłem, dlatego zegary tego rodzaju (a dawniej także zegarki kieszonkowe) nastawia się przez pokręcenie osi, na której osadzona jest wskazówka minutowa.

Wskazówki można przesuwac podczas chodu zegara, tzn. że przekładnia chodu działa wtedy normalnie. Dzieje się tak dlatego, że między tulejką wskazówki minutowej a kołem minutowym działa sprzęgło cierne. Wykorzystuje się tu działanie siły tarcia ćwiertnika na osi minutowej, który jest na niej osadzony ciasno-obrotowo. Szczegółowe opisy tych konstrukcji podajemy w rozdziale o przekładniach wskazań.

2. Naciągi kluczowe

Naciąg kluczowy był stosowany już w pierwszych zegarach mechaniczno-kołowych i prawie w pierwotnej postaci przetrwał do czasów obecnych. Naciąg ten jest prosty, a jeśli jest odpowiednio wykonany, to zupełnie odpowiada swemu celowi i nie wymaga wiele miejsca. Może być umieszczony od strony tarczy, albo od tylnej strony mechanizmu.

Do naciągu kluczowego używane są klucze nakładane albo klucze nakręcane.

a. Rodzaje kluczy

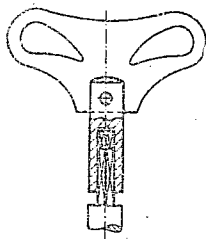
Klucze nakładane

Do klucza nakładanego (rys. 224) wałek sprężyny lub oś napędowa są przedłużone i uformowane na kształt dość długiego czopa kwadratowego. Czop ten nazywany *chwytem*. Do niego dopasowany jest suwliwie kwadratowy otwór klucza. Na rys. 225 widzimy źle i dobrze dopasowane klucze. Za duży klucz szybko zniszczy krawędzie chwytu. Komisja Mechanizmów Drobnych i Zegarowych PKN opracowała normę na kwadratowe czopy i otwory (PN/M — 54665).

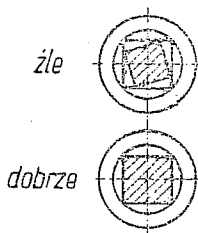
Krawędzie chwytu kwadratowego powinny być lekko ścięte (sfazowane), ażeby bardziej były odporne na skałeczenia. Chwyty kwadratowe są zwykle nieco zbieżne. W nowszych konstrukcjach klucze i chwyt mają boki równoległe. Na tym właśnie polega znaczne udoskonalenie w porównaniu do starych o bokach zbieżnych. Wadą tych ostatnich było to, że jeżeli klucz i chwyt niedokładnie były dopasowane, wówczas tylko mała płaszczyna przenosiła nacisk. Krawędzie chwytu w tym miejscu szybko się wypracowywały. Równoległe chwyt lepiej pracują nawet wówczas, gdy klucz nie jest zbyt dokładnie dopasowany, ponieważ siła podczas obrotu na chwyt jest równomiernie rozłożona. Niemniej jednak klucz powinien zawsze być dobrze dopasowany. Jeżeli zegar

ma kilka chwytów (mechanizmu chodu, bicia, a niekiedy do nastawiania wskazówek), to wszystkie powinny być jednakowych wymiarów, ażeby pasował do nich jeden klucz.

Drugi koniec klucza zaopatrzony jest w dwa skrzydełka lub korbę służące do wygodnego uchwycenia przez nakręcającego.



Rys. 224. Klucz nakładany.



Rys. 225. Żle i dobrze dopasowane klucze.

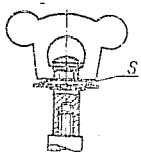
Klucz do zegara ściennego z napędem sprężynowym widzimy na rys. 224. Do zegarów z napędem obciążnikowo-strunowym używa się korby, która ułatwia i przyspiesza podciąganie obciążników.

Klucze nakręcane

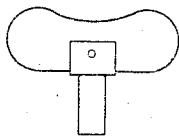
Zegary nakręcane od tylnej strony mechanizmu (przeważnie budziki) mają prawie wyłącznie klucze nakręcane (rys. 226).

W tym przypadku tak klucz jak i wystający chwyt zaopatrzone są w gwint. Klucze te wykazują dwie bezsprzeczne zalety:

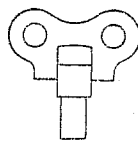
1. są zawsze gotowe do działania,
2. w razie omyłki i silnego nawet szarpnięcia w niewłaściwym kierunku zapadka się nie uszkodzi, a jedynie klucz się z wałka nieco odkręci.



Rys. 226. Klucz nakręcany z wahliwym skrzydełkiem i sprężynką.



Rys. 227. Skrzydełko umocowane na stałe.



Rys. 228. Skrzydełko wahliwe bez sprężynki.

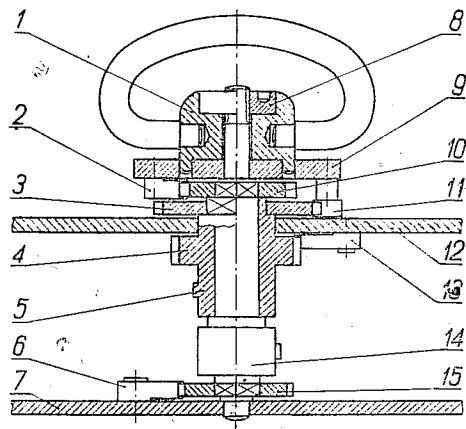
Klucze do budzików i tym podobnych zegarów są często wadliwej konstrukcji. Najpospolitszy błąd polega na tym, że skrzydeł-

ka są źle dopasowane i często za słabe, żeby mogły wytrzymać napięcie sprężyny napędowej. Jeżeli cały klucz nie jest wystarczająco silny, to wcześniej czy później będzie z nim kłopot. Ważne jest, żeby klucz dochodził do powierzchni oporowej na wałku, jak to pokazano na rys. 226.

W budzikach produkcji Łódzkiej Fabryki Zegarów skrzydełko klucza umocowane jest na stałe, jak to widzimy na rys. 227. Skrzydełko takie jest lepsze niż umocowane wahliwie, które pokazuje rys. 228. Jest ono nie tylko silniejsze, lecz także nie powoduje stuków podczas chodu zegara. Większość bowiem tego rodzaju kluczy jest używana do zegarów z napędem wewnętrznym końcem sprężyny i dlatego podczas chodu zegara wałek sprężyny wraz z kluczem obraca się powoli w przeciwnym kierunku. Aby zabezpieczyć przed niepotrzebnymi stukami, u niektórych kluczy z wahliwymi skrzydełkami stosuje się sprężynkę *S* (rys. 226) dociskającą stałe skrzydełko.

b. Urządzenie naciągowe dwóch sprężyn jednym kluczem

Specjalne urządzenie naciągowe spotyka się w małych budzikach wielopłytkowych, w których obie sprężyny naciąga się jednym kluczem przykręconym nakrętką. Urządzenie to widzimy na rys. 229. Bębny sprężyn ułożyskowane są jeden nad drugim na wspólnym wałku. Bęben sprężyny chodu jest ułożyskowany bezpośrednio na wałku 14, natomiast bęben sprężyny budzenia — na tulejce 5 zakładanej luźno na wałek 14. Cały naciąg ma aż cztery koła zapadkowe i cztery zapadki.



Rys. 229. Urządzenie naciągowe dwóch sprężyn jednym kluczem.

Klucz 1 założony jest na wałek 14 luźno, tak żeby dwa jego kły weszły w otwory okrągłej płytki 9, założonej również luźno

na wałek naciągowy. Klucz dociśnięty jest do płytki i dokręcony nakrętką 8. Na płytce 9 umocowane są dwie zapadki 2 i 11, współpracujące z kołami zapadkowymi 10 i 3. Koło 10 założone jest na czop kwadratowy wałka naciągowego 14, a koło 3 na kwadrat tulejki 5.

Gdy kręcimy kluczem w lewo, zapadka 2 zabiera koło zapadkowe 10, wałek 14 oraz koło zapadkowe 15 i w ten sposób naciąga sprężynę napędową chodu. W tym czasie zapadka 11 ślizga się po zębach koła 3. Z chwilą przerwania nakręcania zapadka 6 zatrzymuje koło zapadkowe 15, osadzone na czopie kwadratowym w drugim końcu wałka naciągowego, uniemożliwiając przez to odkręcanie się sprężyny.

Gdy zaś kręcimy kluczem w prawo, zapadka 2 ślizga się po zębach koła 10, a zapadka 11, zabierając koło zapadkowe 3 osadzone na kwadracie tulejki 5, naciąga sprężynę budzenia. Z chwilą przerwania nakręcania zapadka 13 zatrzyma koło zapadkowe 4 i powstrzyma odkręcanie się sprężyny.

Zapadki 6 i 13 umocowane są na płytach 7 i 12.

c. Nakręcanie

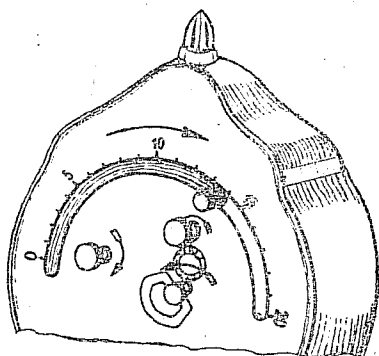
Stare zegarki, zwane kluczykowymi, nakręcane były tak samo jak i zegary, tj. bezpośrednio przez pokręcanie wałka sprężyny czworokątnym kluczykiem. Ten sam kluczyk służył do pokręcania osi wskazówki minutowej, czyli do nastawiania wskazówek. Czynność ta wymagała częstego otwierania koperty zegarka, co wpływało na szybsze jego zanieczyszczenie; właściciel zegarka musiał także zawsze mieć kluczyk pod ręką.

Chwyty do nakręcania u zegarów stołowych są zwykle z tyłu, a u zegarów ściennych i kominkowych — z przodu, jednak nie wystają ponad tarczę. W niektórych starych zegarach jednowskazówkowych wałek naciągowy przechodzi przez oś godzinową.

Zegary i zegarki kalendarzowe lepiej jest nakręcać wieczorem. Chodzi bowiem o to, że sprężyna po nakręceniu działa z większą siłą, więc łatwiej pokona opór przekładni kalendarzowej, która czynna jest o północy.

Chronometry okrętowe nakręca się kluczem przez otwór znajdujący się od tylnej strony obudowy. Dlatego do nakręcania mechanizm musi być odwracany. Otwór do klucza jest nakryty ruchomą płytką, jednak to nie zabezpiecza całkowicie przed przedostaniem się kurzu. Są także chronometry nakręcane od strony tarczy.

W roku 1951 ukazał się nowy typ budzika marki „Cyma”. Nowością w tym budziku jest ulepszenie umożliwiające szybkie nakręcenie mechanizmu budzeniowego na dowolną (w określonych granicach) długość budzenia. Na tylnej ścianie tego zegara jest 20-sekundowa podziałka (rys. 230). Na jaką liczbę przesuniemy dźwignię, na tyle sekund dzwonięcia nakręcimy budzik.



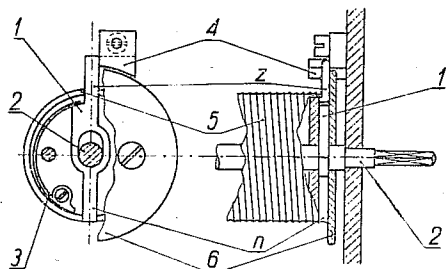
Rys. 230. Nowy sposób nakręcania budzika.

d. Zastawka

W rozdziale o napędach sprężynowych opisaliśmy różne zabezpieczenia i zastawki mające na celu wykorzystanie do napędu zegara tylko środkowej części naciągu sprężyny i uniemożliwienie jej zerwania lub uszkodzenia zaczepów czy też haków. W napędach obciążnikowych nie ma tyle niebezpieczeństw. Jedyne w lepszych zegarach stosuje się zastawki, które zabezpieczają od zbyt wysokiego podciągnięcia obciążników, co przy energicznym nakręcaniu może grozić urwaniem struny lub przynajmniej spadnięciem z krążka i zakleszczeniem. Zastawkę taką widzimy w dwóch rzutach na rys. 231.

W wycięciach wykonanych w czole bębna strunowego 5 wbudowany jest ruchomy suwak 1. Boczne odchylenie suwaka umożliwia pokrywkę bębna 6. Wewnątrz bębna znajduje się sprężyna 3, która tak dociska suwak, że jego koniec *n* wystaje nieco ponad bęben. Drugi koniec *z* jest dłuższy, więc zawsze znajduje się ponad bębniem. Ruch suwaka ogranicza podłużny otwór, przez który przechodzi oś bębna 2. Nad końcem *z* znajduje się klocek 4 przymocowany do płyty zegara. Zwykle koniec suwaka *z* przechodzi swobodnie pod klocek 4. Gdy natomiast w czasie końcowej fazy podciągania struna, na której zawieszony jest obciążnik,

zbliży się do końca bębna i naciśnie koniec suwaka *n*, wówczas koniec ten chowa się w bębnie (jak na rys. 231), a drugi koniec suwaka *z* opiera się o klocek *4* i uniemożliwia dalsze podciąganie obciążnika.



Rys. 231. Zastawka naciągania w napędzie obciążnikowo-strunowym.

e. Nastawianie pokrętka

U zegarów stołowych (kominkowych, biurkowych i budzików) wskazówki nastawia się przez pokręcenie osi minutowej od tyłu zegara. Czyni się to za pomocą *pokrętka* (knopki 2-136, 132) osadzonej na kwadratowym chwycie tej osi. Otwór w pokrętce jest okrągły i przecięty wzdłuż całej długości. W te przecięcia wchodzi dwie krawędzie kwadratowego chwytu. Bywają także chwytły o przekroju okrągłym z dwoma naprzeciwległymi występami, które wchodzi w przecięcia pokrętki.

Pokrętka do nastawiania budzenia najczęściej nakręcona jest na gwintowaną oś, by w razie pokręcania jej w niewłaściwym kierunku mogła się odkręcić, zapobiegając uszkodzeniu mechanizmu budzenia.

Pokrętka powinny być mocno osadzone na osiach, zwłaszcza wtedy gdy są tylko na chwytach kwadratowych. W przeciwnym bowiem razie wskutek częstego używania łatwo się obluźwiają i wypadają.

Nastawianie wskazówek budzików nie zawsze musi się odbywać za pomocą pokrętki. Jedna z fabryk budzików zastosowała na krawędzi obudowy od strony tarczy dzwignię, która służy właśnie do nastawiania wskazówek.

3. Naciągi główkowe

Wiadomości ogólne

Sposób nakręcania zegarka kieszonkowego kluczykiem jest prosty, jednak nie najpraktyczniejszy, gdyż wymaga otwierania koperty. Dlatego konstruktorzy starali się zaradzić tej niedogodności.

Już w roku 1686 wzmiankowano w Anglii o urządzeniu do nakręcania zegarką bez otwierania koperty. Mamy też wzmiankę z roku 1752 o małym zegarku, wykonanym przez P. A. C a r o n a, który się nakręcało za pomocą obrączki, przytwierdzonej do tarczy.

Problem naciągu zegarka i kolejne etapy rozwoju tego zespołu przedstawiają długą historię, pełną niezliczonych kombinacji, zachodzących na przestrzeni 150 lat.

Najpraktyczniejszy sposób naciągania sprężyny — do dziś stosowany — okazał się za pomocą *główki* osadzonej na *wałku naciągowym*, a nastawiania wskazówek przez wyciągnięcie i pokręcenie tejże główki. Zasada tej konstrukcji datuje się od roku 1842. Konstrukcję tę opracował A. Philippe, współnik naszego rodaka, Antoniego P a t k a, osiadłego w Genewie. Wynalazek ten miał przede wszystkim na celu zapobiec przedostawaniu się kurzu do mechanizmu zegarka przez otwór do klucza.

Naciąg zegarka bardzo zajmował umysły wynalazców. Od roku 1888, kiedy to wydano w Szwajcarii ustawę związkową o patentach na wynalazki, złożono w tym kraju przeszło 1200 opisów wynalazków zmierzających do ulepszenia tego urządzenia. Dziś — jęszcze udoskonalą się go w niektórych szczegółach, jednakże naciąg główkowy w dalszym ciągu stosowany jest we wszystkich prawie zegarkach; wyjątki stanowią niektóre automaty.

Główki

Mimo że główka (2-146) jest jakby kluczem, którym nakręca się zegarek za pośrednictwem urządzenia naciągowego, to jednak można by ją także porównać z pokrętką, której zadanie przejmuję ona przecież podczas nastawiania wskazówek.

Główka była dawniej nabijana na kwadratowy czop wałka naciągowego. Aby więc można było wyciągnąć wałek w celu nastawienia wskazówek, a nie ściągnąć główki, należało koniecznie zabezpieczyć ją także w kierunku podłużnym. W lepszych zegarkach główka była zabezpieczona wkretem wkreconym z boku w jej szyjkę. Obecnie jest ona nakręcona na nagwintowany koniec wałka. Jest ważne, żeby koniec wałka był spiłowany równo, a nie na stożek, i dokrecony był aż do dna otworu główki. Zdarza się bowiem, że przy obrocie wstecznym wskazówek główka się odkręca, zwłaszcza gdy ćwiertnik ma za duże tarcie.

Krzywe osadzenie główki na wałku jest także często spotykanym błędem. Nie ma trudności z osadzeniem na wałku tzw. *główki kardanowej*, wprowadzonej w Niemczech w r. 1955. Wewnątrz

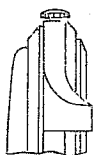
takiej główki wmontowana jest przegubowo tulejka, którą nkręca się na wałek naciągowy. Dzięki temu może się ona przechylać we wszystkie strony i wyrównywać niedokładności osadzenia wałka w mechanizmie oraz stanowić zabezpieczenie przed częstym łamaniem wałków. Urządzenie to również wpływa na dłuższą trwałość uszczelki wałka w kopertach wodoszczelnych.

Główki zegarków naręcznych są małe i dlatego przy pokręcaniu i wyciąganiu ich odczuwa się pewne trudności. Jeżeli wyciągnięcie główki wymaga silniejszego pociągnięcia, trudność się zwiększa i — co najważniejsza — z czasem mechanizm wskutek częstego używania całkiem się psuje; jeżeli natomiast główka wysuwa się zbyt łatwo, lekkie jej zahaczenie o rękaw lub mankiet może spowodować zatrzymanie się lub przestawienie wskazówek zegarka.

Wielkość główki zegarka naręcznego i jej odległość od koperty.



Rys. 232
za duża.



Rys. 233.
za mała.



Rys. 234.
za daleko.



Rys. 235.
za blisko.



Rys. 236.
dobra.

Pięć rysunków porównawczych uwidocznia, jaka powinna być wielkość należycie dobranej główki. Za duża bowiem główka zegarka naręcznego (rys. 232) ugniata przegub ręki i łatwiej może się odłamać; za małą (rys. 233) nie można zegarka należycie nkręcić i z tego powodu może się on przedwcześnie zatrzymywać; właściwie zaś dobraną główkę widzimy na rys. 236.

Główka nie powinna też być osadzona na wałku zbyt daleko od koperty — jak na rys. 234, ani zbyt blisko — jak na rys. 235; wzorem jest tu również rys. 236.

W zegarkach wodoszczelnych otwór w szyjce koperty, przez który przechodzi wałek naciągowy, musi być również uszczelniony. Uszczelnienie to powoduje znaczne powiększenie oporu wyczuwanego przy obrocie wałka naciągowego. Jednak opór ten nie powinien być za duży. Gdyby bowiem wałek obracał się za ciasno, to nie mielibyśmy wyczucia czy sprężyna jest już naciągnięta, a wtedy łatwo można by było ją zerwać. Sposoby uszczel-

niania kopert podajemy w rozdziale o obudowach; tam również opisane są różne rodzaje główek wodoszczelnych.

Dzięki wprowadzeniu naciągu główkowego można nastawiać wskazówki bez otwierania koperty, jednakże należy wpieryw przełączyć urządzenie naciągowe z pozycji naciągowej na nastawczą. Sposoby tego przełączenia oraz urządzenia służące do niego są różne. Zależnie więc od tego rozróżniamy kilka rodzajów główekowych naciągów i urządzeń nastawczych.

a. Naciągi sprzęgłowe

Części składowe i nakręcanie

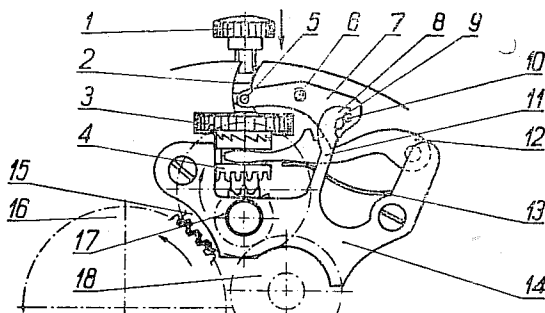
Najczęściej spotykanym naciągiem główkowym jest *naciąg sprzęgłowy*. W obecnie produkowanych zegarkach kieszonkowych i naręcznych stosuje się niemal wyłącznie ten naciąg. Charakterystycznym jego elementem jest *sprzęgło* i dlatego został on nazwany sprzęgłowym. W zegarku z tym naciągiem wskazówki nastawia się też przez obracanie główki.

W działaniu naciągów sprzęgłowych rozróżniamy pięć funkcji:

1. nakręcanie zegarka,
2. jałowy obrót wsteczny podczas nakręcania,
3. przełączanie,
4. nastawianie wskazówek ku przodowi,
5. nastawianie wskazówki w kierunku wstecznym.

Na rys. 237 przedstawiony jest naciąg sprzęgłowy w pozycji naciągowej. Nakręcenia zegarka dokonuje się przez obracanie główki w prawo. Główka 1 nakręcona jest na wałek naciągowy 2. Na walcowej części wałka naciągowego umieszczony jest obrotowo *zębnik naciągowy* (tzw. „półbeczułka”) 3, a na dalszej części tego wałka, będącej czopem kwadratowym, osadzony jest suwliwie *sprzęgnik* (tzw. „beczułka”) 4. W czasie nakręcania zegarka, czyli w pozycji naciągowej, sprzęgnik połączony jest z zębniakiem naciągowym za pomocą skośnych zębów (kłów). Połączenie to tworzy sprzęgło kłowe jednokierunkowe nazywane w gwarze warsztatowej „grzechotką”. Na obwodzie sprzęgnika wytoczony jest na środku rowek, w który dopasowany jest koniec *wodzika* 12. Sprężynka 13 za pośrednictwem wodzika dociska sprzęgnik 4 do kłów zębniaka naciągowego 3. Jeżeli pokręcimy główką wstecz, to sprzęgnik, osadzony na czopie kwadratowym wałka naciągowego, obraca się razem z nim, a skośne boki jego zębów (kłów) ślizgają się po takich samych bokach zębów

zębniaka naciągowego, powodując przy tym charakterystyczne grzechotanie. Natomiast podczas pokręcania główką w prawo sprzęgnik 4, dociskany wodzikiem i sprężynką 13, zabiera prostymi bokami zębów zębniaka naciągowy 3, który zazębia się z kołem naciagowym 15.



Rys. 237. Naciąg sprzęgłowy w pozycji naciągowej:

1 — główka, 2 — wałek naciagowy, 3 — zębniak naciagowy, 4 — sprzęgnik, 5 — kołek nastawczy, 6 — oś nastawnika, 7 — nastawnik, 8 — wcięcie w sprężynce nastawnika dla kołka zatraskowego w pozycji naciagowej, 9 — takie samo wcięcie w pozycji nastawczej, 10 — kołek zatraskowy, 11 — sprężynka nastawnika, 12 — wodzik, 13 — sprężynka wodzika, 14 — płytka dociskowa, 15 — koło naciagowe, 16 — koło zapadkowe, 17 — koło nastawcze, 18 — koło zmianowe.

Konstruktorzy zegarków starają się, by sprzęgnik był jak najdłuższy, a czop kwadratowy wałka, na którym sprzęgnik pracuje, nie za gruby, równoległy i dobrze oszlifowany. Wówczas sprzęgnik lekko się przesuwają i nie przechyla się.

Osie zębniaka naciagowego i koła naciagowego ustawione są względem siebie pod kątem 90° . W takim przypadku, aby zazębienie prawidłowo pracowało, powinny być stosowane koła stożkowe. Ponieważ zębniak naciagowy ma najczęściej uzębienie czołowe, dlatego w dobrych zegarkach koło naciagowe, oprócz czołowego wieńca zębatego, którym zazębia się z kołem zapadkowym, ma z boku drugie uzębienie koronowe, którym zazębia się z zębniakiem naciagowym. Takie zazębienie pracuje dobrze. Najczęściej jednak spotykamy czołowe zazębienia — tak u zębniaka naciagowego jak i u koła naciagowego — stojące względem siebie pod kątem prostym. Czasem spotyka się także zębniaki naciagowe

we z użębieniem czołowym o zębach skośnych, a koła naciągowe i zazębiające się z nimi koła zapadkowe z tzw. „wilczymi zębami”. Szczegóły konstrukcyjne zazębień naciągowych i obliczanie podajemy w rozdziale o zazębieniach.

Koło naciągowe może być ułożyskowane na tulejce i dokręcone do płyty wkretem z szerokim łbem (2 — rys. 166). Wkręt ten ma zwykle lewy gwint, gdyż koło naciągowe obraca się w lewą stronę, jeśli patrzymy od tyłu zegarka, jak wskazuje strzałka na rys. 237. Do umocowania kół naciągowych stosowane są także *wkręty szyjkowe* (2 — rys. 168). Mają one między łbem i gwintem gładką część walcową, która służy za czop dla koła naciągowego. Czop ten jest gładko polerowany w celu zmniejszenia tarcia. Wkręty tego typu mają zwykle łeb niski, o dużej średnicy, aby zapewnić dobre oparcie mocowanych nim części.

Wkręty szyjkowe często zaopatruje się w lewy gwint, aby zabezpieczyć je przed samoodkręcaniem przy obrocie w lewą stronę części o ruchu jednokierunkowym.

Wkręty z lewym gwintem powinny mieć wyraźne oznaczenia na czole łba. Norma szwajcarska NHS — 56114 zaleca oznaczanie łbów wkrętów z lewym gwintem dwiema rysami równoległymi do rowka (2 — rys. 183, 181). W niektórych zegarkach („Omega”, „Tissot”, „Movado”) na łbach tych wkrętów są nacięcia lub nawięzienia. A jeśli takich znaków nie ma, to niektórzy zegarmistrze je wykonują, aby zwrócić uwagę kolegów podczas odkręcania.

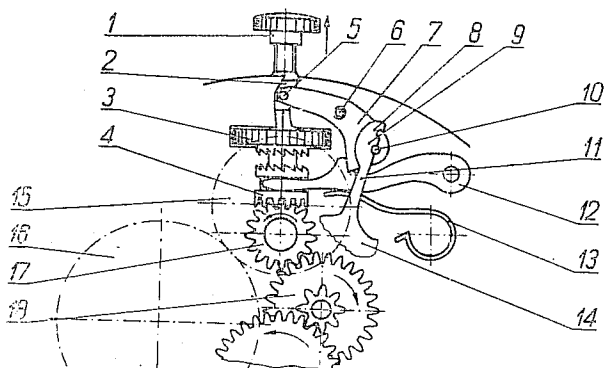
Koło naciągowemu można pozostawić tylko całkiem nieznaczny, zaledwie dostrzegalny luz, aby nie zmniejszać głębokości zazębienia. Koło naciągowe 15 (rys. 237) zazębia się z kołem zapadkowym 16. Koło to, mimo że niczym się nie różni od normalnego koła zębatego, jest ogólnie nazywane *kołem zapadkowym*, gdyż pełni jednocześnie rolę koła zapadkowego, z którym współpracuje zapadka zabezpieczająca przekładnię przed samoczynnym cofnięciem się pod wpływem sprężyny napędowej. Za pomocą tych kół, zębników i urządzenia zapadkowego przenosi się energię napędową od główki pokręcanej palcami aż do sprężyny nawijającej się na wałek.

W większości zegarków z naciągiem sprzęgłowym koła naciągowe i zapadkowe znajdują się na mostku bębna. Natomiast w zegarkach radzieckich firmy ZIM koła te są pod mostkiem bębna. Podobnie też jest w niektórych zegarkach szwajcarskich, np. firmy Longines (niektóre starsze kalibry).

Należy zaznaczyć, że z powodu częstej i ciężkiej pracy wszystkich części składowych naciągu, są one wyrabiane prawie bez wyjątku ze stali, a potem zahartowane.

Przełączanie i nastawianie główką

Prawie wszystkie wyżej wspomniane części naciągu biorą także udział w nastawianiu wskazówek. Przed tym jednak należy całe urządzenie przełączyć na pozycję nastawczą. Dokonuje się tego przez pociągnięcie główki, wskutek czego wałek naciągowy nieco się wysuwa, a to z kolei pociąga za sobą zmianę położenia i innych części.



Rys. 238. Naciąg sprzęgłowy w pozycji nastawczej.

Przełączenie na pozycję nastawczą polega, jak widzimy na rys. 238, na rozłączeniu sprzęgnika 4 z zębniakiem naciągowym 3, a połączeniu go z kołem nastawczym 17 drugim uzębieniem, czyli zębniakiem koronowym 4. Do tego przełączenia służą: *nastawnik* 7 i *wodzik* 12 ze swoimi sprężynkami i kołkami. Nastawnik jest właściwie dwustronną dźwignią kątową, a wodzik — dźwignią jednostronną. Ich wzajemna współpraca opiera się więc na zasadach dźwigni (5-34).

Kolek nastawczy 5 osadzony jest jednym końcem na stałe w nastawniku 7, a drugim umieszczony swobodnie w rowku wytoczonym na obwodzie wałka naciągowego 2. Ponieważ nastawnik 7 umocowany jest na gwintowanym czopie swej osi 6 w ten sposób, że może się wraz z nim obracać, przeto pociągnięcie wałka naciągowego 2 powoduje przechylenie nastawnika 7 za pośrednictwem kołka nastawczego 5. Wskutek tego przechylenia kołek zatraskowy 10, osadzony w drugim końcu nastawnika, przeskakuje z wcięcia 8 do wcięcia 9 w sprężynce 11. Oprócz te-

go wodzik 12, naciskany nastawnikiem 7, przesuwając sprężnik 4, rozłącza go z zębniakiem naciągowym 3, a łączy z kołem nastawczym 17 i całe urządzenie gotowe jest do nastawiania wskazówek.

Zauważyć należy, że ramię wodzika powinno swoją najszerszą częścią dokładnie leżeć w rowku sprężnika i swoją całą szerokością ten rowek wypełniać, byle tylko bez zakleszczania. Wodzik mający za duży luz w rowku powoduje niedokładne zażębienie tak z zębniakiem naciągowym, jak i z kołem nastawczym, co może w następstwie spowodować uszkodzenie zażębienia lub kłów sprężniaka.

Jeżeli naciąg sprężniakowy przełączony jest na pozycję nastawczą, jak na rys. 238, to pokręcanie główką spowoduje obrót sprężniaka 4, który w tym przypadku zażębia się z kołem nastawczym 17. Koło to zażębia się znów z kołem zmianowym 18, które należy już do przekładni wskazań. Wobec tego obroty wałka naciągowego przeniesione zostaną za pośrednictwem wspomnianych kół i przekładni wskazań na wskazówki, które można nastawiać w obydwie strony, zależnie od tego, w którą stronę pokręcimy główką.

Koło zmianowe i koło nastawcze, obracające się na czopach osadzonych w płycie, przyciskane są płytką dociskową 14, która najczęściej stanowi całość ze sprężynką nastawnika 11. Płytką ta w różnych zegarkach ma najrozmaitsze kształty. Zależnie od konstrukcji naciągu dociska ona także nastawnik i wodzik, a przykręcona jest do płyty jednym lub dwoma wkrętami. Na rys. 238 płytkę dociskową pominięto celem uwidocznienia zażębień, pozostawiając tylko koniec sprężynki nastawnika.

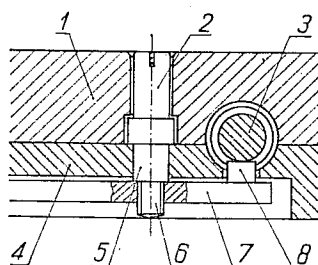
Nastawnik ma za zadanie przytrzymać wałek w mechanizmie i przenosić ruch wzdłużny wałka na wodzik. Wskutek za silnego pociągnięcia główki podczas przełączania na pozycję nastawczą może się zdarzyć, że wałek naciągowy zostanie całkowicie wyrwany z zegarka.

Ułożyskowanie nastawnika pokazane jest w przekroju na rys. 239. Oś nastawnika musi być dokładnie dopasowana i nie wykazywać zbędnych luzów w płycie i mostku. Jeśli ma ona za duży luz wzdłużny, to i nastawnik nie przytrzyma należyście wałka. Gładki czop zewnętrzny 2 (z przecięciem do wkrętaka) osłonięty jest luźnym otworem znajdującym się w mostku 1. Luz ten umożliwi łatwy obrót osi w czasie przełączania nastawnika oraz zmniejsza niebezpieczeństwo zakleszczania podczas zakładania mostka. Dokładne ułożyskowanie zapewnia przede wszystkim

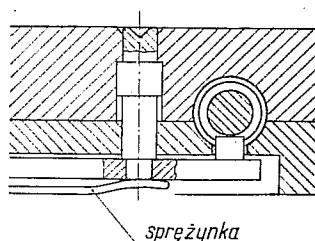
kim czop 5, pracujący w płycie 4. Czop ten nie powinien być za krótki, gdyż to spowodowałoby przyciśnięcie nastawnika do płyty, wskutek czego oś jego nie mogłaby się obracać.

Oś nastawnika z jednym tylko czopem (bez kołnierza) jest dogodniejsza: w razie potrzeby poprawienia dolnego czopa nie potrzebujemy odejmować mostka bębna, ponieważ można ją wygodnie odkręcić z góry.

Kołek nastawczy 8 nastawnika 7 powinien tylko z minimalnym luzem mieścić się w rowku wałka 3, gdyż w przeciwnym razie zazębienie naciągu i nastawiania nie pracowałoby dokładnie.



Rys. 239. Nastawnik z osią wkręcającą.



Rys. 240. Nastawnik dociskany sprężynką.

Inny rodzaj ułożyskowania nastawnika przedstawia rys. 240. Nastawnik jest tu ułożyskowany na gładkim czopie osi, ale nie przykręcony; dociska go sprężynka. Czop tkwiący w mostku ma stożkowate nawiercenie. Chcąc założyć wałek naciągowy lub wyjąć go z mechanizmu, wystarczy np. czyszczakiem nacisnąć czop w stronę tarczy. Tutaj nie ma najmniejszej obawy, żeby nastawnik się odkręcił albo gwint się zerwał.

Podczas nastawiania wskazówki powinny obracać się łatwo i płynnie pod działaniem wałka naciągowego. Jeżeli ćwiertnik ma zbyt duże tarcie, to napór na koła zębate (zębniak koronowy sprężnika — koło nastawcze — koło zmianowe) jest zbyt wielki. W takich wypadkach nie tylko zużycie zębów tej przekładni jest szybkie, ale często się zdarza i wyłamanie zębów, zwłaszcza w małych zegarkach.

Gdy się cofa wskazówki, koło wychwytowe (obracające się również do tyłu) może uszkodzić rubinowe palety kotwicy. Jeżeli palety są granatowe lub szafirowe, niebezpieczeństwo ich uszkodzenia jest jeszcze większe. Cofanie wskazówek ma jeszcze i tę

wadę, że przenosi smar z powierzchni spoczynkowych i wzniosów palet na tylne ich strony, a potem wychwyty pracuje na sucho.

Zdarza się też, że ktoś roztargniony zapomni wcisnąć główki po nastawieniu zegarka. Powoduje to zatrzymanie się zegarka lub co najmniej zaburzenia w jego chodzie.

Poszczególne części naciągu główkowego, a zwłaszcza nastawnik, wodzik i ich sprężynki w różnych kalibrach zegarków mają najrozmaitsze kształty. Opisane wyżej oraz pokazane na rys. 237 i 238 urządzenie naciągowo-nastawcze jest typu najczęściej obecnie stosowanego i zawiera wszystkie najbardziej charakterystyczne części i elementy.

Próby ulepszeń

Początkowo naciąg główkowo-sprzęgłowy był jeszcze mocno krytykowany. Zwłaszcza starsi zegarmistrzowie nie mieli do niego zaufania. Tak więc Roskopf należał do nowatorów, kiedy wprowadził do masowej produkcji uproszczony naciąg główkowy bez sprzęgła.

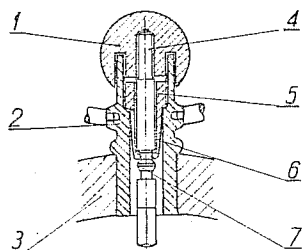
Szczyt uproszczenia osiągnął Roskopf, rezygnując całkowicie ze specjalnego urządzenia nastawczego. Wskazówki nastawiało się palcem. Mimo że nie zgadza się to teraz z naszymi poglądami, to jednak metoda ta utrzymała się stosunkowo długo. Obecnie w kieszonkowych zegarkach roskopfowych stosuje się naciągi sprzęgłowe, a więc wskazówki nastawia się główką. Ale przełączenie na pozycję nastawczą zwykle następuje nie za pomocą wyciągania główki, lecz przez wciskanie paznokciem specjalnego kołka, zwanego *łoczkiem*, wystającego na zewnątrz koperty. Urządzenie to opisujemy nieco dalej.

Jeszcze i obecnie konstruktorzy starają się ulepszyć naciąg sprzęgłowy. Ostatnio prasa fachowa opisała nowy pomysł sprzęgłowego naciągu, nazwany „Tromedar”. Różni się on tym od dotychczasowego, że nie ma w nim nastawnika. Jest jednak dość skomplikowany, gdyż koło nastawcze ma długą tuleję z kwadratowym otworem, osadzoną na wałku naciągowym. Więc chociaż w działaniu wydaje się lepszy, to jednak wykonanie jego wcale nie będzie łatwiejsze. Ponieważ dotychczas nie spotyka się tego naciągu w produkcji, więc go szczegółowiej nie opisujemy.

Niżej podamy opisy jeszcze kilku odmian naciągu sprzęgłowego, które różnią się między sobą sposobem przełączenia na pozycję nastawczą, a w związku z tym i niektórymi szczegółami konstrukcyjnymi.

Negatywne urządzenia nastawcze

W zegarkach amerykańskich lub przeznaczonych na eksport do Stanów Zjednoczonych jest w naciągu sprężelowym tzw. *negatywne urządzenie nastawcze*. W systemie tym wałek naciagowy sklada sie z dwu oddzielnych czesci, z ktorych jedna, zaopatrzona w glowke, jest osadzona na stale w kopercie, a druga wchodzi w sklad mechanizmu. System ten umozliwia latwa zamiane mechanizmu zegarkowego lub koperty. Celem jego wprowadzenia bylo calkowite oddzielenie produkcji mechanizmow od produkcji kopert. Oczywiscie, wielkosci elementow wspolpracujacych sa znormalizowane, aby zawsze pasowaly do siebie.

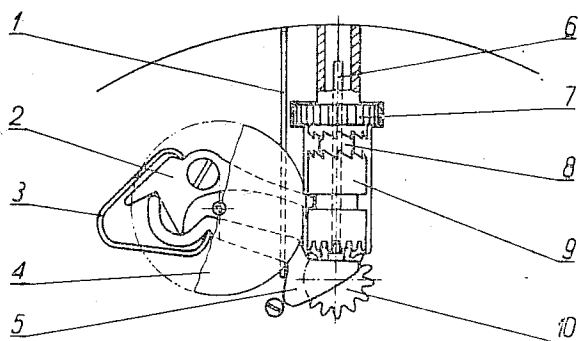


Rys. 241. Szyjka zegarka z negatywnym urządzeniem nastawczym.

Część negatywnego urządzenia nastawczego umieszczoną w szyjce koperty widzimy na rys. 241. Koperta 3 ma wtyczoną i zanitowaną szyjkę 2, w którą wkręcony jest sprężynujący zacisk 5 z czterema szczękami 6. Przez zacisk przechodzi wałek naciagowy 4. Jeden koniec wałka jest nagwintowany i na niego nakręcona jest głowka 1; drugi zaś koniec ma przekrój kwadratowy i wystaje z szyjki koperty w kierunku mechanizmu. Na wałku naciagowym, w tym miejscu, gdzie obejmują go szczęki zacisku, znajduje się rowek, a poniżej niego stożkowy kołnierz 7. Podczas wyciągania głowki w celu przełączenia na pozycję nastawczą szczęki muszą się rozchylić na grubość kołnierza, a potem wpadają w dolny rowek wałka. Ruchy wałka są więc ograniczone szerokością kołnierza 7.

Pozostałe części naciągu, znajdujące się w mechanizmie zegarka, także różnią się od części zwykłego naciągu sprężelowego. Tylko sprężnik i zębnik naciagowy pozostają bez zmian. Na rys. 242 widzimy część negatywnego urządzenia nastawczego znajdującą się w mechanizmie. Część wałka 8, na której osadzone są zębnik naciagowy 7 i sprężnik 9, nie wystaje poza obwód mechanizmu. W górnej części wałka 8 jest otwór kwadra-

towy, w który wchodzi kwadratowy koniec wałka znajdującego się w szyjce koperty. Oprócz tego wałek 8 jest przewiercony na wylot. W tym otworze umieszczony jest luźno trzpień 6, którego dolny koniec zakończony jest łbem o średnicy końcowego czopa wałka. Łeb tego trzpienia wspiera się na nastawniku 5. Drugi, zakrzywiony koniec nastawnika, umieszczony we wcięciu wodzika 2, odpycha go stale ku górze, gdyż wodzik ułożyskowany jest w jednym punkcie na czopie wkrętu, a sprężynka 3 ściska razem wodzik z nastawnikiem. Wskutek tego sprężynnik pozostaje w pozycji nastawczej, tzn. zazębia się swym koronowym uzębieniem z kołem nastawczym 10. Sprężynka, wodzik i nastawnik zabezpieczone są okrągłą płytką dociskową 4.

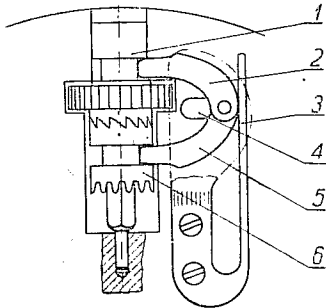


Rys. 242. Negatywne urządzenie nastawcze (systemów „Waltham“ i „Elgin“).

Kiedy trzpień 6 zostanie przyciśnięty przez kwadratowy koniec wałka znajdującego się w szyjce koperty, wówczas nastawnik 5 drugim, zakrzywionym końcem naciska na wodzik 2, który swym ramieniem przesuwają w górę sprężynnik 9 i łączy go z zębniakiem naciągowym 7. Jest to wówczas normalna pozycja naciągowa. Dźwignia 1 służy do przesuwania wodzika, gdy mechanizm wyjęty jest z koperty.

Jest także wiele odmian negatywnych urządzeń nastawczych, stosowanych obecnie w zegarkach produkowanych na kontynencie europejskim. Rys. 243 przedstawia takie urządzenie znajdujące się w zegarkach firmy Zenith. Jest ono znacznie prostsze od poprzedniego. Nie ma tu potrzeby przewiercania wałka naciągowego, a ilość części także jest zmniejszona. Dwie dźwignie obrotowe (nastawnik i wodzik) i jedna sprężynka zastępują skomplikowaną konstrukcję.

Wyciągnięciem wałka naciągowego 1 przestawiamy urządzenie na pozycję nastawczą. Umożliwiamy przez to nastawnikowi 2, dociskanemu sprężynką 3, przesunięcie się w podłużnym otworze 4 i zbliżenie do wałka zmuszając przez to wodzik 5, połączony obrotowo z nastawnikiem 2, do przesunięcia w dół sprzęgnika 6 i zazębienia się z kołem nastawczym, nie zaznaczonym na tym rysunku.



Rys. 243. Negatywne urządzenie nastawcze (systemu Zenith).

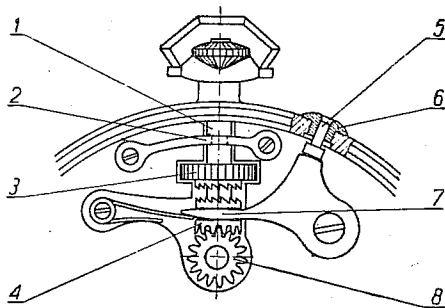
Wypada nadmienić, że firma Zenith produkuje i inne odmiany negatywnych urządzeń nastawczych. Urządzenia w szyjce koperty są zawsze prawie jednakowe i podobne do pokazanego na rys. 241.

Tłoczkowe urządzenie nastawcze

W niektórych starszych zegarkach zwłaszcza roskopfowych, spotyka się tłoczkowe urządzenie nastawcze. Przedstawione jest ono na rys. 244. Wałek naciągowy 1 jest umocowany między płytą i mostkiem za pomocą sprężynki 2 lub wkrętu, tak że może się obracać tylko około swojej osi. Przełączanie z pozycji naciągowej na nastawczą odbywa się za pomocą tłoczka 5, umieszczonego w korpusie koperty. W tym miejscu przylutowana jest do koperty ochrona tłoczka 6. Tłoczkiem tym nadajemy ruch wodzikowi 7, który rozłącza sprzęgnik 4 od zębniaka naciągowego 3, a łączy go z kołem nastawczym 8, które ruch główki obracanej palcami przenosi na wskazówki. Skoro tylko zwolni się tłoczek, sprężynka podnosi wodzik 7 i urządzenie znowu przybiera pozycję naciągową.

W dobrych zegarkach wystarcza nieznaczny ruch wodzika do przesunięcia sprzęgnika. Wówczas tłoczek może tylko niewiele wystawać ponad swoją ochronę.

Tłoczek powinien być dopasowany szczelnie do otworu koperty, by zapobiec przedostawaniu się kurzu. Oczywiście, mały luz jest konieczny, aby uniknąć zakleszczania. Jeśli jest za duży, tłoczek ustawia się krzywo i ześlizguje się z wodzika. Aby paznokcie nie zsuwały się przy naciśnięciu, tłoczek powinien być nie tylko spłowany z góry na płasko, lecz nawet zaopatrzony w skośne nacięcia.



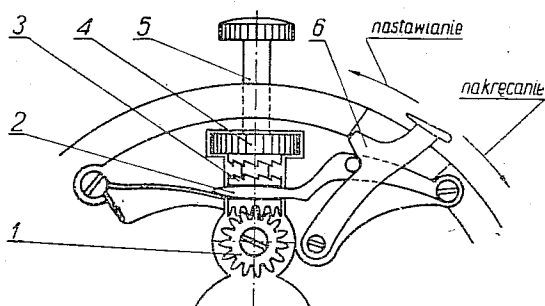
Rys. 244. Tłoczkowe urządzenie nastawcze.

Tłoczkowe urządzenie nastawcze jest proste i pewne w działaniu, jednak ma także i kilka stron ujemnych. Wymaga bowiem przewiercenia korpusu koperty i przylutowania na niej ochrony tłoczka. Komplikuje to w pewnej mierze osadzanie mechanizmu zegarkowego w kopercie. Niektórzy znów twierdzą, że naciskanie tłoczka jest niewygodne, a jego wystawianie poza kopertę psuje estetyczny wygląd zegarka. Oprócz tego wskazówki trzeba nastawiać obiema rękami, ponieważ do ukończenia nastawiania należy stale naciskać tłoczek. Dlatego też w zegarkach naręcznych nie należy stosować tego urządzenia, gdyż do nastawiania trzeba by było zdejmować zegarek z ręki. Zresztą tłoczkowych urządzeń nastawczych obecnie prawie się nie stosuje, nawet w zegarkach kieszonkowych.

Dźwigniowe urządzenie nastawcze

w naciągu sprzęgłowym pokazane jest na rys. 245. Ma ono zastosowanie jedynie w zegarkach krytych, w których szkło osłonięte jest wieczkiem przednim (odskokowym). Przełączenia na pozycję nastawczą dokonuje się tu przesunięciem *dźwigni nastawczej 6*, której koniec ukryty jest pod odskokowym wieczkiem koperty. Natomiast wskazówki nastawia się przez pokręcenie główki, czyli tak samo, jak w urządzeniach poprzednio opisanych.

Przesunięcie dźwigni 6 w kierunku wałka naciągowego 5, jak wskazuje strzałka na rys. 245, przełącza mechanizm na pozycję nastawczą. Wtedy dźwignia naciska na wodzik 2, który przesuwa sprzęglik 3 i łączy go z kołem nastawczym 1. Wypilowanie w dźwigni 6 małego wgłębienia dla kołka nastawczego z nią współpracującego zapobiega jej odskoczeniu do pozycji naciągowej podczas nastawiania wskazówek. Dźwigniowe urządzenie nastawcze wymaga bardzo starannego dopasowania mechanizmu zegarkowego w kopercie. Spotyka się je już coraz rzadziej.



Rys. 245. Dźwigniowe urządzenie nastawcze.

Wciskanie główki

W tańszych zegarkach przełączenie na pozycję nastawczą wykonuje się przez wcisnięcie główki. Urządzenie to upraszcza całą budowę, ponieważ wszystkie dźwignie stają się zbędne.

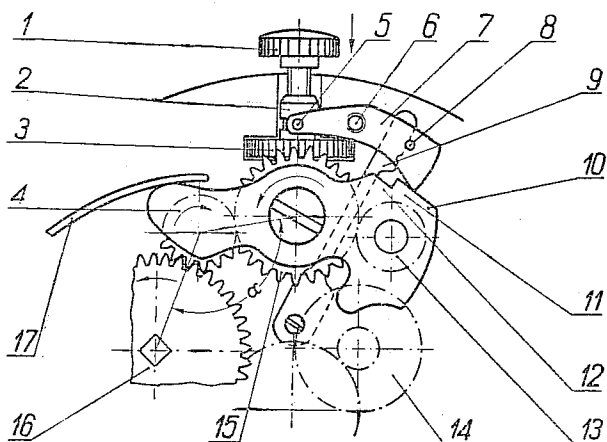
Aby nastawić wskazówki, należy przycisnąć główkę i jednocześnie nią pokręcać. Podczas tego przycisnięcia powierzchnia oporowa wałka naciągowego dociska zębnik koronowy sprzęgnika do koła nastawczego, które zazębia się także z kołem zmianowym przekładni wskazań. Po zwolnieniu główki sprężynka przywraca natychmiast pozycję naciągową. To urządzenie nie jest praktyczne, gdyż mimowolne naciśnięcie główki w kieszeni może spowodować przesunięcie wskazówek.

b. Naciągi chybotkowe

Nakrećanie

W tanich zegarkach z wychwytem cylindrowym lub kołkowym stosuje się zazwyczaj *naciąg chybotkowy*. Nie ma w nim sprzęgła ani zębników koronowych, jest więc łatwiejszy do wykonania, a wskutek tego tańszy. W naciągu chybotkowym cały naciąg znajduje się pod tarczą, dlatego w zegarku złożonym jest niewi-

doczny. Niektóre fabryki dla zamaskowania tego tańszego naciągu umieszczają na mostku, w zwykłym miejscu, normalne koło naciągowe zazębiające się z zębniakiem naciągowym i kołem zapadkowym. Oczywiście, koło takie jest tylko dekoracją imitującą droższy naciąg sprzęgłowy.



Rys. 246. Naciąg chybótkowy w pozycji naciągowej.

Na rys. 246 przedstawiony jest naciąg chybótkowy w pozycji naciągowej. Ponieważ w tego rodzaju naciągach nie ma w ogóle sprzęgnika, więc na czopie kwadratowym wałka naciągowego 2 jest tylko zębniak naciągowy 3.

Wałek naciągu chybótkowego bardzo łatwo można odróżnić od wałka naciągu sprzęgłowego. Jest on o wiele krótszy, a jego czop kwadratowy znajduje się tuż pod rowkiem do kołka nastawczego 5.

Zębniak naciągowy 3 zazębia się z kołem naciągowym 15 pod tarczą. Podobnie jak w naciągu sprzęgłowym mają one uzębienie czołowe.

Koło naciągowe 15 ułożyskowane jest na czopie silnego wkrętu szybkowego, zwykle z lewym gwintem, który jest jednocześnie osią obrotu *chybotki* 10. Z kołem naciągowym zazębiają się po obydwu stronach dwa małe koła, ułożyskowane na cieńszych czopach zanitowanych w chybotce. Jedno z nich — to *koło chybotkowe* 4, zazębiające się z kołem zapadkowym 16 (też pod tarczą), a drugie — to koło nastawcze 13, nie zazębiające się w tej pozycji z innym kołem.

Zegarek nakręca się za pomocą obracania główki 1. Pokręcanie główką 1 wałka naciągowego 2 powoduje obrót zębniaka naciągowego 3 osadzonego na czopie kwadratowym tegoż wałka. Zębniak naciągowy napędza koło naciągowe 15, a to koło za pośrednictwem koła chybotkowego 4 napędza koło zapadkowe 16, osadzone na wałku sprężyny.

Koło nastawcze 13 podczas nakręcania obraca się swobodnie, tzn. bez zazębiania się z kołem zmianowym.

Wsteczne obracanie wałka naciągowego jest możliwe dlatego, że zęby koła chybotkowego mogą się ześlizgiwać po zębach koła zapadkowego. Podczas wstecznego obrotu chybotka musi się unosić za każdym zębem i z powrotem opadać, gdy ząb koła chybotkowego wpada we wręb koła zapadkowego, ponieważ dociskana jest sprężynką 17. Aby zaś podczas nakręcania koła te mogły się dobrze ze sobą zazębiać, kąt zawarty między dwoma liniami wyprowadzonymi od osi obrotu koła chybotkowego do osi obrotu koła naciągowego z jednej strony a koła zapadkowego z drugiej — powinien wynosić więcej niż 90° . Na rys. 246 kąt ten zaznaczony jest literą α .

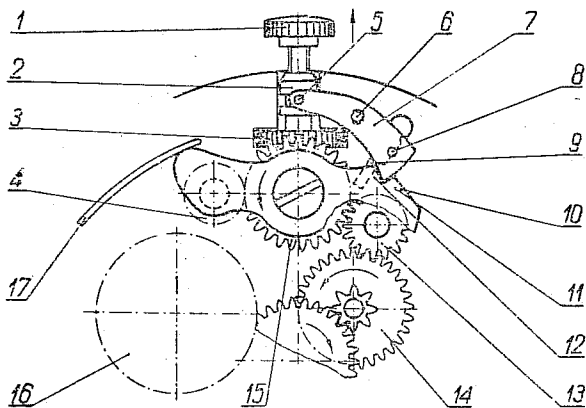
Nastawianie wskazówek

przeprowadza się także pokręcaniem główki. Przedtem jednak należy urządzenie naciągowe przełączyć na pozycję nastawczą. Naciąg chybotkowy w pozycji nastawczej przedstawiony jest na rys. 247. Przez wyciągnięcie główki 1 i wałka naciągowego 2 podnosi się również kołek nastawczy 5 pracujący w rowku tegoż wałka. Wskutek tego nastawnik 7 obraca się na osi 6 i przesuwa się, tak samo jak w naciągu sprężynowym, z pozycji 11 do pozycji 12 zaznaczonej na chybotce 10.

Przy wyciąganiu główki nastawnik 7 przyciska chybotkę 10 ku dołowi. Wskutek tego koło nastawcze 13 zazębia się z kołem zmianowym 14, a koło chybotkowe 4 odłącza się od koła zapadkowego 16. Teraz obracając główką, za pośrednictwem zębniaka naciągowego 3, koła naciągowego 15 i koła nastawczego 13 napędzamy koło zmianowe 14, które zazębia się jednocześnie z ćwiertnikiem. Wskazówki można nastawiać w obydwie strony.

Kształt chybotki bywa różny w zależności od konstrukcji naciągu. Szczególnie ważne jest to, żeby chybotka obracała się lekko na czopie wkrętu. Tej swobody potrzebuje ona także, kiedy po ukończeniu nastawiania wskazówek musi się przesunąć na pozycję naciagową.

Dobre naciągi chybotkowe mają ograniczenia przechylania się po obydwu stronach, aby zazębienia osiągały właściwą głębokość. To ograniczenie jest szczególnie ważne po stronie naciągowej, gdyż zazębienie w naciągu chybotkowym ma dążność do coraz głębszego ustawiania się podczas nakręcania. Bez takiego ograniczenia koła zazębiałyby się tak głęboko, że końce zębów zapadałyby aż do dna wrębów międzyzębnych.



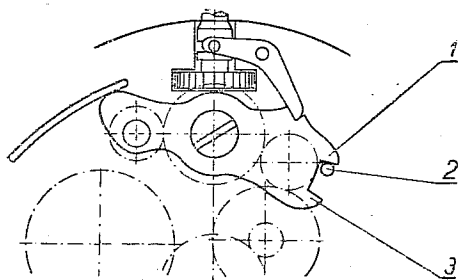
Rys. 247. Naciąg chybotkowy w pozycji nastawczej.

Bywają różne sposoby ograniczenia ruchu chybotki. W urządzeniu przedstawionym na rys. 247 rolę tę spełniają ostre wcięcia 11 i 12 na chybotce oraz krawędź na końcu nastawnika. Te ostre wcięcia i krawędzie są także ważne i dlatego, żeby chybotka nie cofała się sama na pozycję naciągową podczas nastawiania wskazówek. Od niedawna, podobnie jak przy naciągu sprzęgłowym, stosuje się sprężynkę 9 zabezpieczającą nastawnik w obu pozycjach krańcowych. Sprężynka ta nie powinna być tak silna, by utrudniała wyciągnięcie główki.

Inny rodzaj ograniczenia ruchu chybotki pokazany jest na rys. 248. Jest nim słupek stalowy 2 umocowany w płycie zegarka. W chybotce zaś jest wcięcie lub otwór, którego boki 1 i 3 opierają się o ten słupek i nie pozwalają na zbyt głębokie zazębienie.

Najczęściej spotykany sposób ograniczenia ruchu chybotki, podobny do poprzedniego, polega na tym, że czop, na którym osadzone jest koło nastawcze, jest przedłużony i umieszczony

w otworze płyty. Otwór ten jest tak duży, że wystający koniec czopa opiera się o jego brzegi raz z jednej, drugi raz z drugiej strony i nie pozwala na zbytne wychylenie się chybotki.



Rys. 248. Ograniczenie ruchu chybotki.

Bywają także naciągi chybotkowe, zwłaszcza starsze, w których przełączenie na pozycję nastawczą następuje za pomocą tłoczka lub dźwigni. Podobne urządzenia opisaliśmy już w poprzednim rozdziale przy naciągu sprzęgłowym.

Ulepszenia

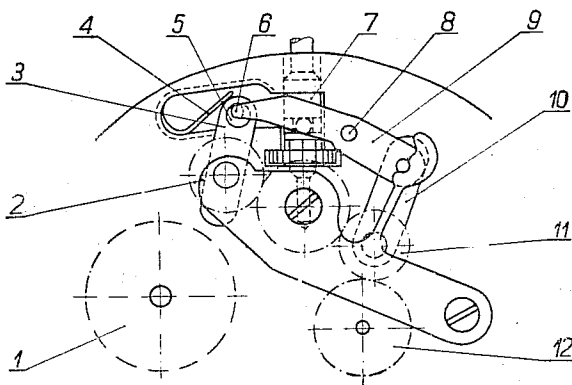
Jak wspomnieliśmy, naciąg chybotkowy jest łatwiejszy do wykonania i dlatego chętnie bywa stosowany nie tylko w tańszych zegarkach, ale nawet w niektórych firmowych. Np. firma Longines do masywnych trzyczwartopłytkowych zegarków zastosowała właśnie naciąg chybotkowy.

Ostatnio znów firma Ingersoll wyprodukowała zegarki naręczne z naciągiem chybotkowym całkiem nowej konstrukcji, w których na chybotce jest tylko jedno koło chybotkowe. Koło to podczas nakręcania zegarka zazębia się z kołem zapadkowym (pod tarczą), a po przełączeniu na pozycję nastawczą za pomocą wyciągnięcia główki zazębia się z kołem zmianowym przekładni wskazań.

Natomiast firma Kasper zastosowała w swoich zegarkach naciąg z takimi samymi kołami jak w naciągu chybotkowym z tą tylko różnicą, że nie ma w nim wcale chybotki. Działanie tego naciągu jest jednak takie samo jak chybotkowego. Na rys. 249 przedstawiony jest ten naciąg w pozycji nastawczej. Nastawnik 9 osadzony na osi 8 wystaje na obydwie strony wałka naciągowe-

go 7 i spełnia zarazem rolę chybotki. Z końcem nastawnika 9 połączone jest ramię 10, na którym ułożyskowane jest koło nastawcze 11, zazębiające się z kołem zmianowym 12.

Z drugim końcem nastawnika 9 połączone jest za pośrednictwem kołka 6 ramię 3. Na tym ramieniu ułożyskowane jest koło chybotkowe 2, które podczas nakręcania zegarka zazębia się z kołem zapadkowym 1. Przy pokręcaniu główką wstecz ramię 3 wraz z kołem chybotkowym 2 może się odsuwać od koła zapadkowego 1, gdyż otwór 5 jest większy od średnicy kołka 6. Sprężynka 4 dociskająca ramię 3 wprowadza z powrotem koło chybotkowe 2 w zazębienie z kołem zapadkowym 1.



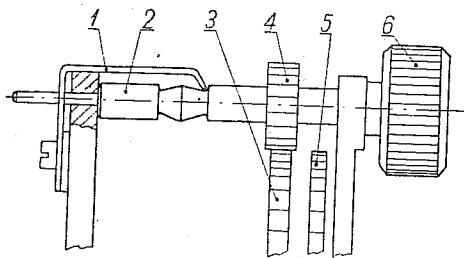
Rys. 249. Naciąg „Kasper”.

c. Urządzenia naciągowo-nastawcze w niektórych zegarach samochodowych

Zegary samochodowe przymocowane na wierzchu deski rozdzielczej mają główkę do nakręcania i nastawiania wskazówek z boku jak zwykle zegarki. Przełączanie na pozycję nastawczą następuje przez wyciągnięcie tej główki albo przez wciśnięcie. Natomiast zegary samochodowe wbudowane w deskę rozdzielczą mają główkę do nakręcania i nastawiania wskazówek od tyłu. W tym przypadku urządzenie naciągowo-nastawcze jest bardzo proste; widzimy je na rys. 250.

W pozycji naciągowej, przedstawionej na rys. 250, zębnik naciągowy 4 zazębia się bezpośrednio z kołem naciągowym 3. Chcąc zaś nastawić wskazówki pociągamy za główkę 6, wówczas zębnik naciągowy 4 wraz z wałkiem 2 przesuwa się i zazębia się

z kołem nastawczym 5. Sprężynka 1 służy do ustalenia wałka naciągowego w pozycji naciągowej i nastawczej.



Rys. 250. Urządzenie naciągowo-nastawcze w zegarach samochodowych nakręcanych od tyłu.

4. Naciągi bezgłówkowe (zegarkowe)

a. Dawniejsze typy

Zaraz w początkach pierwszych prób zastąpienia kluczyka naciągowego powstały zegarki nakręcane elementami koperty. Są dwa zasadnicze typy tego rodzaju zegarków: w jednym otwarciu lub zamknięciu koperty powoduje naciągnięcie zegarka; w drugim ramka szkła lub spód koperty połączony jest z wałkiem naciągowym w ten sposób, że obracanie jednym lub wahanie drugim wprawia wałek w ruch. Ten ostatni rodzaj urządzenia naciągowego jest rzadko stosowany, gdyż nie przedstawia praktycznych wartości.

Niektóre zegary samochodowe i kominkowe nakręca się przez obracanie ramki szkła w kierunku ruchu wskazówek, a nastawia się przez jej cofanie.

b. Nowoczesny zegarek bezgłówkowy

Zegarki wodoszczelne nie przepuszczają wody, dopóki uszczelka główki i wałka naciągowego znajduje się w dobrym stanie. Przez nakręcanie zegarka uszczelka zużywa się w stosunkowo krótkim czasie. Nierzadko też trafia się, że wskutek wstrząsu czy uderzenia w wystającą główkę łamie się wałek naciągowy. Pod tym względem główka jest stroną ujemną zegarków wodoszczelnych.

Dlatego szwajcarska fabryka zegarków, Perfecta, zastąpiła główkę naciągową innym urządzeniem. Zegarek ten nakręca się

przez obracanie ramki szkła. Silny mechanizm, składający się z zębatego pierścienia i specjalnego wałka naciągowego, przenosi energię poprzez wałek sprężyny na sprężynę, która po około 1,5 obrotu ramki jest już naciągnięta. Nowy ten system można zastosować do każdego mechanizmu.

W celu nastawienia wskazówek wystarczy znajdujący się w dolnej części występ przesunąć na przeznaczone dla niego miejsce i przez obracanie ramki nastawić zegarek.

Bywają także zegarki bez główek z naciągiem automatycznym. Nastawiania wskazówek w takim zegarku dokonuje się pokrętką umieszczoną w wieczku koperty. O tych zegarkach piszemy w rozdziale o zegarkach automatycznych.

5. Urządzenia zapadkowe

Zapadka, jak wiadomo, zapobiega gwałtownemu rozwinięciu się naciągniętej sprężyny, a umożliwia skierowanie jej siły napędowej na przekładnię chodu i dalsze zespoły. Podobne zadanie spełnia zapadka przy napędzie obciążnikowym. Oprócz tego urządzenie zapadkowe umożliwia nakręcanie zegara. Dobrej zapadce stawia się następujące wymagania:

1. we wszystkich okolicznościach powinna wytrzymać działający na nią nacisk;
2. podczas nakręcania zegara nie powinna stawiać większego oporu, tzn. nie powinna utrudniać nakręcania;
3. sprężynka zapadki (lub sprężynująca zapadka) powinna być możliwie elastyczna, aby łatwo nie pękła, a jednocześnie dostatecznie silna, aby zapewnić sprawne działanie zapadki;
4. zapadka powinna się pozwalać wyłączać bez trudu, aby można było zwolnić sprężynę;
5. każda zapadka napędu sprężynowego bez zastawek powinna po zakończeniu nakręcania się cofnąć, by zluźnić sprężynę ze stanu najwyższego naprężenia.

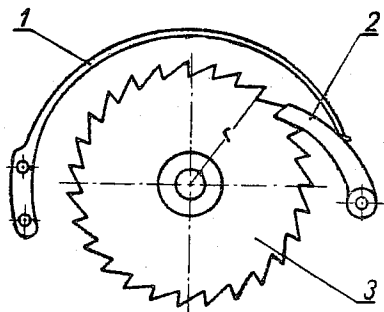
W dotychczas produkowanych zegarach i zegarkach spotyka się różne rodzaje urządzeń zapadkowych. Najwięcej odmian jest w zegarkach, gdyż tu stosuje się zapadki cofające.

a. Zwyczajne urządzenia zapadkowe

Złożone

Najczęściej spotykane urządzenie zapadkowe, zwłaszcza w zegarach, pokazuje rys. 251. Częściami składowymi tego urządzenia

są: koło zapadkowe 3, połączone na stałe z bębniem lub wałkiem sprężyny, zapadka 2, która zazębia się w jednym kierunku z kołem zapadkowym, a osadzona jest na płycie lub na kole napędowym, i sprężynka zapadki 1, która dociska zapadkę do koła zapadkowego.



Rys. 251. Zwykłe urządzenie zapadkowe.

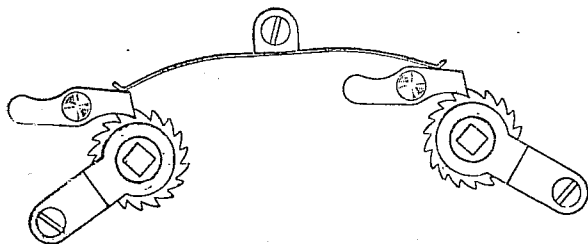
Jeżeli na koło zapadkowe działa siła napędowa usiłując je obrócić w prawo, to zapadka wciska się we wręb koła zapadkowego. Ponieważ zapadka ta umocowana jest (obrotowo) na kole napędowym, więc zabiera ze sobą także koło napędowe i w ten sposób napędza cały mechanizm. Tak dzieje się podczas chodu zegara.

Gdy jednak bęben, a więc i przymocowane do niego koło zapadkowe, podczas nakręcania zegara obraca się w kierunku odwrotnym względem kierunku działania napędu, to zapadka, odpychana przez skośne boki zębów koła zapadkowego, ślizga się po ich wierzchołkach, gdyż sprężynka zapadki stale ją dociska. Z chwilą gdy przestajemy zegar nakręcać, zapadka wchodzi we wręb koła zapadkowego i za jej pośrednictwem siła ciężkości obciążnika lub napięcie sprężyny dalej napędza cały mechanizm.

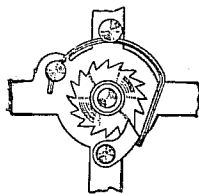
W dużych zegarach zapadki bywają umocowane za pomocą wkrętu szyjkowego lub nitu.

Sprężynka zapadki wykonana jest zwykle ze stalowej blachy lub drutu. Przy sposobności warto omówić kilka rodzajów zegarowych sprężynek zapadkowych, rzadko stosowanych. Tak np. na rys. 252 widzimy, że dwie zapadki obydwóch mechanizmów bicia mają tylko jedną sprężynkę zapadkową podtrzymywaną po środku wahliwie przez jeden tylko wkręt.

Inny rodzaj sprężynki zapadkowej widzimy na rys. 253. Dwa kołki wystające z ramion koła napędowego przytrzymują długą sprężynkę ze stalowego drutu.

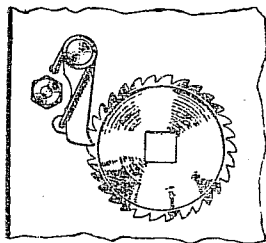


Rys. 252. Podwójna sprężynka do dwóch zapadek.

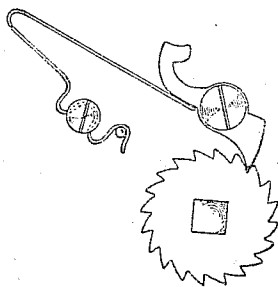


Rys. 253. Druciana sprężynka w budzikach „Jaz”.

W niektórych mechanizmach stosowane są sprężynki zwijane z drutu (śrubowe, rys. 254). Sprężynka ta ma końce zagięte, z których jeden umieszczony jest w otworze płyty, a drugi dociska zapadkę. Kilka zwojów tej sprężynki nawiniętych jest wokół czoła zapadki, wskutek czego ma ona nieco większą długość. Sprężynka taka spełnia swe zadanie doskonale.



Rys. 254.
Sprężynka zwijana.



Rys. 255. Charakterystyczny kształt sprężynki zapadkowej.

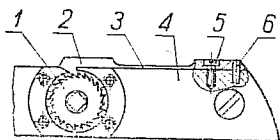
Na rys. 255 widzimy inny rodzaj sprężynki zapadkowej. Jest ona łatwa do wykonania i przymocowania, a stosowana była najpierw w zegarach francuskich.

Zgięcia sprężynek agrafkowych powinny być łagodne i zawsze koliste, gdyż w ostrych zgięciach sprężynka często się łamie. Prawidłowe zgięcie sprężynki widzimy na rys. 167 w rozdziale o napędach sprężynowych. Zapadka ma po przeciwnej stronie

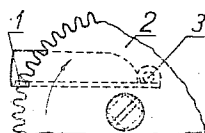
pewne przedłużenie, umożliwiające łatwe jej wyłączenie przy zwalnianiu sprężyny napędowej. Czop wkrętu musi być tak długi, żeby pozwalał zapadce na zupełną swobodę ruchów.

Uproszczone

Na rys. 256 przedstawione jest najbardziej znane urządzenie zapadkowe, stosowane dawniej w zegarkach kluczykowych. Zapadka 2 i sprężynka zapadki 3 są tu jednolite, tzn. że zapadka jest jednocześnie sprężynką. Sprężynująca zapadka jest przykręcona wkrętem 5 z boku do mostka bębna 4 i zabezpieczona od przesunięć kołkiem ustalającym 6. Koło zapadkowe 1 obraca się między mostkiem bębna a płytką dociskową, która przykręcona jest czterema wkrętami. Na tym rysunku nie uwidoczniłono jej, aby nie zasłaniała koła zapadkowego.

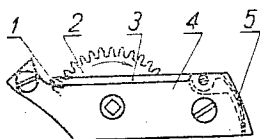


Rys. 256. Zapadka sprężynująca.



Rys. 257. Proste urządzenie zapadkowe — sprężynujące.

Na rys. 257 przedstawione jest najprostsze urządzenie zapadkowe. Jest to zwykły kawałek blachy stalowej przykręcony wkrętem 3 w wyłobieniu pod kołem zapadkowym. Sam koniec sprężynki 1 jest rozszerzony i spełnia rolę zapadki, która zazębia się z zębami koła zapadkowego 2. Gdy w czasie nakręcania zegarka koło zapadkowe obraca się w kierunku strzałki, koniec zapadki odchyła się do tego stopnia, że w pewnym momencie znajduje się poza zasięgiem zębów. Po cofnięciu koła zapadkowego sprężynka, będąca zarazem zapadką, opiera się znowu o ściankę wyłobienia i zatrzymuje koło zapadkowe.



Rys. 258.



Rys. 259.

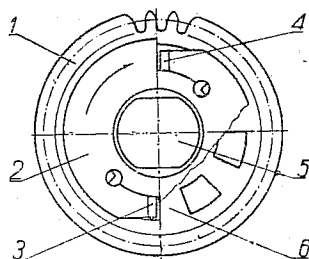
Inne rodzaje zapadek sprężynujących.

Jeszcze inną zapadkę sprężynującą widzimy na rys. 258. Sprężynująca część zapadki 5 znajduje się od spodu w wyłobieniu

stopy mostka 4. Zapadka 3 leży nad kołem zapadkowym 2 i za-
 zębia się z nim swoim końcowym przedłużeniem 1 skierowanym
 we wręby koła. W niektórych zegarkach sprężynka zapadki rów-
 nież jest jednolita i naciska poza swym punktem obrotu na za-
 padkę.

Do tego rodzaju urządzenia zapadkowego należą także zapadka
 sprężynująca, która część sprężynującą ma nie na końcu, lecz
 w środku (rys. 259). Zapadka ta przykręcona jest na mostku bęb-
 na jednym wkrętem oraz zabezpieczona od przesunięć kołkami
 ustalającymi. Część koła zapadkowego wystaje poprzez szparę
 zapadki. W ten sposób we wszystkich okolicznościach jest zapew-
 nione niezawodne jej działanie.

Swoistego rodzaju zapadkę sprężynującą spotyka się w mecha-
 nizmie budzenia budzików łódzkich. Widzimy ją na rys. 260. Ko-
 ło napędowe 1 jest tu jednocześnie kołem zapadkowym. Osadzo-
 ne jest ono luźno na wałku sprężyny i dociskane sprężynką 2
 o charakterystycznym kształcie, mocno przynitowaną na wałku 5.

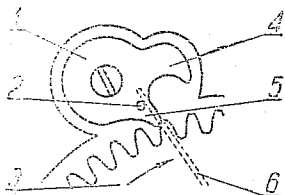


Rys. 260. Podwójna zapadka sprężynująca.

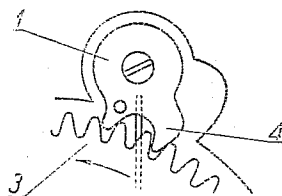
Sprężynka ta jest dwustronna, a jej końce 3 i 4 przygięte są
 w stronę koła. Końce te zastępują zapadki i zazębiają się z ra-
 mionami 6 koła napędowego, których jest osiem. Podczas nacią-
 gania sprężyny napędowej jej wałek wraz z zapadkami obraca
 się w kierunku strzałki, a sprężynki odchylają się i skaczą po ra-
 mionach koła napędowego. Obrót w kierunku przeciwnym może
 się odbywać tylko razem z kołem napędowym, co następuje pod-
 czas napędzania mechanizmu budzeniowego. Wadą tego urządze-
 nia jest trudność zwolnienia sprężyny.

b. Cofające urządzenia zapadkowe

Ponieważ obecnie nie stosuje się już prawie zupełnie zastawek (maltańskich i innych), dlatego jest rzeczą pożądaną, by zapadka po całkowitym nakręceniu zegarka cofała się na dostateczną odległość. Cofnięcie to jest konieczne, ponieważ zapobiega zbyt dużemu napięciu sprężyny napędowej, zmniejszając przez to niebezpieczeństwo jej pęknięcia, oraz wyklucza działanie za dużej — szkodliwej dla chodu zegarka — siły napędowej, jaką dałaby sprężyna po całkowitym jej naciągnięciu. Takich cofających urządzeń zapadkowych jest wiele w użyciu. Opiszemy niektóre z nich, zwłaszcza częściej spotykane.



Rys. 261. Zapadka cofająca (podczas nakręcania).



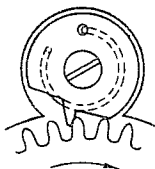
Rys. 262. Zapadka cofająca (po nakręceniu).

Klasyczne urządzenie zapadkowe przedstawione jest w dwóch pozycjach na rys. 261 i 262. Składa się ono z zapadki 1, zaopatrzonej w dwa zęby 4 i 5, które wchodzą między zęby koła zapadkowego 3. Gdy podczas nakręcania zegarka koło zapadkowe obraca się w kierunku strzałki (rys. 261), zęby koła zapadkowego odchylają zapadkę działając na ząb 5 i pokonują przy tym napięcie sprężynki 6, która stale dociska zapadkę za pośrednictwem kołka 2 wystającego od spodu.

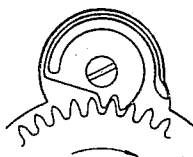
Skoro czynność nakręcania ustaje, koło zapadkowe 3 cofając się w kierunku strzałki (rys. 262), powoduje obrócenie się zapadki 1 do tyłu; w tej pozycji ząb 4 unieruchamia koło zapadkowe, umożliwiając mu jednak wpięty pewne cofnięcie się.

Na rys. 263 przedstawione jest również dość rozpowszechnione urządzenie zapadkowe. Zapadką jest tu okrągły krążek stalowy, na którego obwodzie dwa wycięcia tworzą ząb zazębiający się z kołem zapadkowym. Końce pierścieniowej sprężynki zapad-

ki są wygięte w przeciwnych kierunkach; jedno wygięcie umieszczone jest w otworze zapadki, a drugie w otworze mostka bębna.



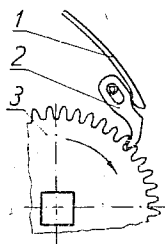
Rys. 263. Krążkowa zapadka cofająca z jednym zębem.



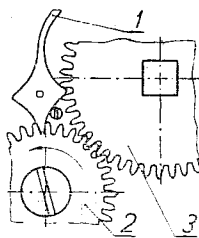
Rys. 264. Krążkowa zapadka cofająca z dwoma zębami.

Podobną krążkową zapadkę, lecz wykonaną razem ze sprężynką z jednego kawałka metalu, widzimy na rys. 264. Zapadka ta ma dwa zęby, które zazębiają się z kołem zapadkowym. Inne szczegóły konstrukcyjne widać wyraźnie na rysunku.

Cofające urządzenie zapadkowe w zegarkach glashuckich (rys. 265) polega na tym, że zapadka 2 ma podłużny otwór. W czasie nakręcania zegarka zapadka zsuwa się aż do przeciwnej strony swego podłużnego otworu i wtedy dopiero odchyła się od zębów koła zapadkowego 3. O tę długość drogi, włącznie z ruchem kątowym zapadki, koło zapadkowe po naciągnięciu sprężyny napędowej cofa się, a zatem zwalnia największe napięcie sprężyny. Należy na to zwrócić uwagę, aby sprężynka zapadki 1 w każdym położeniu dociskała zapadkę, gdyż w czasie nakręcania przesuwa się ona o długość otworu.



Rys. 265. Zapadka glashucka.



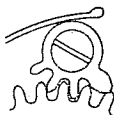
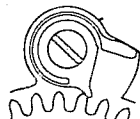
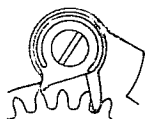
Rys. 266. Zapadka roskopfowa.

Szeroko znana jest także zapadka roskopfowa (rys. 266). Długa sprężynka zapadki 1 otacza koło zapadkowe 3. Jej zakończe-

nie w kształcie rombu stanowi podwójnie działającą zapadkę; jeden koniec zazębia się z kołem naciągowym 2, a drugi z kołem zapadkowym 3.

Podczas nakręcania zegarka koło naciągowe 2 obraca się w kierunku strzałki i podnosi ząb zapadki z zasięgu zębów koła zapadkowego 3. Spadanie zapadki z zęba na ząb dokonuje się na kole naciagowym 2.

Bywają takie urządzenia zapadkowe, które umożliwiają duże cofnięcie się koła zapadkowego. Dwa takie urządzenia, w dwóch pozycjach, pokazane są na rys. 267-270. Sposób działania nie wymaga opisu, bo jest łatwo zrozumiały z tych rysunków.



Rys. 267.

Rys. 268.

Rys. 269.

Rys. 270.

Urządzenia zapadkowe (w dwóch pozycjach) umożliwiające duże cofnięcie koła zapadkowego.

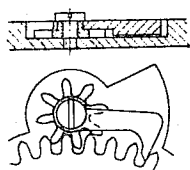
Niestety, to dużo cofające urządzenie zapadkowe wywołuje nieprzyjemne uczucie w czasie nakręcania zegarka. Wydaje się mianowicie, że zapadka jest popsuta, gdyż po puszczeniu główki, obraca się ona znacznie do tyłu.

e. Bezsmerowe urządzenia zapadkowe

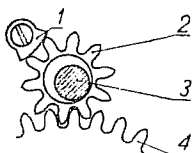
Dotąd opisane urządzenia zapadkowe wywołują podczas nakręcania zegarka pewien szmer. W szczególnych wypadkach może być rzeczą pożądaną, aby zegarek był zaopatrzony w zapadkę bezsmerową. Takie urządzenie zapadkowe przedstawia rys. 271. Zapadka umocowana jest na zębniku zazębianym z kołem zapadkowym.

W czasie nakręcania zegarka zębник podnosi osadzoną na nim ciernie zapadkę poza zasięg zębów koła zapadkowego, dopóki nie dotknie ona ścianki zagłębienia. Sprężysty pierścień, będący łóżyskiem zapadki, jest w ten sposób przecięty (podobnie jak

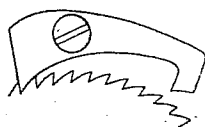
u przesuwki), że przy dalszym nakręcaniu lekko się otwiera, tzn. że tarcie nie może go zacisnąć. Po nakręceniu pierścienia znowu się zaciska i zapadka zapada we wrąb koła zapadkowego.



Rys. 271.



Rys. 272.



Rys. 273.

Bezsmerowe urządzenia zapadkowe.

Bezsmerowe urządzenie zapadkowe przedstawia również rys. 272. Zapadkę tworzy tu zębnik 2 ząbający się z kołem zapadkowym 4. Zębnik ten obraca się naokoło wkrętu 3 z czopem, przy czym jednak średnica czopa jest o wiele mniejsza niż średnica otworu zębника. Dlatego zębnik ma dużo luzu bocznego. W czasie nakręcania zębnik zsuwa się na ubocze w kierunku obrotu, a następnie obraca się swobodnie z kołem zapadkowym 4. Natomiast w czasie biegu wstecznego zębnik zostaje dociśnięty dwoma zębami do oporu zapadkowego 1 i zwiera się z zębami koła zapadkowego 4.

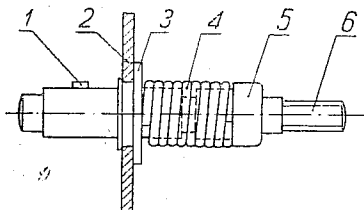
I wreszcie rys. 273 przedstawia bezsmerową zapadkę stosowaną w zegarach. Zapadka jest w pewnej mierze podobna do kotwicy wychwyty hakowego. Zęby zapadki działają na zmianę. Tego rodzaju zapadka ma tę ujemną stronę, że sprężynę napędową można zwolnić tylko stopniowo, tzn. ząb za zębem.

To zestawienie urządzeń zapadkowych naturalnie nie wyczerpuje wszystkich możliwości, jednak zostały tu omówione rysy zasadnicze rozmaitych rodzajów zapadek.

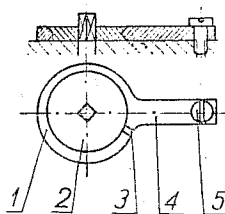
d. Zapadki cierne

W ostatnich czasach spotyka się, zwłaszcza w budzikach, nowy rodzaj urządzenia naciągowego, które działa bezsmerowo, gdyż nie ma w nim normalnej zapadki. Na polskim rynku zegarowym ukazały się w r. 1951 takie właśnie budziki, marki Kienzle-Cho-

mutov, fabrykowane w Czechosłowacji. Rolę koła zapadkowego, zapadki i sprężynki zapadki, spełnia w tych budzikach lewoskrętna sprężynka śrubowa.



Rys. 274. Urządzenie naciągowe z zapadką cierną w postaci sprężynki śrubowej.



Rys. 275. Urządzenie zapadkowe cierne ze sprężynującym pierścieniem.

Na rys. 274 widzimy takie urządzenie naciągowe z zapadką cierną w postaci sprężynki śrubowej. Końce sprężynki 4 nasadzone są ciasno na dwie tulejki z kołnierzami. Tulejka 3, na której zanitowano koło napędowe 2, jest nałożona obrotowo na wałek 6. Druga tulejka 5 jest wtłoczona na stałe na wałek 6. Przez pokręcenie wałka 6 w lewo, sprężynka 4 rozpręża się nieco i pozwala naciągnąć sprężynę napędową, zaczepioną na haku 1. Sprężyna swą sprężystością cofa wałek 6 z umieszczoną na nim tulejką 5. Tulejka ta pociąga za sobą sprężynę 4 i tym samym powstrzymuje rozwinięcie się sprężyny napędowej. Urządzenie to pracuje niezawodnie i prawie bezszelestnie. Wadą jego jest stosunkowo małe cofnięcie przy zupełnym naciągnięciu sprężyny.

Takie samo urządzenie zastosowano w budziku produkcji Łódzkiej Fabryki Zegarów dla zabezpieczenia wałka nastawczego wskazówki budzeniowej od obrotu w niewłaściwą stronę.

Nieco inne urządzenie, lecz działające na tej samej zasadzie, przedstawia rys. 275. Zamiast koła zapadkowego jest tu krążek stalowy 2 z przyzwoitym rowkiem na obwodzie. Na ten krążek nasadzony jest sprężynujący pierścień 1, którego wydłużone ramię 4 przykręcone jest wkrętem 5 do płyty mechanizmu. Otwór sprężynującego pierścienia w chwili nakręcania powiększa się. Natomiast po nakręceniu tarcie między pierścieniem i krążkiem zaciska pierścień i nie pozwala na rozwinięcie się sprężyny napędowej. Aby zapobiec pęknięciu pierścienia, grubość jego w miejscu największych odkształceń jest zmniejszona.

C. NACIĄGI AUTOMATYCZNE

1. Początki automatu

Myśl o możliwości samoczynnego nakręcania zegara lub zegarka nie jest nową. Najstarsza wzmianka o zegarku automatycznym, noszonym na szerokim pasku zapiętym na piersiach, pochodzi z r. 1653. Zegarek ten nakręcał się ruchami klatki piersiowej.

Nawet do zegarów wieżowych usiłowano zastosować naciąg automatyczny. Oto w jednym z miast zagranicznych zbudowano na chodniku i jezdni ruchomy pomost, który pod ciężarem przechodniów i przejeżdżających pojazdów nieco się ugiął, a ruch ten przez zębatkę i zespół przekładni był przenoszony do znajdującego się w pobliżu zegara wieżowego w celu podciągania jego obciążników.

Najwięcej jednak pomysłów zmierzało do tego, żeby do nakręcania zegarka wykorzystać wstrząsy, na jakie on jest wystawiony podczas noszenia. Pierwszy zegarek nakręcany wstrząsami zbudował około r. 1770 Abraham-Louis Perrelet z Le Locle.

„Zegarki ustawicznie chodzące” jak je dawniej nazywano, były to silnie zbudowane zegarki kieszonkowe nakręcane wstrząsami ciężarka metalowego, zwanego *wahnikiem*, który znajdował się wewnątrz zegarka. Gdy wahnik naciągnął sprężynę do oporu, ulegał zablokowaniu. Po pewnym czasie chodu zegarka i rozwinięciu się sprężyny wahnik znowu rozpoczynał swe działanie.

Znane też były swego czasu kryte zegarki naręczne, w których zamykanie wieczka powodowało naciąganie sprężyny przez zażebianie się zębatki z wałkiem naciągowym. Inne znów miały ruchome ucha koperty, zaopatrzone w dźwignię z zębatką, która przez przekładnię naciągała sprężynę przy każdym ruchu przegubu. Były także i takie, w których naciąganie sprężyny powodował guzik umieszczony w dnie koperty, wgniatany mięśniami przegubu.

Liczne zbiory z XVIII i XIX wieku powiększają liczbę różnego rodzaju automatów. Lecz pomysły te znalazły zastosowanie tylko w pojedynczych zegarkach i nie przekroczyły stadium doświadczalnego. Dopiero angielski zegarmistrz, John Harwood, był pierwszym, który skonstruował samoczynny naciąg w zegarku naręcznym nadający się do produkcji seryjnej. W roku 1924 otrzymał on na tę nowość patent szwajcarski oraz patenty wielu

innych krajów. Osiągnięcie Harwooda pobudziło innych konstruktorów, gdyż w tym czasie zgłoszono około 300 różnych wynalazków z tej dziedziny. Na rynku europejskim znajduje się obecnie ponad sto najrozmaitszych marek i kalibrów zegarków o naciągu automatycznym.

Jeśli chodzi o zegarki kieszonkowe z naciągiem samoczynnym, to spotyka się je coraz rzadziej. Warto tu wspomnieć o jednym, obecnie jeszcze wytwarzanym zegarku, który zamiast koperty ma sztywny futerał skórzany albo metalowy. Chcąc zobaczyć, która godzina, trzeba go rozsunąć, a tym samym nacisnąć guzik, co powoduje częściowe naciągnięcie sprężyny. W innej odmianie tego naciągu zamiast guzika są dwie zębátki zazębite z wałkiem naciągowym.

2. Wiadomości ogólne

Zegarek naręczny z naciągiem automatycznym, nazywany też krótko automatem, czerpie energię z ruchów ramienia noszącej go osoby. Lewa ręka człowieka wykonuje dziennie od 7000 do 40 000 ruchów, zależnie od temperamentu i zatrudnienia. Ruchy te wystarczają w zupełności do nakręcenia zegarka.

Obecnie zegarek z naciągiem automatycznym zdał już egzamin. Bez wątpienia, poszczególne jego części mogą jeszcze być przedmiotem pewnych udoskonaleń, lecz zasada, na której naciąg ten został zbudowany, jest dobra. Z tego właśnie względu automat można nazwać zegarkiem przyszłości.

Do rozwoju automatów przyczynia się również wielka dokładność ich działania. Spotyka się bowiem automaty produkcji serijnej, których odchylenia chodu nie przekraczają miesięcznie kilku sekund. Tę wielką dokładność wskazań zawdzięcza automat głównie temu, że jego sprężyna napędowa znajduje się niemal stale w jednakowym naprężeniu, graniczącym ze stanem maksymalnym, gdyż częste ruchy ręki powodują ustawiczne poruszanie się wahnika.

Po rozwiązaniu zagadnienia konstrukcji męskich automatów naręcznych przystąpiono do opracowania kalibrów mniejszych, tzw. damskich, które obecnie znajdują się już w handlu i funkcjonują całkiem dobrze.

Naciąg automatyczny jest dość skomplikowany, gdyż przeniesienie ruchów wahnika do wałka sprężyny w celu jej naciągnięcia wymaga przekładni składającej się z szeregu kół i zębników.

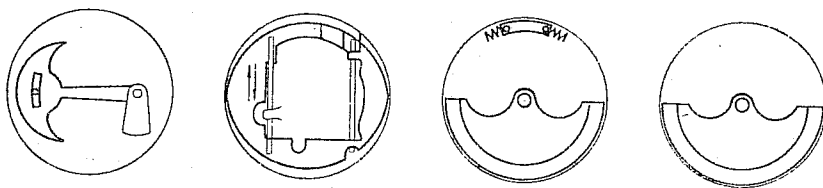
Oprócz tego potrzebne są specjalne urządzenia zapadkowe, zabezpieczające przed cofaniem. W niektórych automatach wmontowane są wyłączniki naciągu ręcznego lub automatycznego, wskaźniki rezerwy chodu lub jeszcze inne dość skomplikowane urządzenia. Cały więc naciąg automatyczny składa się z wielu części.

Mimo że zadanie naciągu automatycznego jest znane, jednak działanie niektórych poszczególnych jego zespołów nie jest takie proste, tym bardziej że istnieje już obecnie wiele różnych rodzajów takich naciągów. Zasadnicza różnica między nimi polega na sposobie pracy wahnika. W jednych wahnik wykonuje ruch posuwisto-zwrotny, jest to *automat wstrząsowy*. W innych zaś wahnik obraca się wokoło, ale obrót jest ograniczony sprężynkami odbojowymi; jest to *automat odbojowy*. Natomiast taki zegarek, w którym wahnik obraca się wkoło bez ograniczenia, nazywamy *automatem obrotowym*. Szczegółowy podział automatów oraz opisy działania ważniejszych z nich podajemy dalej. Aby zaś ułatwić opanowanie tego rozdziału, podajemy w pierw opisy ważniejszych części oraz zespołów występujących w różnych automatach.

3. Wahniki

a. Rodzaje wahników

Sprężynę napędową w automacie naciągają ruchy wahnika. Ponieważ wahnik pokonuje opór sprężyny energią nabytą przez wstrząs lub zmianę położenia, dlatego masa jego musi być duża i odpowiednio rozmieszczona, co ma wpływ na jego kształt. Kształt ten jak i wielkość masy zależą od sposobu pracy wahnika oraz od konstrukcji innych elementów naciągu automatycznego.



Rys. 276. Wahnik wstrząsowy starego typu. Rys. 277. Wahnik wstrząsowy („Pierce 861”). Rys. 278. Wahnik odbojowy. Rys. 279. Wahnik obrotowy.

Na rys. 276 widzimy wahnik wstrząsowy starego typu. Kształtem jest on zbliżony do wahnika odbojowego (rys. 278) i obrotowego.

wego (rys. 279), jednak oś jego obrotu znajduje się przy brzegu mechanizmu, a ruchy ma bardziej ograniczone.

Wahnik wstrząsowy stosowany obecnie w zegarkach naręcznych przedstawiony jest na rys. 277. Wykonuje on ruchy posuwisto-zwrotne, jak wskazują strzałki. Masa jego, rozłożona wkoło mechanizmu, z uwzględnieniem miejsca z dwóch przeciwległych stron dla umożliwienia mu ruchu, jest zawieszona na dwu równoległych prowadnicach.

Wahniki odbojowy i obrotowy mają zwykle kształt zbliżony do wycinka kołowego, często półkolisty (rys. 278 i 279). Część obwodowa, zwana *półwieńcem*, jest znacznie pogrubiona w celu skupienia możliwie największej części masy w największej odległości do osi obrotu. Dzięki takiemu rozłożeniu masy w stosunku do osi obrotu, wahnik działa nie tylko na skutek wstrząsów, lecz nawet przy zwykłych, spokojnych poruszeniach ramienia, przez samo ciężenie przy lekkim nawet przechyleniu zegarka.

Przemysł zegarkowy dąży do zmniejszenia średnicy a zwłaszcza grubości zegarków tak zwykłych jak i automatycznych. W celu możliwego zmniejszenia wymiarów wahnika, lecz bez osłabienia jego działania, zastosowano wahnik składany, w którym półwieńiec wykonany jest ze stopu wolframu lub uranu, o ciężarze właściwym znacznie większym niż ciężar stosowanego zazwyczaj mosiądzu. Dzięki temu wymiary wahnika mogą być znacznie zmniejszone, gdyż ciężar właściwy mosiądzu wynosi $8,5 \text{ G/cm}^3$, a ciężar właściwy wolframu lub uranu bliski jest 19 G/cm^3 . Oczywiście, koszt takiego wahnika jest większy aniżeli mosiężnego. Jednak cena nie wstrzymuje wytwórców przed wykonywaniem takich wahników. Np. automaty firmy Patek et Philippe są zaopatrzone w wahniki z 18-karatowego złota.

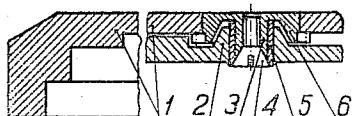
b. Ułożyskowanie wahników

Na łożyskach metalowych

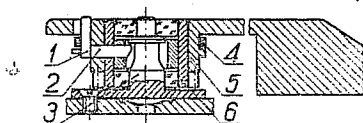
Wahnik powinien obracać się swobodnie tuż nad mechanizmem, a nie powinien dotykać ani mechanizmu, ani koperty zegarka. W dawnych automatach wstrząsowych o małych ruchach wahnika nie było kłopotu z ułożyskowaniem tego elementu. W nowszych zaś automatach odbojowych a zwłaszcza obrotowych zagadnienie to nabrało szczególnej wagi.

Oś obrotu wahników odbojowego i obrotowego pokrywa się z osią minutową, dlatego łożyska wahnika muszą znajdować się nad czopem tej osi. Istnieje wiele sposobów ułożyskowania wahnika; podajemy z nich kilka bardziej charakterystycznych.

Najbardziej spotyka się ten sposób, że do wahnika przymocowany jest jeden czop obracający się w łożysku przykręconym do mostka. Drugi sposób, podobny, najczęściej stosowany do wahników odbojowych, jest lepszy, gdyż wahnik zaopatrzony jest w dwa czopy, które także obracają się w łożyskach przykręconych do mostka. Oczywiście, łożyska te leżą jedno nad drugim. W lepszych zegarkach są one kamienne, np. w automacie „Cyma 420”.



Rys. 280. Łożysko metalowe wahnika.



Rys. 281. Ułożyskowanie wahnika na kamieniach.

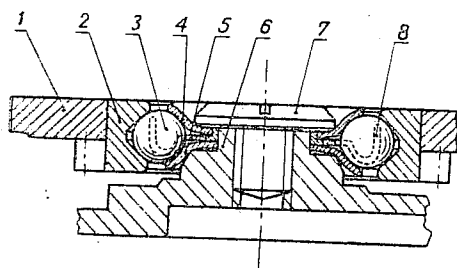
Do wahników obrotowych podane wyżej sposoby ułożyskowania nie nadają się, gdyż wahnik nie mógłby się wkoło obracać. Fabryka zegarków Eta w produkowanych u siebie automatach obrotowych stosuje sposób ułożyskowania wahnika pokazany na rys. 280. Mostek automatu przykręcony jest trzema wkrętami do mostków mechanizmu, tak że jego stożkowy występ 2 znajduje się nad osią minutową. Do wahnika 1 wtłoczone jest stalowe koło 6 ze stożkowym wytoczeniem do występu 2 oraz z długą piastą 3 wewnątrz nagwintowaną. Zewnętrzna średnica tej piasty dopasowana jest obrotowo do otworu tulejki berylowej 5 wtłoczonej do występu 2. Wkręt stalowy 4 wkręcony w piastę 3 łączy obydwie łożyskowane części. Ważne jest tutaj dopasowanie końców tulejki berylowej i piasty stykającej się ze stożkowym łbem wkrętu, którego kąt wynosi 60° . Dzięki właściwemu ukształtowaniu tego łożyska i małemu współczynnikowi tarcia stali o beryl, wahnik obraca się nadzwyczaj lekko. Koło 6 przenosi ruch obrotowy do przekładni naciągu. Jest to prosty sposób ułożyskowania, jednak w zupełności odpowiada swemu celowi.

Na łożyskach kamiennych

Sposób ułożyskowania wahnika obrotowego na łożyskach kamiennych widzimy na rys. 281. Wahnik obraca się tu na czopie 3, którego szeroki kołnierz przykręcony jest trzema wkrętami do mostka. Łożyskami wahnika są dwa rubiny wciśnięte w oprawę 6. Wahnik przytrzymuje zasuwka 2 umieszczona suwliwie w oprawie 6 i tulejce wahnika 5. Koniec tej zasuwki wchodzi w wytoczenie czopa 3. Zasuwkę przytrzymuje pierścieniowa sprężynka 4 znajdująca się w wytoczeniu tulejki 5. W celu zdjęcia wahnika wystarczy odsunąć wystającą część zasuwki 1 i przechylić mechanizm, a wówczas wahnik sam wypadnie.

Na łożyskach kulkowych

Łożyska wahnika podlegają stosunkowo bardzo silnemu obciążeniu ciężarem wahnika i reakcjami powstającymi podczas jego pracy. W celu zapobieżenia szybkiemu zużyciu się tych łożysk i zmniejszenia tarcia do minimum, niektóre fabryki wprowadzają tu łożyska kulkowe. Fabryka Eterna pierwsza zastosowała w r. 1949 do wahnika swojego automatu miniaturowe łożysko kulkowe. W tejże fabryce wyprodukowano w r. 1941 pierwszy w świecie automatyczny zegarek damski, w którym zastosowano później do wahnika łożysko kulkowe.



Rys. 282. Przekrój łożyska kulkowego wahnika w automacie „Eterna-Matic”.

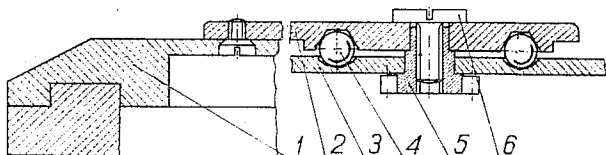
Na rys. 282 widzimy przekrój łożyska kulkowego wahnika. Koło stalowe 2 ma na swym obwodzie zęby do połowy ścięte. Na tę cylindryczną część koła 2 włożony jest wahnik 1. Wewnątrz koła 2 w pryzmowym wytoczeniu znajduje się pięć kuleczek 3, każda o średnicy 0,65 mm. Tysiąc takich kuleczek waży około 1 grama!

Kulki umieszczone są w koszyczku 8 zrobionym z cienkiej i odpowiednio wygiętej blaszki z pięcioma wycięciami w jednakowych odstępach kątowych. W tych wycięciach kulki są tak umie-

szczone, że nawet przy czyszczeniu same nie wylecą. Pierścieni wewnętrzny łożyska utworzony jest z dwóch cienkościennych miseczek 4 oraz 5 osadzonych na odsadzeniu 6 i razem z wystającym wewnętrznym obwodem koszyczka skręconych silnym wkrętem 7. Przez dokręcenie tego wkrętu miseczki są tak dociśnięte, że wahnik w swym ułożyskowaniu ma tylko nieznaczny luz.

Zastosowane w tym miejscu łożysko kulkowe ma jeszcze inne dalsze zalety. W razie wyschnięcia smaru, nie ma obawy zatarcia się czopa, co może się zdarzyć przy ślizgowym sposobie ułożyskowania. Ważne jest jeszcze i to, że nawet przy silnych wstrząsach zegarka dzięki sprężynującym miseczkom ciężki wahnik nie powoduje uszkodzeń.

Rys. 283. Łożysko kulkowe wahnika automatu „Jaeger-Le Coultre 493”.



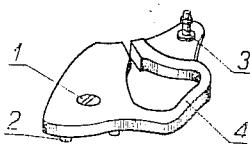
Nieco prostszy sposób ułożyskowania wahnika na kulkach zastosowano w automacie „Jaeger-Le Coultre 493” (rys. 283). Wahnik 1 jest składany. Oprócz ciężkiego półwieńca ma przykręconą nakładkę 2, która umocowana jest na czopie kwadratowym zębownika 5. Szyjka tego zębownika obraca się w mostku automatu 3. W nakładce 2, w jednakowych odstępach kątowych wykonane są cztery zagłębienia, w których znajdują się małe kulki 4 toczące się w kolistym rowku wyżłobionym w mostku 3. Całość jest połączona wkrętem 6.

W roku 1953 fabryka Phenix zamiast łożyska kulkowego zastosowała do swych automatów „Rolla-Matic” łożyska wałeczkowe. W jednym takim łożysku jest 6 wałeczków.

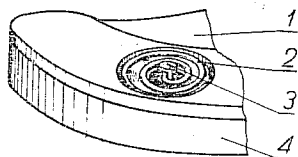
Ułożyskowania sprężyste wahników

Tak samo jak zabezpiecza się czopy osi balansu przed uszkodzeniem, np. wskutek uderzenia, stosując różne sposoby ułożyskowań sprężystych, tak też starają się konstruktorzy zabezpieczyć czopy i kamienie łożyskowe wahnika, aby uczynić je bardziej odpornymi na szkodliwe wplywy wstrząsów.

Znana firma IWC zastosowała w swych automatach ułożyskowanie sprężyste wahnika przedstawione na rys. 284. Czop 3 (na którym obraca się wahnik) osadzony jest w sprężynującej płytce 4. Płytkę tą umocowaną jest na mostku bębna wkrętem 1 i zabezpieczona od przesunięć trzema kołkami ustalającymi 2. Dzięki odpowiedniemu ukształtowaniu płytka 4 sprężynuje podczas silnych wstrząsów wahnika i zabezpiecza czop przed złamaniem.



Rys. 284. Sprężyste ułożyskowanie wahnika w automacie „IWC”.



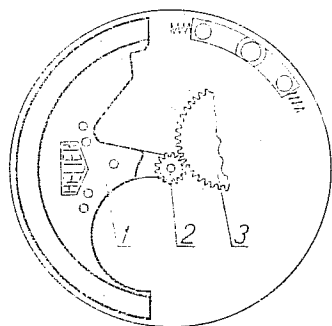
Rys. 285. Sprężyste umocowanie półwieńca wahnika w automacie „Longines”.

W automacie „Longines” czopy wahnika nie są ułożyskowane sprężysto, ale są zabezpieczone przed złamaniem dzięki sprężystemu umocowaniu półwieńca wahnika. Sposób tego umocowania widzimy na rys. 285. Wahnik jest dwuczęściowy. Ciężki półwieńiec umocowany jest sprężynująco na ramieniu wahnika. W wahniku 1 znajduje się otwór, do którego z dużym luzem wchodzi kołek 3 umocowany w półwieńcu 4. Wokół tego otworu jest szerokie nawiercenie, do którego włożona jest spiralna sprężynka 2. Jej zagięty koniec wpuszczony jest w wycięcie kołka 3, a koniec zewnętrzny dociska do obwodu nawiercenia. Półwieńiec zawieszony jest w taki sam sposób w dwóch miejscach. W razie uderzenia, sprężynki uginają się, a półwieńiec opiera się o wnętrze koperty lub wieczko albo też o płytę mechanizmu, co zabezpiecza czopy wahnika przed zbyt dużymi naciskami.

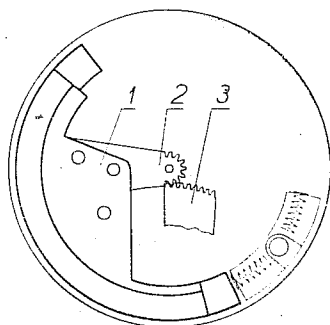
c. Połączenia wahników z przekładnią naciągu automatycznego

W celu przeniesienia ruchu wahnika do przekładni naciągu automatycznego stosuje się przeważnie trzy systemy połączeń (napędów): zębate, zapadkowe i krzywkowe. Wśród połączeń zębatych jest jeszcze wiele odmian. Elementem łączącym wahnik z przekładnią naciągu automatycznego może być zębniak, stalowe koło zębate lub wycinek zębany albo też zapadka lub krzywka.

Na rys. 286 widzimy połączenie wahnika z przekładnią naciągu w automacie „Heuer”. Dla przejrzystości inne szczegóły pominięto. Do wahnika 1 przymocowany jest na stałe zębnik 2 zazębiający się z wycinkiem zębatym 3.



Rys. 286. Wahnik z zębni-kiem w automacie „Heuer”.



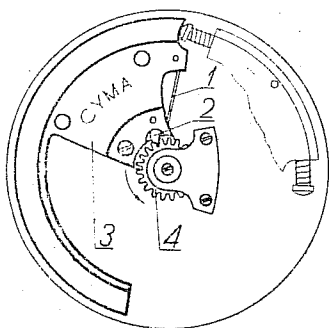
Rys. 287. Wahnik z wycinkiem zębatym w automacie „Omega 342”.

Inny sposób przenoszenia ruchu wahnika przedstawiony jest na rys. 287. Wahnik 1 przy swej osi obrotu ma umocowany wycinek zębny 2 zazębiający się z podobnym wycinkiem 3 połączonym zwykle zapadką z przekładnią automatu. Ten system stosuje się tylko w automatach odbojowych.

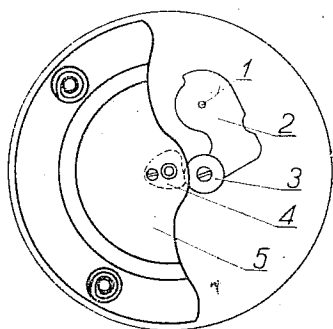
Wahnik z zapadką stosowany jest np. w automatach „Cyma 420” (rys. 288). Zapadka 2 ułożyskowana jest między ramieniem wahnika 3 a płytką przykręconą z wierzchu widocznym wkrętem. Sprężynka 1 dociska zapadkę, aby jej koniec zazębiał się z zębami koła 4, które osadzone jest luźno na czopie wahnika. Łatwo zauważyć, że przy tym sposobie połączenia wahnika z przekładnią automatu, wahnik naciąga sprężynę tylko podczas obrotu w jednym kierunku, zaznaczonym na rysunku strzałką.

Na rys. 289 widzimy wahnik z krzywką automatu „Longines”. Na tulejce łożyskowej wahnika 5 umocowana jest na stałe krzywka 4. Do krzywki dociskane jest sprężynką ramię 2. Nie styka się ono z nią bezpośrednio, ale za pośrednictwem krążka 3 osadzonego obrotowo na końcu tego ramienia, w celu zmniejszenia tarcia. Ramię 2 ułożyskowane jest wahliwie na osi 1. Ruch tego ramienia wywołany odepchnięciem przez krzywkę 4 przenoszo-

ny jest na koło zapadkowe automatu, osadzone obrotowo na osi 1. Naciąganie sprężyny odbywa się tu tylko w czasie odpychania ramienia 2 przez krzywkę od osi obrotu wahnika. Ruch odwrotny ramienia jest jałowy.



Rys. 288. Wahnik z zapadką w automacie „Cyma”.



Rys. 289. Wahnik z krzywką w automacie „Longines”.

Oprócz firmy Longines podobny system stosują także inne fabryki, jak np. Ultra, IWC i Patek.

d. Blokowanie wahnika

Podczas noszenia automatu wahnik stale naciąga sprężynę. Aby więc uniknąć zerwania sprężyny lub uszkodzenia przekładni, już w pierwszych automatach wstrząsowych stosowane było urządzenie blokujące wahnik po dostatecznym naciągnięciu sprężyny.

Urządzenie do blokowania wahnika w automacie wstrząsowym z r. 1892, przedstawiony na rys. 317, było bardzo proste. W miarę nakręcania zegarka obracał się wałek sprężyny 6, na którym osadzony był zębnik, i poruszał specjalne koło obracające się np. 4 razy wolniej. W kole tym był umocowany kołek 8, który z końcem czwartego obrotu wałka sprężyny (sprężyna bez bębna) odchyłał zapadkę 5 od koła zapadkowego 7. Chociaż więc wahnik 2 poruszał przez zapadkę 4 kołem zapadkowym 7, to jednakże koło to cofało się za każdym razem, gdyż nie było zatrzymywane zapadką 5. Gdy sprężyna trochę się rozwinęła, wówczas kołek 8 zwalniał zapadkę 5, która zaczynała zatrzymywać koło zapadkowe 7 i wahnik znowu naciągał sprężynę.

W większości obecnie produkowanych automatów nie ma urządzenia blokującego wahnik, lecz sprężyna napędowa zaopatrzona jest w zaczep cierny, który zabezpiecza ją od nadmiernego napięcia. Ponieważ zaczepy cierne mają też swoje ujemne strony, dlatego najnowsze automaty zaopatruje się znowu w zaczepy zwykłe, ale za to stosuje się urządzenia blokujące wahnik. Urządzenie to spotykamy np. w automacie „Jaeger-Le Coultre 497”, przedstawionym na rys. 326, w pobliżu którego podany jest także jego opis.

4. Nawrotniki

Jeżeli w automacie wahnik naciąga sprężynę napędową tylko podczas ruchu w jednym kierunku, to do przeniesienia jego ruchu na wałek sprężyny wystarcza zwykła przekładnia. Jeżeli zaś naciąga sprężynę podczas ruchów w obydwu kierunkach, to musi być zastosowane specjalne urządzenie wmontowane w przekładnię naciągową automatu, będące zwykle równocześnie elementem tej przekładni. Urządzenie to nazywamy *nawrotnikiem*.

W niektórych automatach z obukierunkowym działaniem wahnika nawrotnik nie występuje tak wyraźnie jako oddzielny zespół. Dzięki odpowiedniej konstrukcji przekładni naciągowej automatu i zastosowaniu zapadek uzyskuje się zmianę wahadłowego ruchu wahnika na jednokierunkowy ruch obrotowy wałka sprężyny napędowej. Taka jest konstrukcja automatu „IWC” przedstawionego na rys. 342 oraz automatu „Jaeger-Le Coultre” na rys. 326 i 327.

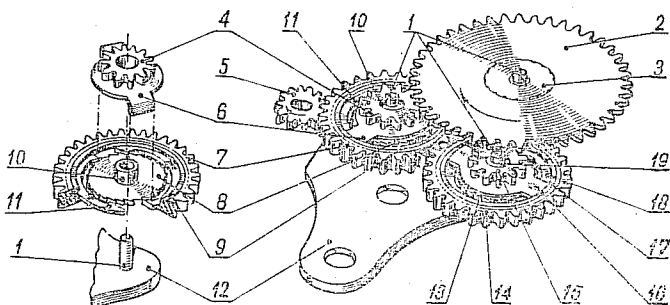
Wszystkie dotychczas spotykane nawrotniki można podzielić na dwie grupy:

- a. *Nawrotniki zapadkowe*, w których główną rolę w zmianie kierunku ruchu oprócz kół zębatach spełniają zapadki,
- b. *Nawrotniki chybotkowe*, których działanie opiera się na zasadzie znanej nam już chybotki.

a. Nawrotniki zapadkowe

Na rys. 290 widzimy nawrotnik automatu „Rolex 1000”. Zalicza się on do najbardziej skomplikowanych, ale urządzony jest pomysłowo i solidnie. W mostku 12 umocowane są trzy czopy 1, na których osadzone są obrotowo dwa identyczne koła 7 i 14 oraz zębniak 3 z wtłoczonym na stoczoną jego część kołem 2.

W wytoczeniach kół 7 i 14 osadzone są na stałe koła zapadkowe 8 i 13, z którymi współpracują zapadki 11 i 18 włożone luźno po dwie do każdego koła. Na tulejkach 10 i 19 obracają się zębniiki 4 i 15. Zębniiki te przymocowane są do płytek 6 i 16 z zagiętymi końcami, które wchodzą między zapadki 11 i 18. Zapadki te oraz płytki 6 i 16 zabezpieczone są przed wypadnięciem pierścieniami 9 i 17 wciśniętymi w wytoczenia kół 7 i 14, podobnie jak pokrywa do bębna.



Rys. 290. Nawrotnik automatu „Rolex 1000”.

Jeżeli przyjmujemy, że wahnik wraz z zębniikiem 5 obracają się w kierunku strzałki (w prawo), to zębniik 4 przez zagięte końce płytki 6 spowoduje zazębienie się zapadek 11 z kołem zapadkowym 8, a tym samym będzie zdolny do obracania w prawo koła 2 zgodnie z kierunkiem naciągania sprężyny napędowej. W tym czasie koło zapadkowe 13 i koło 14, napędzane przez koło 7, obracają się również w tym samym kierunku, co i koło 2, natomiast zębniik 15 obraca się w lewo, ponieważ zagięcia płytki 16 nie napotyka oporu, gdyż zapadki 18 skaczą po zębach koła zapadkowego 13.

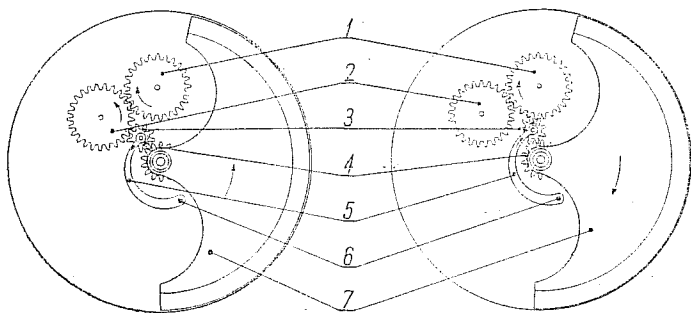
Ze zmianą kierunku wahnika następuje również zmiana w działaniu poszczególnych kół nawrotnika. Zębniik 4 będzie obracał się w przeciwnym kierunku, a koło 2 mimo odmiennego ruchu wahnika będzie napędzane przez zębniik 15 w tym samym kierunku, co poprzednio. Koło 2 przez zębniik 3 i dalszą przekładnię przenosi obroty wahnika na wałek sprężyny.

Inny, niemniej skomplikowany, nawrotnik opisany jest przy omawianiu działania automatu „Etarotor 1256”.

b. Nawrotniki chybotkowe

Ten sam rezultat, czyli zmianę kierunku obrotu przekładni, jaką otrzymamy przez skomplikowany nawrotnik zapadkowy, daje tzw. chybotka. Chybotką nazywamy dźwignię dwuramienną ułożyskowaną wahliwie pośrodku, na której końcach osadzone są obrotowo dwa koła zębate lub zębniki. W naciągach automatycznych spotyka się także chybotki jednoramienne z jednym zębnikiem. Zębniki te zmieniają otrzymany od wahnika ruch z dwukierunkowego na jednokierunkowy, jaki potrzebny jest do naciągania sprężyny.

Nawrotniki chybotkowe najczęściej stosuje się w automatach obrotowych.



Rys. 291.

Rys. 292.

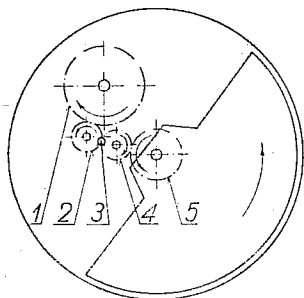
Działanie chybotki jednoramiennej.

Na rys. 291 widzimy działanie chybotki z jednym zębnikiem. Wahnik 7 biegnąc w kierunku wskazanym strzałką zabiera swym zębnikiem 4 zębnik chybotkowy 3, osadzony obrotowo na chybotce 5, ułożyskowanej na czopie 6. Zębnik 3 zazębia się wówczas z kołem 2, które z kolei zazębia się z kołem 1, nadaje mu ruch pokazany strzałką, zgodnie z kierunkiem naciągania sprężyny.

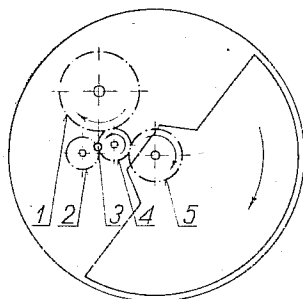
Na rys. 292 widzimy działanie chybotki podczas ruchu wahnika w kierunku przeciwnym do poprzedniego. Tym razem zębnik chybotkowy 3 pod naporem zębniaka 4 opuszcza koło 2 i zazębia się z kołem 1, które wskutek tego wykonuje obrót w tym samym kierunku.

W niektórych automatach zębnik chybotkowy zamiast na chybotce ułożyskowany jest w podłużnych otworach wyciętych w mostku mechanizmu i w mostku przekładni naciągu automatycznego. W tych otworach przesuwają się czopy zębniaka, na którym on jest osadzony.

Na rys. 293 widzimy schemat działania chybotki z dwoma zębnikami na dźwigni dwuramiennej, która osadzona jest obrotowo na czopie 3, znajdującym się z przeciwnej strony dźwigni. Na ramionach tej dźwigni ułożyskowane są zębniki 2 i 4. Zębnik 5, złączony na stałe z wahnikiem, obracając się w kierunku strzałki zabiera z sobą zębnik 4, a zębnik 2 włącza się w zazębienie z kołem 1 nadając mu obrót zgodny z kierunkiem naciągania sprężyny.



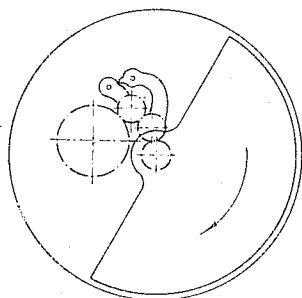
Rys. 293.



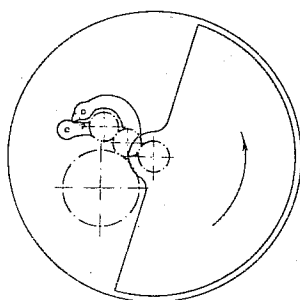
Rys. 294.

Schemat działania chybotki z dwoma zębnikami.

Na rys. 294 widzimy działanie tej samej chybotki podczas obrotu wahnika w przeciwnym kierunku. Zębnik 5 napędza koło 1 przez zębnik 4, a zębnik 2 w tym czasie obraca się swobodnie.



Rys. 295.



Rys. 296.

Schemat działania chybotki z dwoma zębnikami umieszczonymi na dwóch dźwigniach.

Jak widzimy, koło 1, będące częścią przekładni naciągu automatycznego, obraca się zawsze w tym samym kierunku mimo obukierunkowych ruchów wahnika.

Dwa zębniiki chybotki mogą być również ułożyskowane na osobnych dźwigniach, jak to zastosowano w automacie „Certina”. Działanie takiej chybotki pokazane jest na rys. 295 i 296.

5. Wyłączniki naciągów

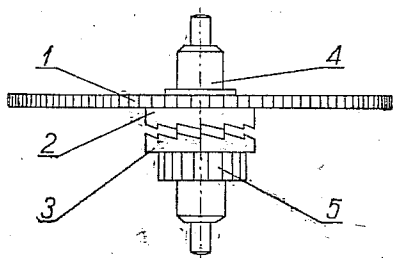
Prawie każdy automat ma również normalny naciąg główkowy. Nakręcając automat główką obracamy zwykle całą przekładnię naciągu automatycznego w przeciwnym kierunku. Przekładnia ta staje się wówczas przyspieszającą, wskutek czego ostatnie koła i zębniiki obracają się bardzo szybko. Dlatego wszystkie zegarki z naciągiem automatycznym w razie ręcznego nakręcania należy nakręcać powoli, ostrożnie i bez szarpnięć. Aby zapobiec szybkiemu zużyciu się i ewentualnym uszkodzeniom powstającym w czasie nakręcania główką a wynikającym z połączenia dwóch naciągów, niektóre fabryki wbudowują do swych automatów *wyłączniki naciągu automatycznego*.

Naciąg samoczynny w automatach naciągając sprężynę zwykle obraca przez koło naciągowe również cały naciąg ręczny, tj. zębniik naciągowy, sprzęgnik i wałek naciągowy. Części te powodują dodatkowy opór, który wahnik musi pokonywać. Chcąc zarezerwować moment obrotowy wahnika tylko dla naciągania sprężyny niektóre fabryki pomijają wyłącznik naciągu automatycznego, a zaopatrują swe automaty w *wyłącznik naciągu ręcznego*. Są również fabryki, które budują swe automaty z dwoma wyłącznikami. Pierwszy z nich w czasie nakręcania zegarka główką wyłącza całą przekładnię naciągu automatycznego lub jej część, drugi zaś wyłącza naciąg ręczny podczas działania naciągu automatycznego.

a. Wyłączniki naciągu automatycznego

Konstruktorzy starają się umieścić wyłącznik naciągu automatycznego jak najbliżej wałka sprężyny lub w ogóle go pominąć dając przekładnię bardzo prostą, np. jedno koło z zębniikiem, które obraca się również w czasie nakręcania główką. Spotyka się jednakże wadliwie skonstruowane automaty, w których przekładnia naciągu samoczynnego jest duża i niemal cała obraca się w czasie nakręcania główką.

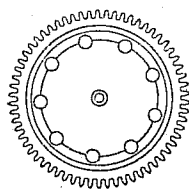
W wielu automatach z większą przekładnią („Rotomatic”, „Laco-Durowe”) można spotkać wyłącznik przypominający swą konstrukcją sprzęgło kłowe umieszczone na czopie kwadratowym wałka naciągowego. Ostatnie koło naciągu automatycznego 1 (rys. 297) osadzone jest na stałe na osi 4. Zębnik 5 obraca się luźno na tej samej osi, lecz tylko w czasie naciągania ręcznego. Na czołowej stronie zębnika 5 znajdują się kły 3 stanowiące jedną część sprzęgła, która podczas naciągania automatycznego ząbka się z drugą częścią sprzęgła 2, złączoną na stałe z kołem 1. Zębnik 5 wraz z częścią sprzęgła 3 dociskany jest do drugiej części sprzęgła 2 delikatną sprężynką. Zębnik 5 w takich konstrukcjach najczęściej ząbka się z kołem zapadkowym osadzonym na kwadratowym czopie wałka sprężyny.



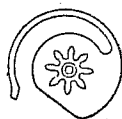
Rys. 297. Wyłącznik automatu działający na zasadzie sprzęgła kłowego.

Podobny w działaniu, lecz znacznie różniący się w konstrukcji, jest wyłącznik zastosowany w automacie „Bidynator” (szablon „Felsa 690”) i „Rotodator”. Konstrukcja jego jest prosta. W czasie nakręcania zegarka główką w przekładni automatu obraca się również tylko jeden zębnik. W ostatnim stalowym kole przekładni, spełniającym rolę wyłącznika, jest dziewięć symetrycznie rozstawionych otworów, a od dolnej strony tego koła jest wytoczenie aż do połowy średnicy tych otworów (rys. 298). Zębnik tego koła, przynitowany do płytki z ramieniem uformowanym w kształcie sprężynki — lekko zagiętej na końcu (rys. 299) — włożony jest luźno na oś koła. W czasie naciągania automatycznego koło jednym ze swych otworów (rys. 300) zabiera sprężynkę wraz z zębnikiem, który ząbka się z kołem zapadkowym, i w ten sposób naciąga sprężynę. Gdy zaś naciągamy sprężynę główką, zębnik wraz ze sprężynką obraca się w wytoczeniu, a dalsza przekładnia stoi nieruchomo (rys. 301).

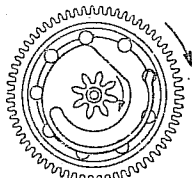
Na tej samej zasadzie działa wyłącznik w automacie „Certina” pokazany na rys. 302 i 303. Na rys. 302 widać działanie wyłącznika w czasie naciągania sprężyny główką. Obracający się zęb-
 nik 1 z przynitowaną do niego płytką 2 zahacza o występ 4 wkładki rozprężnej 3 zmuszając ją do poślizgu w wytoczeniu koła 5, które w tym czasie stoi nieruchomo. Na rys. 303 widzimy działa-
 nie wyłącznika podczas naciągania automatycznego. Wskutek obrotu koła 5, otrzymującego napęd od wahnika w kierunku strzałki, prostoliniowy bok wkładki rozprężnej 3 dociska silniej do występu płytki 2. Oddziaływanie płytki 2 zwiększa docisk wkładki rozprężnej 3 do koła 5 (co zaznaczone jest małymi strzałkami) i umożliwia obrót zęb-
 nika.



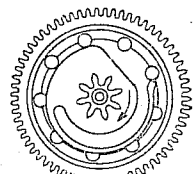
Rys. 298. Wyłącznik automatu „Bidynator”.



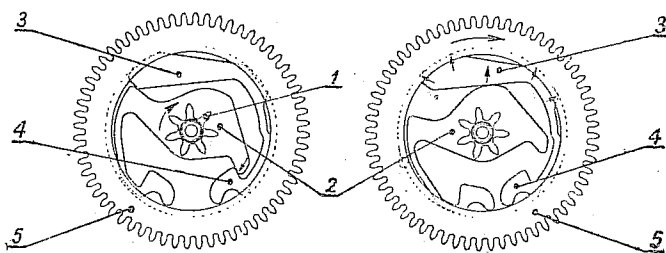
Rys. 299. Zęb-
 nik i sprężynka
 wyłącznika „Bi-
 dynator”.



Rys. 300. Wyłącznik w czasie naciągania automatycznego



Rys. 301. Wyłącznik podczas naciągania sprężyny główką.



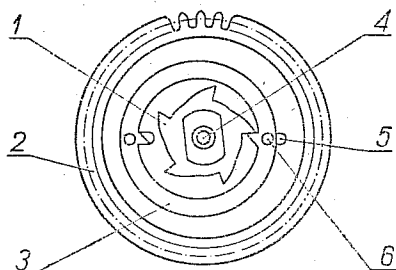
Wyłącznik automatu „Certina”:

Rys. 302. Podczas naciągania sprężyny główką.

Rys. 303. Podczas naciągania automatycznego.

Automat „Junghans 80” zaopatrzony jest w wyłącznik naciągu automatycznego widoczny na rys. 304. Umieszczony jest on na ostatniej osi przekładni automatu. Oś ta tworzy całość z zęb-
 nikiem.

kiem (na rysunku niewidoczny) zazębiamącym się z kołem zapadkowym, osadzonym na wałku sprężyny. Podczas naciągania automatycznego koło 2 przez kołki 6 osadzone w pierścieniu zapadkowym 3 i przesuujące się w podłużnych otworach 5 oraz przez występ pierścienia zabiera zębnik zapadkowy 1. Zębnik ten osadzony sztywno na osi 4, przez wspomniany wyżej zębnik zwykły napędza koło zapadkowe naciągając przy tym sprężynę napędową.



Rys. 304. Wylącznik w automacie „Junghans 80”.

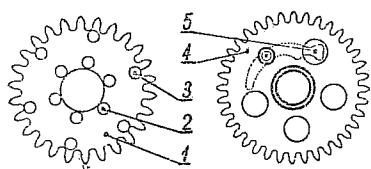
Podczas naciągania ręcznego obraca się także oś 4, ale zęby zębника zapadkowego 1 ślizgają się po występach pierścienia zapadkowego 3 przesuując go przy tym raz w jedną, drugi raz w drugą stronę. Dzięki temu przekładnia automatu jest wyłączona, gdyż koło 2 stoi nieruchomo.

b. Wylączniki naciągu ręcznego

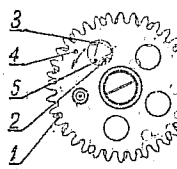
W znanych nam automatach wylączniki naciągu ręcznego różnią się między sobą, jednak tutaj zamieszczamy opis tylko dwóch spośród nich i to obu stosowanych w automatach produkowanych przez firmę Eta.

Na rys. 305-308 pokazano wylącznik naciągu ręcznego używany w automacie „Etator 1256”. Zamiast jednego koła naciągowego są dwa jednakowej wielkości, ułożyskowane jedno nad drugim. Jedno z nich, mianowicie koło naciągowe 1 pokazane na rys. 305, zazębia się z zębniakiem naciągowym, a drugie koło naciągowe 4, pokazane na rys. 306, z kołem zapadkowym. W kole 1 jest wstawione sześć kołków 2 w pobliżu środkowego otworu i drugie sześć 3, promieniowo do poprzednich, bliżej obwo-

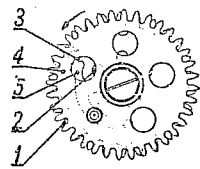
du. Na kole naciągowym 4 osadzona jest obrotowo długa zapadka 5 o charakterystycznym końcu. Koła 1 i 4 z umieszczoną między nimi zapadką 5 pracują na wspólnej tulei przykręconej do mechanizmu wkrętem z lewym gwintem.



Rys. 305.



Rys. 306.

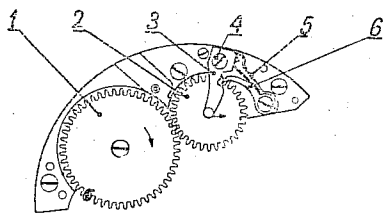


Rys. 307.

Rys. 308.

Wyłącznik naciągu ręcznego w automacie „Etarotor 1256”.

Na rys. 307 widzimy działanie wyłącznika podczas naciągania automatycznego. Koło 4 napędzane ostatnim zębnikiem przekładni naciągu automatycznego napędza koło zapadkowe, natomiast jego zapadka 5 przesuwa się w tym czasie między kołkami 2 i 3 umocowanymi na kole naciągowym 1. W czasie nakręcania zegarka główką koło 1 (rys. 308) napędzane zębnikiem naciągowym nacierając jednym z kołków 3 na koniec zapadki 5 zmusza do obrotu koło 4, które z kolei napędza koło zapadkowe, umieszczone na czopie kwadratowym wałka sprężyny.



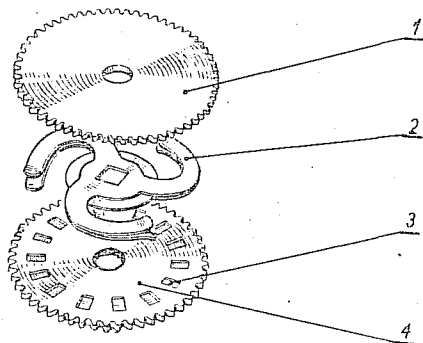
Rys. 309. Wyłącznik w automacie „Etarotor 1216”.

W automacie „Etarotor 1216” wyłącznik naciągu ręcznego jest znacznie prostszy, w działaniu zbliżony do chybotki z jednym zębnikiem, co widzimy na rys. 309. Koło naciągowe 2 ułożyskowane jest na półmostku 3 osadzonym obrotowo na czopie wkrętu 4. Półmostek 3 ma ruch ograniczony kołkiem wchodzącym w otwór mostka bębna (na rys. niewidoczny). W czasie naciągania ręcznego koło naciągowe 2, napędzane zębnikiem naciągo-

wym, ząbienia się z kołem zapadkowym 1 tak samo jak w zwykłym zegarku. Podczas naciągania automatycznego koło zapadkowe 1, napędzane przez zębniak przekładni naciągu automatycznego obraca się w kierunku strzałki i odpycha równocześnie koło 2, które w tym przypadku łącznie z zapadką 6 i sprężynką 5 stanowi urządzenie zapadkowe. Na tej samej zasadzie jest urządzony wyłącznik w automatach „Roamer 411” i „Lanco 1233”.

c. Wyłączniki naciągu automatycznego i ręcznego

W niektórych automatach wyłącznik tak jest urządzony, że spełnia na zmianę rolę wyłącznika naciągu automatycznego i naciągu ręcznego. Na przykład w automacie „Lemania” wyłącznik naciągu znajduje się na wałku sprężyny napędowej. Główne jego części przedstawione są na rys. 310. Koło 1 osadzone na wałku sprężyny jest kołem zapadkowym i służy tylko do naciągania automatycznego. Naciąg ręczny ma drugie koło zapadkowe 4, które założone jest również na wałek sprężyny pod kołem 1. Oba koła mają otwory okrągłe i mogą obracać się na wałku. Między tymi kołami znajdują się dwie jednakowe sprężynki 2 z trzema wygiętymi ramionami i z otworem dopasowanym do czopa kwadratowego wałka sprężyny. Rozchylone końce tych sprężynek zapadają w wycięcia 3 zrobione w kołach 1 i 4.

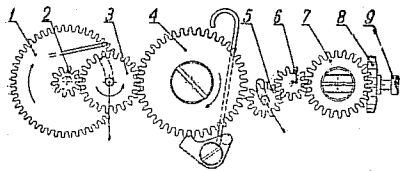


Rys. 310. Wyłącznik naciągu w automacie „Lemania 3600”.

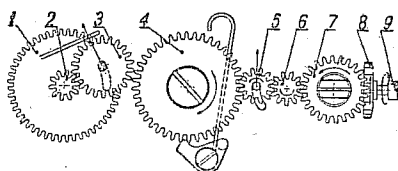
Podczas naciągania automatycznego koło 1 zaczeplia swymi wycięciami o odgięte końce górnej sprężynki 2 i w ten sposób nadaje obrót wałkowi sprężyny. W tym czasie końce dolnej sprężynki skaczą po wycięciach koła 4.

W czasie nakręcania zegarka główką role kół się zmieniają. Sprężynę naciąga koło 4 przez odchylone końce dolnej sprężynki, a końce górnej sprężynki skaczą po wycięciach koła 1, wskutek czego nie działa naciąg automatyczny, gdy czynny jest naciąg ręczny. Jest to więc wyłącznik naciągu automatycznego ą zarazem i ręcznego.

A wreszcie, na zakończenie rozważań o wyłącznikach, zamieszczamy jeszcze dwa rysunki, które przedstawiają schematycznie wyłącznik naciągu automatycznego i ręcznego w automacie „Buren 535”. Na rys. 311 zębniak 2 i koła 1, 3, 4 napędzane są przez wahnik w kierunkach zaznaczonych strzałkami. W tym czasie zębniak 5 wyzębia się z koła zapadkowego 4, dzięki czemu naciąg ręczny jest wyłączony.



Rys. 311. Wyłącznik naciągu ręcznego w aucmacie „Buren 535”.



Rys. 312. Wyłącznik naciągu automatycznego w tym samym aucmacie.

Natomiast w czasie naciągania ręcznego (rys. 312), gdy kręcimy wałek naciągowy 9, obracamy tym samym zębniaki 8, 6 i koło 7 w kierunkach wskazanych strzałkami. W tym momencie zębniak 5 pod naporem zębniaka 6 przesuwa się w bok i zazębia się z kołem zapadkowym 4, osadzonym na wałku sprężyny. Równocześnie koło 3 odsuwa się w bok i wyzębia się od koła 4, dzięki czemu przekładnia naciągu automatycznego jest wyłączona.

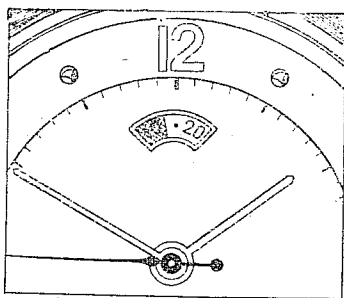
Bywają jeszcze inne konstrukcje wyłączników. O niektórych z nich będą wzmianki w dalszych opisach automatów.

6. Wskaźniki rezerwy chodu

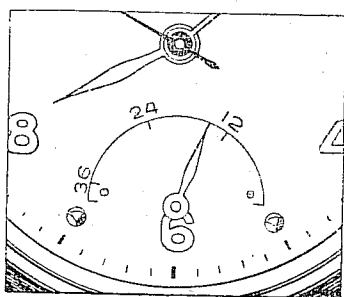
Zwykły zegarek nakręcany bywa raz na dzień, rano lub wieczorem, i dlatego nie potrzeba przy nim urządzenia, które by wskazywało stan rezerwy chodu, gdyż sprężyna jest obliczona na chód zegarka przynajmniej w ciągu 36 godzin. Natomiast zega-

rek z naciągiem automatycznym nakręca się wskutek ruchów ręki. Jeśli więc taki zegarek położymy, to naciąg automatyczny jest nieczynny. Z tej przyczyny bardzo pożyteczną jest możliwość kontroli rezerwy chodu automatu i to kontroli możliwie dokładnej. Dlatego automat powinien być zaopatrzony we wskaźnik rezerwy chodu, który daje możliwość sprawdzenia w każdej chwili, czy sprężyna napędowa jest dostatecznie naciągnięta.

Do automatu naręcznego zastosowały to urządzenie po raz pierwszy w roku 1949 niemal równocześnie firmy: Jaeger-Le Coultre i Zodiac. W początkowych automatach „Jaeger-Le Coultre” stan naciągania sprężyny wskazują wypisane na tarczce liczby przesuwające się w okienku tarczy zegarka pod „12” (rys. 313). Obecnie spotyka się wiele odmian tarczowych wskaźników rezerwy chodu w których okienko jest także nad „6” lub obok „3” czy też obok „9”.



Rys. 313. Wskaźnik rezerwy tarczowy („Jaeger-Le Coultre”).



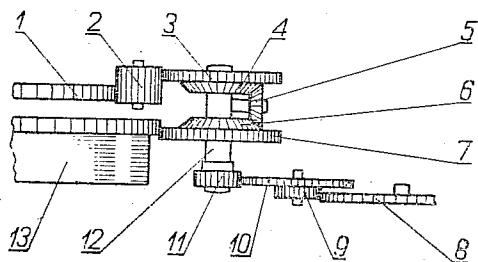
Rys. 314. Wskaźnik rezerwy wskazówkowy („Zodiac”).

W automatach „Zodiac” w miejscu zwykłego sekundnika nad „6” umieszczona jest wskazówka poruszająca się w granicach 180° i wskazująca na tym półkołu odpowiednią liczbę, zależnie od tego, na ile godzin zegarek jest w danej chwili nakręcony (rys. 314). W późniejszych konstrukcjach innych wytwórni wskazówkę tę możemy spotkać również na „12” (Heuer), „9” (Jaeger-Le Coultre) lub na środku (Gigantic). Dzięki temu wynalazkowi posiadacz ulepszonego automatu nie niepokoi się, że zegarek może się nieoczekiwanie zatrzymać.

Wskaźnik rezerwy chodu nie jest nowością, gdyż jest już od dawna stosowany w chronometrach okrętowych. Obecnie coraz więcej fabryk zaopatruje swoje automaty we wskaźniki z powodu niezaprzeczanej ich użyteczności.

Niektóre wskaźniki rezerwy chodu zbudowane są na zasadzie obiegowej przekładni różnicowej. O przekładniach tego rodzaju pisaliśmy już w piątej części „Zegarmistrzostwa” na str. 149 i 329.

Na rys. 315 widzimy schemat przekładni różnicowej wskaźnika rezerwy chodu z kołami stożkowymi. Przyjrzyjmy się jego działaniu: koło zapadkowe 1, osadzone na czopie kwadratowym wałka sprężyny, za pośrednictwem zębniaka 2 napędza koło 3, celem nadania mu właściwego kierunku obrotu.



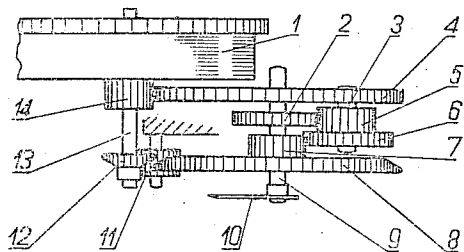
Rys. 315. Schemat przekładni różnicowej wskaźnika rezerwy chodu z kołami stożkowymi.

Koło 3, złączone na stałe ze stożkowym kołem 4, obraca się swobodnie na wałku 12. Koło stożkowe 4 napędza mniejsze koło stożkowe 5, osadzone obrotowo na ramieniu połączonym sztywno z wałkiem 12. Koło stożkowe 5 zazębiając się z nieruchomym teraz kołem stożkowym 6 zmusza do obrotu wałek 12 i osadzony na nim ciernie zębniak 11. Zębniak ten za pośrednictwem koła 10 i zębniaka 9 obraca koło 8, które na czołowej stronie ma podziałkę przesuwającą się w okienku i wskazującą stan naciągnięcia sprężyny.

Gdy wahnik jest w spoczynku, a nakręcony automat chodzi, czyli gdy sprężyna się rozwija, przekładnia różnicowa działa odwrotnie. Wieniec zębony bębna 13 napędza jednocześnie koło 7 i połączone z nim koło stożkowe 6, które też osadzone są luźno na wałku 12. Koło 6 powoduje obrót koła stożkowego 5, które zazębiając się z nieruchomym w tej chwili kołem stożkowym 4 zmusza do obrotu wałek 12 i zębniak 11. Za pośrednictwem zaś koła 10 i zębniaka 9 koło tarczowe 8 obraca się w odwrotnym kierunku, wskutek czego na podziałce przesuwającej się w okienku

tarczy zegarka ukazują się odpowiednio zmniejszające się liczby. Zęby koła tarczowego 8 wycięte są tylko na łuku wycinka o kącie 270° , czyli na $\frac{3}{4}$ obwodu koła, tak że koło to po naciągnięciu sprężyny na okres czasu dłuższy niż 40 godzin dochodzi swym występem nieuzębionym do zębniaka 9. Wałek sprężyny w automacie dzięki ciernemu zaczepowi sprężyny ma nieograniczoną ilość obrotów. Koło zapadkowe 1 obracając wałek sprężyny obraca także przekładnię różnicową, podczas gdy koło 8 już zablokowało się o zębniak 9. Aby w tych okolicznościach nie nastąpiło zniszczenie zębów i całego urządzenia, zębniak 11 osadzony jest na wałku różnicowym 12 ciasnoobrotowo (z lekkim tarcieniem) podobnie jak ćwiertnik na osi koła minutowego.

Podziałka na kole tarczowym 8 począwszy od 0 aż do 13 jest pomalowana na czerwono. Jeśli ta czerwona część tarczki ukaże się w okienku, jest to znak ostrzegawczy, że rezerwa chodu już się wyczerpuje. W praktyce zdarzyć się to może, jeśli automat pozostaje w bezruchu ponad 25 godzin. Lecz można temu zapobiec posługując się naciągiem ręcznym (główką). Oczywiście, zamiast tarczki z podziałką może być na osi koła 8 umieszczona wskazówka.



Rys. 316. Schemat przekładni wskaźnika rezerwy chodu z kołami walcowymi.

Na podobnej zasadzie działa wskaźnik rezerwy chodu, do którego zastosowano przekładnię obiegową złożoną z kół walcowych, a nie stożkowych jak w poprzednio opisanej. Podczas naciągania sprężyny zębniak 12 (rys. 316), ścięty skośnie, by nie stykał się z kołem 8, a osadzony ciernie na wałku sprężyny 13, obraca koło 8 za pośrednictwem małego zębniaka 11 celem zmiany kierunku obrotu. Koło 8 złączone na stałe z zębniakiem 7 obraca się luźno na wałku 9. Zębniak 7 obraca koło 6 złączone z zębniakiem 5 i osadzone obrotowo na czopie 3 umocowanym na stałe w ramieniu koła 4. Zębniak 5 porusza koło 2 osadzone na stałe na wałku 9, na którym także umieszczona jest wskazówka 10. Część-

ciowy obrót tego wałka powoduje przesuwanie się wskazówki nad liczbami umieszczonymi półkołem a określającymi stan rezerwy chodu (rys. 314).

Jeżeli natomiast zegarek chodzi, to zębnik 14 (rys. 316), połączony na stałe z pokrywką bębna 1, obraca koło 4, osadzone luźno na wałku 9. Ponieważ koło 6 osadzone na czopie 3 zazębia się z zębnikiem 7, nieruchomym po nakręceniu, przeto zębnik 5 krążąc wraz z kołem 6 naokoło zębnika 7, pociąga za sobą koło 2 a tym samym i wskazówkę wskaźnika 10 w kierunku przeciwnym niż przy nakręcaniu. Wskutek tego wskazówka będzie wskazywać coraz mniejsze liczby oznaczające stan rezerwy chodu.

Na rys. 314 widzimy jeszcze dwa wkrety: jeden na początku, drugi na końcu podziałki. Na wkretach tych zatrzymuje się wskazówka wskaźnika podczas obrotu wałka sprężyny, gdy jest już ona dostatecznie naciągnięta, a jej zaczep cierny suwa się po ścianie bębna. Aby w tych okolicznościach wskazówka 10 (rys. 316) się nie uszkodziła, jest ona osadzona ciernie na wałku 9.

W nowszych automatach firma Jaeger-Le Coultre zastosowała wskaźniki rezerwy chodu, których konstrukcja jest znacznie prostsza, gdyż nie ma w nich skomplikowanych przekładni różnicowych. Automat ten przedstawiony jest na rys. 326, obok którego podany jest jego opis z niektórymi szczegółami dotyczącymi tego wskaźnika.

7. Podział automatów

Wszystkie automaty dzielimy na dwie zasadnicze grupy: automaty z wahnikiem i bez wahnika. Automaty z wahnikiem, jako zegarki naszych czasów, szczególnie nas interesują, dlatego o nich przede wszystkim mówimy.

Ze względu na ruch podczas naciągania sprężyny dzielimy automaty na *wstrząsowe*, *odbojowe* i *obrotowe*.

W automacie wstrząsowym wahnik pod wpływem wstrząsów wykonuje ruchy wahadłowe albo posuwisto-zwrotne, będąc przy tym powstrzymywany przez związaną z nim sprężynę zwrotną. Aby uchronić tę sprężynę przed przeciążeniem, automaty te zwykle mają również sztywne zderzaki, które jednak normalnie nie pracują, a stanowią jedynie urządzenie zabezpieczające.

W automacie odbojowym wahnik wykonuje ruch obrotowy (o kącie $120^\circ \pm 150^\circ$) ograniczony sprężynkami odbojowymi.

Wahnik automatu obrotowego obraca się wkoło bez ograniczeń.

W każdej z powyższych grup mogą być automaty, w których wahnik naciąga sprężynę napędową podczas ruchu tylko w jednym kierunku, a w drugim biegnie swobodnie, lub takie, w których naciąg odbywa się podczas ruchu w obydwu kierunkach. Stąd mówimy o automatach *jednokierunkowych* i *obukierunkowych*. Wśród tych ostatnich istnieją też takie, w których ruch wahnika na pewnych odcinkach jego drogi jest jałowy.

Sprężynę w automacie naciąga wahnik przez zapadki, wycinki zębate albo też krzywkę, krążki i dźwignie oraz za pośrednictwem przekładni zębatej. Bezwładność wahnika działając bezpośrednio na wałek sprężyny nie mogłaby pokonać oporu stawianego przez sprężynę. Dlatego dla zwiększenia momentu obrotowego wbudowuje się między wahnik a koło zapadkowe zegarka mniejszą lub większą *przekładnię naciągu automatycznego*, zawsze zwalniającą, która kosztem ilości obrotów powiększa moment napędowy wahnika.

W wyniku zastosowania przekładni zwalniającej pełny obrót wahnika powoduje tylko nieznaczne przesunięcie się koła zapadkowego (od 1/30 do 1/200 obrotu w zależności od konstrukcji), ale dzięki zmniejszeniu ruchu obrotowego ostatnie koło przekładni naciągu automatycznego oddziałuje ze zwiększoną siłą na koło zapadkowe. W niektórych automatach ostatni zębnik przekładni naciągu automatycznego nie zazębia się z kołem zapadkowym, lecz z kołem naciągowym.

Zależnie od ilości elementów przekładni naciągu automatycznego rozróżniamy *małą przekładnię automatu* i *dużą przekładnię automatu*. Małą nazywamy taką przekładnię między wahnikiem a kołem naciągowym lub zapadkowym, która składa się tylko z jednej pary elementów, tj. koła i zębika, np:

zębik (krzywka, wycinek zębaty) wahnika



koło ————— zębik



koło naciągowe lub zapadkowe.

Dużą zaś nazywamy przekładnię o większej ilości elementów pośredniczących.

Chcąc więc scharakteryzować jednoznacznie dany automat, należy podać jego zasadę działania i sposób pracy wahnika oraz rodzaj przekładni naciągu automatycznego, np: automat obrotowy obukierunkowy z małą przekładnią. Dokładniejsze określenie wymagałoby jeszcze uzupełnienia, czy automat ten wyposażony jest w urządzenie blokujące wahnik, czy posiada wyłącznik naciągu automatycznego lub ręcznego oraz wskaźnik rezerwy chodu.

Tablica automatów

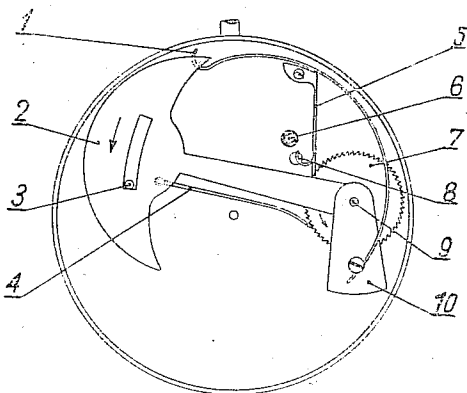
O różnicach między poszczególnymi automatami informuje załączona tablica, w której zamieściliśmy znane nam ważniejsze wytwórnie lub nazwy automatów, w zależności od rodzaju danego automatu.

rodzaj automatu	odbojowy		obrotowy		
	przekładnia duża	przekładnia mała	przekładnia duża	przekładnia mała	
wstążkowy	Pierce 861	Cyma 420 Mido Movado 221 A. Schild 1250	Alpina 582—584 Elgin Eterna 1076 Heuer 1302 Jaeger-Le Coultre. 476, 481 Mido 917 Movado 331 Omega 333, 342 A. Schild 1293, 1302 Tissot 28-1; 28, 5-1; 31-1; 28-21; 28, 5-21; 21-26;	Helvetia 837	Lemania 3600
jednokrterunkowy	Jaeger-Le Coultre 497 RS	Bovimatic 92 Eterna 1159 Lanco 1232 Revue	Bidymator 690, 695 Certina 25—45 Ebel Eta 1216—1310 Etarator 1256 Eterna-Matic 1199 Felsa 690—705 Gruen 460 Jungmans 80 Lanco 1233 Marvin 580 Mido 707 Patek 500 Record Reamer 411, 748 Rolex 1000 A. Schild 1361, 1393	Buren 585 IWC 85 Lengines 22A Phenix 200 Rollamatic 200 Ultra	
obukterunkowy		Inne systemy przez: otwieranie koperty rozsuwanie koperty ruchome ucha koperty		ruchome dno koperty " wieszko	

Widzimy, że w tej tablicy niektóre fabryki wpisane są w dwóch a nawet w trzech rubrykach. Dowodzi to, że dana wytwórnia produkuje kilka rodzajów automatów, które różnią się zasadniczo w konstrukcji. Cyfry przy nazwach oznaczają kaliber.

8. Automaty wstrząsowe

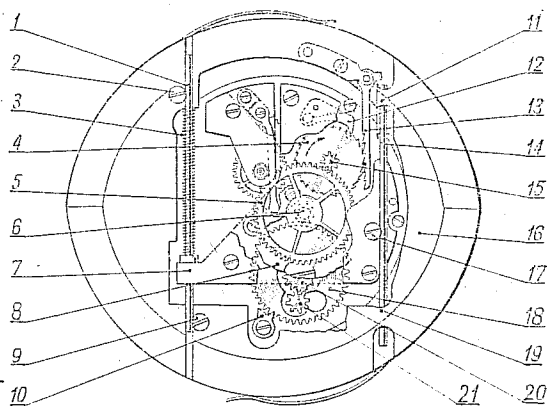
Na rys. 317 widzimy naciąg automatyczny zegarka kieszonkowego opatentowanego jeszcze w r. 1892. Pod wpływem każdego wstrząsu (np. przy chodzeniu) wahnik 2, umocowany obrotowo na czopie 9, wykonuje ruch w kierunku strzałki. Ruch ten za pomocą zapadki 4 przymocowanej do wahnika przenoszony jest na koło zapadkowe 7. W wahniku 2 wycięta jest szczelina ograniczająca jego ruch za pośrednictwem kółka 3. Sprężynka 1 umocowana na półmostku 10 podnosi wahnik do pozycji wyjściowej. Przy powrotnym ruchu wahnika zapadka 4 skacze po zębach koła 7, a zapadka 5 powstrzymuje je od cofania. Takich automatów już się obecnie nie produkuje.



Rys. 317. Automat wstrząsowy z r. 1892.

Na rys. 318 przedstawiony jest nareczny automat wstrząsowy „Pierce 861”. Jest on o tyle wyjątkowy, że jego wahnik nie obraca się jak w automatach odbojowych lub obrotowych, lecz porusza się ruchem posuwisto-zwrotnym pod kątem prostym do główki, tj. od „12” do „6”. Ciężki wahnik 16, otaczający mechanizm i wypełniający prawie całą wolną przestrzeń w kopercie, ułożyskowany jest na dwóch prowadnicach 1 i 14. Prowadnica 1 przykręcona jest do wahnika dwoma wkrętami 2 i 9, a jej łoż-

żysko 7 ukształtowane jest w mostku przekładni automatu. Na prowadnicy 1 znajduje się sprężynka odbojowa 3, która ułatwia powrót wahnika i amortyzuje jego wahania. Druga prowadnica przykręcona jest do mostka przekładni wkrętem 17, a łożyska 11 i 19 wykonane są bezpośrednio w wahniku. W ten sposób wahnik zawieszony jest na trzech łożyskach, co zapewnia mu prawidłowe i dokładne prowadzenie.

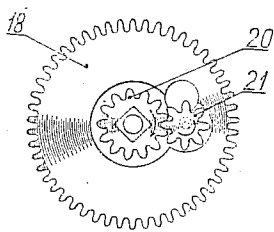


Rys. 318. Automat wstrząsowy „Pierce 861”.

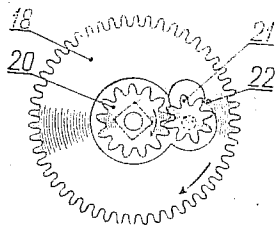
Do wahnika przymocowana jest zębatka 13, która zazębia się z kołem zapadkowym 4 połączonym z zębikiem 15. Gdy zębatka obraca to koło w kierunku strzałki, zapadka 12 ze swą sprężynką w odpowiednim położeniu je zatrzymuje. Zębik 15 zazębia się z kołem 5 połączonym na jednej osi z zębikiem 6. Zębik ten zazębia się z kołem naciągowym 8, osadzonym na czopie kwadratowym wałka sprężyny. Pod kołem 8 założone jest luźno na wałek koło zapadkowe 18 spełniające zadanie wyłącznika naciągu ręcznego w czasie automatycznego naciągania sprężyny. W wytoczeniu koła 18 pracują dwa zazębiające się ze sobą zębiki 20 i 21. Zębik 20 osadzony jest także na czopie kwadratowym wałka sprężyny pod kołem 8, a zębik 21 zaopatrzony jest tylko w jeden czop, umieszczony z dużym luzem w otworze koła zapadkowego 18. Luz ten umożliwia zębikowi poruszanie się w przód i w tył.

Podczas naciągania automatycznego koło 8 naciąga sprężynę, a zębik 21 (rys. 319), napędzany zębikiem 20, obraca się luźno w otworze koła 18, które się w tym czasie nie obraca. Jeśli natomiast siła samonaciągu przestaje działać i zębik 20 pod naporem sprężyny zaczyna się obracać w przeciwnym kierunku, to ząb zębika 21 zaczepia o występ 22 koła 18 spełniając w ten

sposób rolę urządzenia zapadkowego. Na rys. 320 widzimy działanie wyłącznika w czasie nakręcania zegarka główką. Koło 18 dociska swym występem 22 do zębów zębownika 21 uniemożliwiając mu obrót i przez to zabiera zębnik 20, osadzony na wałku sprężyny, naciągając przy tym sprężynę napędową.



Rys. 319. Wyłącznik naciągu w automacie „Pierce-861” podczas naciągania automatycznego.



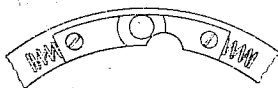
Rys. 320. Ten sam wyłącznik podczas naciągania ręcznego.

W czasie naciągania automatycznego zapadka 10 (rys. 318) przytrzyma koło 18 stale w tym samym miejscu. Natomiast podczas naciągania sprężyny główką zapadka ta skacze po zębach tego koła jak w zwykłych zegarkach.

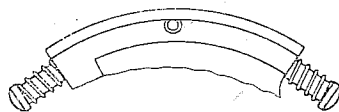
9. Automaty odbojowe

a. Sprężynki odbojowe

W automatach odbojowych drogę kątową wahnika ograniczają dwie *sprężynki odbojowe* (rys. 321). Pod wpływem uderzeń wahnika sprężynka nie powinna się wyginać, odchylać na boki lub luzować, lecz ścisnąć się równomiernie i w ten sposób amortyzować uderzenia, a równocześnie przez swą sprężystość odbijać wahnik możliwie najdalej.



Rys. 321. Sprężynki odbojowe w automacie „Heuer”.



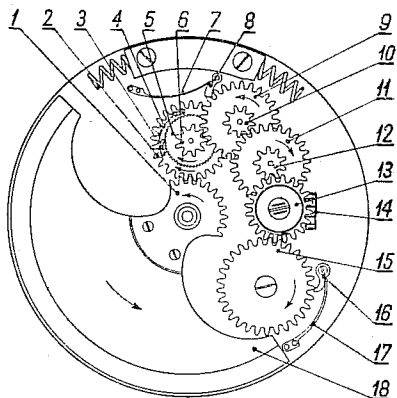
Rys. 322. Zderzaki w automacie „Cyma 420”.

Stosuje się także tylko jedną dłuższą sprężynkę przykręconą jednym wkrętem. Końce takiej sprężynki wystają po obu stronach klocka.

Oprócz powszechnie używanych sprężynek fabryka Cyma stosuje do urządzenia odbojowego zderzaki (rys. 322). Rozpędzony wahnik nie uderza bezpośrednio w sprężynkę, ale w zderzak, który nie może uciekać na boki jak sama sprężynka, lecz suwa się w otworze.

b. Automaty odbojowe jednokierunkowe z dużą przekładnią

Naciąg automatyczny przedstawiony na rys. 323 pracuje w następujący sposób. Gdy wahnik 18 przesuwają się w kierunku wskazanym strzałką, wycinek zębany 1, połączony na stałe z wahnikiem, napędza koło 2 w kierunku strzałki.



Rys. 323. Duża przekładnia w automacie odbojowym.

Koło zapadkowe 5 osadzone jest swobodnie na kole 2. Zębnik 6 połączony jest na stałe z kołem zapadkowym 5. Dzięki zapadce 3, którą sprężynka 4 dociska do zębów koła zapadkowego 5, koło to wraz ze swoim zębnikiem 6 obracają się zgodnie ze strzałką, tj. w kierunku naciągania sprężyny. Zębnik 6 zazębia się z kołem 9 i podczas naciągania automatycznego obraca je w lewo.

W czasie nakręcania zegarka zapadka 8 podnosi się, by przepuścić każdy ząb koła 9; ta sama zapadka dociskana sprężynką 7 zapobiega cofnięciu się tego koła.

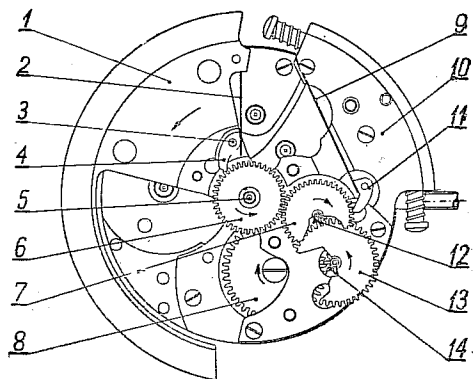
Zębnik 10, złączony na stałe z kołem 9, zazębia się z kołem 11, które w czasie naciągania automatycznego obraca się w prawo. Zębnik 12, osadzony na kole 11, zazębia się z kołem naciągającym 13, które przekazuje kołu zapadkowemu 15 ruch uzyskany od wahnika.

Za każdym ruchem wahnika 18 w kierunku strzałki koło zapadkowe 15 obraca się o kąt mniejszy niż jedna podziałka. Dzięki zapadce 8 przekładnia naciągu automatycznego nie może obracać się wstecz. Z tej przyczyny zapadka 16 po każdym ruchu wahnika pozostaje w dowolnym położeniu, mimo dociskania sprężynki 17.

W automacie tego typu zapadka hamująca 8 pełni tę samą rolę, co w naciągu zwyczajnym zapadka 16: nie pozwala cofać się wążkowi sprężyny i całej przekładni z tą jednak różnicą, że zapadka zwyczajnego zegarka umożliwi swemu kołu lekkie cofnięcie po każdym pokręceniu, podczas gdy zapadka hamująca 8 w automacie uniemożliwia cofnięcie po każdym częściowym nakręceniu.

Podczas ruchu wahnika 18 w kierunku przeciwnym względem strzałki wycinek zębaty 1 zabiera koło 2 w lewo. Wówczas zapadka 3 skacze po zębach koła zapadkowego 5.

W czasie ręcznego nakręcania zegarka koło naciągowe uruchomione przez zębnik naciągowy 14 zmusza koło zapadkowe 15 oraz koła 11 i 9, a więc prawie całą przekładnię naciągu automatycznego, do obracania się w stronę wskazaną strzałkami. Każdy ząb koła 9 przechodząc podnosi sobie zapadkę 8. Zęby koła zapadkowego 5, obracającego się w prawo, także podnoszą w przejściu zapadkę 3 nie dopuszczając tym sposobem do obrotu koła 2 i wahnika 18.



Rys. 324. Automat „Cyma 420”.

Sprężynki zapadek 4 i 7 tego automatu nie powinny być za silne, gdyż zbyt napięta sprężynka powoduje szkodliwy opór podczas naciągania automatycznego.

Tego samego typu, ale nieco uproszczony, jest automat „Cyma 420”, przedstawiony na rys. 324. W ramieniu wahnika 1 i na

jego czopie 5 obraca się luźno koło 6. Zazębia się ono z kołem 7, którego zębniak 12 napędza koło 13 zazębiające się przez zębniak 14 z głównym kołem zapadkowym 8.

W wahniku 1 od spodu osadzony jest sztywno czop 3. Na czopie tym umieszczona jest zapadka 4, która w czasie obrotu wahnika w lewo zabiera koło 6 i przez dalsze koła przekładni naciąga sprężynę. Druga zapadka 11, której czop tkwi w mostku 19, blokuje przekładnię naciągu automatycznego, gdy wahnik obraca się w prawo, a zapadka 4 skacze wtedy po zębach koła 6.

Ten automat nie ma specjalnego wyłącznika naciągu ręcznego; rolę tę spełnia zębniak naciągu ręcznego, do którego sprzęglik jest tak delikatnie dociskany przez sprężynkę wodzika, że zużycie energii na pokonanie tego oporu jest bardzo nieznaczne.

W czasie zaś nakręcania ręcznego koło naciągowe zazębia się z kołem zapadkowym 8 i wówczas wszystkie koła przekładni automatu też się obracają, a jedynie wahnik jest nieruchomy.

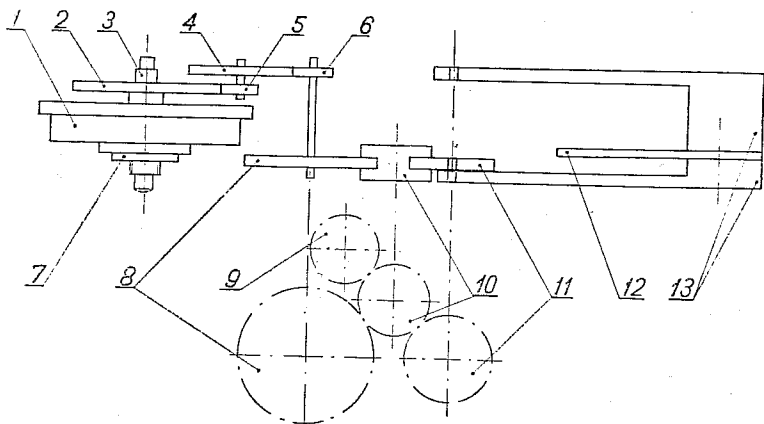
c. Automat odbojowy obukierunkowy z dużą przekładnią

Przed paru laty ukazały się w sprzedaży zegarki, w których główka służy tylko do nastawiania wskazówek. Utarła się wówczas opinia, że automat bez naciągu ręcznego należy uważać za niewygodny i niepraktyczny przede wszystkim dlatego, że jeżeli przy jakichś okolicznościach sprężyna będzie całkowicie rozwinięta i zegarek stanie, to trzeba nim wstrząsać, by sprężynę nieco naciągnąć. A jednak fabryka Jaeger-Le Coultre w 1953 r. wyprodukowała automat, który nie ma naciągu ręcznego ani nawet główki. Dzięki temu można było powiększyć średnicę balansu o 20%, a wskutek tego zwiększyć dokładność chodu blisko o 50%.

Konstrukcja automatu „Jaeger-Le Coultre 497” różni się znacznie od innych automatów tego typu. Schemat naciągu tego automatu przedstawiony jest na rys. 325, a widok jego od strony tarczy na rys. 326. Wahnik 13 składa się z dwóch części łożyskowanych z obu stron mechanizmu. W płycie znajduje się wycięcie, aby wahnik mógł wykonywać swoje ruchy, które są ograniczone do ćwierci obrotu w obydwie strony. Charakterystycznego kształtu sprężynki odbojowej 12 przykręcone są do wahnika między jego częściami od strony tarczy.

Przekładnia naciągu automatycznego znajduje się zarówno z jednej jak i z drugiej strony mechanizmu. Zębniak 11 złączony jest na stałe z wahnikiem 13 od strony tarczy i napędza jeden

z dwóch zębników chybotki. Zębniki chybotki 9 i 10 zazębiają się na zmianę z kołem zapadkowym 8 nadając mu zawsze ten sam kierunek obrotu bez względu na ruch wahnika. Z kołem zapadkowym 8 zazębia się jedyna w tym automacie zapadka sprężynująca 14 (rys. 326). Oś koła zapadkowego 8 przechodzi na drugą stronę mechanizmu. Zębnik 6 (rys. 325), znajdujący się na wspomnianej osi koła zapadkowego 8, zazębia się z drugim kołem naciągowym 4, którego zębnik 5 napędza koło 2, osadzone na czopie kwadratowym wałka sprężyny 3. Koło 2 nie ma już żadnej zapadki, mimo że inne zegarki czy automaty zwykle w tym miejscu ją mają.

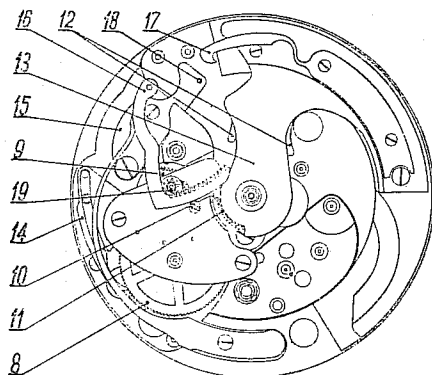


Rys. 325. Schemat naciągu w automacie „Jaeger-Le Coultre 497”.

Na przedłużonym wałku sprężyny 3 (rys. 325) nacięty jest lewy gwint, na który podczas naciągania sprężyny nakręca się krążek 7. W krążku tym wywiercone są dwa otwory, przez które przechodzą długie walcowe łby wkrętów, wkręconych w pokrywkę bębna. W czasie chodu zegarka obracająca się pokrywka, wraz z bębniem i łbami wkrętów, zabiera krążek zmuszając go do obrotu w przeciwnym kierunku, czyli do odkręcania się. Ruch krążka 7 w dół i w górę powoduje odchylenie się i dosuwanie dźwigni 15 (rys. 326), która spełnia podwójne zadanie:

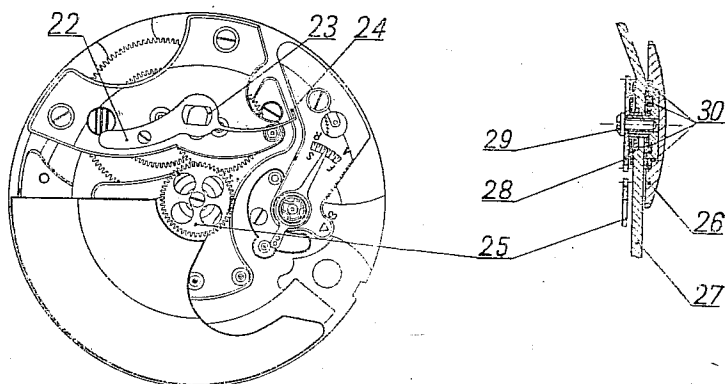
1. blokuje wahnik w chwili, gdy sprężyna jest już całkowicie naciągnięta, gdyż krążek 7 odchyła dźwignię do takiej pozycji, że hak 17, przykręcony do wahnika, zahacza o kołek 18 umocowany na końcu dźwigni 15;

2. wskazuje rezerwę chodu, gdyż ta sama dźwignia 15, zębate ramię 16 i zębnik 19 tworzą wskaźnik rezerwy chodu, którego wskazówkę zakłada się na czop zębnika 19.



Rys. 326. Automat „Jaeger-Le Coultre 497” od strony tarczy.

d. Bezlówkowe nastawianie wskazówek



Rys. 327. Automat „Jaeger-Le Coultre 497”.

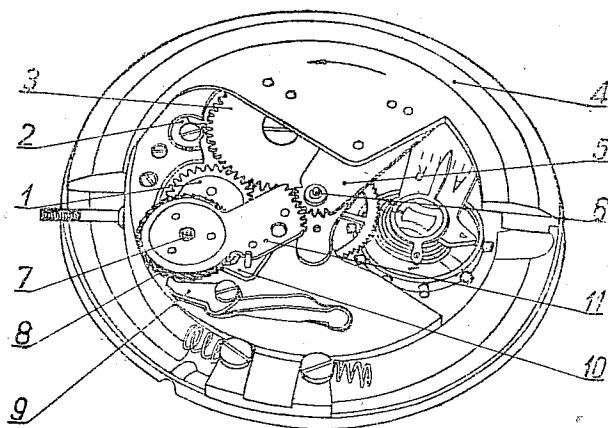
Rys. 328. Szczegóły pokrętki tego automatu.

Wskazówki w automacie „Jaeger-Le Coultre 497” można nastawiać obracając płaską pokrętką 26 (rys. 328) umieszczoną w wieczku koperty 27. Pokrętkę należy przesunąć ku środkowi

koperty, by spowodować zażebienie się koła 28 (które przykręcone jest do pokrętki wkrętem 29) z kołem 25 założonym na czop kwadratowy koła minutowego. Łeb wkrętu 29 wchodzi w otwór 23 (rys. 327) płaskiej sprężyny 22 przykręconej obrotowo do mostka bębna. Sprężyna 22 zakończona jest hakiem 24. Przesuwając pokrętkę 26 ku środkowi koperty hak 24 zatrzymuje balans w celu nastawienia wskazówek z dokładnością sekundową. Pokrętka obraca się w wieczku z pewnym tarciem, które wywołują uszczelki 30 widoczne na rys. 328.

e. Automaty odbojowe jednokierunkowe z małą przekładnią

Na rys. 329 widzimy naciąg automatyczny z małą przekładnią. Wahnik 4 umocowany jest na czopie 6 ułożyskowanym na dwu łożyskach kamiennych w środku mechanizmu. Ruchy wahnika ograniczone są sprężynkami odbojowymi. Z wahnika wystaje wycinek zębaty 5, który zażębia się z podobnym wycinkiem 11 osadzonym obrotowo na osi 7 i zaopatrzonym w zapadkę 10. Za każdym razem, gdy wahnik obraca się w kierunku strzałki, zapadka 10 obraca koło zapadkowe 8. Zapadka 9 znajdująca się na mostku zapobiega cofaniu się koła zapadkowego 8. Z kołem zapadkowym 8 złączony jest na stałe zębnik (niewidoczny na rysunku), który przenosi obroty z wahnika na koło naciągowe 1 i wreszcie na koło zapadkowe 3, osadzone na wałku sprężyny. Z kołem 3 współpracuje zapadka 2, jak w normalnym zegarku.

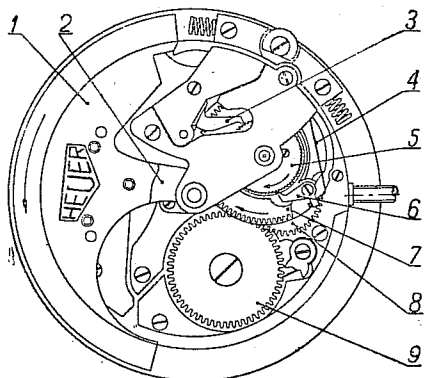


Rys. 329. Automat odbojowy jednokierunkowy z małą przekładnią.

Do naciągania sprężyny wykorzystane są tu ruchy wahnika tylko w jednym kierunku (pokazane na rysunku strzałką). W cza-

się ruchu przeciwnego wahnik biegnie swobodnie pociągając jedynie za sobą wycinek zębaty 11.

Jak widzimy, ta przekładnia naciągu automatycznego jest mniej skomplikowana niż dwie poprzednie, jednakże do naciągania sprężyny za pośrednictwem tej przekładni potrzebny jest wahnik o większym momencie bezwładności. W praktyce konstrukcję tę stosuje z powodzeniem wiele różnych fabryk, między innymi Omega, Longines, Movado, IWC itd.



Rys. 330. Automat odbojowy „Heuer” jednokierunkowy z małą przekładnią.

Nieco inna konstrukcja zastosowana jest w automacie „Heuer” opartym na szablonie Schilda 1302 przedstawionym na rys. 330. Do wahnika 1 przymocowane jest ramię 2. Na końcu tego ramienia znajduje się przynitowany zębnek, na rysunku niewidoczny, którego czopki są zarazem czopami wahnika.

Zębnek przynitowany do wahnika zazębia się z kołem 7, które w miarę ruchów wahnika porusza się o pewien kąt, to w prawą, to w lewą stronę. Z tego względu koło to nie musi mieć zębów na całym obwodzie.

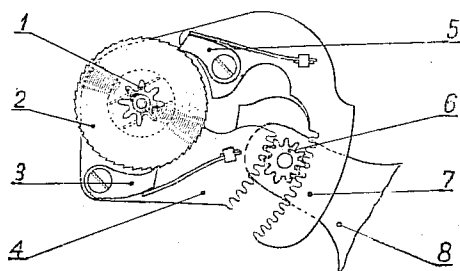
Zapadka 6, dociskana sprężynką 4, umieszczona jest na kole 7 i zazębia się z kołem zapadkowym 5, które przykręcone jest dwoma wkrętami na swobodnym wałku wewnątrz koła 7. Koła 5 i 7 nie tworzą całości, są więc od siebie niezależne. Z kołem 5 złączony jest na stałe zębnek (niewidoczny na rysunku) zazębiający się z kołem naciągowym 8, poruszającym koło zapadkowe 9, osadzone na wałku sprężyny napędowej.

W czasie ruchu wahnika 1 w kierunku strzałki koło 7 obraca się w kierunku przeciwnym, a umieszczona na tym koło zapadka 6

napędza koło zapadkowe 5. Zębnik złączony z kołem 5 porusza koło naciągowe 8. Gdy wahnik obraca się w kierunku przeciwnym względem strzałki, wówczas zapadka 3 zatrzymuje koło zapadkowe 5, a zapadka 6 skacze po jego zębach, by przy powrotnym ruchu wahnika mogła znowu poruszyć to koło w kierunku naciągania.

f. Automaty odbojowe obukierunkowe z małą przekładnią

W opisanych wyżej przykładach automatów odbojowych z małą przekładnią do naciągania sprężyny wykorzystuje się ruchy wahnika tylko w jednym kierunku, w drugim wahnik obraca się swobodnie. Nie znaczy to, by tych ruchów w przeciwnym kierunku nie można było wykorzystać. Owszem, są także automaty odbojowe z małą przekładnią, np. „Revue” (rys. 331) i „Eterna 1159”, w których wyzyskano ruchy wahnika w obu kierunkach.



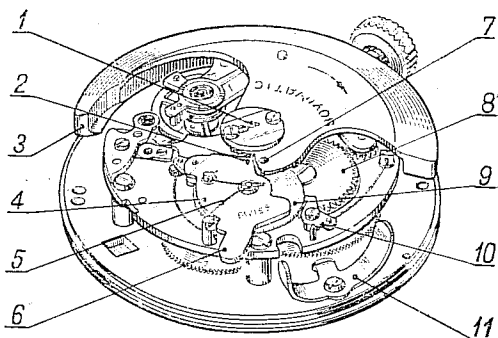
Rys. 331. Urządzenie naciągowe automatu „Revue” (odwrócone).

Przymocowany do wahnika 8 (rys. 331) stalowy zębnik 6 zazębia się z dwoma wycinkami zębatymi 4 i 7 zwróconymi uzębieniem do siebie. Do tych wycinków przymocowane są zapadki 3 i 5 wraz z delikatnymi sprężynkami. Zapadki te zazębiają się z kołem zapadkowym 2 o bardzo drobnych zębach. Za pomocą zapadek 3 i 5 wycinki 4 i 7 wykonując ruchy wzajemnie nadają kołu 2 obroty zawsze w tę samą stronę.

Oba wycinki umocowane są obrotowo na tej samej osi, co koło zapadkowe 2. Zębnik 1, złączony na stałe z kołem 2, zazębia się z kołem naciagowym zegarka.

A wreszcie tego typu „ostatni krzyk mody”. Tani i nieskomplikowany automat „Bovimatic 92” (rys. 332) z wychwytem kołkowym jest prostym, lecz pomysłowo skonstruowanym zegarkiem. Wahnik ma odbojowy i obukierunkowy naciąg z małą przekładnią.

Na spodzie wahnika, ułożyskowanego na czopie 1, znajduje się kołek 7. Styka się on z płytką 4, pod którą znajduje się zapadka zazębiająca się z kołem zapadkowym 9 o bardzo drobnych zębach. Inna zapadka 10, osadzona na płycie mechanizmu, zapada również w to samo koło zapadkowe 9.



Rys. 332. Najprostszy automat o wychwycie kołkowym.

Gdy wahnik obraca się na prawo (w kierunku strzałki), kołek 7 wahnika dotyka płytki 4 w punkcie 2 i posuwa ją. Zapadka znajdująca się pod tą płytką wprawia w ruch koło zapadkowe 9. Pod tym kołem osadzony jest zębnik zazębiający się z kołem zapadkowym 8, osadzonym na wałku sprężyny.

Sprężynka 5 przymocowana do płytki 4 powoduje jej powrót do normalnej pozycji, a wówczas zapadka przymocowana do płytki 4 cofa się skacząc po zębach koła 9.

W czasie obrotu wahnika w lewo jego koniec 3 dotyka płytki przy krawędzi 6 i powoduje jej obrót, tak że zapadka znowu obraca koło zapadkowe 9 w tym samym kierunku, a zapadka 10 zatrzymuje ilość zębów pochwyconych przez zapadkę automatu.

Silna i prosta sprężyna odbojowa 11 odbija wahnik, który wymaga dość silnego wstrząsu dla wprawienia go w ruch, lecz doświadczenie wykazało, że w noszeniu automat ten wywiązuje się całkiem zadowolająco.

10. Automaty obrotowe

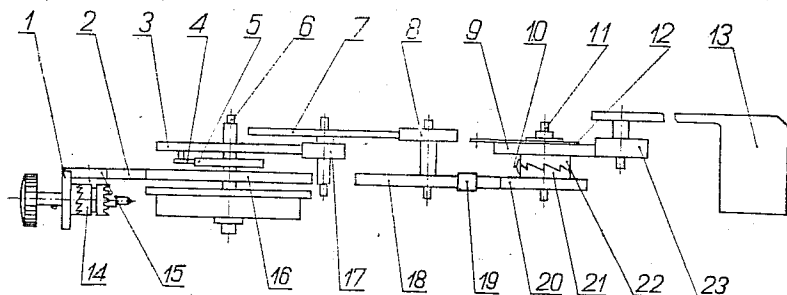
Pierwszy automat obrotowy wykonała w r. 1930 szwajcarska firma „Rolex”. Również zasługą Szwajcara, F. M e y e r a, jest skonstruowanie w r. 1942 wahnika działającego obustronnie.

Wahnik taki zastosowano po raz pierwszy w automacie „Bidynator”. Oczywiście, konstrukcja tak jednej jak i drugiej kombinacji jest obecnie znacznie uproszczona.

W automatach obrotowych wahnik może wykonywać pełne obroty bez ograniczenia. I te automaty, podobnie jak odbojowe, podzieliłiśmy ze względu na kierunek ruchu roboczego wahnika podczas naciągania sprężyny oraz na wielkość użytej do tego przekładni.

a. Automat obrotowy jednokierunkowy z dużą przekładnią

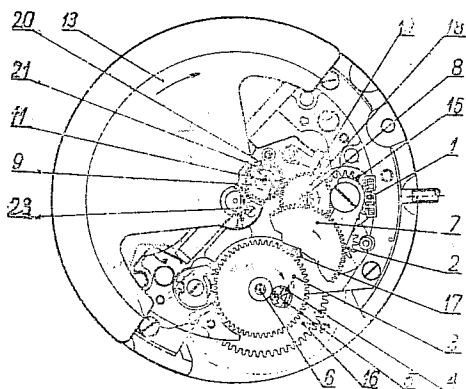
Teraz z kolei rozpatrzmy działanie automatu obrotowego z dużą przekładnią, w którym wykorzystane są ruchy wahnika tylko w jednym kierunku. Do tej grupy należy automat „Helvetia 837”.



Rys. 333. Schemat naciągu w automacie „Helvetia 837”.

Na rys. 333 przedstawiony jest schemat naciągu w automacie „Helvetia 837”, a na rys. 334 jego widok ogólny. Posługując się obydwooma rysunkami prześledzimy działanie tego automatu. Z wahnikiem 13 połączony jest na stałe zębniak 23, który zębia się z kołem 9. Z tym kołem złączona jest na stałe tarcza 22 sprężynki kłowej 10. Koło 9 wraz z częścią sprężynki osadzone jest obrotowo na osi 11 i dociskane delikatną płaską sprężynką 12. Druga tarcza 21 sprężynki złączona jest na stałe z kołem 20, które osadzone jest na stałe na osi 11 i które może się obracać tylko w jednym kierunku. Koło 20 napędza koło 18 złączony na stałe z zębniakiem 8, który napędza koło 7. Z kołem 18 współpracuje zapadka 19. Złączony na stałe z kołem 7 zębniak 17 napędza koło 3 osadzone luźno na wałku sprężyny 6. Koło 3 przez osadzoną na nim zapadkę 4 obraca koło zapadkowe 5 osadzone na stałe na wałku 6, i w ten sposób naciąga sprężynę.

W automacie tym do naciągania sprężyny główką oprócz sprzęgnika 14 (rys. 333) i zębniaka naciągowego 1 służą jeszcze trzy koła 15, 2 i 16. Koło 15 ułożyskowane jest na chybotce i dlatego ma możliwość wyłączania się w czasie naciągania automatycznego. W czasie ręcznego naciągania sprężyny koło 16 osadzone na czopie kwadratowym wałka sprężyny 6 obraca również koło 5, a zapadka 4 skacze po jego zębach i wyłącza całą przekładnię naciągu automatycznego.



Rys. 334. Ogólny widok automatu „Helvetia 837”.

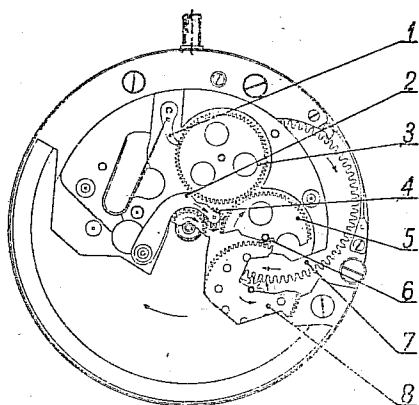
b. Automaty obrotowe obukierunkowe z dużą przekładnią

Następna grupa automatów obrotowych — to automaty obukierunkowe (z dużą przekładnią), tj. takie, w których do naciągania sprężyny wykorzystuje się obroty wahnika w obu kierunkach bez ograniczenia, czyli niemal wszystkie ruchy ręki. Automat ten jest tak czuły, że naciąga sprężynę do oporu nie tylko na ręce, ale nawet wówczas, gdy jest w kieszeni.

Wśród wielu automatów tego typu, mniej lub więcej różniących się konstrukcyjnie między sobą, opiszemy działanie automatów „Bidynator 690” i „Etarotor 1256”.

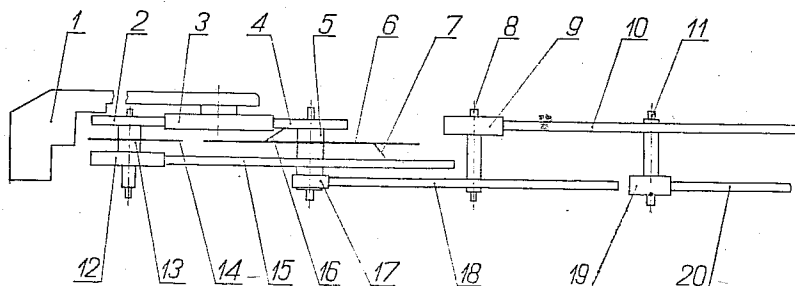
Znamy już działanie nawrotników chybotkowych z jednym zębniakiem i częścią przekładni naciągu automatycznego. Nawrotnik taki zastosowano właśnie w automacie „Bidynator 690”, którego przekładnię widzimy na rys. 335. Umocowany na chybotce 2 zębniak 4 zazębia się z kołem 5, którego zębniak 6 napędza koło 8. Zębniak koła 8 zazębia się z kołem zapadkowym 7, osadzonym na

czopie kwadratowym wałka sprężyny. Zapadka 1 dociskana delikatną sprężynką do koła 3 postrzymuje przekładnię automatu od cofania się pod naporem sprężyny.



Rys. 335. Przekładnia automatu „Bidyator 690”.

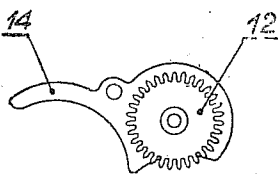
Przekładnia automatu „Etarotor 1256” należy do bardziej skomplikowanych, dlatego aby lepiej zrozumieć jego działanie, posłużmy się rysunkami 336 do 340. Odnośniki na wspomnianych rysunkach przyjęto jednakowe dla tych samych części. Na schemacie przekładni tego automatu (rys. 336) stosunków wielkościowych nie uwzględniono.



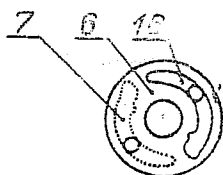
Rys. 336. Schemat przekładni naciągu w automacie „Etarotor 1256”.

Złączone na stałe z wahnikiem 1 koło 3 (rys. 336) zazębia się z dwoma kołami 2 i 4. Koło 2 i 12 łączy na stałe tulejka 13 obracająca się na czopie osadzonym w mostku przekładni automatu. Między kołami 2 i 12 osadzona jest luźno płytkę 14, którą dokładniej widzimy na rys. 337.

Koła 4 i 15 (rys. 336) osadzone są luźno na tulejce 5. Koło 15 zazębia się z kołem 12. Między kołami 4 i 15 znajduje się okrągła płytki 6 (rys. 338) złączona na stałe z tulejką 5. Na płytce 6 znajdują się dwie delikatne zapadki sprężynujące 7 i 16, każda po przeciwnej stronie; współpracują one z ramionami kół 4 i 15. Na tulejce 5 osadzony jest na stałe zębniak 17. Tulejka ta wraz z zębniakiem 17 i płytką 6 obracają się na czopie osadzonym w mostku. Koła 2, 12, 4, 15 i płytki 14 i 6 tworzą nawrotnik.

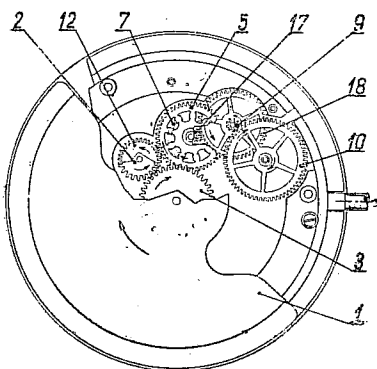


Rys. 337.

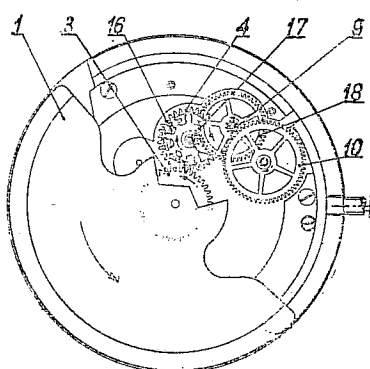


Rys. 338.

Elementy automatu „Etarotor 1256”.



Rys. 339.



Rys. 340.

Działanie automatu „Etarotor 1256”.

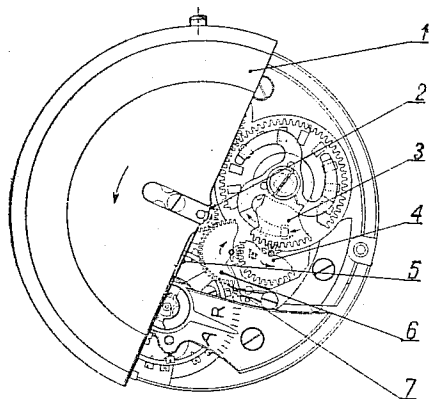
Jeśli przyjmujemy, że wahnik 1 obraca się w kierunku strzałki (rys. 339), to koło 3, złączone z nim na stałe i zazębiające się z kołem 2, przez koło 12 obraca koło 15, które zaczepiając jednym ze swych ramion o zapadkę 7 zmusza do obrotu płytkę 6 (rys. 336) wraz z tulejką 5 i zębniakiem 17. Zębniak 17 przez koła i zębniaki

18, 9, 10, 19, koło naciągowe 20 i koło zapadkowe (niewidoczne na rysunku), osadzone na czopie kwadratowym wałka, naciąga sprężynę. W tym czasie koło 4, zazębiające się z kołem 3, obraca się w kierunku przeciwnym względem kierunku naciągania, a zapadka 16 skacze po jego ramionach.

Ze zmianą kierunku ruchu wahnika 1 (rys. 340) koło 4 napędzane kołem 3 zahacza jednym ze swych ramion o zapadkę 16 zmuszając do obrotu płytkę 6 (rys. 336), tulejkę 5 i zębnik 17, które wskutek tego obracają się w tym samym kierunku, co poprzednio, i przez dalszą przekładnię naciągają sprężynę.

c. Automat obrotowy jednokierunkowy z małą przekładnią

Na pierwsze spojrzenie wydaje się, że naciąg automatu „Lemania 3600” (rys. 341) jest prymitywny i ma dużą przekładnię. Jednakże tak nie jest. Jest to automat obrotowy, wprawdzie jednokierunkowy, ale z małą przekładnią. Koła przekładni są masywne, a tylko zapadka sprężynująca 7 mogłaby być zastąpiona solidną zapadką ze sprężynką.



Rys. 341. Automat „Lemania 3600”.

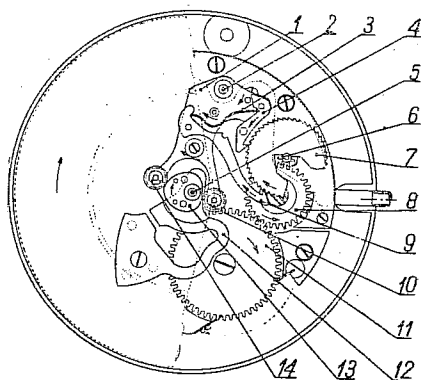
Przekładnię tego automatu zaliczyliśmy do małych, gdyż małą przekładnię innych automatów stanowi wycinek zębaty lub ramię i koło z zębnikiem, który zazębia się z kołem naciagowym, tutaj zaś zamiast wycinka jest koło 6, a ostatni zębnik przekładni zazębia się nie z kołem naciagowym, lecz bezpośrednio z kołem zapadkowym 3.

Zębnik 2 złączony jest z wahnikiem obrotowo. Do wahnika 1 przykręcona jest długa zapadka sprężynująca 5, której koniec współpracuje z zębniakiem 2 pozwalając mu obracać się tylko w jednym kierunku. Otrzymany od wahnika obrót zębnik 2 przenosi przez przekładnię 4 i 6 na koło 3.

Automat ten jest zaopatrzony w wyłącznik, o którym mówimy w opisie wyłączników.

d. Automaty obrotowe obukierunkowe z małą przekładnią

Konstrukcja automatów zaliczonych do tej grupy wydaje się najprostsza, a mimo to jest najbardziej praktyczna, gdyż wahnik może się w nich obracać w obydwie strony bez ograniczenia i w obydwie strony za pomocą małej przekładni naciągać sprężynę napędową.

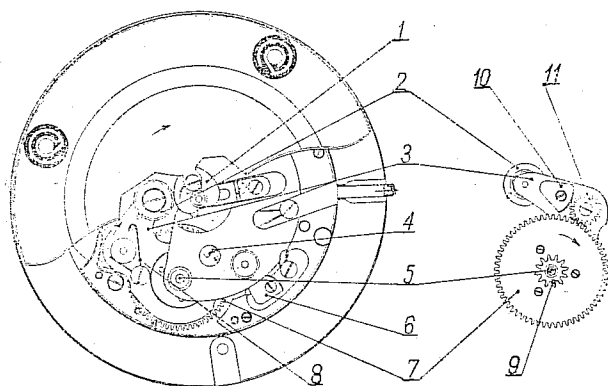


Rys. 342. Przekładnia naciągu samoczynnego w automacie „IWC”.

Na rys. 342 widzimy przekładnię automatu „IWC”. Zarysy wahnika i mostków zaznaczone są linią kreskową. Na czopie 5 osadzonym w sprężynującym ramieniu 12 obraca się krzywka 13 przymocowana do wahnika. Krzywka ta obraca się między dwoma krążkami 10 i 14 ułożyskowanymi w ramieniu 1. Ramie to składa się z dwóch płytek (z których jedna na rysunku niewidoczna) złączonych razem wkrętem i ułożyskowanych na czopie 2. Między płytkami ramienia 1 osadzone są wahlwie dwie zapadki 4 i 9 dociskane sprężynką 3 do koła zapadkowego 7. Zapadki te obracają

na przemian to koło. Zębnik 6 złączony na stałe z kołem 7 zazębia się z kołem naciągowym 8, które napędza koło zapadkowe 11, osadzone na wałku sprężyny. Strzałkami zaznaczone są kierunki ruchów poszczególnych elementów podczas obrotu wahnika w prawo.

Należy zaznaczyć, że chociaż sprężyna może tu być naciągana podczas ruchów wahnika w obydwie strony, to jednak działanie zapadek napędzających koło 7 zależy nie tyle od kierunku obrotu wahnika, ile raczej od kierunku ruchu ramienia 1, co z kolei uzależnione jest od położenia krzywki 13 między krążkami 10 i 14. Z tego względu automat ten należy zaliczyć do podgrupy automatów z naciągiem pracującym z przerwami.



Rys. 343. Automat „Longines 22A”.

Również prosty jest naciąg w automacie obrotowym „Longines 22A” (rys. 343). Do wahnika umocowana jest na stałe krzywka 1. Na ramieniu 3 osadzonym obrotowo na osi 5, umieszczony jest obrotowo krążek stalowy 2. Sprężynka 4 ciśnie na występ ramienia w kierunku strzałki, dociskając przez to krążek do krzywki. Pod ramieniem 3 na tej samej osi 5 obraca się koło 7 z przymocowanym zębnikiem 9. Zębnik ten, widoczny na umieszczonym obok rysunku odwróconego ramienia, zazębia się bezpośrednio z głównym kołem zapadkowym.

W podłużnym otworze ramienia umieszczony jest suwliwie zębnik 11, który zazębia się z kołem 7, a równocześnie jest dociska-

ny sprężynką 8 do tarczki 10 mającej na części obwodu drobne ząbki. Części te spełniają rolę misternego urządzenia zapadkowego. Podobne urządzenie jest po przeciwnej stronie koła 7. Na rysunku widoczna jest tylko tarczka 6.

Podczas obrotu wahnika (obojętne, w którym kierunku) krzywka 1 stosownie do swej krzywizny odchyła nieco ramię 3. Znajdujący się pod tym ramieniem zębnik 11 zabiera koło 7 powodując jego częściowy obrót a tym samym naciąganie sprężyny. W tym czasie zęby zębника drugiego urządzenia skaczą po ząbkach tarczki 6. Z chwilą, gdy krążek 2 zacznie schodzić z najwyższego występu krzywki 1, sprężynka 4 cofnie w poprzednie położenie ramię 3, a zębnik 11 skacząc po tarczce 10 przygotowuje się do następnego naciągnięcia. W tym czasie zębnik ząbiający się z tarczką 6 spełnia rolę zapadki przeciwstawiając się cofaniu koła 7.

Mimo że do naciągania sprężyny wykorzystuje się tu obroty wahnika w obydwie strony, to jednak naciąganie odbywa się tylko wtedy, gdy ramię 4 jest odpychane przez krzywkę od osi obrotu wahnika.

11. Zakończenie o automatach

Opisaliśmy ważniejsze naciągi automatyczne i podaliśmy szczegóły odnoszące się do ich funkcjonowania. Nie uwzględniliśmy tu, i nie mogliśmy uwzględnić, wszystkich systemów będących obecnie w użyciu, gdyż coraz to nowe modele ukazują się na rynku. Podaliśmy więc to, co najważniejsze.

Samo wynalezienie automatu stało się wydarzeniem przełomowym w wytwórczości zegarowej. Jak widzimy z powyższych opisów, uzyskano już wiele osiągnięć świadczących o przewadze naciągu automatycznego nad zegarkami o naciągu kluczykowym, a nawet główkowym. Jednakże wydaje się, że zegarek o naciągu automatycznym w obecnej formie to, jeszcze nie ostatnie słowo konstruktorów i wytwórców.

D. INNE NACIĄGI

1. Uwagi ogólne

Oprócz siły ciężkości i energii ruchów ramienia wykorzystuje się do samoczynnego nakręcania zegarków także inne zjawiska przyrody. I tak np. pomyślnie wyniki daje zastosowanie do tego celu siły elektromotorycznej powstającej w fotoogniwie pod wpływem światła. Zegary, w których do naciągania sprężyny zastosowano ten sposób, mają *naciąg fotoelektryczny*. Dlatego opisy ich odłożyliśmy do części mówiącej o zegarach elektrycznych.

Zegary „nakręcane światłem” powstały niedawno. Dużo wcześniej starano się wykorzystać do naciągania sprężyny napędowej zmiany ciśnienia lub temperatury otaczającego powietrza.

Zmiany ciśnienia atmosferycznego można wyzyskać w sposób bezpośredni. Mamy tego przykład w aneroidzie, gdzie wyzwolona energia podczas zmian powoduje ruchy puszki i ujawnia się przesuwaniem wskazówki. Ciśnienie atmosferyczne zmienia się jednak na ogół powolnie i w stosunkowo małym stopniu, dlatego aby uzyskać taką ilość energii, by mogła wyrównać straty powstałe w mechanizmie wskutek tarcia, należy stosować elementy czułe na zmiany ciśnienia o stosunkowo dużych wymiarach. Powoduje to liczne trudności konstrukcyjne i technologiczne i z tego powodu system ten nie znalazł szerszego zastosowania.

O wiele dogodniej można wykorzystać do uruchomienia samoczynnego naciągu zmiany temperatury zachodzące nieustannie w otaczającej nas atmosferze. Mogą one powodować, zgodnie z prawem Boyle-Mariotte'a, znaczne zmiany ciśnienia w naczyniach zamkniętych zawierających gaz. Jak wiadomo bowiem, wzrost temperatury o 1°C powoduje w zamkniętym naczyniu napełnionym gazem wzrost ciśnienia o $1/273$ część tego ciśnienia, jakie było tam przed podgrzaniem. Dzięki temu można uzyskać dość znaczną energię przy stosunkowo małych wymiarach całego urządzenia. Można obliczyć, że powietrze zamknięte w naczyniu objętości około 50 cm^3 (walec średnicy 4 cm i wysokości 4 cm) jest w stanie — przy podniesieniu lub obniżeniu jego temperatury o 5°C — wykonać pracę blisko 1 kGcm ! Zmiany temperatury otaczającego nas powietrza są więc bezpłatnym, silnym i niezawodnym źródłem energii, dającym się stosunkowo łatwo wykorzystać do samoczynnego nakręcania zegarów.

2. Naciągi temperaturowe

Pomysł zbudowania zegara, który by do swego napędu wykorzystywał energię zmian temperatury, jakie zachodzą w otoczeniu, powstał już bardzo dawno, lecz nie dość zręczne rozwiązania konstrukcji i mała precyzja wykonania nie pozwoliły na szersze rozpowszechnienie tego wynalazku.

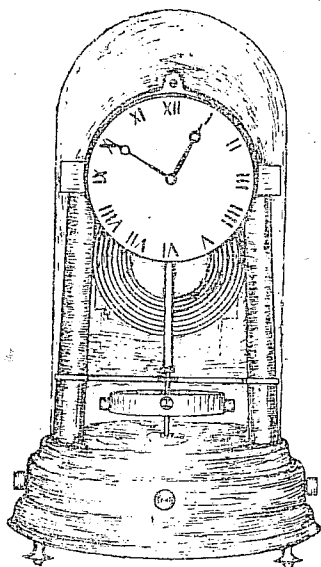
Już w roku 1682 J. B e c h e r powziął myśl skonstruowania naciągu temperaturowego dla zegarów wieżowych. Urządzeniu swojemu dał nazwę „termoskopio” i proponował zastosować je do zegara w obserwatorium w Greenwich. W roku 1755 Francuz, P. D r o z, skonstruował również zegar o naciągu temperaturowym, polegającym na wykorzystaniu różnych współczynników rozszerzalności różnych metali. W tymże samym roku zegarmistrz K r a t z e n s t e i n zbudował i uruchomił w Petersburgu zegar, który „sam się nakręcał” pod wpływem zmian temperatury otoczenia.

Dopiero w roku 1926 inżynier J. R e u t t e r skonstruował pierwszy niezawodnie pracujący zegar o samoczynnym naciągu temperaturowo-ciśnieniowym, znany pod nazwą „Atmos”, który po udoskonaleniu pierwotnej konstrukcji jest już seryjnie produkowany.

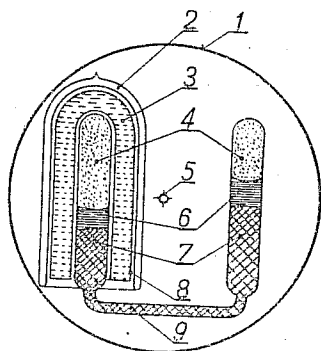
a. „Atmos” pierwotny

Na rys. 344 widzimy pierwszy „Atmos”, wyprodukowany w 1926 r. Obudowa jego, jak zresztą wszystkich początkowych „Atmosów”, jest szklana w kształcie dzwonu. Zasadnicze urządzenie naciągu temperaturowego tego zegara przedstawione jest na rys. 345. Główną częścią tego urządzenia jest rurka szklana 9 wygięta w kształcie litery U i umocowana sztywno w puszcze 1. Rurka ta wypełniona jest rtęcią 7, skroplonym amoniakiem 6 oraz jego parą nasyconą 4. Jedno z ramion tej rurki umieszczone jest w naczyniu 8 wypełnionym substancją 3 o dużym cieple właściwym. Całość wmontowana jest w naczyniu próżniowe Dewara 2 (termos), dlatego to ramię rurki 9 bardzo powoli dostosowuje się do zmian temperatury. Drugie ramię tej rurki znajduje się na wolnym powietrzu, dlatego wszelkie zmiany temperatury otoczenia oddziałują na nią znacznie szybciej. Przy wzroście temperatury, wskutek rozszerzania się pary amoniaku, rtęć z ramienia

nie ostygniętego, a więc szybciej podlegającego wpływom otoczenia, zostaje wypchnięta do drugiego ramienia, co pociąga za sobą zakłócenie równowagi układu. Wskutek tego puszka 1 obraca się o pewien kąt wokół osi 5, a tym samym, przez urządzenie zapadkowe, naciąga sprężynę napędową. Podczas spadku temperatury zachodzą zjawiska odwrotne, przy czym puszka 1 obraca się jałowo w przeciwnym kierunku.



Rys. 344. Pierwszy „Atmos” z 1926 r.



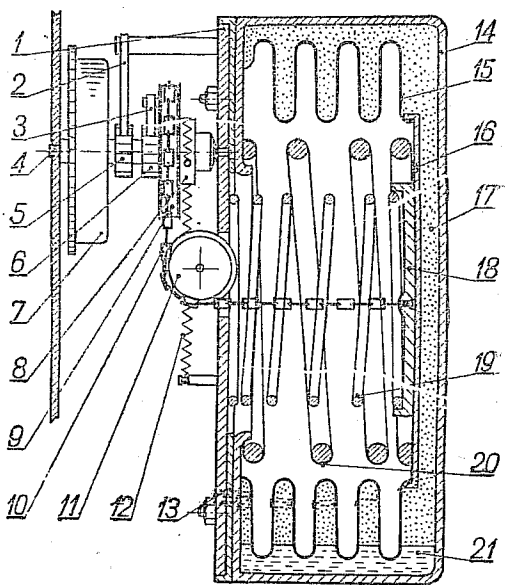
Rys. 345. Silnik temperaturowy pierwotnych „Atmosów”.

Zasada działania

W pierwotnym „Atmosie” rtęć pod wpływem temperatury w rurce się rozszerzała i przechylając ją działała tylko swoim nieznacznym ciężarem. W obecnie produkowanych „Atmosach” nakręcających się także na skutek zmian temperatury, wykorzystuje się dużą prężność pary chlorku etylu (C_2H_5Cl). Ponieważ chlorek ten wrze już przy $12^\circ C$, więc zamknięty w hermetycznym pudełku ze znaczną siłą ciśnie na jego ścianki. Ciśnienie to wykorzystywane jest pośrednio do naciągania sprężyny napędowej.

Opis silnika temperaturowego

W szczelnym pudełku 14 (rys. 346) znajduje się u dołu pewna ilość chlorku etylu 21. Wewnątrz tego pudełka umieszczona jest sprężysta puszka 15 z cieńszej blachy podobna do mieszka ane-rcidu. Puszka ta przymocowana jest szczelnie do wieczka 13. Z chwilą podniesienia się temperatury prężność pary chlorku etylu 17 wzrasta i ciśnię na płaską ściankę 16 wgniatając ją nieco do środka. Gdy natomiast robi się chłodniej, para chlorku etylu częściowo się skrapla, prężność maleje, a silna sprężyna 20 umieszczona wewnątrz puszki przesuwa jej ściankę 16 do poprzedniej pozycji. I właśnie ruch tej ścianki 16 wykorzystany jest do naciągu sprężyny w „Atmosie”. Ale w jaki sposób?



Rys. 346. Przekrój urządzenia naciągowego w zegarze „Atmos”.

Oto w czasie opadania temperatury ścianka 16 przysuwa się bliżej dna pudełka (w prawo), a okrągła płytka 18 dotykająca ścianki 16 dociskana jest przez słabszą sprężynę 19. Do tej płytki 18 przymocowany jest łańcuszek 10, który przez krążek 11 nawija się na koło łańcuchowe 9. Gdy więc płytka 18 przesuwa się w prawo, łańcuszek obraca koło 9 umieszczone luźno na wałku sprężyny 4 i przez zapadkę 3 porusza koło zapadkowe 6, osadzo-

ne na stałe na wałku sprężyny 4. Ten właśnie ruch, powodujący pewien obrót wałka, naciąga sprężynę zegara, znajdującą się w bębnie 7.

Gdy zaś temperatura wzrasta, zwiększa się prężność pary chloru etylu 17. Ciśnienie to jest tak duże, że pokonuje opór obydwóch sprężyn 19 i 20. Wówczas ścianka 16, a z nią płytka 18, wskutek wzrostu ciśnienia odsuwają się od dna pudełka (w lewo). Koło łańcuchowe 9, złączone z krążkiem 8 i pociągane przez śrubową sprężynkę 12, napręża łańcuszek 10, a zapadka 3 skacze po zębach koła zapadkowego 6 przygotowując się do następnego naciągania. Oczywiście, zapadka 2 umocowana na płycie zegara 1 poprzez koło zapadkowe 5, osadzone również na stałe, nie pozwala na cofanie się wałka i odwijanie się sprężyny napędowej zegara.

Jeśliby płytka 18 była na stałe przymocowana do ścianki 16, to sprężyna napędowa byłaby podczas zmian temperatury ustawicznie naciągana. Ponieważ jednak płytka 18 nie łączy się z tą ścianką, dlatego z chwilą dostatecznego naciągnięcia sprężyny (na około 100 dni chodu) płytka 18 już się nie odsuwa wraz ze ścianką 16, gdyż siła sprężyny 19 równoważy się wtedy z oporem naciągniętej sprężyny napędowej zegara. Wówczas nawet podczas zmian temperatury naciąg nie działa, mimo że ścianka puszkii wykonuje nadal swoje ruchy.

Praktyczność naciągu „Atmosa”

Konstrukcja tego naciągu, a zwłaszcza sprężyn znajdujących się w puszcze, jest tak urządzona, że pary chloru etylu są najlepiej wykorzystane, gdy temperatura otoczenia wynosi od 12° do 27°C. Powierzchnia puszkii wynosi 80 cm²; ponieważ różnica ciśnienia przy zmianie temperatury o 1°C wynosi 50 G na każdy cm², przeto uzyskana siła wynosi 4 kG na każdy stopień C. „Atmos” zaś zużywa na sekundę zaledwie 0,003 ÷ 0,004 Gmm energii, podczas gdy zwykły zegarek kieszonkowy potrzebuje 0,9 ÷ 1,5 Gmm.

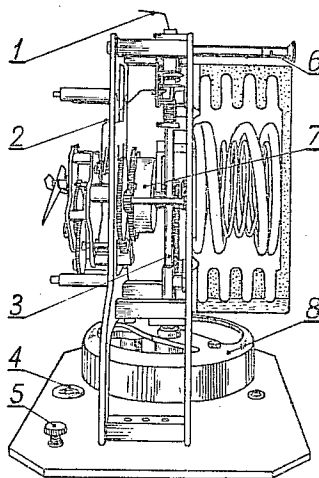
Różnica temperatury o 1°C powoduje naciągnięcie „Atmosa,, na dwa dni. W jednym więc dniu zegar może być nakręcony na cały miesiąc.

Dzięki dużej i stale utrzymywanej rezerwie chodu energia przekazywana do przekładni chodu i balansu pozostaje zawsze prawie jednakowa, przez co osiąga się bardzo dużą dokładność chodu (odchylenia chodu wynoszą około jednej sekundy na miesiąc).

Zegar ten może być używany nawet w najbardziej stałych warunkach cieplnych, gdyż nie ma miejsca na świecie, gdzie by różnica dobowych temperatur nie wynosiła co najmniej 1°C. Nawet ogrzewany pokój nie ma stale jednej i tej samej temperatury, jeśli nie ogrzewa się go w nocy, nie można uniknąć spadku temperatury.

Inne człony „Atmosa”

„Atmos” różni się od zwykłych zegarów nie tylko urządzeniem naciągowym, ale i całym mechanizmem, którego konstrukcja jest całkiem inna (rys. 347). Wieniec zębaty bębna sprężyny 7 napędza przekładnię napędu i przekładnię chodu. Przełożenie jest jednak tak duże, że bęben obraca się raz na 590 godzin.



Rys. 347. Widok całego mechanizmu współczesnego „Atmosa”.

Widelki kotwicy 2 biegną w górę do osi balansı 3. Balans 8 pracuje na tej samej zasadzie co balansı zegara rocznego. Wisi on na sprężynce 1 przechodzącej przez rurkę 3 do niego przymocowaną. Na tej rurce u góry osadzony jest przerzutnik z dużym palcem przerzutowym. Oprócz tego, że rurka ta jest jakby osią balansı, służy ona także do blokowania balansı w czasie transportu zegara. Do tego zabezpieczenia służy dźwignia znajdująca się z przodu obudowy u dołu.

Czas jednego wahnięcia tego balansu trwa całą minutę, dlatego poszczególne koła przekładni obracają się bardzo powoli. Sprężynka balansu 1 wykonana jest z elinwaru — stopu o małym współczynniku rozszerzalności — i dlatego zegar ten ma zapewnioną doskonałą kompensację.

Do regulowania ewentualnych odchyżeń w chodzie „Atmosa” służy pokrętka 6. Jeden obrót tej pokrętki zmienia chód zegara o 12 sekund na dobę; wobec tego doregulowanie zegara z dokładnością do jednej sekundy (na dobę) jest rzeczą łatwą.

Aby balans „Atmosa” dobrze pracował, musi wisieć dokładnie pionowo. W tym celu w podstawę wbudowana jest poziomnica 4 i dwa radełkowane wkręty 5, którymi można uzyskać żadaną pozycję.

Dzięki temu, że w „Atmosie” działają bardzo małe siły mechaniczne, oraz dzięki starannemu wykonaniu możliwie największych zębników jako też cienkich czopów obracających się w łożyskach kamiennych, żadne miejsce tego zegara nie wymaga smarowania. W konsekwencji zegar może chodzić długie lata bez opieki.

Obecnie „Atmosy”, produkowane na szerszą skalę przez szwajcarską firmę Jaeger-Le Coultre, są drogie (około 300 dol. am.).

3. Naciągi ciśnieniowe

Ciśnieniowym nazywamy taki naciąg zegara, dla którego źródłem energii są wahania ciśnienia atmosferycznego.

Pierwszy zegar z naciągiem ciśnieniowym wynalazł w roku 1750 Anglik James Cox. Zegar ten nakręcał się pod wpływem ciśnienia powietrza na zbiornik zawierający 100 kg rtęci. Sarrenbourg skonstruował w roku 1753 w Nancy zegar zaopatrzonego w spiralną rurkę napełnioną częściowo rtęcią. Pod wpływem ciśnienia atmosferycznego rtęć przesuwiała się, nadając rurce ruch obrotowy. W roku 1780 Cox zbudował dalszy, udoskonalony zegar o naciągu ciśnieniowym. Cox pracował także nad zegarami temperaturowymi i na jego projekcie w 150 lat później oparta została konstrukcja „Atmosa” Reuttera.

Jeszcze doskonalszy okazał się atmosferyczny monumentalny zegar kolumnowy, który wystawił w r. 1883 Fryderyk Ritter von Lössl w Wiedniu. Zegary tego typu przez dłuższy czas tam służyły. Ponieważ jednak obsługa ich była dosyć trudna i wymagała odpowiednio wyszkolonych pracowników, zastąpiono je zegarami elektrycznymi.

V. ZAZĘBIENIA¹⁾

Budowa mechanizmów zegarowych jest jedną z najstarszych gałęzi mechaniki i prawdopodobnie pierwsze metalowe koła zębate zostały zbudowane właśnie do mechanizmów zegarowych. Prawie od początku stosowany u tych kół zarys tzw. *ostrołukowy* zbliżony był do stosowanego obecnie w zegarach zarysu *cykloidalnego korygowanego*, mimo że wówczas nie znano jeszcze teorii zazębień. Dopiero znany matematyk *Camus* (1699—1768) opracował i ogłosił w 1741 r. zasady konstruowania zębów kół i zębników. Być może, że z tego właśnie względu utrzymuje się pogląd, że stosowanie *zazębienia cykloidalnego korygowanego* w mechanizmach zegarowych jest spowodowane raczej konserwatywnym przemysłem zegarowym i jego dawnymi tradycjami rzemieślniczymi i że nie ma ono uzasadnienia teoretycznego.

Jednak zbyt pochopne zastosowanie takiego poglądu w praktyce, przez nieprzemyślane wprowadzenie do konstrukcji zegarowych *zazębienia ewolwentowego*, wykazało, że to zazębienie w niektórych wypadkach jest nienajlepsze, a czasem daje wyniki zupełnie złe.

Pisaliśmy już w piątej części „Zegarmistrzostwa”, omawiając zazębienia ewolwentowe, że w tych przypadkach, gdy zębnik o mniejszej ilości zębów niż 13 jest elementem napędzanym (biernym), lepiej jest stosować cykloidalny korygowany zarys zębów. We wszystkich innych przypadkach korzystniej jest stosować zarys ewolwentowy. Ponieważ w przekładniach chodu zegarów i zegarków zębniki są elementami napędzanymi i mają zwykle

¹⁾ Chociaż każda część „Zegarmistrzostwa” jest oddzielną całością, to jednak początkującym zegarmistrzom radzimy — przed przystąpieniem do studiowania tego rozdziału — przeczytać raz jeszcze to wszystko, co powiedziano o zazębieniach w 5 części „Zegarmistrzostwa” na str. 81—117.

6 ÷ 10 zębów, dlatego stosuje się tu ząbienie cykloidalne korygowane, czyli zegarowe, które w tej części „Zegarmistrzostwa” szerzej opisujemy.

A. PODSTAWOWE OKREŚLENIA

1. Moduł i przełożenie

Wielkością podstawową określającą rozmiary ząbienia jest *moduł*¹⁾. Oznacza on stosunek *podziałki* do liczby π ($m = \frac{t}{\pi}$) czyli : *moduł* = *podziałka* podzielona przez 3,14). Im *moduł* jest większy, tym większe będą zęby a tym samym i *podziałka*. *Moduł* podawany jest zawsze w milimetrach. Dlatego i *podziałkę*, mierzona zawsze na kole *podziałowym*, wyrażamy także w milimetrach.

Technika zegarowa ma do czynienia z przekładniami zębatymi²⁾ pracującymi przy niewielkich siłach napędowych i małych obciążeniach. Gdyby przy wyznaczaniu wielkości zębów (*modułu* ząbienia) kierowano się tylko ich wytrzymałością, to w większości przypadków należałoby przyjąć wymiary znacznie mniejsze od stosowanych w praktyce. Jednak nie dba się tu o należyte wykorzystanie materiału, gdyż w miarę zmniejszania wymiarów ząbienia zwiększają się trudności wykonania. Dotyczy to zarówno wykonania samych zębów, jak i w szczególności otworów łożyskowych, których rozstawienie musiałoby być wykonywane z dokładnością trudną do osiągnięcia przy użyciu współczesnych urządzeń produkcyjnych.

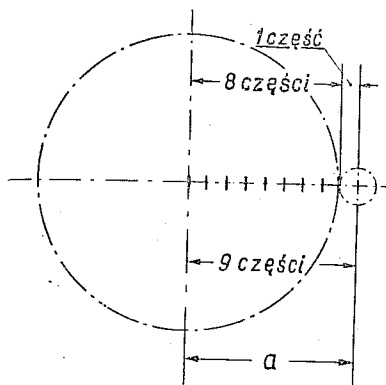
Chodzi też o to, by nie powiększać zbytnio mechanizmu. Wobec tego, aby przy możliwie największym module kół zębatych utrzymać założone małe wymiary mechanizmu, konstruktorzy

1) Uzasadnienie wprowadzenia pojęcia *modułu* do ząbienia i szczegółowe wyjaśnienia *modułu* podaliśmy w 5 części „Zegarmistrzostwa” na str. 101 i 102.

2) Urządzenie służące do nadawania ruchu mechanizmowi nazywamy ogólnie napędem. W szczególności zaś, takie urządzenie, które przenosi ruch obrotowy z jednego wałka na drugi, nazywamy *przekładnią*. Zależnie od sposobu przenoszenia tego ruchu, rozróżniamy *przekładnie* cierne, pasowe, linowe zębate itp. W zegarmistrzostwie w znacznej większości stosuje się *przekładnie zębate*.

przekładni chodu zegara zmuszeni są do stosowania zębników o możliwie najmniejszej ilości zębów. Wyjaśnimy to na przykładzie:

Jest przekładnia o przełożeniu¹⁾ 8 : 1, module 0,5 mm i 20 zębach zębniaka napędzanego. Odległość a obydwóch osi, jest tym większa przy tym samym module, im większe jest przełożenie (rys. 348). Obliczamy ją w ten sposób, że dodajemy do siebie



Rys. 348. Odległość osi.

ilości zębów koła i zębniaka, ich sumę dzielimy przez 2, a mnożymy przez moduł, czyli:

$$a = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m$$

Mamy podaną tylko ilość zębów zębniaka, ale wiemy, jakie jest przełożenie. Jeżeli pomnożymy ilość zębów zębniaka przez przełożenie, to otrzymamy ilość zębów koła. Wstawiamy więc wartości liczbowe we wzór i obliczamy odległość osi:

$$a = \frac{20 \cdot 8 + 20}{2} \cdot 0,5 = 45 \text{ mm}$$

Ta sama przekładnia, przy tym samym module, ale po zmniejszeniu ilości zębów zębniaka do 10 będzie miała odległość osi:

$$a = \frac{10 \cdot 8 + 10}{2} \cdot 0,5 = 22,5 \text{ mm}$$

¹⁾ Definicja przełożenia jest podana w 5 części „Zegarmistrzostwa” na str. 94.

Widzimy więc, że w drugim przypadku przekładnia o takim samym przełożeniu jak poprzednia zajmie dwa razy mniej miejsc.

Stąd też w dawnych mechanizmach zegarowych zębniki miały czasem tylko po 5 zębów, a przełożenia uzyskiwane w jednej parze kół zębatych przekraczały nawet 12. Przy tak wysokim przełożeniu nawet nieznaczne odchylenia w rozmiarach koła i zębniaka lub odległości ich osi, mogą spowodować zatrzymanie głowy zęba jednego koła o stopę zęba drugiego, czyli tzw. „nasadzanie”. Aby temu zapobiec, stosuje się inne wysokości głowy zęba od używanych w budownictwie maszyn, a zarys głowy zęba poddaje się specjalnej korekcie, o czym dalej szczegółowiej powiemy.

2. Elementy przekładni zębatej

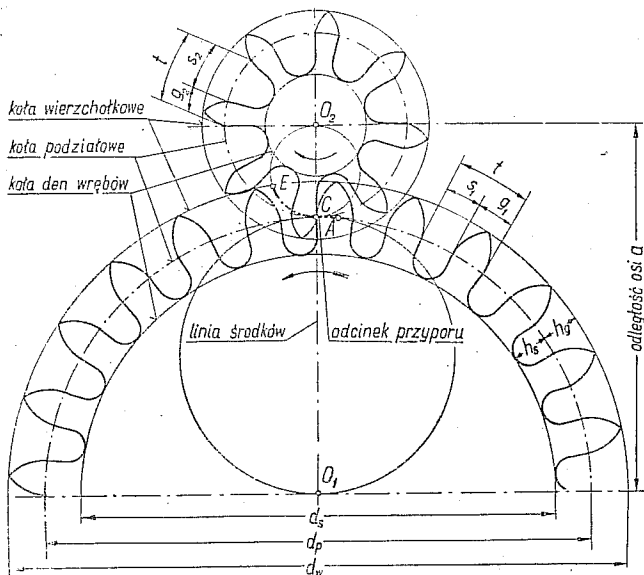
Przykład zazębienia zegarowego oraz niektóre charakterystyczne wielkości w nim występujące widzimy na rys. 349. Zanim przejdziemy do zasad odpowiedniego konstruowania, przypomnijmy sobie nazwy poszczególnych elementów zazębienia.

Jak widzimy na rys. 349, zęby koła i zębniaka podzielone są przez koła podziałowe na dwie części. Łukowata część zęba dotykająca koła wierzchołkowego nazywa się *głową zęba*, a część dotykająca swą podstawą koła dna wrębów nazywa się *stopą zęba*. Wysokość stopy od koła podziałowego do podstawy zęba oznaczona jest h_s , a wysokość głowy zęba oznaczona jest h_g .

Jeżeli zachodzi potrzeba, używamy jeszcze dolnych wskaźników liczbowych, przy czym liczba nieparzysta oznacza *element napędzający* (czynny), a liczba parzysta element napędzany (bierny). Ponieważ w przekładniach chodu zegara koła są elementami napędzającymi, więc będą mieć wskaźniki nieparzyste, zębniaki zaś, jako elementy napędzane, oznacza się wskaźnikami parzystymi. Np. na rys. 349 środek koła oznaczony jest O_1 , a środek zębniaka O_2 .

Grubość zęba oznacza się literą g , a szerokość wrębu literą s . Grubość zęba i szerokość wrębu oraz podziałkę t mierzy się po łuku koła podziałowego.

Mimo że koło podziałowe rzeczywiście w kołach zębatych nie istnieje ani też nie jest zaznaczane na zębach, to jednak przy obliczeniach przekładni jest ono najważniejsze. Natomiast koło wierzchołkowe może być zmierzone, gdyż jest ono styczne do wierzchołków zębów. Podobnie materialny charakter ma koło dna wrębów. Oznaczenia średnic wspomnianych trzech kół widzimy na rys. 349.



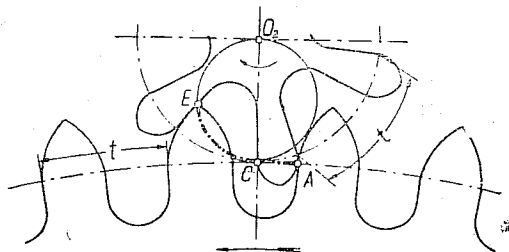
Rys. 349. Zazębienie zegarowe.

B. WARUNKI WŁAŚCIWEGO ZAZĘBIANIA

Przenoszenie ruchu za pośrednictwem kół zębatych musi odpowiadać dwom podstawowym wymaganiom, a mianowicie powinno:

1. odbywać się bez przerwy,
2. być równomierne, tzn. wykazywać nagłych zmian szybkości koła napędzanego przy stałej szybkości koła napędzającego.

Ciągłe przenoszenie ruchu ma miejsce wtedy, gdy prawidłowy przypór (stykanie się) zębów w czasie okresu zazębienia zachodzi nieprzerwanie, czyli gdy początek zazębienia następnej pary zębów zaczyna się nie później, niż para poprzednia przestaje się ząbiać. Aby to osiągnąć, koła współpracujące muszą się obracać przynajmniej o jedną podziałkę w czasie okresu zazębienia danej pary zębów. Omówimy ten punkt szczegółowiej.

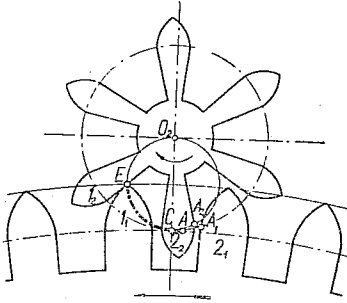


Rys. 350. Właściwe zazębienie zapewniające ciągłość przyporu.

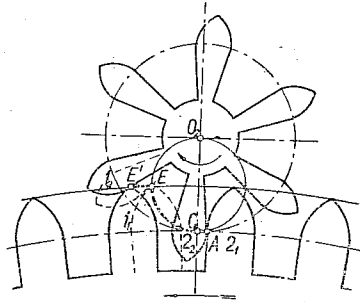
Na rys. 350 widzimy, że zarys zęba koła dotyka zarysu zęba zębnika w punkcie A , który w tym zazębieniu oznacza początek prowadzenia. W ciągu dalszego ruchu w kierunku strzałki zarys głowy zęba koła przesuwa się wzdłuż zarysu stopy zęba zębnika przy równoczesnym obrocie obydwu kół. Punkty styku czynnych boków zębów przesuwiają się nie tylko wzdłuż swych boków, ale również przez obrót zmieniają swoje położenie w stosunku do linii środków. Gdy wierzchołek czynnego zęba koła znajdzie się w punkcie E , jego działanie jest zakończone, dlatego drugi ząb koła powinien już rozpocząć współpracę z następnym zębem zębnika w punkcie A , aby utrzymać ciągłość przenoszenia ruchu. Jeżeli poszczególne miejsca, które zajmują po kolei punkty styku (z przyporu), połączymy linią, to otrzymamy krzywą ACE nakreśloną grubą linią punktową na rys. 350, która nazywa się *odcinkiem przyporu*. W zazębieniach cykloidalnych odcinek przyporu składa się z dwóch łuków.

O ciągłości zazębienia decyduje długość drogi, którą przebywają koła podziałowe współpracujących ze sobą kół zębatych w ciągu całkowitego przyporu jednej pary zębów. Drogę tę nazywamy *łukiem przyporu*. Dla ciągłości zazębienia konieczne jest, aby długość łuku przyporu była większa od długości podziałki lub przynajmniej jej równa. Stosunek dłu-

gości odcinka przyporu do podziałki mierzonej po łuku koła podziałowego nazywamy liczbą przyporu, która nie może być mniejsza od 1 (jedności).



Rys. 351. Wskutek za małego zębniaka odcinek przyporu jest za mały.



Rys. 352. Nieprawidłowy przypór na odcinku EE' .

Na rys. 351 i 352 przedstawione są dwie fazy pracy niewłaściwego ząbkowania. Na rys. 351 wierzchołek wychodzącego zęba 1_1 znajduje się właśnie na końcu odcinka przyporu w punkcie E ; prowadzenie zęba zębniaka 1_2 w tej chwili jest ukończone. Natomiast następną parą zębów 2_1 i 2_2 jeszcze się nie zetknęła ze sobą. Większa część zęba zębniaka 2_2 znajduje się wprawdzie przed linią środków, jednak między nim a zębem koła 2_1 jest jeszcze mały luz $A_2 A_1$, który ząb koła musi szybko przebyć, ażeby dotknąć boku zęba zębniaka na początku odcinka przyporu, czyli w punkcie A . Jednakże zanim ząb 2_1 dotknie boku zęba 2_2 , wychodzący ząb koła 1_1 musi prowadzić dalej ząb zębniaka 1_2 , ale, jak zobaczymy później, powoduje to zmianę przełożenia.

W jaki sposób odbywa się dalsze prowadzenie, widzimy to z rys. 352. Linia przyporu tworzy ostre załamania w punkcie E , przechodząc następnie na koło wierzchołkowe, gdyż na odcinku EE' działa tylko wierzchołek zęba koła. Szybkość zębniaka przy stałej szybkości koła jest tak długo niezmienna, jak długo prowadzenie ząbkowania odbywa się po właściwym odcinku przyporu, tzn. od punktu A do E . Natomiast prowadzenie na odcinku EE' odbywa się ze zmienną (zwolnioną) szybkością zębniaka, mimo że koło ma szybkość jednostajną. Gdyby ząbniak był jeszcze mniejszy i miał zaokrąglone głowy zębów, mógłby się nawet zatrzymać.

We właściwie ustawionym zazębieniu obydwu koła podziałowe (rys. 353, 354 355) stykają się ze sobą. Prosta łącząca środki obydwu kół nazywa się *linią środków*. Punkt *C* zetknięcia się obydwu kół podziałowych, przez który przechodzi linia środków, nazywa się *punktem styczności*. Przełożenie przekładni będzie niezmienne, jeśli kierunek normalnej ¹⁾ do zarysów zębów w punkcie ich przyporu prowadzi zawsze przez punkt styczności *C*. Kierunek ten wskazuje nam linia prosta *n*, będąca właśnie wspólną normalną obydwu współpracujących zarysów, czyli prostopadła do stycznej *s*. Wymaganie, ażeby normalna przechodziła przez punkt *C*, spełnia nie tylko jedna krzywa przyjęta na zarys zębów, ale można wykreślić wiele krzywych odpowiadających tym warunkom. W zegarmistrzostwie jednak do przenoszenia małych momentów obrotowych przekładniami o dużych przełożeniach stosuje się na zarysy zębów prawie wyłącznie najbardziej tu odpowiadające *krzywe cykliczne* z pewnymi poprawkami, których celowość będzie dalej uzasadniona.

Aby łatwiej zrozumieć zagadnienie właściwego zazębienia, uprzytomnijmy sobie, że działanie kół zębatych sprowadza się do działania dźwigni równoramiennej. To prawidło w zegarmistrzostwie często bywa stosowane.

Na rys. 353, 354 i 355 przedstawione jest w trzech pozycjach przenoszenie momentu obrotowego w zazębieniu cykloidalnym o przełożeniu 3 : 1 (w praktyce nie stosowane). O_1 jest środkiem koła, O_2 jest środkiem zębника, *C* jest punktem styczności kół podziałowych koła i zębника. Proste *n* normalne do zarysów w punkcie ich przyporu przechodzą przez punkt styczności *C* i wskazują nam kierunki nacisku siły *P* zęba koła na ząb zębника w trzech różnych fazach przyporu:

- I pozycja (rys. 353) — początek zazębienia, przed linią środków,
- II pozycja (rys. 354) — w punkcie styczności, na linii środków,
- III pozycja (rys. 355) — koniec zazębienia, za linią środków.

Mamy tu do czynienia z działaniem siły uzależnionym od jej wielkości i kierunku. Moment tej siły względem odpowiedniej osi obrotu może być łatwo obliczony. Jeżeli siła ma wartość liczbową, np. 2 G (gramy), a ramieniu siły (5—33) u zębника 1 cm (centymetr), to ta właśnie siła działająca między zębem koła i zębника tworzy względem osi zębника moment równy:

$$2 \text{ G} \cdot 1 \text{ cm} = 2 \text{ Gcm (gramocentymetry)}$$

¹⁾ *Normalną* nazywamy linię prostopadłą do stycznej, wystawioną w punkcie styczności z linią lub powierzchnią zakrzywioną.

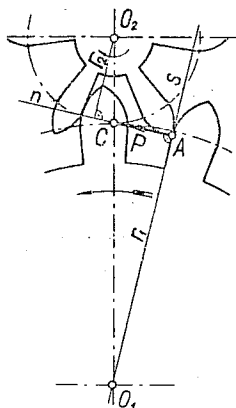
W II pozycji (rys. 354), w której ząb koła działa na ząb zęb-
nika w punkcie styczności C , obustronne momenty są iloczynami
siły P przez promienie kół podziałowych¹⁾. Ażeby przyjąć war-
tość liczbową dla obydwu kół podziałowych, ustalamy długość
promienia koła podziałowego zębника na 1 cm i taki sam promień
koła na 3 cm. Moment siły działający na koło będzie:

$$2 \cdot 3 = 6 \text{ Gcm}$$

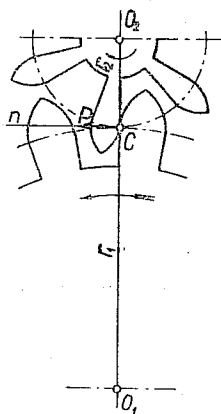
a moment działający na zębник:

$$2 \cdot 1 = 2 \text{ Gcm}$$

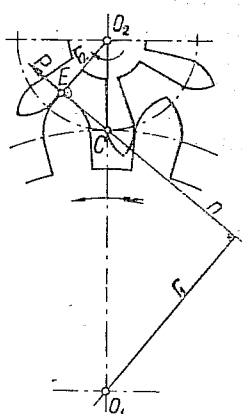
Stosunek więc między tymi momentami jest taki sam jak prze-
łożenie, czyli 3 : 1.



Rys. 353.
I pozycja.



Rys. 354.
II pozycja.



Rys. 355.
III pozycja.

Zasada równomiernego przenoszenia ruchu przez przekładnię zębatą.

W I pozycji (rys. 353) punkt przyporu zębów leży w A . Odleg-
łość normalnej n od środka zębника O_2 , czyli ramię siły, odpowia-
da odcinkowi r_2 , a ramię siły koła O_1 odpowiada odcinkowi r_1 .

1) Należy przy tym zauważyć, że przedstawione na rysunkach 353, 354, 355 siły P działają na zębник, powodując jego obrót w kierunku wskazanym strzałką. Siły działające na koło mają oczywiście kierunek odwrotny do pokazanego; oddziaływując na koło usiłują je zatrzymać. Choćby moment tych sił będzie działał w kierunku przeciwnym, jednak wartość bezwzględna momentu może być liczbowo określona przez wielkość i kie-
runek siły P oraz odpowiednie ramię.

Z rysunku widzimy, że stosunek tych ramion jest taki sam jak promień kół podziałowych i że stosunek momentów siły, mimo zmiennych ramion siły, pozostaje taki sam jak w II pozycji, gdzie ząb koła działał w punkcie C na ząb zębника.

W III pozycji (rys. 355) punkt przyporu zębów leży w E . Ramię siły dla zębника jest r_2 , a dla koła r_1 . Przemierzenie tych ramion na rysunku da nam jednakowe stosunki, z czego wynika, że i stosunki momentów pozostają nie zmienione. Można to stwierdzić w każdym punkcie odcinka przyporu lub udowodnić matematycznie pomijając oczywiście tarcie międzyzębne.

Jest rzeczą zrozumiałą, że aby otrzymać równomierne przełożenia, zarysy zębów koła i zębника muszą być utrzymane według odpowiedniej linii krzywej, gdyż każda inna krzywa daje inną linię przyporu. Jeżeli obydwa współpracujące zęby nie mają odpowiednio ukształtowanych zarysów, to zmienia się kierunek działania sił w ten sposób, że nie przechodzą one przez punkt C, a wówczas stosunek ramion siły międzyzębnej zmienia się w miarę przesuwania się punktu przyporu po odcinku przyporu, co świadczy o nierównomierności przełożenia.

C. ZAZĘBIENIE CYKLOIDALNE KORYGOWANE (ZEGAROWE)

1. Podstawy konstrukcyjne

a. Wymagania

Przekładnie zębate mechanizmów zegarowych pracują w innych warunkach niż przekładnie stosowane w budownictwie ogólnomaszynowym. Koła przekładni zegarowych obracają się bardzo powoli. Obrót ich jest zawsze jednokierunkowy, lecz następuje w takt wahnięć regulatora, a więc ruch ich jest nieciągły. Zęby pracują na sucho, bez smarowania, gdyż smarowane zęby łatwiej się zanieczyszczają, a oprócz tego przy bardzo małych momentach obrotowych lepkość smarów powoduje zwiększanie oporów ruchu.

Ze względu na ruch nieciągły mechanizmu zegara stałość przełożenia przekładni nie jest ściśle wymagana. Przed wszystkim chodzi o to, aby przekładnię o dużym przełożeniu zmieścić w bardzo małej przestrzeni. Małe wymiary przekładni można uzyskać przez zmniejszenie ilości zębów bez zmiany przełożenia albo przez zmniejszenie modułu. Obecnie najmniejsza ogólnie stosowana ilość zębów zębniaka wynosi 6, a najmniejszy moduł 0,07. Jednak przy tak małej ilości zębów zębniaka napędzanego wpływ tarcia na początku przyporu działa bardzo niekorzystnie na zazębienie, co dalej będzie jeszcze wyjaśnione. Natomiast przy zastosowaniu bardzo małych modułów wpływ luzów i tolerancji¹⁾ ułożyskowania przekładni powoduje duże zmiany w głębokości zazębienia się koła i zębniaka. Stąd wynikają dwa zasadnicze wymagania, stawiane zazębieniom zegarowym:

1. Możliwość usunięcia niekorzystnych skutków małej ilości zębów zębniaka,
2. Niewrażliwość na rozsuwanie i zsuwanie osi kół współpracujących.

Te właśnie dwa wymagania decydują, jaki zarys zębów należy zastosować w zazębieniu zegarowym.

Zażebienie ewolwentowe wyróżnia się tym, że zachowuje stałość przełożenia i poprawność współpracy przy dużym na wet rozsunięciu lub zsunięciu osi kół współpracujących, pod warunkiem, że liczba przyporu nie jest mniejsza od 1. Ale zażebienie to nie spełnia pierwszego wymagania, gdyż nie daje ono możliwości usunięcia niekorzystnych wpływów małej ilości zębów zębniaka. Dlatego zażebienie ewolwentowe nie nadaje się do przekładni chodu zegarów, gdzie zębniak napędzany ma mniej niż 13 zębów. Można je jednak z korzyścią stosować do kół i zębniaków z większą ilością zębów, np. do naciągu²⁾.

W budowie zegarów ma szerokie zastosowanie *zażebienie cykloidalne korygowane*, czyli *zegarowe*, które czyni zadość obydwoim wymaganiom stawianym zażebieniom zegarowym. Zanim

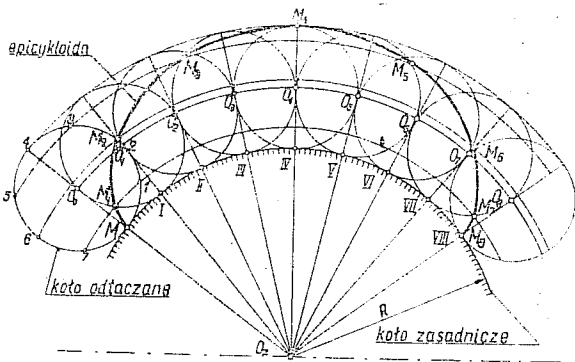
1) Tolerancją wymiaru nazywamy różnicę między wymiarami górnymi i dolnymi. Szczegółowe dane o tolerancjach i pasowaniach znajdzie Czytelnik w „Małym poradniku mechanika”.

2) Powody i uzasadnienie nieprzydatności zażebienia ewolwentowego i cykloidalnego niekorygowanego do przekładni chodu zegarów podaje prof. inż. Władysław Tryliński w artykule pt. „Zażebienie zegarowe”, zamieszczonym w 11 i 12 zeszytach „Przeglądu Mechanicznego” z r. 1952.

powiemy, w jaki sposób udało się to osiągnąć, omówimy wpierw, jak powstaje i działa zazębienie cykloidalne, na którym opiera się konstrukcja zazębienia zegarowego.

b. Krzywe cykliczne

Zarys zęba zazębienia cykloidalnego tworzą dwie krzywe cykliczne. Krzywymi cyklicznymi nazywamy linie powstające na skutek odtaczania koła po jakimś torze; zwykle po kole i to zewnątrz lub wewnątrz tego koła.



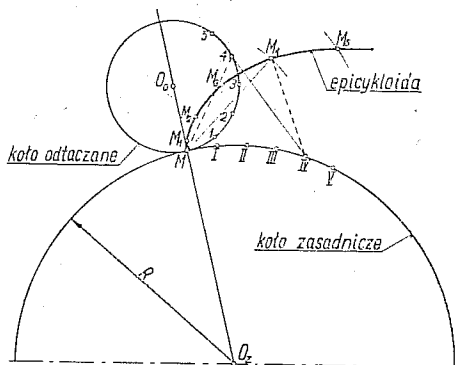
Rys. 356. Wykreślanie epicykloidy (I sposób).

Koło, które zakreśla krzywą cykliczną, nazywa się kołem odtaczanym¹⁾. Jeżeli koło odtacza się po linii prostej, to dowolny punkt znajdujący się na tym kole zakreśla krzywą nazywaną *ortocykloidą*, natomiast linię zakreśloną przez ten punkt na kole odtaczanym po zewnętrznej stronie okręgu koła nazywamy *epicykloidą* (rys. 356), zaś po wewnętrznej stronie — *hipocykloidą*.

Zarys głowy zęba w zazębieniu cykloidalnym tworzy epicykloida, a zarys stopy hipocykloida. Ponieważ średnicę koła odtaczanego przyjmuje się o połowę mniejszą od średnicy koła zasadni-

1) Nie utożsamiać z kołem tocznym, które również występuje w zazębiach.

czego (a wówczas hipocykloida jest linią prostą), dlatego hipocykloidą się bliżej nie zajmujemy.



Rys. 357. Wykreślenie epicykloidy (II sposób).

Na rys. 356 podajemy sposób wykreślania epicykloidy, gdy mamy dany promień koła zasadniczego i promień koła odtaczanego. Najpierw wykreślamy koło odtaczane ze środka O_0 . Następnie promieniem R ze środka O_z zataczamy okrąg koła zasadniczego (lub odcinek okręgu) styczny do koła odtaczanego w punkcie M . Dzielimy koło odtaczane na dowolną ilość równych części, np. osiem, o punktach podziału $1, 2, 3...$ i od punktu M na okręgu koła zasadniczego odmierzamy tej samej długości łuki $MI=M_1$, $MII=M_2...$ Prowadzimy promienie $O_z I, O_z II...$ przedłużając je poza okrąg koła zasadniczego. Przez punkty $1, 2, 3...$ koła odtaczanego kreślimy łuki ze środka O_z . Wykreślamy ze środków $O_1, O_2...$ koła odtaczane, styczne w punktach $I, II...$ do koła zasadniczego. Przecięcie się okręgów kół odtaczanych z odpowiednimi łukami zatoczonymi ze środka O_z i przechodzącymi przez punkty $1, 2, 3...$ dadzą szukane punkty $M_1, M_2, M_3...$ epicykloidy.

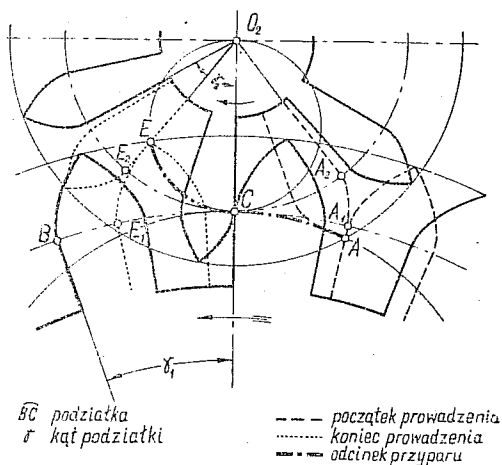
Można również wykreślić epicykloidę sposobem punktowym pokazanym na rys. 357. Wychodząc z punktu M zetknięcia koła zasadniczego z kołem odtaczanym, odmierzamy na ich obwodach szereg równo odległych punktów $I, II, III...$ i $1, 2, 3...$ przy pomocy bardzo krótkich cięciw. Z kolei odmierzamy cyrklem np. odległość $M-4$ i kreślimy łuk ze środka IV oraz odmierzamy odległość $IV-4$ i tą samą rozwarością cyrkla przecinamy łukiem ze środka M poprzedni łuk w punkcie M_4 . Punkt ten będzie leżał na budowanej epicykloidzie, która w punkcie tym będzie jednocześnie styczna do łuku zakreślonego z punktu IV . W ten sam

sposób wyznaczamy i inne punkty $M_1 M_2 M_3...$. Po ich połączeniu otrzymamy epicykloidę.

Do wykreślenia zarysów zębów nie potrzeba wykreślać całej epicykloidy. Wystarczy tylko początkowy jej odcinek. Dokładność wykreślenia zależy od gęstości wyznaczanych punktów epicykloidy.

c. Zazębienie cykloidalne

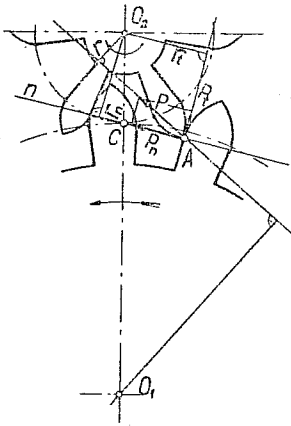
Na rys. 358 pokazane jest zazębienie cykloidalne (zębnik — 6 zębów, koło — 18 zębów). Każda para wzajemnie współpracujących części zarysu, tj. epicykloida głowy zęba i prosta promieniowa stopy zęba zostaje utworzona przez wspólne koło odtaczane.



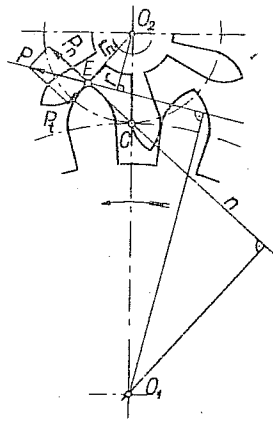
Rys. 358. Zazębienie cykloidalne.

Wprawdzie odcinek przyporu zazębienia cykloidalnego jest tym większy, im większe są koła odtaczane, jednakże w zazębieniach do zegarów, średnice kół odtaczanych przyjmuje się zwykle równe promieniom kół podziałowych. Wskutek tego otrzymuje się odcinek przyporu o wystarczającej długości, a oprócz tego hipocykloidy stóp zębów zmieniają się w proste promieniowe, co jest dużym ułatwieniem wykonania zębów i narzędzi (frezów) służących do ich nacinania.

Działanie zazębienia cykloidalnego przedstawione na rys. 358 nie jest jednak całkiem zadowalające. Widzimy tu bowiem, że początek prowadzenia (przyporu), następuje w punkcie A. Współpraca zębów odbywa się wzdłuż odcinka przyporu, tzn. od punktu A do E. Stąd też prawie połowa odcinka przyporu znajduje się przed linią środków. Natomiast w zazębieniach zegarowych, gdy zębnik o małej ilości zębów jest napędzany, należy dążyć do zmniejszenia prowadzenia przed linią środków, gdyż przy pracy na początkowej części odcinka przyporu kierunek siły działającej na ząb zębника przy należyтым uwzględnieniu siły tarcia przechodzi w pobliżu środka O_2 . Nieznaczny wzrost tarcia może więc spowodować przybliżenie kierunku działania siły do osi obrotu, powodując przez to zmniejszenie momentu przenoszonego, a nawet zakleszczenie zazębienia. Wyjaśnienie tego zjawiska widzimy na rys. 359 i 360.



Rys. 359. Na wżębieniu.



Rys. 360. Na wyżębieniu.

Wpływ siły tarcia na przenoszenie momentów.

Na rys. 359 przedstawione jest działanie siły nacisku zęba koła na ząb zębника na początku odcinka przyporu w punkcie A. Siła P_n działa wzdłuż normalnej n przechodzącej przez punkt styczności C. Jest to zgodne z założeniem niezmienności przełożenia bez uwzględniania tarcia. Wiemy jednak, że podczas wzajemnego

przesuwania się zębów po sobie tarcie istnieje. Współczynnik tarcia w zazębieniu wynosi $0,2-0,3$. Jeżeli więc siłę tarcia przyjmujemy P_t , to wypadkowa P powodująca obrót zębника działać będzie na znacznie krótszym ramieniu r , aniżeli ramię r_n . W miarę wzrostu siły tarcia P_t kierunek działania wypadkowej P przybliży się do środka O_2 , wskutek czego zmniejsza się ramię r .

Należy przy tym mieć to na uwadze, że opisane wyżej zjawiska występują tym silniej, im mniej zębów ma zębnik, a większe jest przełożenie. Przy bardzo małej ilości zębów zębника, wysokości tarcia ich głowach, dużym przełożeniu i nadmiernym wzroście tarcia może się zdarzyć, że siła wypadkowa P przejdzie przez środek O_2 , co oczywiście spowoduje unieruchomienie przekładni.

Im bardziej zęby zbliżają się podczas pracy do punktu styczności C , tym wpływ siły tarcia staje się mniejszy. W punkcie C tarcie znika całkowicie, gdyż tu nie ma poślizgu między współpracującymi zębami.

Poza linią środków siła tarcia znowu się zjawia, zmienia się tylko jej kierunek działania na przeciwny. Wpływ siły tarcia poza linią środków nie jest jednak tak szkodliwy, co widzimy na rys. 360. Należy więc dążyć do tego, aby współpraca zębów rozpoczęła się bliżej punktu C , niż to ma miejsce w opisanym przykładzie.

Prawdopodobnie próbując zazębienie na „czucie“, tzn. przytrzymując zębnik i obracając ręcznie koło współpracujące, zegarmistrze przyszedli do wniosku, że siła tarcia przed linią środków jest znacznie większa od powstającej za linią środków i wzrasta z oddaleniem od niej. W rzeczywistości jednak, przyczyną wzrostu oporu przed linią środków jest nie wielkość siły tarcia, lecz spowodowane przez nią odchylenie kierunku nacisku zęba w stronę środka zębника. Odchylenie to, przy dużym przełożeniu i małej ilości zębów napędzanego zębника, jest znacznie większe przed linią środków niż za nią. Przy braku tarcia i prawidłowym (cykloidalnym niekorygowanym) zarysie kierunek ten powinien, jak wiadomo, przechodzić przez punkt styczności C .

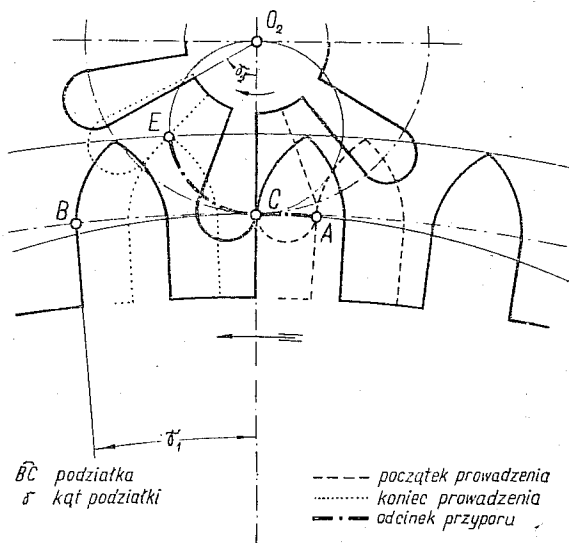
Zazębienie cykloidalne, mimo że nie jest pozbawione niekorzystnych wpływów tarcia na wejściu przy bardzo małej ilości zębów zębника, jednak daje możliwości usunięcia tych wpływów przez *korygowanie* zarysów zębów.

Ale nie spełnia ono drugiego wymagania stawianego zazębieniu zegarowym, gdyż pracuje prawidłowo tylko przy dokładnym (teoretycznym) rozstawieniu osi. Natomiast przy rozsuwaniu kół

początek przyporu bardzo szybko odsuwa się od punktu C, skutkiem czego na wejściu następuje zakleszczenie przekładni, nazywane „nasadzaniem”. Przy zsuwaniu zaś, końcowa współpraca odbywa się niewłaściwie: punkt styczności zębów schodzi z linii przyporu, gdyż pracuje tylko wierzchołek zęba koła, a zębnik prawie się zatrzymuje. Wobec tych usterek w pracy zazębienie cykloidalne również się nie nadaje do przekładni zegarowych. Ale wspomniana wyżej korekcja usuwa także i te usterki, przez co otrzymujemy zazębienie cykloidalne korygowane.

2. Korekcja

Obecnie podajemy szereg szczegółów dotyczących projektowania zarysów zębów zazębienia cykloidalnych korygowanych stosowanych w mechanizmach zegarowych. Chodzi tu głównie o wyjaśnienie, jak osłabić niekorzystne zjawiska zachodzące podczas pracy przekładni, gdy zębnik ma bardzo małą ilość zębów, oraz uczynić ją mniej wrażliwą na rozsuwanie i zsuwanie, uzyskując równocześnie pewne ułatwienie obróbki.



Rys. 361. Zazębienie cykloidalne korygowane (zegarowe).

Niekorzystne wpływy tarcia zmniejszą się, jeżeli skrócimy prowadzenie (odcinek przyporu) przed linią środków. Aby to uzyskać, zmniejszamy wysokość głowy zębów zębника, wskutek czego będą one brały udział w pracy dopiero w pobliżu punktu C (rys. 361). Dzięki takiej poprawce głowy zębów zębника zmniej-

sza się także wrażliwość na rozsuwanie osi, czyli zabezpiecza się przed „nasadzaniem”. Natomiast łatwiejsze wykonanie będzie osiągnięte przez zastąpienie epicykloid odpowiednio dobranymi łukami kołowymi. Przez to znów obniża się nieco głowa zęba koła, co czyni przekładnię mniej wrażliwą na zsuwanie.

Korekcję tę można przeprowadzić tylko na zazębieniu cykloidalnym o dostatecznie dużej średnicy koła odtaczanego, które pozwala na otrzymywanie wysokich zębów, co znów pomaga w osiągnięciu dostatecznego odcinka przyporu po znacznym skróceniu go przed linią środków.

Należy zaznaczyć, że przełożenie omawianego zazębienia zegarowego nawet przy dokładnym (teoretycznym) rozstawieniu osi koła i zębniaka w różnych fazach przyporu nie jest dokładnie stałe. To jednak nie umniejsza jego przydatności, gdyż, jak wspomnieliśmy, od przekładni zegarowych nie wymaga się stałości przełożenia. Aby niestałość przełożenia nie powodowała zakleszczeń, z a z e b i e n i e z e g a r o w e m u s i m i e ć d o ś ć znaczne luzy obwodowe i liczbę przyporu z a w s z e r ó w n ą 1 (tzn., że stale współpracuje tylko jeden ząb koła z jednym zębem zębniaka). Wobec tego zazębienie odbywa się w pobliżu linii środków. Początek przyporu następuje bardzo blisko punktu C (tym bliżej, im więcej zębów ma zębniak), a koniec przyporu też nie odbiega za daleko od tego punktu. Z powyższych rozważań wynika, że w zazębieniu zegarowym usunięto w znacznym stopniu wady zazębienia cykloidalnego kosztem wprowadzenia nieznacznej, nieszkodliwej dla mechanizmów zegarowych niestałości przełożenia.

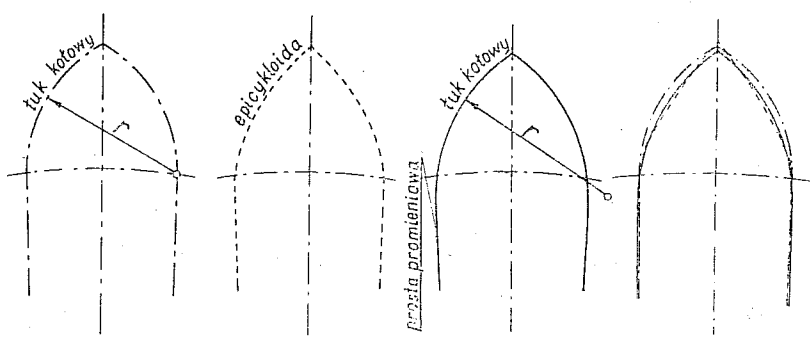
3. Budowa zarysów zębów

a. Koła napędzające (czynne)

Zasada budowy zarysu zębów koła i zębniaka była w zazębie niach zegarowych różna. W początkach zegarmistrzostwa u kół stosowany był — jak to już nadmieniliśmy na wstępie tego rozdziału — zarys *ostrołukowy* (rys. 362), w którym głowa zęba utworzona była z dwóch łuków kołowych, zatoczonych promieniem r równym grubości zęba lub większym, zakreślonym z punktu leżącego na stycznej do koła podziałowego.

Typowy, najbardziej rozpowszechniony w zazębieniu zegarowym jest zarys szwajcarski (NHS — 56702 i 56703/1939 r. — Normalisation horlogère suisse), mający za podstawę zarys cy-

kloidalny (rys. 363). Na normach szwajcarskich opierają się normy niemieckie (projekt opublikowany w „Neue Uhrmacher-Zeitung” z 1949 r.), brytyjskie (BS — 978/1952 r.) i inne.



Rys. 362.

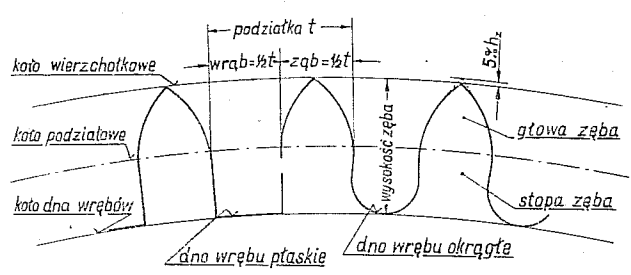
Rys. 363.

Rys. 364.

Rys. 365.

Zarysy zębów koła: 362 — ostrołukowy, 363 — cykloidalny, 364 — szwajcarski, 365 — rysunek porównawczy tych zarysów.

Zarys stopy zęba koła (rys. 364) jest utworzony przez prostą promieniową, a zarys głowy przez łuk koła, którego środek znajduje się wewnątrz koła podziałowego, tak że punkt styczności tego łuku z prostą tworzącą stopę zęba znajduje się również wewnątrz koła podziałowego.



Rys. 366. Szwajcarski zarys zębów koła.

Promienie r łuków są tak dobrane, że zakreślony nimi zarys zęba koła jest bardzo zbliżony do zarysu cykloidalnego. Linia ciągła przedstawia zarys szwajcarski, a linia przerywana — zarys cykloidalny. Jak widzimy na rys. 365, łuk kołowy zarysu

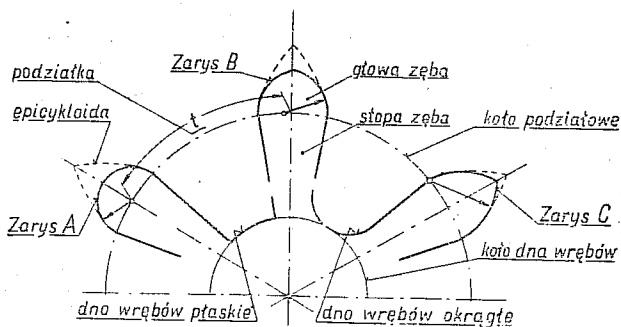
szwajcarskiego jest styczny do prostej stopy zęba wewnątrz koła podziałowego, na kole podziałowym przecina początek zarysu epicykloidy i wchodzi wewnątrz, następnie przecina ją powtórnie, tworzy w ten sposób wybrzuszenie w stosunku do epicykloidy i wreszcie po raz trzeci ją przecina, tworząc wierzchołek zęba obniżony w stosunku do epicykloidy.

Środki krzywizny łuków głowy zęba należy tak dobrać, aby łuki i oś symetrii zęba przecinały się na kole wierzchołków zębów.

Teoretyczna wysokość głowy zęba jest zmniejszona o 5% (rys. 366) celem poprawienia warunków pracy przy końcu przyporu. Grubość zęba koła równa się połowie podziałki, czyli $g = \frac{1}{2} t$. Den płaskich nie stosuje się obecnie prawie wcale ze względu na ułatwienie obróbki metodą obwiedniową.

b. Zębniaki napędzane (bierne)

Zarys stopy zębniaka (rys. 367) tworzy również prosta promieniowa będąca jednocześnie hipocykloidą, dla której średnica koła odtaczanego równa się promieniowi koła podziałowego.



Rys. 367. Szwajcarskie zarysy zębów zębniaka.

Zarys głowy zęba zębniaka tworzą łuki kołowe, które są tak dobrane, żeby zapewnić przy możliwie najmniejszej czynnej wysokości głowy zęba płynne i ciągłe wejście zęba w zazębienie. Ponieważ w normie szwajcarskiej jest zaznaczone, że w praktyce łuki grubości zęba mierzone na kole podziałowym można uważać za odpowiednie cięciwy, dlatego środki promieni, którymi zakreślono

ny jest zarys głowy zęba, leżą na kole podziałowym¹⁾. Promieniowa część boku zęba jest styczna do łuku głowy zęba, przy czym punkt styczności leży wewnątrz koła podziałowego.

Rozwiązanie szwajcarskie przewiduje 3 odmiany zarysu, nazwane oznaczeniami literowymi *A*, *B* i *C* o różnej wysokości głowy, jak to wyraźnie widać na rys. 367. Linia przerywaną pokazano teoretyczny zarys epicykloidalny. Jest on znacznie wyższy nawet od najwyższego zarysu szwajcarskiego *C*. Zasadniczo używa się tych zarysów przy następujących ilościach zębów zębniaka:

Zarys *A* przy 10 zębach lub więcej.

Zarys *B* przy 8 lub 9 zębach.

Zarys *C* przy 6 lub 7 zębach.

Należy jednak podkreślić, że przy małych przełożeniach można używać zarysów *A* i *B* dla ilości zębów mniejszych od wyżej podanych.

Jeżeli prowadzenie zęba zębniaka zaczyna się od linii środków, to pracuje tylko jego stopa, a więc zębnik może mieć zarys *A*. Gdy prowadzenie następuje częściowo przed linią środków, to pracuje również głowa zęba zębniaka, która wobec tego powinna mieć zarys *B* lub *C*. W większości przypadków wystarcza zarys *B*.

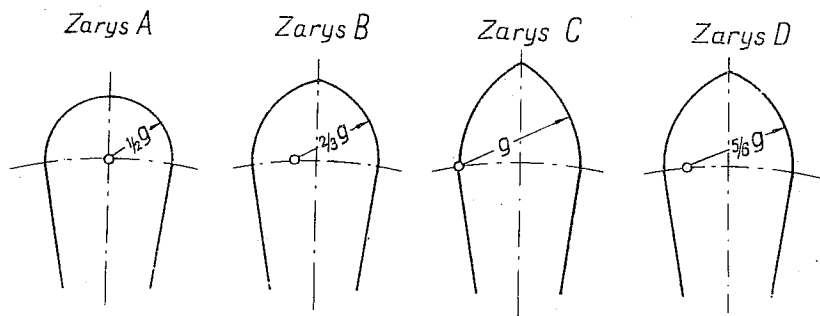
Grubość zębów zębniaka ustala się według ilości jego zębów, a to dlatego że zębniaki mające 10 lub mniej zębów podczas przesuwania się we wrębie koła potrzebują większego luzu niż zębniaki z większą ilością zębów. Stąd też, gdy zębnik ma 10 lub mniej zębów, grubość zęba zębniaka wynosi $1/3$ podziałki, jeżeli zaś zębnik ma więcej niż 10 zębów, wówczas grubość zęba wynosi $2/5$ podziałki²⁾. Promień łuku głowy o zarysie *A* wynosi $1/2$ grubości zęba, o zarysie *B* $2/3$ grubości zęba, a o zarysie *C* równa się całej grubości zęba.

Wskutek zmniejszenia czynnej wysokości głowy zęba zębniaka do praktycznie osiągalnego minimum prawie cała współpraca zębów odbywa się między głową zęba koła zębatego i stopą zębniaka. Na skutek tego znaczna część przyporu ma miejsce podczas wyzębienia się zębów, a więc rozpoczyna się on tuż przed linią środków. Dzięki temu straty energii wskutek tarcia na wżębieniu są małe i unika się zakleszczenia.

1) Tego uproszczenia nie można stosować u zębów kół, gdyż tam promień zarysu głowy jest znacznie większy od grubości zęba.

2) W Niemczech natomiast przyjmują grubość zęba zębniaka $1/3$ podziałki, gdy zębnik ma mniej niż 10 zębów, a $2/5$ podziałki, gdy zębnik ma 10 lub więcej zębów.

Dna wrębów międzyzębnych powinny być w przybliżeniu półkolisty. Dawniej były one utworzone przez łuki współśrodkowe z osią obrotu zębniaka, ostro przecinając promieniową część zarysu stopy. Okrągłe dna wrębów zwiększają wytrzymałość zębów na zginanie. Mają one również tę zaletę, że brud nie trzyma się tak jak w ostrych załamaniach, wskutek czego ułatwione jest czyszczenie zębów. Oprócz tego zębniaki z zaokrąglonymi dnami wrębów łatwiej jest frezować, mimo że tu stosuje się zwykle metodę podziałową (kształtową).



Rys. 368.

Rys. 369.

Rys. 370.

Rys. 371

Różne zarysy zębów zębniaka.

Zarysy najczęściej stosowane w praktyce zegarmistrzowskiej, przedstawione na rys. 368, 369 i 370 i oznaczone literami *A*, *B* i *C*, noszą nazwy: *okrągły*, *półostry* i *ostry*. Zarys okrągły spotyka się najrzadziej, gdyż jest on trudniejszy do wykonania. Natomiast w Niemczech (Glashütte) i w Austrii oprócz wspomnianych stosuje się także specjalny zarys głów zębów, pośredni między zarysem *B* i *C*, który pokazany jest na rys. 371 i oznaczony literą *D*. Przy tych wszystkich zarysach promień łuku jest podany w zależności od grubości zęba *g*. Środek łuku leży na kole podziałowym.

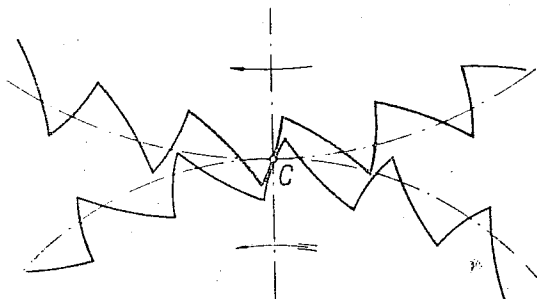
c. Koła i zębniaki napędzające i napędzane

W naciągach i w przekładniach wskazań zegarów, gdzie koła ząbują się z kołami lub zębniaki są elementami napędzającymi, zaleca się stosować zarys ewolwentowy. Gdyby zaś zastosowano ząbienie cykloidalne korygowane, to konstrukcja zębów powinna być taka jak na rys. 379. Tak u koła (lub zębniaka) napę-

dzanego jak i u napędzającego grubość zębów przyjmuje się $0,45 t$, szerokość wrębów $0,55 t$. Wobec tego luz wynosi:

$$0,55 t - 0,45 t = 0,1 t = 0,31 \cdot m$$

Wysokość głowy zęba u takich kół jest również inna. Zwiększenie grubości zębów zębniaka napędzanego zwiększa wysokość ich głów i zwiększa tym samym prowadzenie poza linią środków. Natomiast głowy zębów koła napędzanego powinny być zaokrąglone celem uniknięcia zakleszczenia. Nie zawsze to jednak się praktykuje. U kół napędzanych spotyka się taki sam zarys jak u napędzających.



Rys. 372. „Wilcze zęby”.

W niektórych starszych zegarkach spotyka się u kół naciągowych tzw. „wilcze zęby”. Zazębienie to przedstawione jest na rys. 372. Współpracujące boki zębów tego zazębienia mają zarys ewolwentowy. Natomiast drugie boki zębów od wierzchołka aż do dna wrębów są wklęsło ścięte. Zęby takie są u podstawy szersze i dlatego są mocniejsze niż normalne.

d. Luzy

W zazębieniach o małym module jest konieczne stosowanie większych luzów wierzchołkowych i międzyzębnych. Jest to spowodowane względem wykonawczym, gdyż małych zębów nie można wykonać z taką dokładnością jak dużych (bicie, średnica zewnętrzna), oraz względem na zanieczyszczenie.

Grubość zęba koła wynosi zwykle $\frac{1}{2} t$. Natomiast grubość zęba zębника u zębników z 10 lub mniej zębami przyjmuje się $\frac{1}{3} t$ oraz $\frac{2}{5} t$ u zębników mających 11 zębów lub więcej.

Ustalanie więc obwodowego luzu międzyzębnego w przekładni chodu zegara przedstawiałoby się jak następuje:

Ząb koła o grubości $\frac{1}{2} t$ zagłębia się we wręb zębника, który u zębników mających 10 lub mniej zębów wynosi $\frac{2}{3} t$, a przy większej ilości zębów — $\frac{3}{5} t$. A zatem luz wynosi:

$$\frac{2}{3} t - \frac{1}{2} t = \frac{1}{6} t = 0,52 \cdot m$$

$$\text{albo: } \frac{3}{5} t - \frac{1}{2} t = \frac{1}{10} t = 0,31 \cdot m$$

Luz wierzchołkowy oblicza się ze wzoru:

$$l_w = 0,40 \cdot m$$

D. ZAZĘBIENIE PALCOWE

1. Opis ogólny

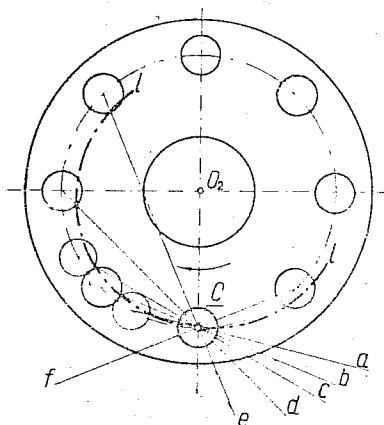
Istnieje jeszcze jeden rodzaj zazębienia, tzw. *zazębienie palcove* (latarkowe), w którym zęby zębника zastąpiono kołkami, czyli *palcami*. Jest ono odmianą opisanego zazębienia zegarowego i zastępuje go czasami jako rozwiązanie tańsze w produkcji wielkoseryjnej (przy zastosowaniu automatów). Zębник, zwany w tym przypadku *zębnikiem palcowym*, ma 8 lub więcej palców umieszczonych między dwiema tarczami. W początkach powstawania techniki zegarowej zazębienie palcove stosowano bardzo chętnie ze względu na prostotę wykonania zębników.

W najtańszych rozwiązaniach zębniki palcove wykonuje się jako odlewy pod ciśnieniem ze stopu cynkowego z zalanymi kołkami z drutu stalowego, w lepszych zaś — kołki z drutu stalowego wstawia się w otwory wiercone w 2 tarczach mosiężnych. Wykonywanie zębników palcowych metodą lania pod ciśnieniem jest technicznie uzasadnione, natomiast wykonywanie ich z mosiądzu nie można nazwać równie racjonalnym, a mimo to mosiężne zębniki palcove przetrwały dotychczas w budzikach i tańszych zegarach produkcji niemieckiej. Przyczyną tego jest prawdopodobnie wkład znacznych kapitałów przez ten przemysł w bardzo skomplikowane i udoskonalone automaty do produkcji zębników palcowych.

Zazębienie palcowe jest mało czułe na zanieczyszczenia i rdzewienie, gdyż podczas pracy nawet duże cząstki zanieczyszczeń są spychane z palców do pustego wnętrza zębника. Ponadto mała powierzchnia styku palców z zębami koła przez stałe tarcie oczyszcza się szybko nawet z rdzy. Naprawa takich zębników jest łatwiejsza, gdyż można wymienić uszkodzone palce. Poważną wadą zazębienia palcowego są duże naciski jednostkowe na zęby koła, które zwykle wyknuje się z mosiądzu. Skutkiem tego zęby koła szybko się wyrabiają, co zmniejsza trwałość mechanizmu. Często się też zdarza, że poszczególne palce wypadają.

2. Konstrukcja

Pod względem konstrukcyjnym jest to zazębienie punktowe należące do grupy cykloidalnych, w którym zarys stopy zębника sprowadzony jest do punktu stanowiącego zniekształconą hipocykloidę (powstaje ona wówczas, gdy koło odtaczane ma promień równy promieniowi koła podziałowego zębника). Punkt ten jest zastąpiony przez kołek walcowy, nazwany palcem.

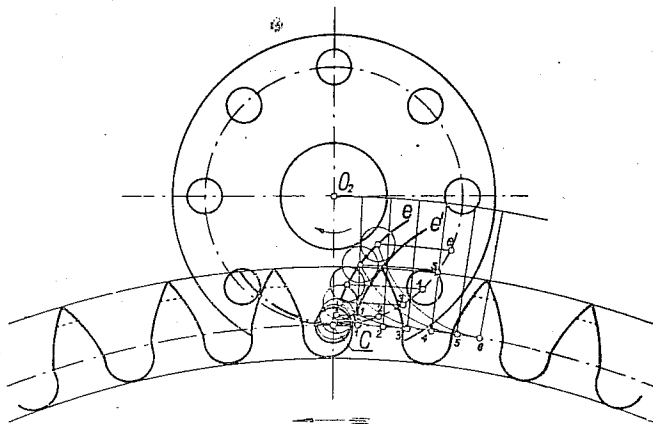


Rys. 373. Linia przyperu w zazębieniu palcowym.

Konstrukcja linii przyperu przedstawiona jest na rys. 373. Punkt O_2 jest środkiem zębника, C natomiast jest punktem styczności obydwu kół podziałowych na linii środków. Gdy narysujemy kilka pozycji palców zębника zaczynając od punktu C i gdy ze środka tych palców poprowadzimy proste przez C , które na rys. 373 oznaczone są literami a, b, c, d, e, f , wówczas proste te

przecinają obwody palców w punktach zetknięcia się z zębem koła, tzn. że punkty te leżą na linii przyporu. Przez połączenie wszystkich tych punktów otrzymujemy linię przyporu l .

W zazębieniu palcowym (rys. 374) koło podziałowe zębника przechodzi przez środki palców. Przedstawmy sobie palce zębника jako punkty rozdzielone na kole podziałowym zębника. Skoro koło podziałowe zębника obraca się bez ślizgania po kole podziałowym koła, punkt C zakreśla epicykloidę e , która byłaby zarysem zęba koła, gdyby palec zębника był tylko punktem. Aby więc wyznaczyć właściwy zarys zęba koła, rysujemy na tej linii szereg łuków o średnicy palców zębника. Linia e' styczna od tych łuków (stanowiąca ich obwiednię) a równoodległa od epicykloidy e podaje właściwy zarys zębów koła.



Rys. 374. Zazębienie palcowe.

Widzimy więc, że zarys zęba koła zależy jest od średnicy palców zębника. Im grubsze są palce, tym krótsza musi być wysokość głowy zęba. U zębników, które mają 11 lub więcej zębów, średnica palców wynosi około $\frac{2}{5}$ podziałki, u tych zaś, co mają 10 lub więcej zębów — około $\frac{1}{3}$ podziałki. Palce mogą zresztą być trochę grubsze, ponieważ zębник jest wewnątrz pusty i zazębienie nie łatwo zatrzyma się wskutek zabrudzenia.

Głowa zęba u kół w zazębieniu palcowym jest wyższa aniżeli w innych systemach zazębienia, gdyż koło odtaczane jest większe. Dlatego nie można bez zmniejszenia sprawności zazębienia wymieniać dowolnie tych kół. Jednak widać z rys. 374, że głowa

zęba nie jest wyzyskana całkowicie, ponieważ następny ząb już się zazębia, zanim poprzedni wyjdzie z zazębienia. Wobec tego zęby można by obniżyć, jak wskazuje linia przerywana, ale nie należałoby zmieniać samego zarysu głowy. Często zaokrąglą się ostry koniec zęba, aby przy niezbyt dokładnym wykonaniu nie przeszkadzał w zazębieniu. Grubość zęba koła równa się $1/2$ podziałki.

Jeżeli przyjmiemy, że środek palców w początku zazębienia leży na linii środków, to przy każdym rodzaju konstruowanego zazębienia palcowego wżębienie musi się zaczynać o połowę grubości palca przed linią środków.

E. OBLICZANIE ZAZĘBIEŃ

1. Obliczanie modułu

Koło i zębnik współpracujące ze sobą muszą mieć jednakową podziałkę. Ponieważ podziałka $= \pi \cdot \text{moduł}$ ($t = \pi \cdot m$), wobec tego koło to i zębnik muszą mieć także jednakowe moduły. W praktyce zegarmistrzowskiej najczęściej zachodzi potrzeba obliczenia przekładni do istniejących już odległości osi. Aby więc dobrać odpowiedni moduł, można by wykonać kilka próbnych obliczeń, zmieniając w nich moduły aż do uzyskania właściwej odległości osi. Prościej jednak i dokładniej jest obliczyć moduł m bezpośrednio z odległości osi a , jeżeli znana jest ilość zębów koła z_1 i zębника z_2 według wzoru:

$$m = \frac{2 \cdot a}{z_1 + z_2}$$

Czyli moduł otrzymamy, jeżeli podwojoną odległość osi podzielimy przez sumę zębów koła i zębника. Moduły podawane są w milimetrach.

Przykład: Obliczyć moduł zazębienia, jeżeli odległość osi $a = 7,65$ mm, ilość zębów koła $z_1 = 80$, ilość zębów zębника $z_2 = 10$.

$$m = \frac{2 \cdot a}{z_1 + z_2} = \frac{2 \cdot 7,65}{80 + 10} = 0,17 \text{ mm}$$

Nie zawsze jednak można dokładnie zmierzyć odległość osi, żeby w obliczeniu otrzymać znormalizowany moduł. Wówczas przyjmujemy taki znormalizowany moduł, który jest najbardziej zbliżony do wyniku obliczenia.

W poniższej tablicy podajemy moduły dla zegarów i zegarków znormalizowane przez szwajcarski przemysł zegarowy, a w następnej moduły dla zegarów znormalizowane przez Polski Komitet Normalizacyjny.

Tablica modułów od 0,07 do 0,5 mm

NHS — 56701

moduł m	podziałka t	moduł m	podziałka t	moduł m	podziałka t
0,070	0,220	0,130	0,408	0,240	0,754
0,0725	0,228	0,135	0,424	0,250	0,785
0,075	0,236	0,140	0,440	0,260	0,817
0,0775	0,243	0,145	0,456	0,270	0,848
0,080	0,251	0,150	0,471	0,280	0,880
0,0825	0,259	0,155	0,487	0,290	0,911
0,085	0,267	0,160	0,503	0,300	0,942
0,0875	0,275	0,165	0,518	0,320	1,005
0,090	0,283	0,170	0,534	0,340	1,068
0,0925	0,291	0,175	0,550	0,360	1,131
0,095	0,298	0,180	0,565	0,380	1,194
0,0975	0,306	0,185	0,581	0,400	1,256
0,100	0,314	0,190	0,597	0,420	1,319
0,105	0,330	0,195	0,613	0,440	1,382
0,110	0,346	0,200	0,628	0,460	1,445
0,115	0,361	0,210	0,660	0,480	1,508
0,120	0,377	0,220	0,691	0,500	1,571
0,125	0,393	0,230	0,723		

Tablica modułów od 0,1 do 0,9 mm ¹⁾
PN/M — 54681

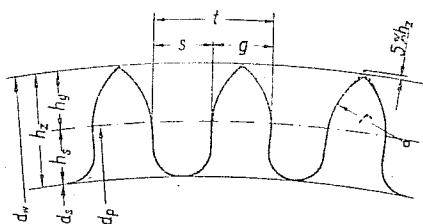
0,1	0,14	0,22	0,35	0,55	0,75
0,11	0,16	0,25	0,4	0,6	0,8
0,125	0,18	0,28	0,45	0,65	0,9
	0,2	0,3	0,5	0,7	

Moduły podane grubym drukiem są uprzywilejowane.

Można też moduł obliczyć ze średnicy wierzchołkowej koła lub zębniaka, o czym powiemy dalej przy obliczaniu innych elementów ząbienia.

2. Obliczanie kół

Na rys. 375 przedstawiony jest zarys znormalizowanych zębów kół oraz oznaczenia niektórych elementów potrzebnych do obliczeń. Głowa zęba utworzona jest z dwóch łuków. Łuk zatoczony jest promieniem r przechodzi przez wierzchołek zęba i łączy się z promieniową częścią boku zęba. Punkt ich zetknięcia leży już wewnątrz koła podziałowego.



Rys. 375. Oznaczenia elementów koła

Głowa zęba jest o kilka procent wyższa lub (w większości przypadków) niższa od połowy podziałki. Ponieważ przy obliczeniach średnicy wierzchołkowej głowę zęba należy brać dwa razy,

¹⁾ Większe moduły zamieściliśmy w 5 części „Zegarmistrzostwa” na str. 101.

dlatego zwykle oblicza się od razu podwójną jej wysokość. Rzeczywistą podwójną wysokość głowy zęba otrzymamy, jeżeli moduł m pomnożymy przez współczynnik skorygowanej wysokości głowy zęba, oznaczany literą f .

$$2h_g = f \cdot m$$

Wartość współczynnika f zależy od ilości zębów zębniaka napędzanego przez obliczane koło oraz od przełożenia. W tabelicy podajemy wartości współczynnika f w pionowych kolumnach dla przełożeń od 3 do 12. Pierwsza kolumna wskazuje, ile zębów ma zębniak.

Jeżeli np. obliczamy podwójną wysokość głowy zęba koła, które ma 80 zębów i zazębia się z zębniakiem o 8 zębach, to wyszukujemy współczynnik w wierszu, gdzie podana jest ilość zębów zębniaka 8, oraz przecinającej go kolumnie dla przełożenia 10 (gdyż $80 : 8 = 10$). Wartość tego współczynnika będzie: 2,96.

Tabela współczynników f do obliczeń podwójnej wysokości głowy zęba koła

Ilość zębów zębniaka	Przełożenie									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
6	2,52	2,56	2,58	2,60	2,62	2,63	2,63	2,64	2,65	2,65
7	2,67	2,72	2,75	2,76	2,78	2,79	2,80	2,81	2,82	2,82
8	2,80	2,86	2,90	2,92	2,94	2,94	2,95	2,96	2,97	2,97
9	2,93	2,99	3,02	3,05	3,07	3,09	3,10	3,11	3,11	3,12
10	3,05	3,11	3,14	3,17	3,19	3,21	3,22	3,23	3,24	3,24
12	3,25	3,32	3,36	3,40	3,42	3,44	3,45	3,47	3,47	3,48
14	3,44	3,51	3,56	3,60	3,62	3,64	3,66	3,67	3,68	3,68
15	3,52	3,60	3,65	3,69	3,71	3,74	3,75	3,77	3,78	3,80
16	3,60	3,69	3,73	3,78	3,80	3,82	3,84	3,86	3,86	3,87

Wielkość promienia r ustala się w zależności od ilości zębów zębniaka i przełożenia. Wspomniane normy szwajcarskie podają

w tablicy także współczynniki zaokrąglenia głowy zęba, przy pomocy których oblicza się promień r . Ponieważ w naszych opisach ząbów nie zagłębialiśmy się zbytnio w szczegóły konstrukcyjne, które dla zegarmistrzów nie są konieczne, dlatego tych współczynników nie podajemy. Jednak wielkość tego promienia można w przybliżeniu łatwo obliczyć ze wzoru:

$$r = 0,737 \cdot f \cdot m$$

gdzie wartość f bierzemy z tablicy współczynników, a 0,737 jest współczynnikiem stałym.

Średnicę podziałową d_p obliczamy w ten sposób, że ilość zębów z mnożymy przez moduł m :

$$d_p = z \cdot m$$

Średnicę wierzchołkową d_w otrzymamy, gdy do średnicy podziałowej dodamy podwójną wysokość głowy zęba:

$$d_w = d_p + 2h_g$$

Ponieważ

$$d_p = z \cdot m \quad \text{oraz} \quad 2h_g = f \cdot m,$$

więc

$$d_w = z \cdot m + f \cdot m = m \cdot (z + f)$$

Widzimy z ostatniego wzoru, że średnicę wierzchołkową otrzymamy, jeżeli moduł pomnożymy przez sumę ilości zębów i wartość współczynnika f . Po przekształceniu wzór ten może nam posłużyć do obliczenia modułu, jeżeli jest dana średnica wierzchołkowa i ilość zębów. Oprócz tego należy wiedzieć, ile zębów ma zębnik napędzany przez to koło, aby dobrać odpowiedni współczynnik f .

$$m = \frac{d_w}{z + f}$$

Podziałkę t mierzoną po łuku koła podziałowego obliczamy w ten sposób, że wartość π mnożymy przez moduł:

$$t = \pi \cdot m$$

Grubość zęba g mierzona na kole podziałowym równa się połowie podziałki, więc i szerokość wrębu s też będzie się równać połowie podziałki, co w zależności od modułu będzie:

$$g = 1,57 \cdot m; \quad s = 1,57 \cdot m$$

Średnica dna wrębów d_s równa się średnicy podziałowej zmniejszonej o podwójną wysokość stopy h_s zęba:

$$d_s = d_p - 2h_s$$

Ponieważ wysokość stopy zęba wynosi pół podziałki, czyli:

$$h_s = 1,57 \cdot m,$$

wobec tego średnica dna wrębów będzie:

$$d_s = z : m - 3,14 \cdot m = m \cdot (z - 3,14)$$

Mając obliczyć elementy danego koła najłatwiej jest zmierzyć jego średnicę zewnętrzną, czyli średnicę wierzchołkową, oraz policzyć zęby. Z tych dwóch danych można obliczyć wszystkie elementy koła, jednak trzeba wiedzieć, ile zębów ma zębnik, z którym to koło współpracuje.

Przykład: Obliczyć wszystkie elementy koła mając daną średnicę wierzchołkową $d_w = 7,83$ mm i ilość zębów $z = 60$. Zębnik napędzany przez to koło ma 6 zębów.

Najpierw wyszukujemy w tablicy wartość współczynnika f . Ponieważ zębnik ma 6 zębów, a przełożenie jest 10, więc dobieramy $f = 2,64$.

Następnie obliczamy moduł ze wzoru:

$$m = \frac{d_w}{z + f} = \frac{7,83}{60 + 2,64} = 0,125 \text{ mm}$$

Średnica podziałowa będzie:

$$d_p = z \cdot m = 60 \cdot 0,125 = 7,5 \text{ mm}$$

Średnica dna wrębów:

$$d_s = m \cdot (z - 3,14) = 0,125 \cdot (60 - 3,14) = 7,11 \text{ mm}$$

Podziałka:

$$t = 3,14 \cdot m = 3,14 \cdot 0,125 = 0,393 \text{ mm}$$

Podwójna wysokość głowy zęba:

$$2h_g = f \cdot m = 2,64 \cdot 0,125 = 0,33 \text{ mm}$$

Promień zaokrąglenia głowy zęba:

$$r = 0,737 \cdot f \cdot m = 0,737 \cdot 2,64 \cdot 0,125 = 0,243 \text{ mm}$$

Wysokość stopy zęba:

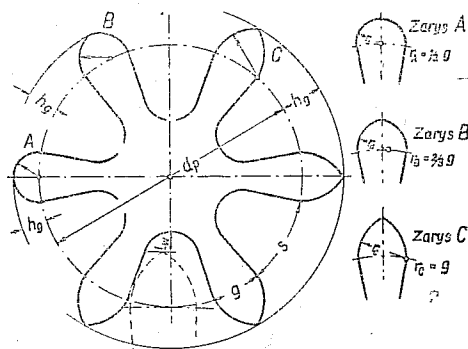
$$h_s = 1,57 \cdot m = 1,57 \cdot 0,125 = 0,196 \text{ mm}$$

Grubość zęba i szerokość wrębu wynoszą po pół podziałki, a więc tyle, co i wysokość stopy, czyli w tym przypadku po 0,196 mm.

W mniej dokładnych obliczeniach, gdy chodzi o dobranie gotowego już koła, co w praktyce często się zdarza, przy wszystkich kołach wystarczy przyjąć ogólnie, że wysokość głowy zęba równa jest połowie podziałki. Nawet u kół z małą ilością zębów powstająca stąd niedokładność nie przekracza 1% średnicy koła.

3. Obliczanie zębników

Znormalizowane zarysy głów zębów zębników, które spotykamy w praktyce, dzielimy na 3 grupy: *okrągłe*, *półostre* i *ostre*, oznaczone odpowiednio literami A, B, C. Zaliczenie jednego z zębników do właściwej grupy zależy od kształtu głowy zęba i ustalenia stosunków między promieniem zaokrąglenia głowy a grubością zęba. Wysokość głowy zęba można ustalić konstrukcyjnie, przy czym wierzchołek zęba otrzymujemy z przecięcia się łuków kształtujących głowę zęba, jak to wyjaśniliśmy poprzednio. Na rys. 376 podajemy raz jeszcze zarysy znormalizowanych zębników oraz oznaczenia potrzebne do obliczeń.



Rys. 376. Oznaczenia elementów zębnika.

Grubość zęba koła wynosi, jak wiemy, pół podziałki ($1,57 \cdot m$). Ażeby zazębienie miało luz, grubość zębów zębnika musi być mniejsza niż grubość zębów koła. Grubość zębów nie jest jednakowa u wszystkich zębników. Zależy bowiem od ilości zębów zębnika. U zębników mających 10 zębów lub mniej *grubość zębów* g przyjmuje się równą trzeciej części podziałki, czyli:

$$\text{gdy } z_2 \leq 10, \text{ to } g = \frac{1}{3} t = 1,05 \cdot m$$

Natomiast u zębników mających więcej niż 10 zębów grubość zębów przyjmuje się równą dwu piątym podziałki, czyli:

$$\text{gdy } z_2 > 10, \text{ to } g = \frac{2}{5} t = 1,25 \cdot m$$

Szerokość wrębu s (na kole podziałowym) otrzymamy, jeżeli od podziałki odejmiemy grubość zęba:

$$s = t - g$$

Promień r zaokrąglenia głowy zęba zębnika przyjmuje się zwykle w zależności od grubości i zarysu zęba. Dla zarysu A promień zaokrąglenia wynosi połowę grubości zęba, dla zarysu B — dwie trzecie, a dla zarysu C — całkowitą grubość zęba, czyli:

$$r_A = 1/2g; \quad r_B = 2/3g; \quad r_C = g$$

Można też obliczyć promienie zaokrąglenia głowy zębnika mnożąc współczynnik promienia przez moduł. Współczynniki te, oznaczone literą k , podajemy w tabelce. W tej samej tabelce podajemy także współczynniki podwójnej wysokości głowy zęba zębnika, oznaczone literą f_2 . Wartości tych współczynników są zaczerpnięte z normy szwajcarskiej NHS — 56703.

Tabela współczynników: f_2, k

Ilość zębów	Zarys A		Zarys B		Zarys C	
	f_2	k	f_2	k	f_2	k
11 lub więcej	1,05	0,525	1,34	0,70	1,71	1,05
6 — 10	1,25	0,625	1,61	0,82	2,10	1,25

Jeżeli mamy obliczyć podwójną wysokość głowy zęba zębnika, to musimy wiedzieć, ile on ma zębów, jaki moduł i jaki zarys. Na przykład dla zębnika z 10 zębami o module 0,25 mm i zarysie B dobieramy z tabelki współczynnik 1,34 i obliczamy podwójną wysokość głowy zęba:

$$2h_g = f_2 \cdot m = 1,34 \cdot 0,25 = 0,34 \text{ mm}$$

Gdyby u tego samego zębnika zęby miały zarys A , wówczas należałoby dobrać z tabelki współczynnik 1,05 i wtedy podwójna wysokość głowy zęba będzie:

$$2h_g = f_2 \cdot m = 1,05 \cdot 0,25 = 0,26 \text{ mm}$$

Wysokość stopy zębów zębника wyznacza się w ten sposób, żeby luz wierzchołkowy l_w między zębem koła i wrębem zębника (rys. 376) wynosił:

$$l_w = 0,40 \cdot m$$

Wysokość stopy zęba zębника równa się wysokości głowy zęba współpracującego koła zwiększonej o luz wierzchołkowy. Ponieważ do obliczenia średnicy dna wrębów potrzebna będzie podwójna wysokość stopy, dlatego zwykle oblicza się ją ze wzoru:

$$2h_s = m \cdot (f + 0,80)$$

Średnica dna wrębów d_s równa się średnicy podziałowej zmniejszonej o podwójną wysokość stopy zęba:

$$d_s = d_p - 2h_s$$

Ponieważ:

$$d_p = z \cdot m \text{ oraz } 2h_s = m \cdot (f + 0,80),$$

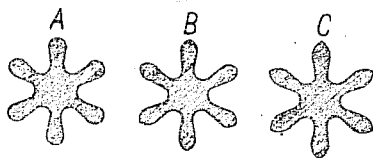
więc:

$$d_s = z \cdot m - m \cdot (f + 0,80) = m \cdot (z - f - 0,80)$$

Średnicę wierzchołkową d_w można obliczyć ze wzoru:

$$d_w = m \cdot (z + f_z)$$

Podobnie jak u kół możemy u zębników obliczyć wszystkie elementy, po zmierzeniu średnicy wierzchołkowej i policzeniu zębów. Oprócz tego trzeba wiedzieć, ile zębów ma koło, z którym zębник współpracuje, oraz jaki zarys mają zęby zębника. Ocenić, czy zęby mają zarys A, B lub C, jest dość trudno. Ale zegarmistrz-praktyk przez obserwację i porównania (za pomocą lupy — rys. 377) dochodzi zwykle do takiej wprawy, że wie, o jaki zarys w danym przypadku chodzi.

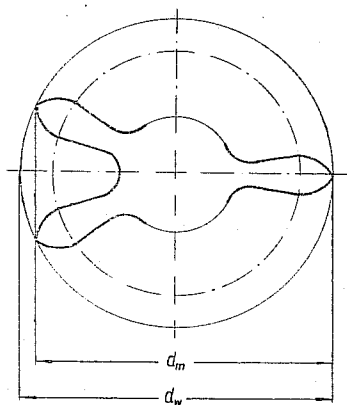


Rys. 377. Porównanie zębników o różnych zarysach.

Podczas mierzenia średnicy wierzchołkowej zębника należy zwrócić uwagę, czy ilość zębów zębника wyraża się parzystą liczbą, czy też nieparzystą. Jeżeli parzystą, to właściwą średnicę wierzchołkową otrzymamy, mierząc odległość między wierzchołkami dwóch naprzeciwległych zębów.

Jeżeli zaś nieparzystą, to naprzeciw każdego zęba leży wręb. Dlatego między mierzoną a właściwą średnicą jest pewna różnica, tym większa, im mniej zębów ma zębniak. Różnica ta, uwidoczni-
na na rys. 378, zależy tylko od ilości zębów. Wynosi ona:

U zębniaka z	7 zębami	$0,05 d_w$	(5/100 średnicy)
"	9 "	$0,03 d_w$	(3/100 ")
"	11 "	$0,02 d_w$	(2/100 ")
"	13 "	$0,015 d_w$	(1,5/100 ")
"	15 "	$0,01 d_w$	(1/100 ")



Rys. 378. Różnica między mierzoną a właściwą średnicą wierzchołkową.

Jeżeli więc obliczamy właściwą średnicę wierzchołkową d_w ze zmierzonej średnicy d_m , to musimy ją powiększyć, a więc pomnożyć przez współczynnik w , czyli:

$$d_w = d_m \cdot w$$

Natomiast gdy obliczamy średnicę zmierzoną d_m z właściwej średnicy d_w to musimy ją zmierzyć, a więc pomnożyć przez współczynnik u , czyli:

$$d_m = d_w \cdot u$$

Wartości współczynników w i u , zmieniających się zależnie od ilości zębów zębniaka, podajemy poniżej w tabelce.

Zmierzyliśmy np. średnicę u zębniaka z 9 zębami i odczytaliśmy wymiar 4,20 mm. Ile wynosi właściwa średnica wierzchołkowa?

$$d_w = d_m \cdot w = 4,20 \cdot 1,03 = 4,33 \text{ mm}$$

Tabela współczynników: w, u

Współczynnik	I l o ś ć z ę b ó w				
	7	9	11	13	15
w	1,05	1,03	1,02	1,015	1,01
u	0,95	0,97	0,98	0,985	0,99

Albo drugi przykład: Mamy obliczoną średnicę wierzchołkową zębniaka z 7 zębami, która wynosi 3,6 mm. Jaki wymiar mamy utrzymać przy mierzeniu dobieranego zębniaka?

$$d_m = d_w \cdot u = 3,6 \cdot 0,95 = 3,4 \text{ mm}$$

Obliczmy teraz wszystkie elementy zębniaka mając daną średnicę zewnętrzną i ilość zębów.

Przykład: U zębniaka z 6 zębami i zacysie półostрым B średnica zewnętrzna d_w wynosi 0,92 mm. Współpracujące z nim koło ma 60 zębów. Obliczyć wszystkie elementy zębniaka.

Najpierw obliczamy moduł z podanego wzoru. Współczynnik f_2 wyszukujemy w tabelce, podstawiamy do wzoru i liczymy:

$$m = \frac{d_w}{z + f_2} = \frac{0,92}{6 + 1,34} = 0,125 \text{ mm}$$

Grubość zębów (ponieważ jest ich 6) będzie:

$$g = 1,05 \cdot m = 1,05 \cdot 0,125 = 0,13 \text{ mm}$$

Promień zaokrąglenia głowy zęba:

$$r_B = k \cdot m = 0,70 \cdot 0,125 = 0,088 \text{ mm}$$

Podwójna wysokość głowy zęba:

$$2h_g = f_2 \cdot m = 1,34 \cdot 0,125 = 0,17 \text{ mm}$$

Podwójna wysokość stopy zęba:

$$2h_s = m \cdot (f + 0,80) = 0,125 (2,64 + 0,80) = 0,43 \text{ mm}$$

Podwójna wysokość zębów:

$$2h_z = 2h_g + 2h_s = 0,17 + 0,43 = 0,60 \text{ mm}$$

Podziałka:

$$t = \pi \cdot m = 3,14 : 0,125 = 0,393 \text{ mm}$$

Szerokość wrębu na kole podziałowym:

$$s = t - g = 0,393 - 0,13 = 0,263 \text{ mm}$$

Średnica podziałowa:

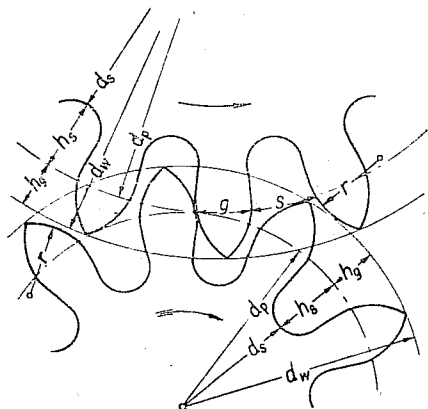
$$d_p = z \cdot m = 6 \cdot 0,125 = 0,75 \text{ mm}$$

Średnica dna wrębów:

$$d_s = m \cdot (z - f - 0,80) = 0,125 (6 - 2,64 - 0,80) = 0,32 \text{ mm}$$

4. Obliczanie kół naciągowych

W naciągu, urządzeniu nastawczym a czasem i w przekładni wskazań stosuje się koła, u których kształty zębów (o zarysie cykloidalnym korygowanym) są jednakowe tak u kół napędzających jak i u napędzanych. Zarysy zębów tych kół oraz niektóre oznaczenia pokazane są na rys. 379.



Rys. 379. Koła naciągowe.

Obliczanie tych kół przeprowadza się przy pomocy tych samych wzorów, jednak podstawiać należy inne współczynniki f_n , które podajemy w tabelce.

Tabela współczynników f_n

Ilość zębów	8	9	10-11	12-13	14-16	17-20	21-25	26-34	35-54	55-134	135-∞
f_n	2,32	2,34	2,38	2,40	2,44	2,48	2,52	2,54	2,58	2,62	2,64

Promień zaokrąglenia zębów można obliczyć ze wzoru:

$$r = 1,6 h_g \text{ lub } r = 0,8 \cdot f_n \cdot m$$

Grubość zęba: $g = 1,41 \cdot m$

Podwójna wysokość stopy zęba: $2h_s = 3,5 \cdot m$

Przykład: Obliczyć elementy kół naciagowych, z których jedno ma 55 zębów, drugie 35 zębów, a odległość osi a wynosi 12,15 mm.

Najpierw obliczamy elementy jednakowe obydwu kół, a następnie inne; oddzielnie większe koło i oddzielnie mniejsze.

Obliczamy moduł:

$$m = \frac{2 \cdot a}{z_1 + z_2} = \frac{2 \cdot 12,15}{55 + 35} = 0,27 \text{ mm}$$

Grubość zęba:

$$g = 1,41 \cdot m = 1,41 \cdot 0,27 = 0,38 \text{ mm}$$

Większe koło:

Mniejsze koło:

$$\text{Średnica podziałowa: } d_p = z \cdot m$$

$$55 \cdot 0,27 = 14,85 \text{ mm}$$

$$35 \cdot 0,27 = 9,45 \text{ mm}$$

$$\text{Średnica wierzchołkowa: } d_w = m \cdot (z + f_n)$$

$$0,27 \cdot (55 + 2,62) = 15,56 \text{ mm}$$

$$0,27 \cdot (35 + 2,58) = 10,15 \text{ mm}$$

$$\text{Średnica dna wrębów: } d_s = d_p - 2h_s$$

$$14,85 - 0,95 = 13,90 \text{ mm}$$

$$9,45 - 0,95 = 8,50 \text{ mm}$$

$$\text{Podwójna wysokość głowy zęba: } 2h_g = f_n \cdot m$$

$$2,62 \cdot 0,27 = 0,71 \text{ mm}$$

$$2,58 \cdot 0,27 = 0,7 \text{ mm}$$

$$\text{Promień zaokrąglenia głowy zęba: } r = 1,6 \cdot h_g$$

$$1,6 \cdot \frac{0,71}{2} = 0,57 \text{ mm}$$

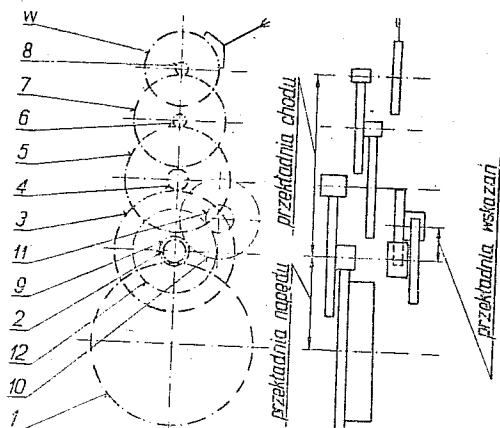
$$1,6 \cdot \frac{0,7}{2} = 0,56 \text{ mm}$$

VI. PRZEKŁADNIE

A. UWAGI OGÓLNE

W zegarach i zegarkach rozróżniamy następujące przekładnie zębate:

- przekładnię napędu* — od koła napędowego do zębniaka minutowego;
- przekładnię chodu* — od koła minutowego do zębniaka wychwytywego;
- przekładnię wskazań* — od ćwiertnika do koła godzinowego.

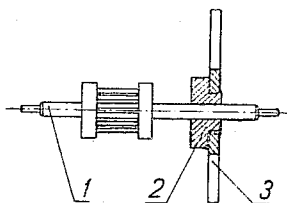


Rys. 380. Schemat przekładni napędu, chodu i wskazań: 1 — koło napędowe (wieniec zębały na bębnie), 2 — zębniak minutowy, 3 — koło minutowe, 4 — zębniak pośredni, 5 — koło pośrednie, 6 — zębniak sekundowy, 7 — koło sekundowe, 8 — zębniak wychwytywowy, 9 — ćwiertnik, 10 — koło zmianowe, 11 — zębniak zmianowy, 12 — koło godzinowe, w — koło wychwytywowe.

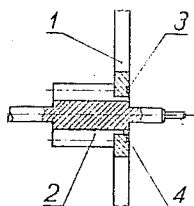
W zwyczajnych konstrukcjach zegarowych granicą tych przekładni jest oś minutowa. Konstrukcja i wielkość ich przełożeń zależne są od funkcji, jakie wypełniają w zegarze. Chociaż bowiem wszystkie z wymienionych przekładni spełniają w zegarze to samo zadanie zasadnicze, tzn. przenoszą ruch obrotowy, to jednak każda służy innemu celowi. Przekładnia napędu jest przyspieszająca, a od jej przełożenia zależy, jak długo ma zegar chodzić po jednym nakręceniu. Przełożenie przekładni chodu (która także jest przyspieszająca) i ilość zębów koła wychwytego określają, ile wahań w godzinie ma wykonać regulator. Natomiast przekładnia wskazań jest zwalnająca, gdyż przenosząc obroty osi minutowej na tuleję wskazówki godzinowej zmniejsza jej obroty 12 lub 24 razy. Na rys. 380 przedstawione są schematycznie wszystkie trzy przekładnie zegarowe.

1. Koła, zębniiki i osie

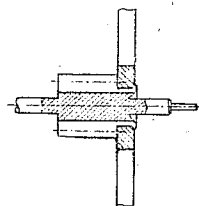
Koła zębate do przekładni zegarowych i zegarkowych wykonuje się zwykle z twardej blachy mosiężnej walcowanej na zimno. Blachy i taśmy mosiężne do wyrobu kół zegarowych określone są przez Polskie Normy (PN/M — 54690). Do lichszych zegarów koła razem z zębami wycinane są na prasach, do lepszych zaś wycięte krążki składa się w pakiety i razem frezuje się na nich zęby metodą kształtową, albo częściej obwiedniową. Trzeba przyznać, że obecnie zazębienia wykonane na prasach, zwłaszcza do większych zegarów, są również dobre. Jednak przy mniejszych modułach, od około $m = 0,4$ mm, wykonanie zębów na prasie, ze względów technologicznych, jest trudne.



Rys. 381. Koło umocowane na tulejce.



Rys. 382. Koło csa-dzyczne na stoczonym zębniku.



Rys. 383. Inny sposób zanićwiczenia koła na zębniku.

Zębniiki są zwykle stalowe, frezowane najczęściej metodą kształtową. Wykonywanie zębniików razem z osiami polega na tym, że końce okrągłych prętów, grubości zewnętrznej średnicy

zębника, obtacza się cieniej na oś, a zęby zębника frezuje się potem na każdej osi oddzielnie. W ten sposób wykonuje się zębni-ki razem z osiami; spotyka się je w lepszych zegarach i prawie we wszystkich zegarkach.

Materiał na mniejsze zębni-ki, czyli stal zębni-kowa, jest ciągniony w kształcie długich prętów o przekroju zębni-ka z wyma-ganą ilością zębów. Pręty te tną się na długość osi, stacza się po końcach niepotrzebne zęby, zostawiając je tylko na długości niez-będnej do prawidłowego ząbienia z kołem. Wprawdzie wyko-nywanie zębni-ków i osi z prętów ciągni-onych z zębami jest prze-starzałe i kosztowniejsze niż wykonywanie na automatach, jed-nak dobre jest przy robotach remontowych lub przy chałupni-czym wyrobie osi, gdy nie ma frezarek.

Zębni-ki palcowe używane są już rzadko i tylko w tańszych bu-dzikach. Zębni-ki te i większe, frezowane, osadzone są na gład-kich stalowych osiach.

Sposoby umocowania kół na osiach są różne. Na rys. 381 wi-dzimy osadzenie koła na tulejce, a zębni-ki palcowy umieszczony jest osobno. Na tulejce 2 zanitowane jest koło 3 włożone razem na oś 1.

Jeżeli oś stanowi całość z zębni-kiem, koło osadzone jest na częściowo stoczonych zębach zębni-ka. Ten sposób osadzenia koła widzimy na rys. 382. Koło 1 włożone jest na podtoczenie 4 zębni-ka 2. Jest to mocne połączenie, zwłaszcza wtedy, gdy dla więk-szego zabezpieczenia koło roznitowujemy na zębni-ku specjalnym nablįakiem, tworzącym zagłębienie 3 wkoło zębni-ka, lub też od-wrotnie, podcięte stożkowo czoło zębni-ka roznitowujemy w otwo-rze koła (rys. 383).

W zegarkach i zegarach z napędem sprężynowym koło napędo-we jest prawie zawsze złączone na stałe z bębni-em sprężyny, a ra-czej na obwodzie bębna znajduje się wieniec zębaty koła napędo-wego tworzący całość z bębni-em.

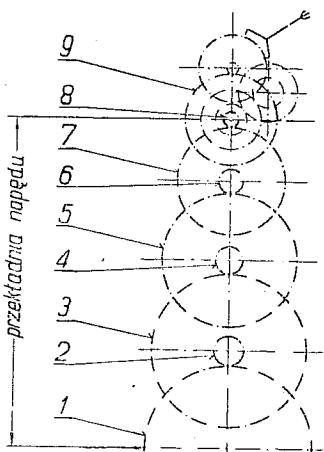
Wstrząs wywoływany pęknięciem sprężyny napędowej powo-duje często różne uszkodzenia w zegarku, jak np. wyłamanie zębów w kole napędowym albo zębni-ku minutowym, a nawet zniszczenie czopów koła pośredniego. Aby zapobiec tym szkodom, nie-które wytwórnie zegarków stosują zębni-ki minutowe nakręcane na gwintowaną oś minutową, które w razie zerwania się sprężyny, odkręcają się i w ten sposób zmniejszają nacisk wywierany na zęby.

Koło minutowe razem z zębnikiem często osadzone są na osi obrotowo i połączone z nią ciernie. Urządzenie to wiąże się ściśle z przekładnią wskazań, dlatego opisujemy je w miejscu poświęconym tym przekładniom.

B. PRZEKŁADNIE NAPĘDU

Przekładnia napędu służy do przenoszenia ruchu obrotowego z osi napędowej na oś minutową. W zegarach z 30-godzinową rezerwą chodu przekładnia napędu składa się z jednej pary kół, tj. z koła napędowego i zębniaka minutowego.

W zegarze z cotygodniowym naciągiem przekładnia napędu może się składać z jednej pary kół, wymagającej dużego przełożenia, lub z dwóch par o mniejszych przełożeniach, dających w sumie ośmiodniową rezerwę chodu.



Rys. 384. Przekładnia napędu zegara rocznego składająca się z czterech par kół: 1 — koło napędowe, 3, 5, 7 — koła dodatkowe, 2, 4, 6 — zębniaki dodatkowe, 8 — zębniak minutowy (koło minutowe 9 nie należy już do przekładni napędu).

Jeszcze większą przekładnię napędu mamy w zegarach rocznych, czyli z corocznym naciągiem (rys. 384). Składa się ona z trzech lub więcej par kół, a przełożenie jej jest już bardzo duże. Koła i zębniaki znajdujące się między kołem napędowym a zębniakiem minutowym nazywamy kołami i zębnikami *dotatkowymi*. Na rys. 384 są więc 3 koła dodatkowe i 3 zębniaki dodatkowe.

Przełożenie między osią napędową a osią minutową uwarunkowane jest tym, jak długo zegar ma chodzić po jednym nakręceniu. Im zegar ma mieć większą rezerwę chodu, tym przekładnia jego napędu musi mieć większe przełożenie. Przełożenie to rozkłada się zwykle na kilka par kół i zębników. Największe przełożenie stosowane w jednej parze nie przekracza zwykle 10 : 1, a wyjątkowo może dojść do 16 : 1. Stosunek przełożenia przekładni napędu do długości chodu zegara lub zegarka uwydatnia następująca tabela porównawcza.

Tabela porównawcza przełożeń przekładni napędu

Zegary z napędem	Rezerwa chodu (czas chodu)		Ilość par (koła i zębnik)		Ilość obrotów koła napędowego		Przełożenie przekładni napędu
	godzin	dni	w napędzie				
			obciążeniow.	spreżynow.	obciążeniow.	spreżynow.	
jednodniowym	28—36	1—1,5	0 ¹⁾ —1	1	18—28	z zastawką 4—5 bez zastawki 5—8	4—9
8-dniowym	190—240	8—10	1	1—2	12—14	5—6	12—48
14-dniowym	380—430	15—18	1—2	2	14—16	5—7	23—86
miesięcznym	760—820	32—34	2	2—3	14—16	5—7	58—164
rocznym	9000—9600	380—400	—	3—4	—	5—7	1890—2150

Wielkość przełożenia przekładni napędu i_n otrzymamy, jeżeli czas chodu t podany w godzinach podzielimy przez ilość obrotów koła napędowego (bębna) n wykonanych po jednym nakręceniu zegara.

$$i_n = \frac{t}{n}$$

1) Oś minutowa jest jednocześnie osią napędową, nie ma więc tu przekładni, gdyż koło minutowe spełnia zadanie koła napędowego.

Mamy np. obliczyć przekładnię napędu do zegara 8-dniowego z napędem sprężynowym. W celu łatwiejszego zrozumienia posłużymy się schematem przedstawionym na rys. 335. Po jednym nakręceniu zegar ma chodzić 8 dni, czyli 192 godziny. Wstawiamy więc do podanego wzoru liczbę godzin, przyjmując, że bęben wykona 5 obrótów po jednym nakręceniu i obliczamy:

$$i_n = \frac{t}{n} = \frac{192}{5} = 38,4$$

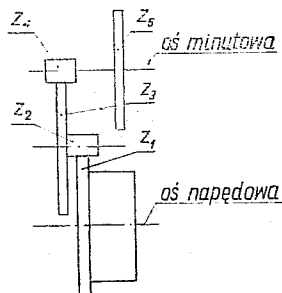
Otrzymane przełczenie zackrąglamy do 39 i rozkładamy na dwa mniejsze: 6,5 oraz 6, tzn. takie, które, pomnożone przez siebie, dadzą tę samą wartość.

Jeżeli przyjmiemy, że zębnik minutowy z_4 ma 10 zębów, a przełożenie z kołem dodatkowym z_3 ma być 6, to mnożąc przełożenie przez liczbę zębów zębniaka, dowiemy się, ile zębów ma mieć koło dodatkowe z_3 :

$$z_3 = i \cdot z_4 = 6 \cdot 10 = 60 \text{ zębów}$$

Podobnie utrzymamy ilość zębów koła napędowego z_1 , przyjmując dla zębniaka dodatkowego z_2 12 zębów:

$$z_1 = i \cdot z_2 = 6,5 \cdot 12 = 78 \text{ zębów}$$



Rys. 385. Schemat przekładni napędu (do obliczeń): z_1 — koło napędowe, z_2 — zębnik dodatkowy, z_3 — koło dodatkowe, z_4 — zębnik minutowy, z_5 — koło minutowe.

Blizsze dane do obliczenia innych szczegółowych wielkości kół i zębniaków podajemy w rozdziale o zażębieniach.

C. PRZEKŁADNIE CHODU

1. Przekładnia zwykła

W zegarach bez sekundnika i z małą ilością wahnięć regulatora przekładnia chodu może się składać tylko z koła minutowego i zębika wychwytowego. Najczęściej jednak są stosowane przekładnie składające się z kół: minutowego, pośredniego i sekundowego oraz z zębików: pośredniego, sekundowego i wychwytowego. Jeżeli natomiast przekładnia chodu składa się z dwóch kół, to koła sekundowego wtedy nie ma. Czasami w takich przekładniach koło wychwytowe obraca się raz na minutę i na jego osi osadzona jest wskazówka sekundowa.

Ilości wahnięć regulatorów w zegarach

Rodzaje zegarów	Ilość wahnięć na godz.
Zegary roczne	450 ÷ 900
Zegary wieżowe	1800 ÷ 3600
Zegary precyzyjne	3600
Zegary popularne	3600 ÷ 14 400
Budziki	14 400 ÷ 16 200
Chronometry okrętowe	14 400
Zegarki kieszonkowe	14 400 ÷ 22 500
Zegarki nareczne	18 000 ÷ 28 800

Mówiąc ogólnie o przekładniach wspomnieliśmy już, że przełożenie przekładni chodu i ilość zębów koła wychwytowego określają, ile wahnięć (jednostronnych) w godzinie ma wykonać dany regulator, czyli że między przełożeniem przekładni chodu i ilością wahnięć regulatora istnieje ścisła zależność. Odwrotnie też: z ilości wahnięć regulatora możemy się dowiedzieć, jakie jest przełożenie między osią minutową a osią wychwytową.

Ilości wahnięć regulatorów w różnych zegarach nie są jednakowe; rozpiętość ich jest bardzo duża. Dla orientacji przytaczamy je w tabelce. Należy przy tym zaznaczyć, że liczby wahnięć w podanych granicach mogą być różne. Np. w zegarkach, oprócz najczęściej spotykanych 18 000 wahnięć, bywają także: 18 200;

18 874; 18 816, a nawet ułamkowe: 16 824,8; 17 525,9 i wiele innych.

Przełożenie przekładni chodu i obliczamy w ten sposób, że ilości zębów kół mnożymy przez siebie, a iloczyn dzielimy przez iloczyn zębów zębników, czyli:

$$i = \frac{z_1 \cdot z_3 \dots}{z_2 \cdot z_4 \dots}$$

Regulator musi zrobić dwa wahnięcia, zanim koło wychwytowe przesunie się o jeden ząb (o jedną podziałkę), wobec tego w czasie jednego obrotu koła wychwykowego regulator wykona dwa razy tyle wahnięć, ile jest zębów w tym kole. Jeżeli więc przełożenie przekładni chodu i pomnożymy przez podwójną ilość zębów koła wychwykowego z , to otrzymamy ilość wahnięć regulatora na godzinę n_h :

$$n_h = i \cdot 2z$$

Z tej ostatniej zależności możemy także obliczyć przełożenie przekładni, mając daną ilość wahnięć regulatora na godzinę oraz ilość zębów koła wychwykowego. Po przekształceniu poprzedniego wyrażenia otrzymamy:

$$i = \frac{n_h}{2z}$$

Dalsze przekształcenie umożliwi obliczenie ilości zębów koła wychwykowego, gdy już mamy daną ilość wahnięć regulatora na godzinę oraz przełożenie:

$$z = \frac{n_h}{2i}$$

1. przykład: Obliczyć przełożenie przekładni chodu zegara oraz ilość wahnięć regulatora na godz., mając następujące dane: Koło minutowe z_1 ma 84 zęby, zębnik pośredni $z_2 = 7$, koło pośrednie $z_3 = 70$, zębnik wychwytowy $z_4 = 7$, koło wychwytowe $z = 41$ zębów.

Obliczamy przełożenie według podanego wzoru, podstawiając wartości liczbowe:

$$i = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} = \frac{84 \cdot 70}{7 \cdot 7} = 120$$

Ilość wahnięć regulatora na godz. będzie:

$$n_h = i \cdot 2z = 120 \cdot 2 \cdot 41 = 9840$$

2. przykład: Obliczyć przełożenie przekładni chodu zegarka, którego balans wykonuje 18 000 wahnięć na godz., a koło wychwytowe ma 15 zębów.

Przełożenie i będzie:

$$i = \frac{n_h}{2z} = \frac{18\,000}{2 \cdot 15} = 600$$

Jeśli zegarek taki ma mieć wskazówkę sekundową, to przełożenie między kołem minutowym i zębnikiem sekundowym powinno wynosić 60 : 1, a między kołem sekundowym i zębnikiem wychwykowym 10 : 1. Przełożenie

to powinno być ściśle zachowane i nie może być zaokrąglane, jak np. w przekładni napędu, gdyż w przeciwnym razie zdarzałoby się często, że sekundnik byłby na dwunastej, a wskazówka minutowa między kreskami podziałki na tarczy.

Przełożenie 60 : 1 między osią minutową a osią sekundową rozkłada się zwykle na dwa inne, np.: (8 : 1) · (7,5 : 1), dodając oczywiście oś pośrednią. Niekiedy jednak można spotkać inny podział, np.: (9 : 1) · (6²/3 : 1).

W naszym przykładzie przełożenie 600 rozkładamy na trzy pary: 8 · 7,5 · 10. Jeżeli do tych przełożeń dobierzemy zębniiki z odpowiednią ilością zębów, np.: 8, 8, 6, i pomnożymy przez poszczególne przełożenia, to otrzymamy ilości zębów kół:

koło minutowe będzie miało:	8 · 8 = 64 zębų
„ pośrednie „ „	8 · 7,5 = 60 zębų
„ sekundowe „ „	6 · 10 = 60 zębų

3. przykład: Obliczyć, ile zębów powinno mieć koło wychwytowe, jeżeli balans wykonuje 18 000 wahnięć na godz., a w przekładni chodu są następujące ilości zębów kół i zębniików: koło minutowe z_1 — 64, zębniik pośredni z_2 — 8, koło pośrednie z_3 — 60, zębniik sekundowy z_4 — 8, koło sekundowe z_5 — 70 i zębniik wychwytowy z_6 — 7 zębų.

Najpierw obliczamy przełożenie przekładni chodu:

$$i = \frac{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5}{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6} = \frac{64 \cdot 60 \cdot 70}{8 \cdot 8 \cdot 7} = 600$$

Ilość zębów koła wychwytowego według wzoru będzie:

$$z = \frac{n_1}{2i} = \frac{18\,000}{2 \cdot 600} = 15 \text{ zębų.}$$

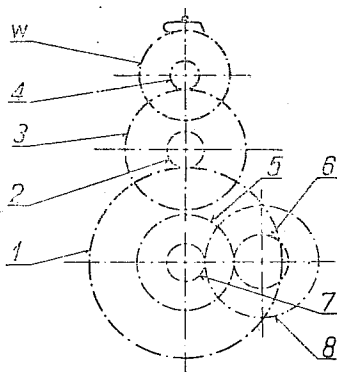
2. Przekładnie chodu bez koła minutowego

a. Szwarzwaldzkie i roskopowe

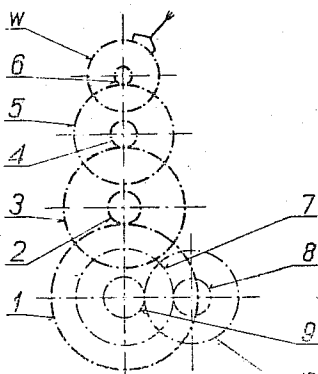
W jednodniowych zegarach szwarzwaldzkich i niektórych ośmiiodniowych zegarach domowych z napędem obciążnikowo-łańcuchowym w przekładni chodu nie ma koła minutowego, a więc takiego koła, które by obracało się raz na godzinę. Wskazówka minutowa jest wówczas osadzona na tulejce ćwiertnika, który zawsze obraca się raz na godzinę. Schemat przekładni jednodniowego zegara szwarzwaldzkiego widzimy na rys. 386.

Odpowiednikiem przekładni zegara szwarcwaldzkiego są w zegarkach noszonych różne systemy przekładni zegarków roskopfowych. Najbardziej jednak podobna jest 3-kołowa przekładnia chodu zegarka roskopfowego pokazana na rys. 387.

Rys. 386. Schemat przekładni jednoosowego zegara szwarcwaldzkiego: 1 — koło napędowe, 2 — zębnik pośredni, 3 — koło pośrednie, 4 — zębnik wychwytowy, 5 — koło zmianowe, 6 — ćwiertnik, 7 — zębnik zmianowy, 8 — koło godzinowe, w — koło wychwytowe.



Rys. 387. Schemat 3-kołowej przekładni zegarka roskopfowego: 1 — koło napędowe, 2 — pierwszy zębnik pośredni, 3 — pierwsze koło pośrednie, 4 — drugi zębnik pośredni, 5 — drugie koło pośrednie, 6 — zębnik wychwytowy, 7 — koło zmianowe, 8 — ćwiertnik, 9 — zębnik zmianowy, 10 — koło godzinowe, w — koło wychwytowe.



W normalnych zegarkach bęben sprężyny ze względu na oś minutową musi być mniejszy od promienia płyty zegarka. Roskopf, rezygnując z koła minutowego umieszczanego między płytami i zastępując je ćwiertnikiem obracającym się na jednostronnie zamocowanym czopie, uzyskał znacznie więcej miejsca na bęben sprężyny, który w jego zegarkach ma zawsze średnicę większą od promienia płyty. Wskutek tego może być zastosowana dłuższa sprężyna. Koło napędowe może się obrócić aż 7,5 raza po jednym nakręceniu. Oprócz tego Roskopf zmniejszył przekładnię chodu o jedną parę, tj. o koło i zębnik.

A jak należy obliczać przekładnię chodu w zegarkach i zegarkach bez koła minutowego? Wiemy z poprzednich przykładów

obliczeń zwykłych przekładni chodu, że należy rozpocząć od elementu obracającego się raz na godzinę, a więc od koła minutowego. W zegarach bez koła minutowego elementem obracającym się raz na godzinę jest ćwiertnik i chociaż należy on już do przekładni wskazań, wchodzi on również do obliczeń przekładni i ilości wahnięć regulatora. A zatem do obliczenia przełożenia przekładni chodu, np. 3-kołowego zegarka roskopfowego, musimy uwzględnić ilości zębów: ćwiertnika, koła zmianowego, koła napędowego, dwóch kół pośrednich (koła sekundowego nie ma, bo żadne z nich nie obraca się raz na minutę) oraz zębnika wychwytowego.

Ilości zębów w kołach oryginalnego zegarka roskopfowego są następujące:

- koło napędowe $z_1 = 128$ zęb. 1. zębnik pośredni $z_2 = 8$ zęb.
 1. koło pośrednie $z_3 = 84$ zęb. 2. zębnik pośredni $z_4 = 7$ zęb.
 2. koło pośrednie $z_5 = 60$ zęb. zębnik wychwytowy $z_6 = 6$ zęb.
 koło zmianowe $z_7 = 56$ zęb. ćwiertnik $z_8 = 14$ zęb.
 koło wychwytowe $z = 18$ zębów

Wstawiając te wartości do znanego już wzoru na obliczenie przełożenia należy ilości zębów ćwiertnika wpisać w liczniku, a koła zmianowego w mianowniku, gdyż koło to, jeśli chodzi o przekładnię chodu, spełnia tu rolę zębnika, a ćwiertnik — rolę koła minutowego.

$$i = \frac{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5 \cdot z_8}{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6 \cdot z_7} = \frac{128 \cdot 84 \cdot 60 \cdot 14}{8 \cdot 7 \cdot 6 \cdot 56} = 480$$

Ponieważ w zegarkach roskopfowych przełożenie między ćwiertnikiem a kołem zmianowym wynosi zawsze $1/4$, dlatego bęben wykonuje $1/4$ obrotu na 1 godzinę. Wobec tego zamiast wpisywać ilości zębów ćwiertnika i koła zmianowego do wzoru na obliczenie przełożenia, wystarczy pomnożyć przez $1/4$, czyli:

$$i = \frac{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5}{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6} \cdot 1/4$$

Przełożenie pomnożone przez podwojoną ilość zębów koła wychwytowego da nam ilość wahnięć regulatora na godzinę:

$$n_h = i \cdot 2z = 480 \cdot 2 \cdot 18 = 17\,280$$

Z przytoczonego przykładu może ktoś wyciągnąć błędny wniosek, że w zegarku roskopfowym nie ma przekładni napędu, gdyż koło napędowe wliczone zostało do przekładni chodu. A jednak przekładnią napędu jest i zaraz ją obliczymy, by się dowiedzieć, jak długo chodzi ten zegarek po jednym nakręceniu.

Ćwiertnik 8 (rys. 387), obracający się raz na godzinę, ma 14 zębów. Zazębia się on z kołem zmianowym 7 mającym 56 zębów. Osadzone jest ono na pokrywce bębna i obraca się razem z nim. Przełożenie i_n między kołem zmianowym 7 a ćwiertnikiem 8 będzie:

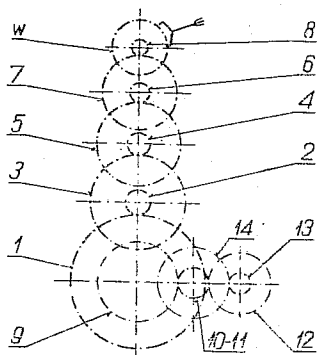
$$i_n = \frac{z_7}{z_8} = \frac{56}{14} = 4$$

Przełożenie to pomnożone przez ilość obrotów n , które wykona bęben po jednym nakręceniu zegarka, da nam czas chodu t :

$$t = i_n \cdot n = 4 \cdot 7,5 = 30 \text{ godz.}$$

Przytoczony tu przykładowo zegarek roskopfowy będzie więc chodził 30 godzin po całkowitym naciągnięciu sprężyny.

Rys. 388. Schemat przekładni zegarka roskopfowego z kołem sekundowym i kołem napędzającym przekładnię wskazań: 1 — koło napędowe, 2 — pierwszy zębnik pośredni, 3 — pierwsze koło pośrednie, 4 — drugi zębnik pośredni, 5 — drugie koło pośrednie, 6 — zębnik sekundowy, 7 — koło sekundowe, 8 — zębnik wychwytowy, 9 — koło napędzające przekładnię wskazań, 10-11 — ćwiertnik, 12 — koło zmianowe, 13 — zębnik zmianowy, 14 — koło godzinowe, w — koło wychwytowe.



W przekładniach zegarkowych bez koła minutowego ćwiertnik napędzany jest zwykle przez koło zmianowe, które osadzone jest ciernie na pokrywce bębna. Jest to szczególny przypadek, gdzie koło zmianowe jest jednocześnie kołem napędzającym przekładnię wskazań. Natomiast na rys. 388 widzimy schemat zegarka roskopfowego, w którym ćwiertnik 10-11 jest napędzany przez spe-

cialne koło 9 napędzające przekładnię wskazań (a nie przez koło zmianowe 12). Koło 9 napędzające przekładnię wskazań jest osadzone ciernie na pokrywce bębna i wraz z ćwiertnikiem stanowi podstawę do obliczenia rezerwy chodu zegarka.

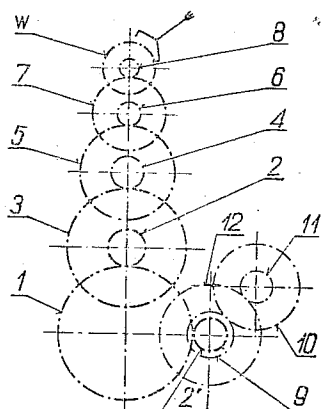
W zegarkach roskopfowych z sekundnikiem przekładnia jest powiększona o koło i zębnik (rys. 388), a więc znowu ma tyle kół, ile zegarek zwyczajny. Wprawdzie i trzykołową przekładnię roskopfową można by tak obliczyć, że jedno z jej kół obracałoby się raz na minutę. Na osi tego koła mógłby więc być osadzony sekundnik, ale obracałby się on w lewo. Dlatego w zegarkach z taką przekładnią zwykle sekundnika nie ma.

b. Inne przekładnie bez koła minutowego

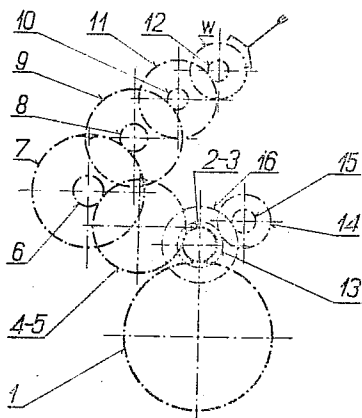
W wyżej przytoczonych przykładach opisaliśmy przekładnie bez koła minutowego, które nie mają także zębnika i osi minutowej. Bywają jednak przekładnie zegarkowe z osią minutową i zębniem minutowym, ale bez koła minutowego. Schemat jednej z takich przekładni widzimy na rys. 389. Jest to przekładnia kształtowego mechanizmu zegarka narecznego. Od koła napędowego 1 do koła wychwytowego *w* prowadzi normalna przekładnia składająca się z dwóch kół pośrednich 3 i 5 oraz koła sekundowego 7. Zębnik minutowy 2' napędzany jest, jak i w normalnych przekładniach, przez koło napędowe 1, ale ułożyskowany jest z boku. Dlatego koło napędowe napędza dwa zębniaki: pierwszy zębniak pośredni 2 i zębniak minutowy 2'. Na osi minutowej osadzony jest ćwiertnik 9, który zazębia się z kołem zmianowym 10. Zaletą tego urządzenia przekładni jest swoboda w ułożeniu kół, dlatego że pierwsze koło pośrednie 3 (będące odpowiednikiem minutowego) nie jest w środku mechanizmu, co w mechanizmach prostokątnych i kształtowych ma duże znaczenie.

Prawie we wszystkich zegarach z napędem sprężynowym oraz we wszystkich zegarkach największe koło przekładni chodu z konieczności musi się znajdować nad bębniem, ponieważ osadzone jest na osi napędzanej przez koło napędowe. Powoduje to pogrubienie całego mechanizmu. Aby uzyskać cieńszy zegarek, niektórzy konstruktorzy dają taki układ kół, jaki pokazany jest na rys. 390. Widzimy, że zębniak minutowy 2-3 zazębia się z jednej strony z kołem napędowym 1, którym jest napędzany, z drugiej zaś zazębia się z kołem uzupełniającym 4-5 napędzając za jego pośrednictwem dalsze koła przekładni chodu. Wskutek tego

wszystkie osie mogą być tylko tak długie, jak wałek sprężyny, gdyż żadne z kół przekładni chodu nie jest umieszczone nad bęb-
nem.



Rys. 389. Schemat przekładni zegarka z zębniakiem minutowym, lecz bez koła minutowego: 1 — koło napędowe, 2 — pierwszy zębniak pośredni, 2' — zębniak minutowy, 3 — pierwsze koło pośrednie, 4 — drugi zębniak pośredni, 5 — drugie koło pośrednie, 6 — zębniak sekundowy, 7 — koło sekundowe, 8 — zębniak wychwytowy, 9 — ćwiertnik, 10 — koło zmianowe, 11 — zębniak zmianowy, 12 — koło godzinowe, w — koło wychwytowe.



Rys. 390. Schemat przekładni zegarka z zębniakiem minutowym i kołem uzupełniającym, lecz bez koła minutowego: 1 — koło napędowe, 2-3 — zębniak minutowy, 4-5 — koło uzupełniające, 6 — pierwszy zębniak pośredni, 7 — pierwsze koło pośrednie, 8 — drugi zębniak pośredni, 9 — drugie koło pośrednie, 10 — zębniak sekundowy, 11 — koło sekundowe, 12 — zębniak wychwytowy, 13 — ćwiertnik, 14 — koło zmianowe, 15 — zębniak zmianowy, 16 — koło godzinowe, w — koło wychwytowe.

Koło uzupełniające nie wchodzi do obliczeń przełożenia przekładni chodu, ponieważ zmienia ono tylko kierunek obrotu i odległość skrajnych osi.

3. Przekładnie chodu w zegarach z centralnym sekundnikiem

a. Uwagi ogólne

Coraz częściej można spotkać nowoczesny zegarek naręczny lub inny, z centralnym sekundnikiem, tzn. dużą wskazówką sekundową umieszczoną w pośrodku tarczy nad wskazówkami godzinową i minutową. Zegarek z centralnym sekundnikiem produkowany jest już od 25 lat. Ma on swoje zalety, ale ma także i wady.

Do niewątpliwych zalet należy zaliczyć użyteczność dużej wskazówki sekundowej, przesuwej się nad większą podziałką tarczy w porównaniu z podziałką dla zwykłego sekundnika, co umożliwi dokładniejsze odczytanie wskazań. Wiadomo bowiem, że w dzisiejszej technice nawet ułamki sekundy odgrywają dużą rolę. Poza tym, sekundowymi wskazaniem zwykłych zegarków posługuje się przemysł, komunikacja, medycyna, sport itd.

Wadą zaś niektórych zegarków z centralnym sekundnikiem jest to, że mechanizm jest obciążony dodatkową parą kół i dlatego potrzebuje większej energii napędowej. Oprócz tego u wszystkich zegarków z centralnym sekundnikiem oś minutowa musi być przewiercona wzdłuż, aby umożliwić przejście osi sekundowej. Wiercenie długiego otworu w stalowej osi minutowej nie odbywa się bez trudności i zwiększonych kosztów produkcji, dlatego zegarki te są droższe.

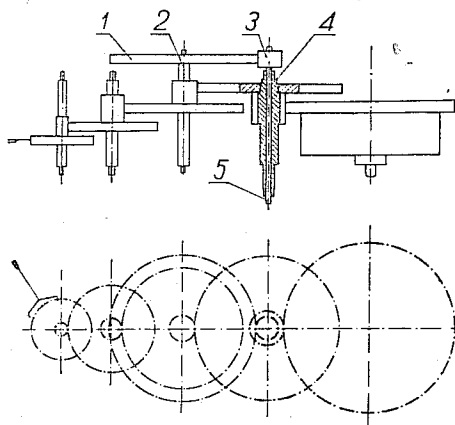
Zastosowanie centralnego sekundnika bez przewiercenia osi minutowej także jest możliwe. Taką konstrukcję można było spotkać już prawie przed stu laty. Ale ówczesni konstruktorzy zastosowali do napędu sekundnika drugą sprężynę. Obecnie produkowane przekładnie zegarkowe z centralnym sekundnikiem są już znacznie prostsze i, co najważniejsze, nie wymagają do napędu dwóch sprężyn.

Ruchy sekundnika odbywają się równomiernymi skokami w takt wahnięć regulatora, stąd w większości zegarków sekundnik wykonuje 5 skoków na sekundę. W starszych konstrukcjach zegarków z centralnym sekundnikiem, zwykle z wychwytem podwójnym (duplex), sekundnik wykonywał jeden ruch na sekundę. Z końcem 1954 r. wyprodukowano w Szwajcarii zegarek naręczny „Doxa 15000”, którego centralny sekundnik skacze także co sekundę.

b. Przekładnia chodu z dodatkową przekładnią do centralnego sekundnika

Przekładnię chodu do zegarków z centralnym sekundnikiem widzimy na rys. 391. Na przedłużony czop osi pośredniej 2 nasadzony jest koło 1 napędzające zębnik sekundowy 3 ułożyskowany w przewierconej osi minutowej 4. Centralny sekundnik nasadzony jest na przedłużony czop 5 osi sekundowej.

Przy takim ułożeniu przekładni ruchy sekundnika byłyby nierównomierne. Ruch mechanizmu jest bowiem przerywany. A ponieważ oś centralnego sekundnika obraca się bardzo lekko w osi minutowej i działa na nią siła przez zęby zębника 3 tylko z jednej strony, stąd za każdym skokiem koła wychwytywego — pod wpływem dużej bezwładności sekundnika i wskutek dużego luzu międzyzębnego zazębień zegarowych — ząb zębника 3 uderzałby o drugą stronę zęba koła 1, a odbijając się od niego powodowałby nieprzyjemne dla oka cofanie się sekundnika. Aby tego uniknąć, stosuje się sprężynę dociskową (na rys. 391 nie uwidocz-niona), która przyciska zębnik sekundowy i, hamując go lekko, powoduje poprawę równomierności ruchu sekundnika.



Rys. 391. Schemat przekładni chodu z dodatkową przekładnią do centralnego sekundnika.

Widzimy, że dla centralnego sekundnika zastosowano tutaj dodatkową parę kół i sprężynkę dociskową, które zużywają energię sprężyny napędowej przeznaczoną do podtrzymania wahnięć regulatora. W zegarku tak obciążonym, mimo obliczonej rezerwy chodu na 40 godzin, już krótko po 24 godzinach balans ma znacznie zmniejszoną amplitudę, co ujemnie wpływa na jego regularność.

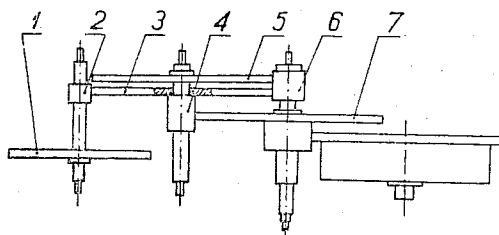
Ten system przekładni sprawia zegarmistrzom pewną trudność, gdyż bez specjalnego ściągacza trudno zdjąć koło 1 z czopa 2 tak by nie uszkodzić jednego lub drugiego.

Mimo tych stron ujemnych przekładnie te, dzięki prostocie konstrukcji szeroko się rozpowszechniły.

Przełożenie między osią minutową a centralną osią sekundową jest oczywiście równe $60 : 1$, tzn. takie, jak i w zegarkach ze zwykłym sekundnikiem.

c. Przekładnia chodu z napędzającym zębniakiem sekundowym

Przy konstruowaniu przekładni do centralnego sekundnika chodzi głównie o dwie sprawy: mianowicie, żeby centralny sekundnik posuwał się równomiernie (bez hamowania) oraz żeby nie pogrubiać zbyt wiele zegarka. Pierwszemu wymaganiu odpowiada urządzenie przekładni przedstawionej na rys. 392, chociaż na pierwszy rzut oka wydaje się tu, że sekundnik nie będzie posuwał się równomiernie. Ale przyjrzyjmy się bliżej. Charakterystyczne jest tutaj to, że są dwa koła pośrednie 3 i 5, jednakowej wielkości i o równej ilości zębów, które zazębiają się z zębniakiem 6 osadzonym na osi sekundnika centralnego. Różnica między tymi kołami jest tylko ta, że górne koło 5 jest osadzone na stałe na osi pośredniej i napędza zębniak 6, podczas gdy dolne 3 jest umieszczone luźno na tej osi i przenosi obroty na zębniak 2.

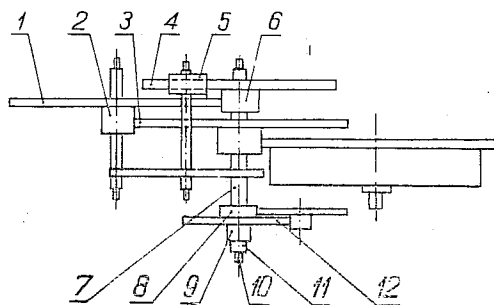


Rys. 392. Schemat przekładni z napędzającym zębniakiem sekundowym.

Działanie siły i przenoszenie obrotów jest tego rodzaju, że dopiero po ich gruntownym zbadaniu staje się jasne, że chodzi tu o sekundnik posuwający się równomiernie. Obroty przenoszone są z koła minutowego 7 na zębniak pośredni 4, dalej przez koło pośrednie 5 do zębniaka 6, stąd przez luźne koło pośrednie 3 na zębniak sekundowy 2 umieszczony na boku. Koło sekundowe 1 zazębia się z zębniakiem wychwytywym, nie uwidoczniwym na tym schemacie.

d. Przekładnia chodu z kołem sekundowym na środku.

Spośród obecnie stosowanych przekładni z centralnym sekundnikiem najlepszą wydaje się ta, która ma koło sekundowe na środku zegarka. Schemat jej widzimy na rys. 393. Koło minutowe 3 zazębia się w normalny sposób z zębniakiem pośrednim 2. Koło pośrednie 1 za pośrednictwem zębniaka sekundowego (centralnego) 6 przenosi obroty na oś sekundową, która przechodzi przez przewierconą oś minutową 7. Koło sekundowe 4, złączone z zębniakiem 6, napędza zębniak wychwytowy 5.



Rys. 393. Przekładnia chodu zegarka z kołem sekundowym na środku.

Przekładnia wskazań jest taka sama, jak w normalnym zegarku. Wskazówka godzinowa osadzona jest na tulejce koła godzinowego 9, wskazówka minutowa — na tulejce ćwiertnika 11, a wskazówka sekundowa — na czopie osi sekundowej 10.

Ujemną stroną tego rozwiązania są nieco gorsze warunki ułożenia osi sekundowej niż w normalnych zegarkach, gdy czop stalowy pracuje w stalowym łożysku ukształtowanym w otworze osi minutowej. Ostatnio w otworze osi minutowej od strony tarczy osadza się mały kamień łożyskowy dla czopa osi sekundowej. Taką konstrukcję spotykamy też w zegarku „Patek et Philippe 27”. Minusem tych przekładni jest także i to, że na centralnej osi są umieszczone jedno nad drugim dwa koła i dwa zębniaki, co pogrubia mechanizm. Jednakże uniknięcie dodatkowych szkieł i zębniaków oraz równomierne posuwanie się sekundnika bez ramowania go sprężynką — to niezaprzeczone zalety tej przekładni.

W zegarkach bez koła minutowego, lecz z zębniakiem minutowym (rys. 389 i 390), może być również założony centralny se-

kundnik bezpośrednio na czop osi sekundowej, jeżeli będzie przewiercona oś zębniaka minutowego. Należy jednak tak rozmieścić koła przekładni chodu, żeby oś koła sekundowego mogła przechodzić przez oś zębniaka minutowego.

Oprócz wymienionych trzech odmian przekładni chodu w zegarkach z centralnym sekundnikiem, są jeszcze inne, mniej stosowane, dlatego opisu ich nie podajemy.

D. PRZEKŁADNIE WSKAZAŃ

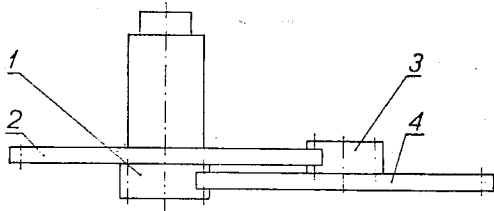
1. Cel przekładni wskazań

Pierwsze zegary domowe i noszone, ze względu na małą ich dokładność chodu, miały tylko jedną wskazówkę godzinową, założoną na czop osi obracającej się jeden raz na 12 godzin. Po wynalezieniu wychwytów kotwicowych (Clement — rok 1676) i uzyskaniu przez to lepszych wyników w regularności chodu, zegar mógł już wskazywać krótsze odcinki czasu i dlatego w tym mniej więcej czasie pojawiły się zegary ze wskazówką minutową, a później jeszcze ze wskazówką sekundową. Wszystkie te wskazówki można było zakładać bezpośrednio na czopy osi: wskazówkę godzinową na czop osi obracającej się raz na 12 godzin, wskazówkę minutową na czop osi obracającej się raz na godzinę, wskazówkę sekundową na czop osi obracającej się raz na minutę. Z reguły tak się też dzieje ze wskazówkami minutową i sekundową. Oczywiście, w tym celu musi być odpowiednio dobrane przełożenie przekładni chodu i napędu oraz uwzględnione rozstawienie osi.

Aby założyć wskazówkę godzinową, współśrodkowo do minutowej, potrzebne jest specjalne urządzenie składające się z kół i zębniaków o określonych przełożeniach umieszczanych z reguły tuż pod tarczą. Koła te i zębniaki nazywamy przekładnią wskazań. Pierwszy zastosował taką przekładnię zegarmistrz angielski D. Q u a r e około roku 1690.

2. Części składowe

Główne części przekładni wskazań widzimy na rys. 394. Ćwiertnik 1, osadzony na osi minutowej, zazębia się z kołem zmianowym 4, które połączone jest stałe z zębniakiem zmianowym 3. Zębniak zaś zmianowy 3 zazębia się z kołem godzinowym 2, które, osadzone na tulei godzinowej, obraca się na tulejce ćwiertnika.



Rys. 394. Przekładnia wskazań.

a. Ćwiertnik, koło godzinowe i koło zmianowe

Ćwiertnik i koło godzinowe w zwykłych zegarach i zegarkach zakładane bywają na przedłużony czop koła minutowego lub — w zegarach bez takiego koła — na nieruchomy czop osadzony w płycie mechanizmu. W budzikach, a niekiedy i w zegarach domowych, ćwiertnik jest bez tulejki; koło godzinowe zakłada się wówczas bezpośrednio na czop. W zegarkach, a dość często w zegarach, ćwiertnik ma tulejkę, na której pracuje koło godzinowe. Natomiast koło godzinowe zawsze ma tulejkę, która spełnia podwójne zadanie, mianowicie służy jako łożysko tego koła, obracające się z pewnym luzem na czopie minutowym lub tulejce ćwiertnika, oraz nosi na swym końcu wskazówkę godzinową. Luz tulejki koła godzinowego nie powinien być za duży, gdyż to powodowałoby zaczepianie się wskazówek albo ocieranie się wskazówki godzinowej o tarczę. Za mały luz tulejki koła godzinowego na czopie lub tulejce ćwiertnika może wpływać ujemnie na chód zegara a nawet spowodować zatarcie. Spotyka się także ćwiertniki z otworem z przodu zamkniętym. Ma to na celu ułatwienie produkcyjne, polegające na tym, że nie trzeba dopasowywać i polerować czoła osi minutowej, oraz ochronę powierzchni ciernych wewnątrz ćwiertnika przed kurzem i wilgocią w razie, gdy szkło zegarka jest nieszczelne.

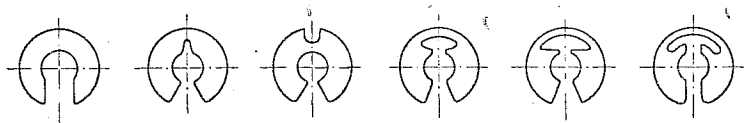
Koło zmianowe z zębniakiem łożyskowane jest na nieruchomym czopie osadzonym w płycie. Czasem zaś czop wystaje z zębniaka

i obraca się w otworze płyty. W zegarach natomiast często stosowane jest koło zmianowe ułożyskowane między płytą i półmostkiem. Czopy wówczas wytoczone są z tego samego materiału, co i zębnik zmianowy.

Zespół koła zmianowego (koło, zębnik i czopy), tak jak i inne koła, powinien być tak ułożyskowany, by miał ograniczony, lecz pewny luz osiowy (wzdłużny). Ograniczenie luzu odbywa się w różny sposób. W zegarkach roskopfowych zespół zmianowy jest zanitowany obrotowo na pokrywce bębna i dlatego jego luz osiowy utożsamia się z luzem bębna. W zegarach precyzyjnych luz osiowy jest ograniczony półmostkiem; w zegarkach — albo również półmostkiem, albo — tarczą. W budzikach natomiast luz osiowy zespołu zmianowego ogranicza się albo podkładką i kołkiem, albo miękkim drutem przetkniętym przez otwór wykonany w tym celu w czopie i owiniętym wokół niego; jednak najpraktyczniej — przez zastosowanie sprężystych pierścieni osadczych.

b. Pierścienie osadcze

Pierścienie osadcze (rys. 395 — 400) wykonuje się z blach stalowych. Najlepsze z nich są *sprężyste* pierścienie osadcze, tj. te, które są tak ukształtowane, że mają możliwość sprężynowania; widzimy je na rys. 399 i 400.



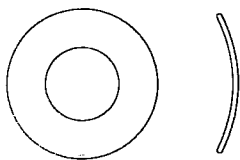
Rys. 395. Rys. 396. Rys. 397. Rys. 398. Rys. 399. Rys. 400.

Pierścienie osadcze.

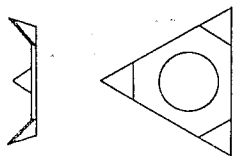
Pierścienie osadcze przedstawione na rys. 395-398 po założeniu na czop należy zacisnąć wkoło szyjki w tym celu wytoczonej, dlatego ich nazwa brzmi: pierścienie osadcze *zaciskane*. Po kilkukrotnym zaciśnięciu tych pierścieni, a w szczególności widocznych na rys. 396 i 397, ulegają one zwykle zniszczeniu. Natomiast sprężysty pierścień osadczy pokazany na rys. 399 można zakładać i zdejmować znacznie więcej razy, ze względu na długą przeszeń sprężynowania występującą w jego najwęższym miejscu.

c. Prężki

W zegarkach, na tulejce koła godzinowego, między tarczą a tym kołem, zwykle umieszcza się wygiętą, delikatną, okrągłą sprężynującą blaszkę, zwaną prężką (rys. 401). Wycina się ją z blachy mosiężnej grubości około 0,02 mm na prasie lub specjalnym nabijakiem na twardym, bezsłojowym drewnie lub ołowiu. Grubość prężki odgrywa zasadniczą rolę. Gruba prężka niewielkiej średnicy nie może sprężynować, jest więc zwykłą podkładką. Sprężystość prężki powinna być tylko tak duża, by przy zegarku odwróconym tarczą na dół, utrzymywała koło i wskazówkę godzinową w pozycji równoległej do tarczy. Zbyt silnie sprężynująca prężka powoduje za mocny docisk koła godzinowego do ćwiertnika, a tym samym wpływa hamująco na chód zegarka.



Rys. 401.



Rys. 402.

Prężki.

Jest rzeczą ważną, żeby wskazówka godzinowa zegarków cienkich a szczególnie krytych, gdzie jest mało miejsca pomiędzy tarczą a szkłem, obracała się stale w jednakowej wysokości. Zwyczajnie przegięta okrągła prężka (rys. 401) nie zapobiega przechylaniu się koła godzinowego zwłaszcza przy nadmiernym luzie między tulejkami ćwiertnika i koła godzinowego. Jeśli więc zagniemy prężkę z trzech stron zamiast z dwóch, taka trójrożna prężka (rys. 402) będzie utrzymywać koło godzinowe w jednej płaszczyźnie, a w wyniku tego wskazówka godzinowa zachowa również zawsze ten sam odstęp od tarczy.

3. Połączenia cierne przekładni wskazań

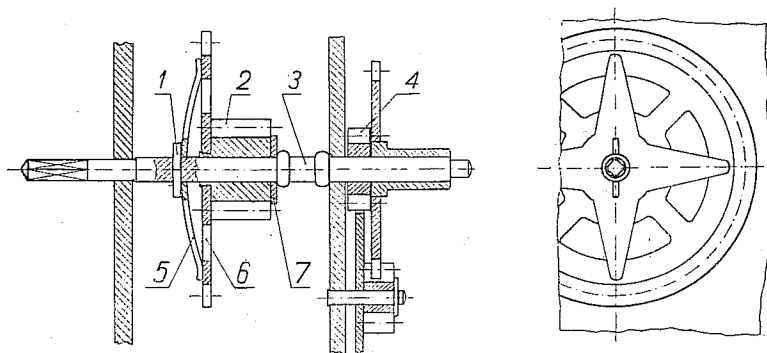
Przekładnia wskazań jest sprzężona z przekładnią chodu. Sprzężenie to dokonuje się przez różnego rodzaju połączenia cierne (rodzaj sprzęgła¹), które umożliwiają przestawianie wskazówek

w dowolnym czasie. Ze względu na sposób osadzenia ćwiertnika, połączenia cierne można podzielić na trzy zasadnicze grupy. W pierwszej ćwiertnik osadzony jest na przedłużonym czopie osi minutowej na stałe, czyli jest *nabijany*. W drugiej — osadza się go również na czop osi minutowej, lecz tak, że może się on z *pewnym tarcie*m na nim obracać. W trzeciej zaś, ćwiertnik zakłada się *luźno obrotowo* na nieruchomy czop osadzony w płycie. W każdej z tych trzech grup mamy po dwa lub nawet po kilka odmiennych rozwiązań konstrukcyjnych.

a. Połączenia cierne ćwiertników nabijanych

Ze sprężyną gwiazdzistą

Prawie we wszystkich budzikach popularnych zębnek minutowy jest przewiercony i obraca się luźno na osi razem z kołem minutowym. Ćwiertnik natomiast nabija się na oś a raczej na przedłużony czop osi minutowej.



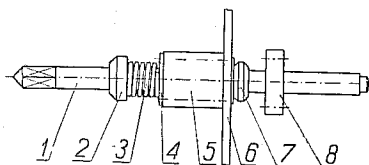
Rys. 403. Połączenie cierne ze sprężyną gwiazdzistą.

Najczęściej stosowany w budzikach system połączenia ciernego widzimy na rys. 403. Ćwiertnik 4 nabity jest na oś minutową 3, a zębnek minutowy 2 i koło minutowe 6 obracają się na osi luźno, dopóki sprężyna gwiazdzista 5 nie zostanie dociśnięta kołkiem 1 lub masywną nasadką, którą nabija się także na oś. Kołek stalowy, który wciska się w poprzeczny otwór zrobiony w tym celu w osi minutowej ma ten minus, że utrudnia regulację docisku

sprężyny gwiazdzistej. Podkładka 7 zapewnia zębnikowi 2 prawidłowe oparcie. Kołek 1 ma tak docisnąć sprężynę gwiazdzistą 5 do koła 6, żeby wywołane przez to tarcie zapewniło osi minutowej z nabitym ćwiertnikiem obracanie się bez poślizgu razem z kołem i zębnikiem minutowym. Uwaga ta, odnosząca się do wielkości tarcia, dotyczy wszystkich systemów połączeń ciernych stosowanych w przekładniach wskazań zegarów i zegarków.

Ze sprężyną śrubową

Druga odmiana połączenia ciernego, spotykana w budzikach łódzkich, pokazana na rys. 404, jest tym podobna do pierwszego, że i tu ćwiertnik 8 nabija się na oś 1, a przewiercony zębnik minutowy 5 razem z kołem 6 obracają się luźno. Zamiast sprężyny gwiazdzistej jest tutaj sprężyna śrubowa 3, dociskana mosiężną nasadką 2 do czoła zębnika 5 opierającego się drugim czołem o stożek 7, który jest wtłoczony na oś podobnie jak nasadka 2. Podkładka 4 zapobiega zaczepieniu się końca sprężyny śrubowej o zębnik 5.



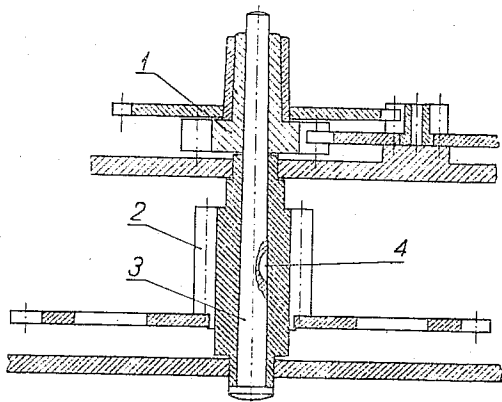
Rys. 404. Połączenie cierne ze sprężyną śrubową.

Ze sprężynującą osią

W starszych zegarkach mamy bardzo proste połączenie cierne między przekładnią chodu i wskazań. W otwór przewierconego¹⁾ zębnika minutowego 2 (rys. 405) dopasowana jest z lekkim tarcieciem nieco stożkowa oś 3, zakończona łbem o średnicy nie większej niż czop minutowy lub chwytem kwadratowym do kluczyka. Na drugi koniec osi 3 nabija się ćwiertnik 1 i zakłada wskazówkę minutową. Połączenie cierne w tym systemie występuje w otworze zębnika minutowego, co wymaga dokładnego dopasowania osi, aby tarcie było wystarczające, lecz jednocześnie nie za wielkie.

1) Przy zastosowaniu przewierconego zębnika czopy muszą być grubsze. Wskutek tego zwiększą się opory tarcia, co powoduje konieczność wzmocnienia sprężyny napędowej. Ponieważ w cienkich, współczesnych zegarkach należy się liczyć z każdą stratą energii w przekładni chodu, stąd przewiercony zębnik należy uważać za niemal całkiem zanikłą konstrukcję przeszłości.

Inne wykonanie, łatwiejsze — bo nie wymaga tak dużej dokładności pasowania — polega na tym, że oś nadpilowuje się w miejscu 4 okrągłym pilnikiem do połowy grubości i lekko zgina, co po wsunięciu jej w otwór zębniaka zapewnia wystarczające tarcie na skutek sprężystego docisku. Nastawianie wskazówek odbywa się główką za pośrednictwem koła zmianowego lub kłuczykiem zakładanym na chwyt kwadratowy.



Rys. 405. Połączenie cierne w otworze zębniaka minutowego.

Ze stalową prętką

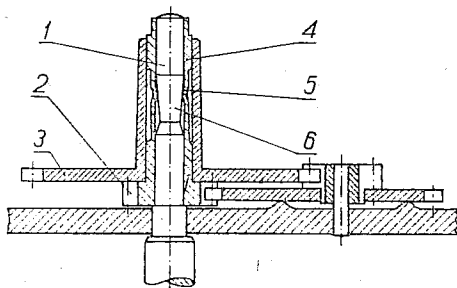
Jest jeszcze inna odmiana połączenia ciernego przekładni wskazań, prawie we wszystkich szczegółach podobna do wyżej opisanej. Tarcie uzyskuje się tu nie w otworze zębniaka minutowego, lecz za pomocą stalowej prętki umieszczonej pod ćwiertnikiem. Prętka ma tylko taki otwór, by na oś można było ją wsunąć luźno, dlatego opiera się ona środkiem o czoło czopa zębniaka minutowego, a podgiętymi brzegami trze o czoło ćwiertnika, który ją stale uciska.

Ten ostatni system połączenia ciernego między przekładnią chodu a przekładnią wskazań stosuje się przede wszystkim w budzikach podręcznych, a także w tanich zegarkach kieszonkowych i naręcznych. W budzikach podręcznych stosuje się najczęściej ćwiertnik bez tulejki, w innych — z tulejką.

b. Połączenia cierne z ćwiertnikiem o sprężynującej tulejce

W nowszych zegarkach

stosuje się niemal wyłącznie takie przekładnie wskazań, jaką widzimy na rys. 406. Przedłużony czop 1 osi minutowej, mniej więcej w połowie swej długości ma podtoczenie 6 w kształcie ściętego stożka, zwróconego mniejszą podstawą w stronę mechanizmu. Gdyby nie było tego zwążającego się podtoczenia na czopie osi minutowej, istniałaby możliwość zsuwania się ćwiertnika ku końcowi czopa podczas nastawiania wskazówek. Na środkowej części tulejki ćwiertnika 4 (2-151) jest wytoczenie 5 i wskutek tego pozostała ścianka tulejki ćwiertnika jest w tym miejscu tak cienka, że sprężynuje. Sprężystość tę wykorzystuje się do połączenia ciernego pomiędzy przekładnią wskazań a przekładnią chodu. Aby tulejka ćwiertnika mogła działać rzeczywiście sprężynująco, jej ścianka musi być nie tylko cienka, lecz również wystarczająco długa. Otwór w tulejce, a tym samym i w ćwiertniku, powinien być tak duży, by na czop wchodził swobodnie.

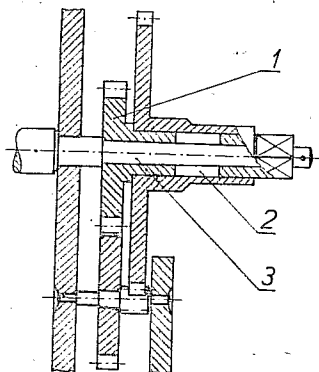


Rys. 406. Przekładnia wskazań najczęściej stosowana w zegarkach.

Natomiast tarcie powinno występować w miejscu podtoczenia czopa minutowego przy szerszej podstawie stożka. Na cieńszej części tulejki ćwiertnika wykonuje się w tym celu jeden lub dwa karby 5 najlepiej na ściskarce (3-83) lub ostrożnie kleszczami do cięcia drutu po uprzednim włożeniu w otwór odpowiedniego pręta lub nawet rozwiertaka. Karby te powinny być wykonane we właściwym miejscu, mianowicie tak, by po nasadzeniu ćwiertnika na czop 1 przypadały mniej więcej na środku jego stożkowego podtoczenia 6. Koło godzinowe 3 zakłada się na tulejkę 4 ćwiertnika 2. Wskazówka minutowa osadzona jest na tulejce ćwiertnika.

W precyzyjnych zegarach domowych

przekładnie wskazań są bardzo podobne do tych, jakie są stosowane w nowoczesnych zegarkach. Zębnik minutowy i oś minutową wykonane są z jednego kawałka stali. Na czopie osi minutowej 3 (rys. 407) osadzony jest suwliwie ćwiertnik 1 z tulejką. Mniej więcej na środku tulejki ćwiertnika jest ścięta z dwóch stron aż do utworzenia się szczeliny. Długość ścięcia odpowiada w przybliżeniu połowie długości tulejki. Pozostałe ścianki 2 tulejki ćwiertnika mają możliwość sprężynowania, które wykorzystuje się do połączenia ciernego, podobnie jak w systemie poprzednio opisanym.



Rys. 407. Przekładnia wskazań precyzyjnego zegara domowego.

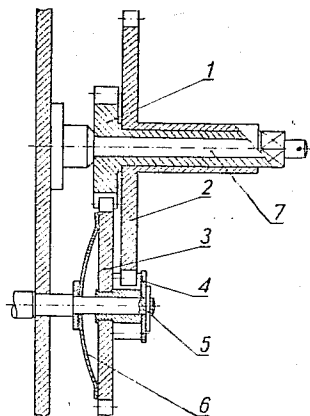
Ważne jest w tym urządzeniu, by ćwiertnik na czopie osi minutowej pracował tylko sprężynującymi ściankami 2, które przed założeniem nieco się wgniata.

Tulejka ćwiertnika jest zakończona czopem kwadratowym do osadzenia wskazówki minutowej. Wskazówka ta dociskana jest do ćwiertnika wypukłą podkładką, zabezpieczoną kołkiem wciśniętym w poprzeczny otwór w czopie osi minutowej. Ćwiertnik zaś opiera się o podtoczenie czopa. Zabezpieczenie to jest konieczne, gdyż lekko stożkowy czop osi minutowej umożliwiałby zsuwanie się ćwiertnika. W niektórych zegarach zamiast kołka jest tutaj nakrętka, którą dokręca się wskazówkę minutową.

Nastawiania wskazówek w tym systemie można dokonać tylko przez pokręcenie palcem wskazówki minutowej. Zaletą tego rodzaju ciernego połączenia przekładni wskazań jest równomierność, trwałość i zwykle niezmienność tarcia.

c. Połączenia cierne z luźnym ćwiertnikiem

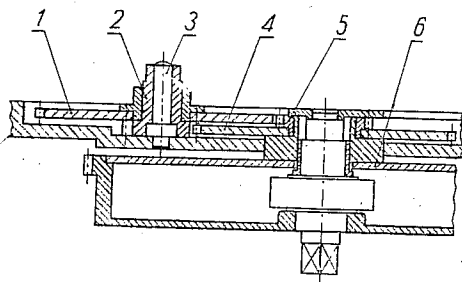
We wszystkich zegarach i zegarkach bez koła minutowego, lub z kołem minutowym umieszczonym nie na środku, ćwiertnik 1 (rys. 408) i koło godzinowe 2 osadza się luźno na czopie stałym 7, umocowanym w środku przedniej płyty. Jeżeli jest koło minutowe, lecz ustawione nie na środku, to połączenie cierne można uzyskać przez zastosowanie sprężyny śrubowej (rys. 404). Wówczas koło zmianowe razem z zębniakiem nabite jest na wystający czop osi minutowej, jak to spotykamy w dawniejszych małych budzikach wielopłytywych. Jeżeli zaś zębniak minutowy i oś minutowa stanowią całość, to koło zmianowe 3, połączone z zębniakiem, zakłada się na czop luźno, a w celu uzyskania połączenia ciernego zakłada się pod nie sprężynę gwiazdzistą 6, która dociska zębniak do podkładki 4, zabezpieczonej kołkiem 5. Podobne urządzenie jest stosowane w ośmiodniowych zegarach samochodowych i lotniczych oraz w ściennych zegarach szwarcwaldzkich. Praktyczniejsze od kołkowania są sprężynujące pierścienie osadcze.



Rys. 408. Przekładnia wskazań w zegarach szwarcwaldzkich.

Kwadratowy otwór w sprężynie gwiazdzistej, dopasowany do czopa kwadratowego, jest lepszy niż okrągły, gdyż dzięki niemu połączenie cierne występuje tylko w miejscu zetknięcia się ramion sprężyny z kołem zmianowym, a nastawianie wskazówek odbywa się równo i miękko.

W zegarkach roskopfowych przekładnia wskazań jest podobna do wyżej opisanej. Tutaj także ćwiertnik 2 (rys. 409) i koło godzinowe 1 są umieszczone luźno na czopie stałym (słupku wskazówkowym) 3 umocowanym w środku płyty przedniej. Natomiast połączenie cierne uzyskuje się przez ciasno-obrotowe zanitowanie koła 4 (lub koła napędzającego przekładnię wskazań) i zębniaka zmianowego 5 na pokrywce bębna 6. Zanitowanie to jest tak wykonane, że normalnie przekładnia wskazań obraca się razem z bębniem, ale możliwe jest też nastawienie wskazówek. Należy zwrócić uwagę, że łatwiej jest zwiększyć tarcie przez poprawienie zanitowania, aniżeli je zmniejszyć.



Rys. 409. Przekładnia wskazań w zegarkach roskopfowych.

4. Przełożenia przekładni wskazań

W najczęściej używanych zegarach i zegarkach przełożenie przekładni wskazań wynosi 1 : 12. Natomiast w zegarach astronomicznych potrzebne jest przełożenie 1 : 24, ponieważ tutaj wskazówka godzinowa obraca się tylko raz na 24 godziny. Do zegarów kalendarzowych stosuje się o wiele mniejsze przełożenia.

W codziennym użyciu spotyka się tylko normalne, 12-godzinowe tarcze zegarowe. Ogólne przełożenie przekładni wskazań w zegarach z 12-godzinową tarczą musi być $i_w = 1 : 12$. Przełożenie to rozkłada się zwykle na dwa inne, które pomnożone przez siebie dają to samo przełożenie 1 : 12. Teoretycznie wydaje się, że można by znaleźć wiele takich przełożeń, tzn. takich liczb, które pomnożone przez siebie dadzą w wyniku 12, np.: $1,2 \cdot 10$; $1,5 \cdot 8$; $1,6 \cdot 7,5$; $2 \cdot 6$; $2,4 \cdot 5$; $2,5 \cdot 4,8$; $2\frac{2}{3} \cdot 4\frac{1}{2}$; $3 \cdot 4$; $3,2 \cdot 3,75$. Jednak w praktyce tylko niektóre z nich mają zastosowanie, a dlaczego, to zaraz wyjaśnimy.

W dawniejszych czasach, kiedy nie doceniano korzyści wynikających z normalizacji, stosowano fantazyjne ilości zębów. Jeśli się spojrzy na tablicę przekładni wskazań, zauważy się, że istnieje wiele możliwości kombinacji tych liczb. Ponieważ normalnie przekładnia wskazań ma dla obu par kół wspólny odstęp osi, dlatego przy tak różnych ilościach zębów w obydwu parach nie da się stosować tego samego modułu. Natomiast normalizacja ma na celu zmniejszyć ilość frezów do nacinania zębów i dlatego ogranicza ilość modułów. Można wprawdzie użyć dwa różne moduły w jednej przekładni wskazań: inny do koła zmianowego i ćwiertnika, a inny do koła godzinowego i zębniaka zmianowego, jednak ze względu na normalizację lepiej jest w przekładni wskazań zastosować jeden moduł. W takim przypadku sumy liczb zębów obu par kół muszą być jednakowe, a wskutek tego pozostające tu możliwości są bardzo ograniczone. Z mniejszymi ilościami zębów może ich być niewiele; podajemy je w tablicy.

Tablica ilości zębów w przekładni wskazań o jednakowym module

Ćwiertnik	Koło zmianowe	Razem	Zębniak zmianowy	Koło godzinowe	Razem
9	24	33	6	27	33
10	30	40	8	32	40
12	32	44	8	36	44
14	28	42	6	36	42
15	40	55	10	45	55
15	45	60	12	48	60

Poszczególne przełożenia można zamieniać w szeregach poziomych. Chodzi jednak o to, by ćwiertnik miał możliwie więcej zębów, bo przecież musi on mieć otwór, aby można go było założyć na czop.

Mimo stopniowego wprowadzania normalizacji, długo jeszcze będziemy mieli do czynienia z nie znormalizowanymi przekładniami wskazań; dlatego zamieszczamy także tablicę ilości zębów stosowanych w poszczególnych elementach przekładni wskazań. Tablica składa się z czterech kolejnych kolumn, w których:

- pod 1. wpisano ilości zębów ćwiertników,
- " 2. " " " kół zmianowych
- " 3. " " " zębniaków zmianowych
- " 4. " " " kół godzinowych.

Tablica ilości zębów w przekładni wskazań o różnych modułach

1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
8	24	6	24	10	40	14	42	14	40	10	42
8	24	7	28	10	40	15	45	14	36	12	56
8	24	8	32	12	24	6	36	14	42	12	48
8	24	10	40	12	24	7	42	15	30	8	48
8	32	8	24	12	28	7	36	15	40	10	45
8	32	10	30	12	24	8	48	15	45	12	48
8	40	10	24	12	32	8	36	15	48	12	45
9	24	6	27	12	30	10	48	15	50	15	54
9	27	6	24	12	36	10	40	16	24	8	64
9	27	7	28	12	32	10	45	16	32	8	48
9	27	8	32	12	36	12	48	16	32	10	60
9	27	10	40	12	45	10	32	16	40	10	48
9	36	8	24	12	45	15	38	16	36	12	64
9	36	10	30	12	48	12	36	16	48	12	48
10	24	6	30	12	48	14	42	16	48	14	56
10	30	7	28	12	48	15	45	18	36	8	48
10	24	8	40	12	48	16	48	18	40	10	54
10	30	8	32	14	28	7	42	18	48	12	54
10	30	10	40	14	28	8	48	18	54	15	60
10	30	12	48	14	32	8	42	18	66	22	72
10	36	12	40	14	35	10	48	20	40	10	60
								20	48	12	60

W zegarkach kieszonkowych i naręcznych stosuje się przeważnie pary przełożeń: 1 : 3 i 1 : 4. Wybór przełożenia jest całkowicie dowolny, tzn. obojętnie, czy ćwiertnik z kołem zmianowym

będzie miał przełożenie 1 : 3, a zębnik zmianowy z kołem godzinowym 1 : 4, czy też odwrotnie.

W obliczeniach przełożenia przekładni wsakzań i_w posługujemy się ogólnym wzorem. Należy jednak przy tym pamiętać, że jest to przekładnia zwalniająca, więc ćwiertnik, jako element napędzający, otrzymuje wskaźnik nieparzysty i ilość jego zębów z_1 piszemy w liczniku. Ilość zębów zębника zmianowego z_3 piszemy także w liczniku. Natomiast ilość zębów koła zmianowego z_2 i koła godzinowego z_4 piszemy w mianowniku.

$$i_w = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} = \frac{1}{12}$$

skąd:

$$z_2 \cdot z_4 = z_1 \cdot z_3 \cdot 12$$

Ze wzoru tego, po odpowiednich przekształceniach, możemy obliczyć ilości zębów brakującego koła lub zębника, jeżeli w całej przekładni wskazań jest ten sam moduł. Jeżeli natomiast zastosowane są dwa różne moduły, to do obliczania elementów takiej przekładni możemy się posłużyć następującym wzorem:

$$m_1 (z_1 + z_2) = m_2 (z_3 + z_4) = 2a$$

Powyzsza zależność obrazuje nam, że odległości osi między ząbiającymi się parami kół i zębników są jednakowe, gdyż moduł m pomnożony przez sumę koła i zębника daje podwójną odległość osi $2a$.

1. Przykład: Obliczyć, ile zębów powinien mieć zębnik i koło zmianowe o tym samym module, jeżeli ćwiertnik z_1 ma 12 zębów, a koło godzinowe z_4 — 32 zęby.

Najpierw obliczamy ilość zębów zębника zmianowego z_3 , tak żeby przełożenie z kołem godzinowym stanowiło część ogólnego przełożenia 1 : 12. Przyjmujemy więc np. przełożenie 1 : 4; wówczas ilość zębów zębника będzie:

$$32 \cdot 4 = 8 \text{ zębów.}$$

Następnie obliczamy ilość zębów koła zmianowego według wzoru:

$$z_2 = \frac{z_1 \cdot z_3 \cdot 12}{z_4} = \frac{12 \cdot 8 \cdot 12}{32} = 36 \text{ zębów.}$$

2. Przykład: W pewnej przekładni wskazań ćwiertnik z_1 ma 8 zębów, koło zmianowe z_2 — 24 zęby, zębnik zmianowy z_3 — 8 zębów, koło godzinowe z_4 — 32 zęby; moduł pierwszego ząbieńienia $m_1 = 0,125$ mm. Obliczyć moduł drugiego ząbieńienia m_2 i odstęp osi a .

Moduł obliczamy ze wzoru:

$$m_2 = \frac{m_1 (z_1 + z_2)}{z_3 + z_4} = \frac{0,125 (8 + 24)}{8 + 32} = \frac{0,125 \cdot 32}{40} = 0,1 \text{ mm.}$$

Odstęp osi możemy obliczyć z dwóch zależności:

$$2a = m_1 (z_1 + z_2); \quad \text{albo } 2a = m_2 (z_3 + z_4);$$

$$a = \frac{m_1 (z_1 + z_2)}{2} = \frac{0,125 (8 + 24)}{2} = 2, \text{ mm};$$

$$\text{albo } a = \frac{m_2 (z_3 + z_4)}{2} = \frac{0,1 (8 + 32)}{2} = 2 \text{ mm.}$$

VII. UŁOŻYSKOWANIA

A. POJĘCIA PODSTAWOWE

1. Rodzaje ułożyskowań

Osadzenie wałków i osi w łożyskach nazywamy *ułożyskowaniem*. *Łożyskami* są podpory podtrzymujące wałki czy też osie i służące przez to do ustalenia wzajemnych względem siebie położzeń różnych innych ruchomych części maszynowych, które osadzamy na tych osiach lub wałkach. Tę część łożyska, która styka się z osadzoną w niej częścią osi lub wałka, nazywamy *gniazdem łożyska*. Ta zaś część osi lub wałka, która styka się z gniazdem łożyska, nazywa się *czopem* wałka lub osi.

Ze względu na położenie czopów w stosunku do ich osi lub wałków rozróżniamy:

1. *czopy końcowe* — umieszczone na dwu przeciwnych końcach wałka lub osi,
2. *czopy środkowe* — umieszczone w dowolnym miejscu środkowej części wałka lub osi.

Ponadto wszelkie ułożyskowania można podzielić w różny sposób, zależnie od cechy czy właściwości przyjętej za podstawę klasyfikacyjną. Tak więc, ze względu na kierunek przenoszonych sił dzielimy ułożyskowania na:

1. *poprzeczne* (promieniowe) — gdy kierunek sił przenoszonych jest prostopadły do osi obrotu,
2. *wzdłużne* (osiowe) — gdy kierunek sił przenoszonych jest równoległy do osi obrotu.

Przyjmując za podstawę sposób współpracy elementów ułożyskowania, należy podzielić je na:

1. *ślizgowe* — gdy powierzchnie robocze czopa i gniazda¹⁾ łożyska w czasie pracy ślizgają się po sobie bezpośrednio,
2. *toczne* — gdy między czopem i gniazdem znajdują się obracające się i toczące się po ich powierzchni elementy pośrednie (zwykle kulki lub wałeczki).

W łożyskowaniu każdy ze współpracujących elementów może być stałym lub ruchomym. Z tego więc punktu widzenia w łożyskowaniu może być:

1. *łożysko nieruchome*, a obracający się czop osi lub wałka,
2. *czop nieruchomy*, a obracająca się łożyskowana część (np. bęben, koło zmianowe, ćwiertnik w zegarku roskopfowym itd.).

Rozróżniamy przy tym dwa rodzaje ruchów łożyskowanych elementów:

1. *ruch obrotowy* w jednym kierunku (koła i zębniaki),
2. *ruch wahadłowy* z ograniczonym kątem wahanía (kotwica, balans, dźwignia itd.).

Specjalną grupę łożyskowań stanowią *łożyskowania sprężyste*, które stosuje się w celu zabezpieczenia delikatnych czopów przed uszkodzeniem.

Wszystkie wyżej wymienione podziały są od siebie niezależne i mogą tworzyć dowolne kombinacje. Tak więc np. normalnie stosowane łożyskowanie bębna sprężyny zegarka będzie: łożyskowaniem na czopach środkowych, poprzecznym, ślizgowym, o nieruchomych czopach. Natomiast łożyskowanie wałka sprężyny względem płyt jest łożyskowaniem: na czopach końcowych, poprzecznym, ślizgowym, o nieruchomych łożyskach.

Łożyska ślizgowe stosowane w zegarach są wykonywane zazwyczaj z metalu (mosiądz, brąz, stal) albo z kamieni szlachetnych (syntetyczny rubin, szafir). Ze względu na znaczne różnice w konstrukcji, zachodzące między łożyskami metalowymi a łożyskami z kamieni zostaną one omówione oddzielnie.

¹⁾ Gniazda łożysk ślizgowych mogą być wykonane bezpośrednio w kadłubie łożyska albo też utworzone przez odrębne części, tzw. *panwie* (panewki). Panwie mogą być *dzielone* lub *całkowite*. Panwie całkowite nazywają się *tulejkami łożyskowymi*.

2. Tarcie w łożyskach

Konstrukcyjne kształty łożysk, materiały itd. dobiera się zależnie od warunków pracy łożysk. Jednym z ważniejszych czynników, które towarzyszą tej pracy, jest tarcie.

Szczegółowe omówienie przyczyn, rodzajów i roli tarcia wraz z podaniem sposobu ustalania współczynnika tarcia jest zamieszczone w 5 części „Zegarmistrzostwa” na str. 39-43. Tu podamy tylko krótkie streszczenie tych wiadomości oraz wyjaśnimy znaczenie tarcia w łożyskach.

Tarcie jest siłą występującą przy posuwaniu się ciał na pewnej powierzchni podłoża. Rozróżniamy tarcie *suwne* (posuwiste, ślizgowe) i *toczne* (potoczyste). Tarcie towarzyszące wzajemnemu ślizganiu się czopa i gniazda może być:

suche, gdy powierzchnie robocze są wolne od smaru,

półsuche, gdy są one zwilżone smarem,

płynne, gdy powierzchnie te przedzielone są warstewką smaru.

Siła tarcia (na sucho) nie zależy od wielkości trących się o siebie powierzchni. Zależy natomiast od wzajemnego docisku tych powierzchni oraz od współczynnika tarcia. Sam współczynnik tarcia jest zmienny. Zależy bowiem od rodzaju trących się o siebie ciał, od stopnia ich gładkości i innych czynników.

Ustalenie współczynnika tarcia dla czopów zegarkowych jest dość trudne. Trudność ta polega na tym, że obrót ich nie jest ciągły, ale przeważnie odbywa się skokami co 0,20 sekundy i trwa zaledwie 0,01 sekundy. Poza tym czopy są nieruchome. Właściwie więc w ciągu doby mechanizm jest w ruchu tylko nieco więcej niż godzinę (oczywiście, z wyjątkiem balansu).

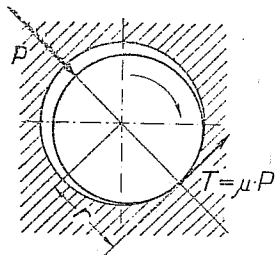
Współczynnik tarcia przy niezbyt dokładnym opolerowaniu czopów stalowych obracających się w smarowanych łożyskach mosiężnych wynosi około 0,1. Przy dokładnym opolerowaniu czopów współczynnik ten może zmniejszyć się do 0,05 a nawet do 0,03. Natomiast przy niedostatecznie opolerowanych czopach pracujących na sucho współczynnik tarcia wzrasta znacznie i wynosi od 0,2 do 0,3. Widzimy stąd, jak ważne jest dokładne wykonanie czopów i łożysk oraz ich smarowanie.

Ze względu na ruch obrotowy czopa, powodowany momentem siły napędowej, wielkość oporu wywołanego przez siłę tarcia określa się również jej momentem M_t , tj. iloczynem siły tarcia T (rys. 410) przez jej odległość r od osi obrotu. Nacisk czopa, działający w kierunku strzałki, wywołuje opór na obwodzie czo-

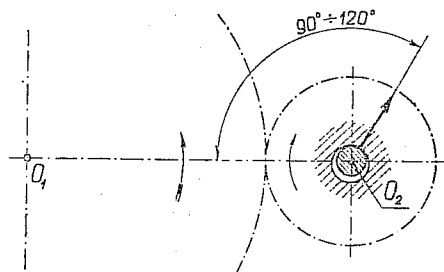
pa, określane jako *moment tarcia*. Moment tarcia M_t zależy więc nie tylko od współczynnika tarcia μ i siły nacisku P , ale także i od promienia czopa r , czyli:

$$M_t = \mu \cdot P \cdot r = T \cdot r$$

Im więc grubsze będą czopy, tym większy będzie moment tarcia. Dlatego wszystkie czopy w zegarach i zegarkach staramy się utrzymać tak cienkie, jak tylko pozwala na to wytrzymałość materiału i możliwość wykonania.

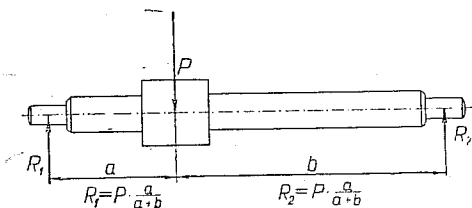


Rys. 410. Dłuższy promień czopa zwiększa moment tarcia.



Rys. 411. Kierunek nacisku czopów przekładni zębatej.

Na rys. 411 przedstawione jest, w którym kierunku wycierają się łożyska przekładni zębatej. Nacisk czopa w przekładni z ząbieniem zegarowym oddziałuje pod zmiennym kątem, wahającym się w granicach od 90° do około 120° w stosunku do linii środków. Po dłuższej pracy na skutek wyrobienia się materiału, łożyska oddalają się wzajemnie, wskutek czego ząbienie staje się za płytkie.



Rys. 412. Wielkość nacisku na czopy.

Jeśli chodzi o *wielkość nacisku czopa* na łożysko albo równieju, lecz przeciwnie skierowanej, *reakcji łożyska* R_1 lub R_2 (rys. 412) działającej na czop, to siła ta jest także uzależniona od wiel-

kości siły międzyzębnej P oraz jej położenia w stosunku do obydwu czopów, czyli do odległości a oraz b . Nacisk (reakcja) maleje ze wzrostem odległości punktu przyłożenia siły (miejsce na wałku, gdzie jest umieszczony zębnik). Nacisk będzie tym większy, im bliżej końca wałka znajduje się zębnik, a wskutek tego zwiększy się również tarcie w odpowiednim łożysku.

Nieco inaczej przedstawia się sprawa tarcia czopów osi balansu. Tutaj naciski na łożyska pochodzą przede wszystkim od ciężaru samego balansu. Zegarek zazwyczaj spiesz się w pozycji leżącej, a spóźnia się w pozycji pionowej. Przyczyna tej niejednostajności chodu zegarka tkwi w różnej wielkości momentu tarcia czopów osi balansu w stosunku do osi obrotu. Moment tarcia w wiszącym zegarku (tj. przy poziomej pozycji osi) jest większy aniżeli w leżącym. Przy poziomej pozycji osi siła tarcia działa stycznie do walca stanowiącego czop, natomiast przy pionowej, wskutek zaokrąglonego czoła czopa, promień, na którym działa ta siła staje się mniejszy, a zatem i moment tarcia w pozycji leżącej zegarka jest mniejszy. Czoła czopa nie poleruje się bowiem zupełnie na płasko, aby powstałe wskutek tego ostre krawędzie nie zniszczyły kamieni nakrywkowych. Zbyt duże zaokrąglenie czoła czopa też jest niewłaściwe, gdyż wówczas przekracza się dopuszczalny nacisk na jednostkę powierzchni, wskutek czego czop szybciej się zniszczy lub uszkodzi („przewierci”) kamień nakrywkowy.

3. Luzy w łożyskach

W łożyskach rozróżniamy luz *wzdłużny* (osiowy) i luz *poprzeczny* (promieniowy). Luzy te są konieczne przede wszystkim dlatego, żeby zapewnić poszczególnym częściom swobodę ruchów przy nieuniknionych niedokładnościach wykonania oraz dlatego, żeby stworzyć wystarczającą przestrzeń dla pomieszczenia smaru. Choćby bowiem smar był bardzo rzadki, to i w tym przypadku wymaga on pewnej przestrzeni między czopem a łożyskiem.

Wielkość luzu wzdłużnego zależy także częściowo od wielkości powierzchni oporowych czopa. Przy zbyt dużych powierzchniach oporowych a małym luzie wzdłużnym mogą powstawać nawet znaczne różnice w regularności chodu zegara, spowodowane lepkością smaru między łożyskiem a powierzchnią oporową czopa. Dotyczy to jednak tylko najmniejszych zegarków.

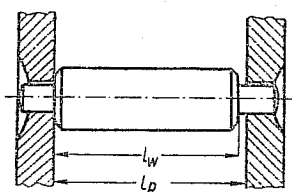
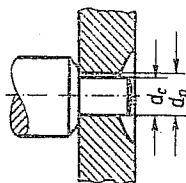
Za duży luz wzdłużny powoduje przy poosiowym przesuwie czopów wypływanie smaru z łożysk, a przy powrotnym posunięciu wyciskanie go na zewnątrz, co powoduje przepływ smaru do zębników.

Niewłaściwy luz przy wychwycie może nie tylko osłabić działanie, lecz także stanowić pewne niebezpieczeństwo dla innych funkcji (np. spoczynku) i spowodować poważne niedokładności. Luz wzdłużny balansu zegarkowego powinien wynosić, zależnie od wielkości mechanizmu i klasy jego wykonania, od 0,01 do 0,05 mm. Mniejszy lub większy jest szkodliwy. Przy większym luzie przrzutnik może się trzeć o bezpiecznik (nóż) lub widełki kotwicy. Mogłoby się również zdarzyć, że balans by się ocierał o półmostek kotwicy lub o koło minutowe a niekiedy nawet o koło pośrednie.

Kolega St. Olszewski, wykładowca w Gdańskiej Szkole Zegarmistrzowskiej, podaje na str. 9 swego powielaczowego podręcznika następujące wytyczne luzów:



Luz promieniowy $L_p = d_o - d_c$



Luz osiowy $L_o = l_p - l_w$

Rys. 413. Luz poprzeczny.

Rys. 414. Luz wzdłużny.

Dla czopów walcowych, bardzo gładko opolerowanych, luz poprzeczny L_p (rys. 413) wynosi około 10% średnicy czopa. Wielkości tych luzów, w zależności od grubości czopów, podane są w tabelce.

Tabela luzów

Średnica czopa d_c mm	Luz poprzeczny L_p mm
do 0,10	0,01
od 0,10 do 0,15	0,015
od 0,15 do 0,24	0,02
powyżej 0,24	ponad 0,02

Luz wzdłużny (osiowy) L_o (rys. 414), gdy powierzchnia tarcia między powierzchnią oporową czopa a kamieniem jest możliwie mała, wynosi od 0,02 do 0,05 mm.

Należy zaznaczyć, że określanie wielkości luzu tylko w zależności od średnicy czopa nie jest dokładne, a czasami może być nawet błędne. Luz zależy bowiem przede wszystkim od warunków pracy elementów osadzonych na osiach i wałkach (np. modułu zazębienia), długości osi, dokładności wykonania itp. czynników.

4. Materiały

Czopy i łożyska wykonujemy zwykle z różnych materiałów dobierając je tak, żeby, przy zachowaniu warunków wytrzymałościowych, współczynnik tarcia dla nich był możliwie mały. Zazwyczaj warunki te prowadzą do zastosowania na czop i łożysko dwu różnych materiałów. Wyjątek stanowi hartowana stal, dająca dobre wyniki przy jednoczesnym zastosowaniu jej na czop i łożysko.

Czop jest zwykle z twardszego materiału, a łożysko z miększego. Czasem jednak bywa odwrotnie, np. w zegarkach, gdzie łożyska są kamienne, a czopy stalowe. Decyduje tu zazwyczaj łatwość naprawy jednego lub drugiego elementu oraz prawdopodobieństwo jego uszkodzenia. Wiąże się to, oczywiście, także i z ich konstrukcją.

Płyty mechanizmów zegarowych są wykonywane przeważnie z mosiądzu. Ma on tu zastosowanie ze względu na:

1. łatwość obróbki,
2. ładny wygląd,
3. dosyć dużą odporność na korozję,
4. dobre własności cieplne i twardość — jeśli otwory w płytach są łożyskami.

Często także stosuje się w płytach wstawiane łożyska wykonane z syntetycznych kamieni szlachetnych, a to w celu powiększenia trwałości mechanizmu oraz polepszenia warunków jego pracy. W razie nieodpowiedniego doboru materiału, łożysko szybko się wypracowuje albo zaciera, co powoduje różne wtórne uszkodzenia zegarka.

5. Kształty łożysk i czopów

Zagadnieniu ułożyskowania przekładni zębatych i innych, a zwłaszcza w mechanizmach drobnych i zegarowych, poświęcają konstruktorzy specjalną uwagę. Od właściwego bowiem ułożyskowania zależy w dużej mierze należyty chód zegara.

Przy konstruowaniu ułożyskowania ślizgowego należy mieć na uwadze nie tylko odpowiedni dobór materiałów, ale także kształty łożyska i czopa, aby przez to zapewnić dobre smarowanie i polepszyć ogólne warunki pracy. Należy przy tym pamiętać, że chociaż czopy łożysk znajdujących się w pobliżu źródła siły napędowej obracają się wolniej, jednak muszą wytrzymywać większe naciski, podczas gdy dalsze łożyska przenoszą, co prawda, mniejsze siły, ale za to czopy ich wykonują szybsze obroty. Uwaga ta dotyczy także dobrania takiej średnicy i długości czopa, żeby jego czynna powierzchnia nie była za mała. Chodzi tu bowiem o to, żeby smar zbyt łatwo nie został wyciśnięty i żeby zużycie nie nastąpiło za szybko. Również zależnie od nacisku stosuje się smar odpowiedniej gęstości.

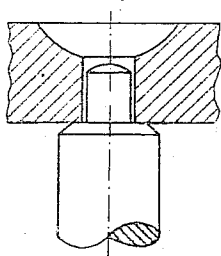
Właściwe wykonanie otworów łożyskowych jest szczególnie ważne dla poprawnego i długotrwałego działania mechanizmu zegarowego. W zależności od jego wymiarów, otwory te są wycinane lub wiercone zgrubnie i w obydwu przypadkach następnie rozwiercane na dokładnie ustalony wymiar, zapewniający właściwy luz we współpracy z czopem.

Wszystkie otwory łożyskowe powinny być obustronnie owiercone. Owiercenie wewnętrzne jest bardzo małe — $0,05 \div 0,1$ mm. Natomiast zewnętrzne, będące zwykle zagłębieniem smarowym, osiąga czasem znaczne rozmiary i ma skomplikowany kształt przekroju, którego celem jest zabezpieczenie przed wypływaniem smaru na powierzchnię płyty. Kształty tych zagłębień opisujemy przy końcu tego rozdziału.

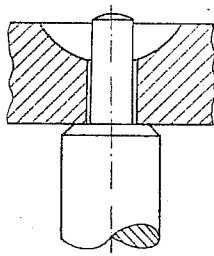
Długość czopa jest wtedy dobra, gdy jest większa o luz wzdłużny od długości otworu łożyskowego (rys. 417), a nie od całej grubości płyty (rys. 416). Gdy czop jest krótszy, jak na rys. 415, także jest niewłaściwy, gdyż powoduje to nierównomierne wycieranie łożyska.

Średnica czopów gra ważną rolę, szczególnie w wychwycie. Praktyka ustaliła pewne proporcje pomiędzy wymiarami czopa. Można je przyjąć jako orientacyjne, gdyż w każdym poszczególnym przypadku ściśle ich ustalenie zależy od wielu różnych czyn-

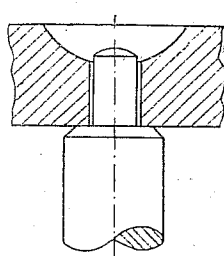
ników. Rysunki 418 i 419 pokazują, jakie mają być proporcje końcowych czopów walcowych i lejkowych. W poszczególnych przy-



Rys. 415. Czop za krótki.

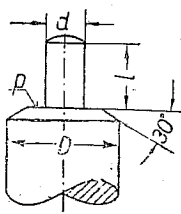


Rys. 416 — za długi.

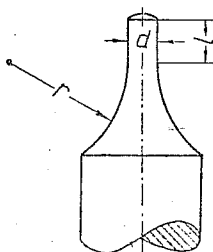


Rys. 417. — właściwy.

padkach odchodzi się jednak, nieraz dość znacznie, od tych proporcji. Przykładem takiego odstępstwa mogą być np. czopy wałka sprężyny, które zwykle są krótsze, lub czop przedni osi minutowej (na którym obraca się ćwiertnik), który jest znacznie dłuższy.



Rys. 418. Czop walcowy.
Długość czopa $l = 1,5 \div 2d$.
Średnica osi $D = 2,5 \div 5d$.

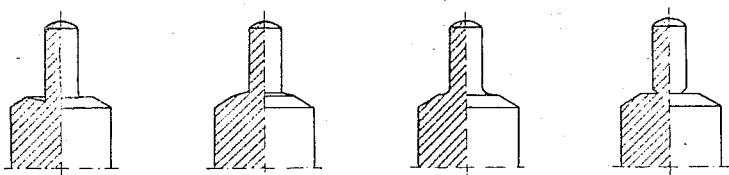


Rys. 419. Czop lejkowy.
Część walcowa $l = 1,5 \div 2d$.
Promień przejścia $r = 3 \div 5d$.

Powierzchnia oporowa p czopa walcowego (rys. 418) powinna być prostopadła do jego osi. A więc nie wklęsła jak na rys. 420, ani nie wypukła jak na rys. 421. Podobnie, połączenie czopa z powierzchnią oporową powinno następować poprzez bardzo ma-

Jeżeli zaokrąglenie przejściowe (rys. 422). Promień tego zaokrąglenia, jeżeli nie przewidziano owierceń po stronie wewnętrznej otworu łożyskowego, powinien być nie większy niż połowa luzu między łożyskiem a czopem. Ponieważ luzy te są bardzo małe, można uważać, że przejście czopa w powierzchnię oporową następuje ostro, pod kątem prostym. Należy zaznaczyć, że nawet bardzo nieznaczne zaokrąglenie przejścia podwyższa w silnym stopniu wytrzymałość niebezpiecznego przekroju czopa. Przeciwnie, podcięcie czopa przy powierzchni oporowej (rys. 423) tylko o 0,1 jego średnicy może osłabić go o 50%, a przy bardzo małych średnicach nawet jeszcze więcej.

Kształt powierzchni oporowych czopów.



Rys. 420. — wklęsła, 421. — stożkowa, 422. — zaokrąglona, 423 — podcięta.

Ścięcie (sfazowanie) wałka lub osi w stosunku do powierzchni oporowej wynosi zwykle 30° albo 45° . Ścięcie to ma na celu zmniejszenie powierzchni oporowej i osłabienie przez to wpływu tarcia czołowego oraz służy do chwytania za pomocą lejkowatych nakiełków obrabiarki, podczas obróbki zębników.

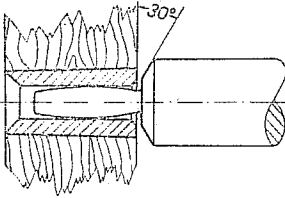
Czopy polerowane na czopiarce napędzanej smykkiem nie są zupełnie okrągłe; są one zawsze mniej lub więcej zowalizowane. Sztwierdzono, że polerowanie tylko przy ciągłym ruchu obrotowym nadaje czopom kształt okrągły.

B. UŁOŻYSKOWANIA METALOWE

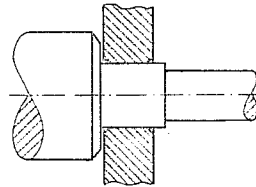
1. Szwarcwaldzkie

Zależnie od jakości mechanizmu zegarowego i jego przeznaczenia stosuje się różne rodzaje łożyskowań. W łożyskowaniach metalowych najczęściej spotyka się czopy walcowe (rys. 418) łożyskowane bezpośrednio w płycie.

W dawnych zegarach szwarcwaldzkich z drewnianymi szkieletami za łożyska służyły tulejki mosiężne, wbijane w otwory drewnianego szkieletu. Czopy miały kształt beczułkowaty (rys. 424). Dzięki temu ukształtowaniu odchylenie wałka albo osi od pozycji prostopadłej — wskutek kurczenia się lub pęcznienia drewna — nie powodowało zakleszczeń. Również czopy były zwykle krótsze aniżeli łożysko. Jednak wskutek beczkowatego kształtu czopy nawet po wypracowaniu się łożyska nie ulegały czołowemu zakleszczeniu.



Rys. 424. Czop i łożysko w zegarze szwarcwaldzkim.



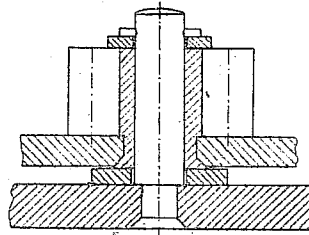
Rys. 425. Ułożyskowanie wałka lub osi w pośrodku.

2. Ułożyskowanie w pośrodku wałka

Ułożyskowanie przechodzących przez płytę wałków lub osi przedstawione jest na rys. 425. I w takim przypadku krawędzie otworu łożyskowego powinny być ścięte, ażeby tworzyły małe zagłębienie smarowe. Wzdłużne opory i ustalanie wałków uzyskuje się przez podtoczenia, tworzące powierzchnie oporowe.

3. Ułożyskowanie na nieruchomym czopie

Rys. 426. Ułożyskowanie koła zmianowego na nieruchomym czopie.

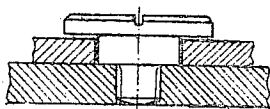


Koło zmianowe, dźwignie, zapadki itp. wymagają innego rodzaju ułożyskowania. Tutaj bowiem czop jest nieruchomy, a obra-

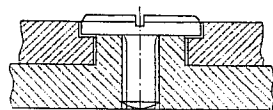
ca się część łożyskowana. Rys. 426 przedstawia nam koło zmianowe z zębami, które obraca się na czopie osadzonym na stałe w płycie zegara. Podkładka, zabezpieczona poprzecznym kołkiem lub zawleczką, nie pozwala na zsuniecie się koła z czopa.

4. Ułożyskowanie na wkręcie

Szyjka wkrętu szyjkowego wkręconego w płytę zegara (rys. 427) tworzy czop, np. dla zapadki lub dźwigni. Co prawda, obydwie stykające się powierzchnie są ze stali, ale ze względu na twarde i gładkie powierzchnie oraz nieznaczny ruch obrotowy ta jednakowość materiałów nie gra praktycznie żadnej roli, mogą jednak one być silnie obciążone.



Rys. 427. Ułożyskowanie zapadki za pomocą wkrętu szyjkowego.



Rys. 428. Ułożyskowanie koła na czopie z płyty.

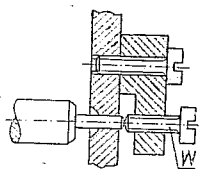
5. Ułożyskowanie na czopie z płyty

Zdarza się, że bezpośrednio na płycie bywa łożyskowane np. koło naciągowe. W takim przypadku stosuje się sposób przedstawiony na rys. 428. Czopem jest tutaj cylindryczny występ z płyty, a wkręt służy tylko do zabezpieczenia koła od zsunięcia się z występu. Oczywiście, występ ten musi być nieco wyższy aniżeli grubość koła przytrzymywanego przez wkręt, koło bowiem musi mieć odpowiedni luz. Aby jednak łeb nie wystawał zbyt wysoko nad kołem, wytacza się w nim zagłębienie dla łba wkrętu.

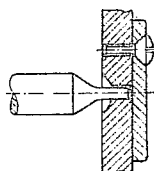
6. Ułożyskowanie z regulacją luzu wzdłużnego

Na rys. 429 przedstawione jest ułożyskowanie stosowane tam, gdzie oś lub wałek musi mieć jak najmniejszy luz wzdłużny i regulowaną pozycję. Ma to miejsce w tych zegarach, gdzie znajduje się np. koło zębate koronowe. W takim przypadku wkręt służy do ustawienia głębokości zazębienia. Musi on być zabezpieczony przeciw samoodkręcaniu (czego dla uproszczenia nie pokazano na rys. 429), które może nastąpić pod wpływem momentu

sily tarcia działającego na powierzchnię oporową wkrętu. Powierzchnie oporowe czopa i wkrętu powinny być utwardzone i oczywiście gładko opolerowane.



Rys. 429. Ułożyskowanie z regulacją luzu wzdłużnego.



Rys. 430. Ułożyskowanie z zabezpieczeniem od przesunięcia od czopa.

7. Ułożyskowanie z płytką nakrywkową

Jeżeli regulacja luzu wzdłużnego jest niekonieczna, a chodzi jedynie o zabezpieczenie od przesunięcia osiowych (wzdłużnych) od strony czopa, to ułożyskowanie w płycie zegara wygląda tak, jak na rys. 430. Powierzchnia oporowa czopa jest tu zbędna (zastępuje ją płytka nakrywkowa), dlatego ścięcie krawędzi podtoczenia dosięga aż do samego czopa, w który przechodzi łagodnym zaokrągleniem. Zagłębienie smarowe znajduje się po wewnętrznej stronie płyty.

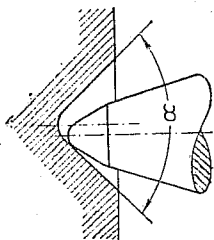
8. Ułożyskowanie stożkowe

Czopy stożkowe są szeroko stosowane do ułożyskowania balansów w budzikach popularnych. Gniazdo łożyskowe dla czopa stożkowego jest wykonane w stalowej śrubie, nazywanej łożyskiem śrubkowym. Kąt α (rys. 431) gniazda stożkowego wynosi $60 \div 90^\circ$. Kąt czopa jest mniejszy o $20 \div 30^\circ$. Zauważyć należy, że dno gniazda łożyskowego jak i koniec czopa nie są zupełnie ostre, ale lekko zaokrąglone. Chodzi bowiem o to, żeby nie przekroczyć dopuszczalnego nacisku na pracującą powierzchnię czopa. W przeciwnym bowiem razie nastąpiłoby szybkie wypracowanie.

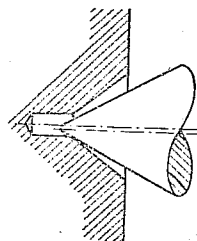
Ten rodzaj ułożyskowania ma tę wadę, że po pewnym zużyciu się stożka oś pracuje w ukośnej pozycji, a oprócz tego zwiększa się promień tarcia, wskutek czego są większe opory ruchu.

Na rys. 432 widzimy łożysko stożkowe nieco pogłębione cylindrycznym nawierceniem. Dzięki temu nawierceniowi czop tak szyb-

ko się nie wypracowuje, gdyż tworzy się tam zapas smaru. Jednak średnie opory ruchu w tej konstrukcji są nieco większe niż w opisaney poprzednio.



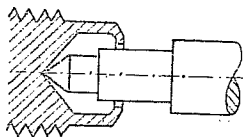
Rys. 431. Ułożyskowanie stożkowe.



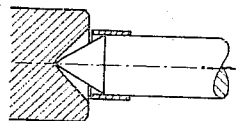
Rys. 432. Pogłębione łożysko stożkowe.

Obydwe części ułożyskowania stożkowego są zwykle wykonane ze stali i należycie opolerowane. Rzadziej trafia się w zegarach kamienne łożysko stożkowe z agatu lub rubinu.

Niezależnie od zwykle używanych łożysk śrubkowych stożkowych od kilkunastu już lat są stosowane łożyska śrubkowe, w których stożkowe gniazdo łożyskowe mieści się we łbie śruby (2 — rys. 134 i 162). Dzięki umieszczeniu gniazda łożyskowego we łbie śruby, można przy zmianie przedniego łożyska zaoszczędzić sobie zdejmowania wskazówek i tarczy.



Rys. 433. Łożysko stożkowe „Fortschritt”.



Rys. 434. Łożysko stożkowe z tulejkami zabezpieczającymi.

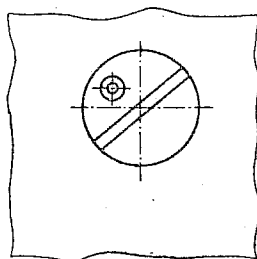
Ze zwykłych łożysk stożkowych, wskutek stożkowego kształtu tak łożyska jak i czopa, smar łatwo wypływa, łatwo się zakurza i wysycha. W roku 1953 opatentowano w Niemczech ulepszone łożysko stożkowe (rys. 433), które po dłuższych próbach okazało się dosyć praktyczne. W takim łożysku smar się nie zabrudza i lepiej się konserwuje, dzięki czemu zegar regularniej chodzi. Poza

tym utrudnione jest tutaj smarowanie przez amatorów, którzy zazwyczaj używają nieodpowiednich smarów. Trudniejsze jest jednak wykonanie tego łożyska i wypolerowanie jego gniazda.

W dyskusji nad łożyskiem „Fortschritt” prasa fachowa ogłosiła inny projekt prostszej konstrukcji (rys. 434), w którym przed wypływaniem smaru zabezpieczają tulejki nasadzone na końce osi.

9. Łożyska nastawialne

W precyzyjnych zegarach domowych wałek kotwicy ułożyskowany jest z jednej strony w łożysku nastawialnym. Łożysko takie widzimy na rys. 435. W krążku mosiężnym z przecięciem na wkrętak znajduje się gniazdo łożyskowe, umieszczone mimośrodkowo.



Rys. 435. Łożysko nastawialne.

Obracając ten krążek o pewien kąt można doregulować odległość ułożyskowanego w nim wałka, a tym samym i kotwicy, od koła wychwykowego.

10. Tulejki łożyskowe

Zegarmistrze postępowi nie stosują już — zwłaszcza w mniejszych zegarach — tulejek łożyskowych wkręcanych albo nitowanych, ale takimi samymi metodami i narzędziami wciskają tulejki jak i łożyska kamienne, zaoszczędzając przy tym około 80% czasu.

Nowsze kalibry tych zegarków, które nie mają piętnastu kamieni, brakującą do tej liczby ilość uzupełniają mosiężnymi tulejkami łożyskowymi wciskanymi (tzw. „mosiężnymi kamieniami”).

Tulejki łożyskowe do zegarków zwykle są produkowane z utwardzonego mosiądzu, a ich zagłębienia smarowe są połączane. Są one tak przygotowane, że bez większych trudności można je od razu wymieniać. Tulejki łożyskowe do zanitowywania opisaliśmy w 2 części „Zegarmistrzostwa” (2-138, rys. 135).

C. UŁOŻYSKOWANIA KAMIENNE

1. Uzasadnienie stosowania

Trwałość łożysk zależy w dużej mierze od szybkości ślizgania się obracających się w nich czopów oraz od nacisku jednostkowego. Ponieważ w zegarku największą ilość obrotów wykonuje balans i jego oś jest najbardziej obciążona, dlatego łożyska czopów tej osi muszą być wyjątkowo trwałe, jeśli zegarek ma chodzić dłuższy czas i to dokładnie.

W zegarkach wyrabianych przed początkiem XVIII w. wszystkie łożyska były mosiężne. Zdarzało się jedynie czasem, że płytkę nakrywkową wykonywano z diamentu. W r. 1704 Mikołaj Fatio de Duiller, Szwajcar osiadły w Londynie, wynalazł i opatentował metodę wiercenia kamieni szlachetnych a szczególnie rubinów. Wynalazek ten został natychmiast wykorzystany w zegarmistrzostwie, gdzie ma szerokie zastosowanie. Syntetyczne kamienie szlachetne wytrzymują duże naciski. W niektórych przyrządach nacisk na kamień dochodzi do 400 kG/mm^2 , toteż kamieni syntetycznych używa się w zegarmistrzostwie bez żadnych zastrzeżeń. Stosowanie łożysk kamiennych daje wiele korzyści:

1. zmniejszenie tarcia w łożysku,
2. zachowywanie prawie jednakowego luzu poprzecznego wskutek nieznacznego zużywania się czopa i łożyska,
3. dobrą konserwację smaru,
4. łatwość naprawy,
5. piękniejszy wygląd mechanizmu.

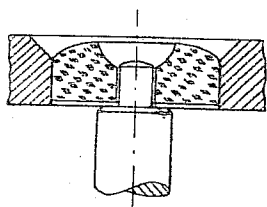
2. Łożyska kamienne

Na kamienne łożyska zegarkowe¹⁾ stosuje się głównie rubiny syntetyczne, ostatnio także szafiry, rzadziej granaty i to głównie jako kamienie nakrywkowe.

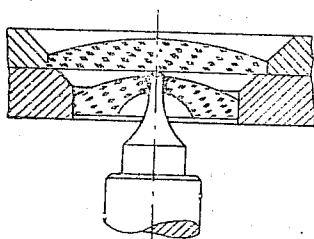
Łożyska kamienne dzieli się na tylne (górne) i przednie (dolne). Tylne łożyska kamienne (rys. 436) są zwykle wypukłe ze względu na ładniejszy wygląd, gdyż po otwarciu koperty są widoczne. Natomiast przednie są płaskie. Znajdują się one pod tarczą zegarka, są więc niewidoczne. Zrezygnowano tu z wypukłości ze względu na łatwiejsze wykonanie a przez to i niższą cenę. W nowoczesnych zegarkach coraz częściej spotyka się również i tylne łożyska płaskie.

1) O kamieniach zegarkowych jest także mowa w 2. części „Zegarmistrzostwa” na str. 75—80.

W dawniejszych dobrych zegarkach strona oporowa kamieni przekładni chodu była lekko wypukła. Obecnie niektóre firmy wprowadzają znów takie kamienie. Ułatwiają one lepsze utrzymanie się smaru w łożysku.



Rys. 436. Łożysko kamienne przekładni chodu.



Rys. 437. Łożysko kamienne osi balansu.

Rozróżniamy łożyska kamienne do czopów walcowych (rys. 436), jakie stosowane są w przekładni chodu, oraz do czopów lejkowych (rys. 437), stosowanych przede wszystkim do łożyskowania balansu. W tym drugim przypadku oprócz kamienia łożyskowego z otworem, będącego łożyskiem poprzecznym (promieniowym), jest jeszcze kamień nakrywkowy spełniający rolę łożyska wzdłużnego (osiowego, oporowego).

Otwór w kamieniu łożyskowym jest wtedy właściwy, gdy jego podłużny przekrój jest kwadratem, tzn. gdy długość otworu równa się jego średnicy. Jednakowoż w produkcji seryjnej stosunek ten trudno jest dokładnie zachować.

W niektórych łożyskach kamiennych do czopów lejkowych przekrój otworu łożyskowego ma krawędzie zaokrąglone, jak na rys. 437. Kamienie takie nazywane są (nie wiadomo, dlaczego) oliwnymi. Zaokrąglenie to ma na celu polepszenie warunków pracy czopa przez:

1. ściąganie smaru do najwęższego przekroju szczeliny smarowej,
2. zmniejszenie wpływu lepkości smaru na opory ruchu,
3. zmniejszenie różnic oporów w różnych pozycjach,
4. zapewnienie poprawnych warunków łożyskowania przy lekko ukośnym ustawieniu osi w łożyskach.

Odstęp między kamieniem łożyskowym a nakrywkowym wynosi zwykle 0,03 do 0,05 mm. Zbyt duża odległość kamienia nakrywkowego od łożyskowego może spowodować ocieranie się przejściowej (grubszej) części czopa o krawędź zagłębienia smarowego, gdyż w tych kamieniach zagłębienia te są od strony wewnętrznej.

Najtańsze zegarki, tzw. „blaszane” lub „na konusach”, w ogóle nie mają łożysk kamiennych. Inne, podobnej jakości, mają dla ozdoby tylko jeden kamień nakrywkowy (czasem jedynie namalowany). Spotyka się też zegarki, w których tylko balans ułożyskowany jest na czterech kamieniach. Są również zegarki o 7, 10 i 11 kamieniach. Do niedawna najlepsze nawet zegarki miały tylko po 15 i 16, a wyjątkowo 21 kamieni. Z chwilą spopularyzowania centralnego sekundnika rozpowszechniły się zegarki nareczne o 17 kamieniach. Dopiero jednak w r. 1955 pojawiły się ogłoszenia w fachowej prasie zagranicznej reklamujące zegarki automatyczne aż o 30 kamieniach (pn. Nissus — Biel, Prexa — Le Locle).

3. Czopy

Zależnie od łożyska kamiennego bywają czopy dwójakiego rodzaju: walcowe i lejkowe.

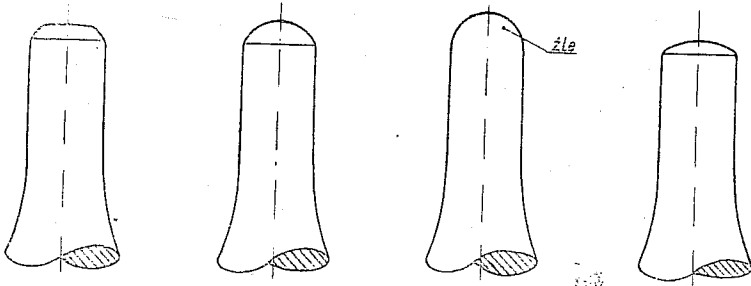
Czopy walcowe (rys. 436) są stosowane nie tylko do ułożyskowania przekładni chodu, ale i prawie do wszystkich innych części obrotowych. Powierzchnia oporowa czopa opiera się o płaszczyznę kamienia.

Czop lejkowy (rys. 437) składa się z właściwego czopa o walcowej powierzchni roboczej oraz części przejściowej o coraz większym przekroju, łączącej się z osią. Czop lejkowy ma czołową powierzchnię oporową zwykle o kształcie soczewkowym, rzadziej płaskim z zaokrąglonymi krawędziami. Obraca się jak inne czopy w otworze łożyskowym kamienia, a jego czoło spoczywa na kamieniu nakrywkowym, w którym nie ma otworu. Czoło czopa jest starannie opolerowane.

Kształt „lejkowy” tych czopów powstaje przez zastosowanie stosunkowo bardzo dużego promienia przejściowego, w celu łagodnego przejścia od małego przekroju właściwego czopa do osi o znacznie większej średnicy. Taka konstrukcja chroni od tzw. spiętrzenia naprężeń, występującego przy nagłych zmianach przekroju. Naprężenia te powodują bardzo znaczne osłabienie przekroju niebezpiecznego.

Zastosowanie czopów lejkowych o tyle jest niekorzystne, że dla utrzymania luzu wzdłużnego trzeba używać kamieni nakrywkowych. Takie ułożyskowanie stosuje się zwykle do balansów. Jeżeli więc osł balansu ma dwa czopy lejkowe, to do ułożyskowania wymaga czterech kamieni: dwa kamienie łożyskowe i dwa nakrywkowe. W zegarkach lepszej jakości koło wychwytowe i nawet kotwica mają także czopy lejkowe.

Czoło tylnego czopa osi balansu chronometrowego (rys. 438) jest prawie płaskie; ma jedynie lekkie ścięcie i zaokrąglenie krawędzi. Chodzi bowiem o to, by ciężar dużego balansu był rozłożony na większej powierzchni. Natomiast drugi koniec osi balansu jest bardziej zaokrąglony (rys. 439). Prawdopodobnie czyni się tak dlatego, żeby balans mógł nadrobić pewne zwolnienie powstałe przez odwrócenie mechanizmu celem nakręcenia.



Rys. 438.

Rys. 439.

Rys. 440.

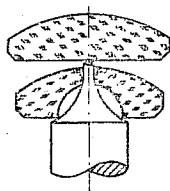
Rys. 441.

Czoła czopów balansów.

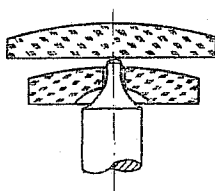
W zegarkach nie ma różnicy między jednym a drugim czopem osi balansu. Najważniejsze jednak jest to, że oprócz dobrego opolerowania, zaokrąglenie czoła czopa nie może być za duże, tzn. że promień tego zaokrąglenia nie powinien być za mały.

Półkuliście zaokrąglony czop osi balansu (rys. 440) wywiera na kamień nakrywkowy największy, przy danym ciężarze balansu, nacisk powierzchniowy, który łatwo może przekroczyć wartość dopuszczalną, co spowodowałoby szybkie uszkodzenie. Nacisk powierzchniowy zależy bowiem w dużym stopniu od promienia zaokrąglenia czopa. Im mniejszy jest ten promień, tym większy jest nacisk, ale za to mniejszy promień tarcia. Trzeba więc i tu, jak w wielu innych wypadkach w technice, umiejętnie odnaleźć „złoty środek”. W praktyce należy pamiętać, że im jest cięższy balans, tym łagodniejsze powinno być zaokrąglenie czoła czopa (rys. 441).

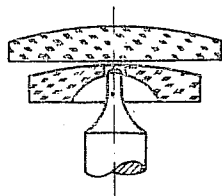
W małych zegarkach balans bez smarowania wykonuje większe wahnięcia niż ze smarem. Dzieje się tak wskutek pokonywania przez niego dodatkowego oporu pochodzącego od lepkości smaru. Wielkości tego oporu nie zawsze równoważy zysk wynikający ze zmniejszenia tarcia, które tu zwykle ma charakter półsuchego. Smar służy tu jedynie do ochrony stykających się powierzchni przed zatarciem. Ma to wielkie znaczenie dla trwałości zegarka i zabezpieczenia czopów przed korozją.



Rys. 442. Os ociera się o kamień.



Rys. 443. Czop za krótki.



Rys. 444. Za mały odstęp między kamieniami.

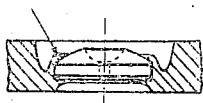
Czopy osi balansu powinny być tak długie, żeby lejkowa ich część nie ocierała się o krawędź zagłębienia smarowego (rys. 442). Rys. 443 przedstawia czop lejkowy za krótki, a otwór łożyskowy w kamieniu za długi. W takim ułożyskowaniu czop swoją stożkową częścią ociera się o ścianki otworu. Rys. 444 uwypukla wadę przeciwną. Ponieważ otwór w kamieniu jest za krótki, a luz wzdłużny czopa za duży, istnieje niebezpieczeństwo wyskoczenia czopa z otworu kamienia.

4. Kamienie oprawiane

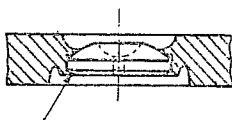
Do roku 1925 sposób osadzenia kamienia łożyskowego polegał na zaciśnięciu cienkiego kołnierza utworzonego naokoło gniazda łożyskowego. Przygotowanie takiej oprawy dla kamienia, jak również zastąpienie zużytego kamienia nowym, pochłaniało dość dużo czasu, jeśli praca miała być wykonana solidnie.

Rozróżniamy trzy sposoby oprawiania („saterowania”) kamieni łożyskowych, mianowicie: sposób niemiecki (glashucki, rys. 445) — płaska strona kamienia leży na płaskim występie gniazda; sposób szwajcarski (rys. 446) — zaciskana jest płaska strona kamienia; sposób angielski (rys. 447) — nie ma wytoczonego kołnierza i właściwego zaciśnięcia, a jest tylko lekkie zawinięcie od płaskiej strony.

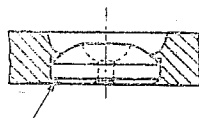
Ułożyskowanie czopa lejkowego w kamieniach oprawianych sposobem niemieckim przedstawione jest na rys. 448. Obydwa kamienie zaciskane są od strony szczeliny smarowej. Przekrój otworu łożyskowego w kamieniu ma krawędzie zaokrąglone (kamień oliwny). Obecnie kamieni oprawianych już się nie stosuje.



Rys. 445. — niemiecki.

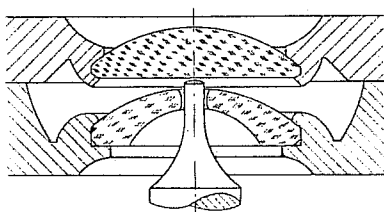


Rys. 446. — szwajcarski.



Rys. 447. — angielski.

Sposoby oprawiania kamieni łożyskowych (strzałki wskazują, od której strony zaciśnięty jest kołnierz oprawy).



Rys. 448. Ułożyskowanie czopa lejkowego w kamieniach oprawianych.

5. Kamienie wciskane

W roku 1925 zastosowano w Szwajcarii kamienie wciskane. Ta metoda osadzania kamieni w stosunku do oprawiania jest znacznie ekonomiczniejsza i praktyczniejsza. Lecz mogą tu znaleźć zastosowanie tylko rubiny syntetyczne lub szafiry dobrej jakości; granaty i niższej jakości korundy (rubiny, szafiry) nie wytrzymują nacisku i pękają. Zewnętrzna powierzchnia obwodowa kamienia musi być obrobiona z dużą dokładnością tak co do kształtu jak i współosiowości z otworem. Tolerancja średnicy zewnętrznej wynosi $0,005 \div 0,008$ mm (zależnie od wielkości kamienia).

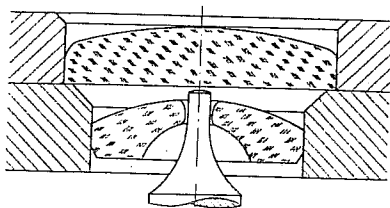
Znany szwajcarski wytwórca kamieni zegarkowych *Seitz* podaje następujący przykład: „Dla kamienia o zewnętrznej średnicy 100/100 mm, otwór, w którym kamień ma być osadzony powinien wynosić 99/100 mm. Gdyby więc kamień mierzył

101/100 mm, to przy wciskaniu musiałby się rozkruszyć. Gdyby zaś miał 99/100 mm, to by nie siedział dosyć silnie". Z tych liczb widzimy, jak wielka dokładność jest wymagana przy obróbce kamienia łożyskowego i przygotowywania dla niego otworu.

Jest wiele odmian ułożyskowań na kamieniach wciskanych. Mają one na celu przede wszystkim stworzyć jak najlepsze warunki smarowania czopa i ułatwić pracę montażową. Pod tym względem można wymienić następujące ich zalety:

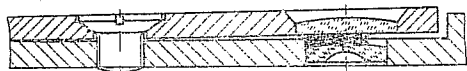
1. łatwość wymiany bez uszkodzenia płyty lub mostka,
2. lepsze utrzymywanie smaru przy czopie niż w kamieniach oprawianych dzięki większej płaszczyźnie,
3. lepszy wygląd mechanizmu również dzięki temu, że są większe.

Jeden z najnowszych typów ułożyskowania na kamieniach wciskanych widzimy na rys. 449.



Rys. 449. Racjonalny typ współczesnego ułożyskowania czopa osi balansu na kamieniach wciskanych.

W ostatnich latach coraz częściej się zdarza, że zegarki naręczne mają 17, 21 a nawet 25 kamieni. Jest to zwykle spowodowane zastosowaniem pewnej ilości kamieni nakrywkowych. Na ogół fachowcy odnoszą się sceptycznie do większej ilości kamieni nakrywkowych. Dawniej były one raczej dla ozdoby i tylko utrudniały regulowanie luzu wzdłużnego. Zdarzało się też nieraz, że kamień nakrywkowy, osadzony w płytce przykręconej jednym wkrętem i nie dociśnięty całkowicie, ustawiał się krzywo (rys. 450), co powodowało nawet zupełny odpiływ smaru.



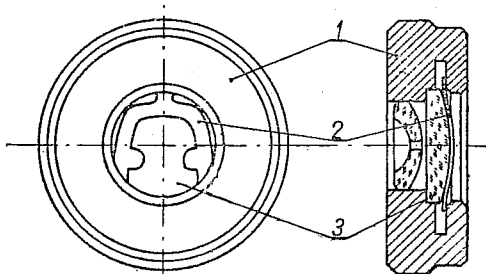
Rys. 450. Jedna z wad powstających wskutek niewłaściwego zastosowania kamienia nakrywkowego.

Trzeba jednak stwierdzić, że czopy lejkowe w podwójnych kamieniach (nakrywkowych i łożyskowych) mają mniejsze opory

ruchu niż czopy walcowe bez kamieni nakrywkowych. Dlatego coraz częściej stosuje się kamienie nakrywkowe nie tylko do czopów osi balansu, ale i do innych. Aby zaś uniknąć wyżej wspomnianej wady osadzania kamieni nakrywkowych, wprowadza się tu pewne ulepszenia, z których kilka niżej opisujemy.

6. Łożysko wciskane „Duofix“

Około roku 1953 rozpoczęto produkować w Szwajcarii łożyska kamienne w oprawach 1 (rys. 451), z których każde zaopatrzone jest w kamień nakrywkowy 3 mocowany sprężynką dociskową 2. Osadza się je tą samą wciskarką, co i zwykle kamienie łożyskowe.



Rys. 451. Łożysko „Duofix“.

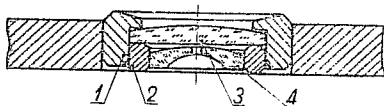
Łożyska te, produkowane w różnych wielkościach, można zastosować do wszystkich czopów z wyjątkiem czopów wałka sprężyny, koła minutowego i kotwicy. Dzięki łożyskom „Duofix” można zmniejszyć dowolnie luzy wzdłużne i zastosować wszędzie czopy lejkowe.

Łożyska te są łatwo rozbieralne, gdyż po odchyleniu sprężynki dociskowej kamień nakrywkowy łatwo się wyjmuje i umożliwia dokładne oczyszczenie i nasmarowanie łożyska.

7. Łożysko wciskane „Novostene“

Również w Szwajcarii rozpoczęto produkcję jeszcze innego łożyska z kamieniami wciskаныmi, zwanego „Novostene”; przedstawia je rys. 452. Składa się ono z oprawy 1, która wciśnięta jest w gniazdo łożyskowe. W tej oprawie leży kamień nakrywkowy 3 dociśnięty otoczką 2, w którą wciśnięty jest kamień łożyskowy 4.

Prasa wymienia kilka zalet tego łożyska. Luz wzdłużny może być w nim swobodnie regulowany przez głębsze lub płytsze wciśnięcie oprawy. Odstęp kamienia łożyskowego od nakrywkowego jest zawsze równy i tworzy zamkniętą szczelinę dobrze konserwującą smar. W tym łożysku nie ma wkrętów i sprężynek dociskowych, dlatego stosując je np. do tylnego czopa osi sekundowej można zwykłą wskazówkę sekundową dokładnie osadzić nawet za pomocą nabijaka.

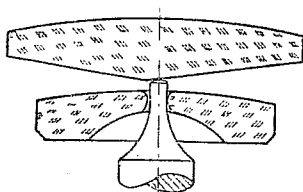


Rys. 452. Łożysko „Novostone“.

Rozbieranie takiego łożyska jest również łatwe, bo przez nacisk, np. stępionym czyszczakiem, na kamień nakrywkowy całe łożysko rozpada się na trzy części: oprawa 1 zostaje w mechanizmie, a kamień nakrywkowy i łożyskowy z otoczką 2 wypadają i mogą być swobodnie oczyszczone. Składanie odbywa się w odwrotnej kolejności, najlepiej za pomocą regulowanej wciśkarki.

8. Stożkowe kamienie nakrywkowe

Interesującą innowacją w naręcznym budziku „Vulcain W.” jest kształt kamieni nakrywkowych. Otwory w kamieniach łożyskowych mają krawędzie zaokrąglone, a kamienie nakrywkowe są od strony otworów łożyskowych stożkowe (rys. 453). Wierzchołki tych stożków znajdują się poza środkiem otworów łożyskowych. Gdy oś balansu jest w pozycji pionowej, czopy są dociskane do wewnętrznej powierzchni otworów. Powstałe stąd opory tarcia powinny być równe oporom powstającym w łożyskach, gdy oś jest w pozycji poziomej.

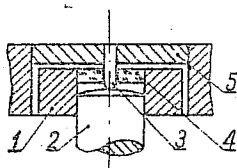


Rys. 453. Stożkowe kamienie nakrywkowe.

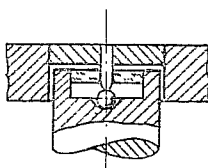
Nieswiadomy zegarmistrz może próbować odwrócić kamienie nakrywkowe, tak by czopy opierały się na ich płaskiej powierzchni. Oczywiście, taka „poprawka” byłaby sprzeczna z zamierami konstruktora.

9. Różne ułożyskowania kamienne

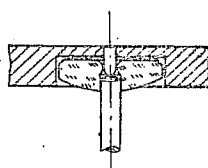
Do grupy różnych łożysk kamiennych możemy zaliczyć rozwiązania konstrukcyjne przedstawione na rys. 454, 455 i 456. Otóż na rys. 454 czop 3 wciśnięty jest na stałe w płytkę 5. Czop ten spełnia rolę kamienia nakrywkowego. Otoczka 1, w której umieszczony jest kamień 4, nasadzona jest ciasno na oś 2. Jest to więc ułożyskowanie ślizgowe, w którym role zostały zmienione: zamiast czopa obraca się łożysko.



Rys. 454. Ułożyskowanie z nieruchomym czopem.



Rys. 455. Ułożyskowanie z nieruchomym czopem opierającym się o kulkę.



Rys. 456. Kamień łożyskowy osadzony na osi obraca się na czopie.

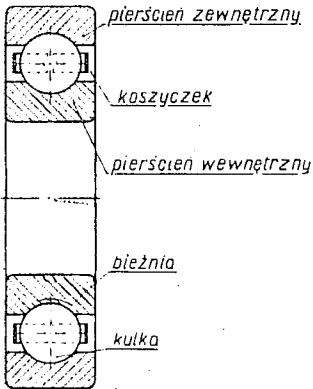
Na rys. 455 widzimy podobne ułożyskowanie z tą tylko różnicą, że na końcu czopa znajduje się mała kulka. Stosowano też i taką koncepcję, że zamiast otoczki i kamienia łożyskowego nasadzano na koniec wałka specjalnie uformowany kamień. Takie ułożyskowanie przedstawione jest na rys. 456.

Należy jeszcze wspomnieć, że w niektórych zegarkach spotyka się kamienie oprawiane lub wciskane w małe pierścienie złote, czasem mosiężne, które przykręcone są do płyty lub mostka dwoma albo trzema wkrętami. Pierścienie te nazywamy *otoczkami* („szatonami”). Kamienie w otoczkach przykręcanych ładnie się prezentują, ale ze względu na trudniejsze wykonanie wychodzą już prawie z użycia.

D. UŁOŻYSKOWANIA TOCZNE

1. Wiadomości ogólne

Zbyt cienkie czopy osi balansu łatwo się łamią. Oprócz tego tarcie w łożyskach kamiennych jest zależne od temperatury otoczenia i gęstości smarów. Niebezpieczeństwu łamania czopów można zapobiec przez ułożyskowania sprężyste, o których dalej piszemy, lecz trudności smarowe w łożyskach kamiennych niełatwo jest pokonać. W celu uniknięcia obu tych niedogodności usiłowano jeszcze przed pół wiekiem zaopatrzyć zegarki noszone w łożyska kulkowe. Oczywiście, łożyska takie różnią się od łożysk kulkowych stosowanych w budowie maszyn.



Rys. 457. Łożysko kulkowe.

Łożyska toczne w ogólnej mechanice maszynowej (rys. 457) składają się zasadniczo z dwóch pierścieni: zewnętrznego i wewnętrznego, tworzących bieżnię zewnętrzną i wewnętrzną, oraz ze znajdujących się między nimi części tocznych, ujętych najczęściej w koszyczek.

Zależnie od kształtu części tocznych rozróżniamy łożyska kulkowe i wałeczkowe; ostatnie mogą być walcowe, stożkowe, baryłkowe oraz igiełkowe.

W zegarach wielkich można bez trudności stosować takie same łożyska kulkowe, jakie używane bywają do budowy maszyn. Natomiast w zegarach domowych, a zwłaszcza w zegarkach

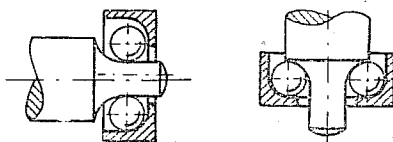
konstrukcja łożyska kulkowego musi być inna, już choćby dlatego że kulki nie mogą być tak duże. Produkcja małych kulek napotyka na wielkie trudności, gdyż kulki muszą być przy tym idealnie okrągłe, twarde i precyzyjnie polerowane. Również i kośzyki muszą być bardzo starannie wykonane. Każde zaś łożysko kulkowe powinno mieć co najmniej 3 takie kulki. Zwykle jednak daje się więcej.

Oprócz trudności wynikających z wykonania samych kulek, należy jeszcze mieć na uwadze wymagania stawiane całemu ułożyskowaniu kulkowemu w zegarku. Łożysko takie musi być skonstruowane z wiarą, aby nie zajmowało dużo miejsca w mechanizmie, przy tym powinno mieć zapewnioną możliwość ustalenia luzu wzdlużnego. Rozbieranie łożyska do oczyszczenia i jego składowanie nie powinno być zbyt trudne.

Mimo tych trudności i specjalnych wymagań konstruktorzy ustawicznie dążą do zastosowania łożysk kulkowych w zegarkach, gdyż spodziewają się stąd wiele korzyści. Przede wszystkim ślizganie czopów w łożyskach zastąpione byłoby toczeniem, co znacznie zmniejszyłoby tarcie. Oprócz tego wyrównanie tarcia we wszystkich położeniach zegarka ułatwiłoby regulację w różnych pozycjach. A zastąpienie cienkich czopów lejkowych grubszymi czopami do łożyska kulkowego wzmocniłoby oś balansu. Również smarowanie zostałoby ułatwione, w niektórych wypadkach byłoby niemal zbędne. Korzyści te można jednak osiągnąć, jedynie przez zastosowanie łożysk kulkowych pierwszej jakości.

2. Przykłady konstrukcji

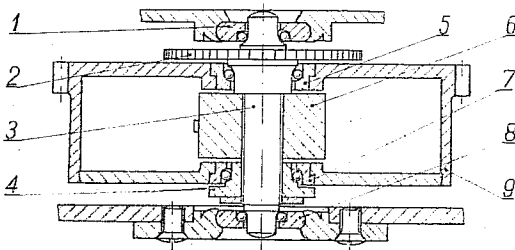
Pierwszą próbę zastosowania łożysk kulkowych w zegarkach przeprowadził Francuz L e R o y w r. 1900. Łożyska te (rys. 458) zastosowane były do ułożyskowania przekładni chodu. Kulki były stalowe o średnicy 2 mm, a pierścienie zewnętrzne z bieżniami do kulek — z rubinów.



Rys. 458. Pierwsze łożysko kulkowe do zegarka — w dwóch pozycjach.

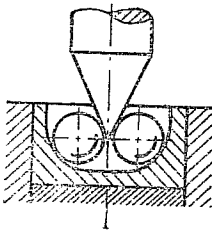
Na rys. 459 widzimy ułożyskowanie (na kulkach) bębna sprężyny w zegarku kieszonkowym Le Roya. Są tu cztery łożyska.

Na dwóch łożyskowany jest bęben, a na pozostałych dwóch wałkach sprężyny. W bębnie 9 osadzone są dwa pierścienie 5 i 7 tworzące zewnętrzną bieżnię dla kulek. Na wałek sprężyny 3 nakręcony jest gruby pierścień 6 z hakiem do zaczepienia sprężyny.

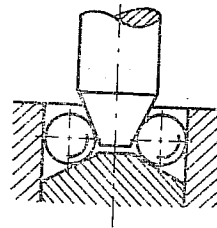


Rys. 459. Ułożyskowanie bębna na kulkach w zegarku z r. 1900.

Dokręceniem pierścienia 4 reguluje się luz bębna. Na wałku sprężyny osadzone jest na stałe także koło zapadkowe 2. Łożyska końcowe 1 i 8 oprawione są w płytach. Kulki ułożone są w tych łożyskach swobodnie bez koszyczka, ze względu na powolne obroty.



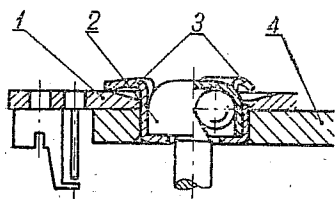
Rys. 460. Dwupunktowe łożysko kulkowe balansu.



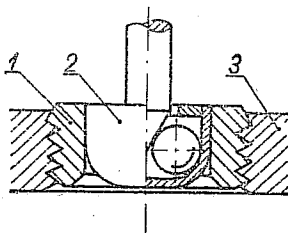
Rys. 461. Trzypunktowe łożysko kulkowe balansu.

Następne próby były przeprowadzone w r. 1923. Było to łożysko osi balansu. Opracowano dwa rozwiązania. W pierwszym (rys. 460) czoł ópierał się o kulki umieszczone w miseczkach, pracujące przy dwupunktowym dotyku. W drugim rozwiązaniu (rys. 461) kulki pracowały przy trzypunktowym dotyku, dlatego co najmniej na jednej z trzech powierzchni musiał tu następować poślizg zamiast toczenia. W tych łożyskach było po trzy albo po cztery kulki.

Na rys. 462 widzimy praktyczne zastosowanie łożyska kulkowego z r. 1939 w ułożyskowaniu balansu. Łożysko 2 osadzone jest w półmostku 4 na wcisk wraz z trójramienną oprawką sprężynującą 3, która przytrzymuje przesuwkę 1.



Rys. 462. Ułożyskowanie balansu na kulkach.



Rys. 463. Ułożyskowanie osi przekładni chodu na kulkach.

Na rys. 463 przedstawione jest ułożyskowanie na kulkach jednej z osi przekładni chodu (też z r. 1939). Łożysko 2 osadzone jest w nagwintowanej tulejce łożyskowej 1 wkręconej do płyty 3, dzięki czemu może być regulowany luz wzdłużny.

3. Kulki z korundu

Od szeregu lat wyrabiano z syntetycznego rubinu i szafiru kuleczki, które stosowano do małych łożysk kulkowych. Wielkość kulek wahała się od 2 mm do 0,25 mm. Ostatnio udało się pewnemu Anglikowi wykonać kuleczki średnicy 0,075 mm. Obróbka tych kulek odznacza się wielką dokładnością: różnice w ich rozmiarach nie przekraczają $1 \div 2 \mu$.

Do wyrobu kulek pożądanym jest materiał bardzo twardy i odznaczający się wysokim modulem elastyczności. Tymi właśnie przymiotami wyróżnia się korund. Prócz tego ma on wielką stałość własności fizycznych oraz odporność na działanie czynników chemicznych. Możliwość uzyskania wysokiego stopnia gładkości jest dalszą wybitną własnością sztucznego korundu. A więc kulki z tego materiału mają wszystkie zalety wysokowartościowych precyzyjnych kulek: są one twarde, niekruche i idealnie gładkie.

E. UŁOŻYSKOWANIA SPRĘŻYSTE

1. Uwagi ogólne

Problem zabezpieczenia cienkich czopów osi balansu przed uszkodzeniem na wypadek silnych wstrząsów lub uderzeń rozwiązuje się przez zastosowanie tzw. *urządzeń przeciwwstrząsowych*. Bywają różne rozwiązania konstrukcyjne tych urządzeń, lecz w olbrzymiej większości są nimi *ułożyskowania sprężyste* osi balansu.

Najstarsze ułożyskowania sprężyste znajdujemy w zegarkach kieszonkowych wykonanych przez A. L. B r e g u e t a (1745-1823). W zegarkach tych widać kamienie nakrywkowe tylnego czopa cylindra osadzone w sprężynującej płytce stalowej przymocowanej na wierzchu półmostka balansu. Jest to pierwsze łożysko sprężyste, tzw. „Parachute”.

Pewną sensację wywołała wynaleziona niedawno *przewiercona oś balansu* do zegarów kuchennych i ściennych. Oś ta zewnętrznie odbiega od dotychczasowych konstrukcji, a pod względem technicznym zapowiada nowe rozwiązania.

W mechanizmie tym oś balansu wisi pionowo. Poprzez przewierconą oś balansu przebiega cienki, napięty drut z nierdzewnej stali, lecz służy on tylko do prowadzenia osi, na której końcach znajdują się dwa kamienie łożyskowe. Ponieważ nie ma tu nacisku na łożyska kamienne, dlatego nie wymagają one smarowania. Oprócz tego napięcie i sprężynowanie drutu stanowi ochronę przed wstrząsami. Dalsze szczegóły tego urządzenia znajdują się w rozdziale o balansach wiszących (w zegarach rocznych).

Zegarek naręczny jest w ogólności bardziej narażony na wszelkiego rodzaju wstrząsy aniżeli zegarek kieszonkowy; stąd, w miarę jak fabrykacja zegarków naręcznych zaczęła gwałtownie wzrastać, zwiększyła się jednocześnie ilość patentów na urządzenia przeciwwstrząsowe a w szczególności na ułożyskowania sprężyste.

Obecnie mimo różnych zaleceń i ograniczeń normalizacyjnych jest duża różnorodność systemów ułożyskowań sprężystych stosowanych w zegarkach naręcznych. W samej Szwajcarii zgłoszono ponad 300 patentów, a w produkcji znajduje się tam teraz około 50 rodzajów.

Oczywiście, czasem nie chodzi o istotne wynalazki, lecz o reklamę danej fabryki. Chce się bowiem ona pochwalić, że ma własny

system łożyskowania sprężystego, a niewiele liczy się z kłopotami hurtowników i zegarmistrzów, którzy są zmuszeni trzymać na składzie taką różnorodność części zamiennych, jeśli naturalnie mogą je otrzymać.

Największą wadą większości łożyskowań sprężystych jest duża ilość luźnych części i ruchomych kamieni, które przy nieznacznym już zakurzeniu i wyschnięciu smaru z trudnością działają, no i potem nie ułatwiają naprawy.

Aby łożyskowanie sprężyste dobrze funkcjonowało, powinno odpowiadać pewnym wymaganiom, z których najważniejsze są następujące:

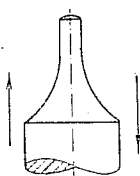
1. Nie powinno ono zmieniać średnicy czopa. Należy zachować cienkie czopy, ponieważ wtedy straty na tarcie ogranicza się do minimum.

2. Czopy nie mogą być suche. Przy wstrząsie smar nie powinien się oddzielać od łożyska ani też rozpryskiwać

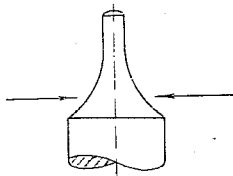
3. Poszczególne części łożyskowania sprężystego muszą być rozbieralne w celu umożliwienia czyszczenia i smarowania.

4. Po uderzeniu lub wstrząsie czopy balansu muszą znowu powracać na swoje początkowe miejsce, a w czasie trwania wstrząsu nie powinny wyskakiwać ze swych łożysk.

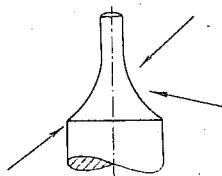
Nie wszystkie łożyskowania sprężyste odpowiadają tym założeniom w jednakowej mierze. Ułożyskowanie sprężyste wtedy jest właściwie skonstruowane, gdy nie jest zbyt skomplikowane, a jednak zabezpiecza czopy od uszkodzenia podczas wszelkich wstrząsów.



Rys. 464.



Rys. 465.



Rys. 466.

Kierunki sił uderzeniowych działających na czopy.

Wstrząsy działające na czopy są trojakiego rodzaju:

1. Wstrząsy wzdłużne (osiowe), tj. takie, które działają w kierunku równoległym do osi (rys. 464).

2. Wstrząsy poprzeczne (promieniowe), działające prostopadle do osi (rys. 465).

3. Wstrząsy skośne, działające w jakichkolwiek innych kierunkach (rys. 466).

Na rys. 464 i 465 chodzi o wypadki graniczne. Urządzenie przejmujące i częściowo łagodzące wstrząsy wzdłużne i poprzeczne osłabia również automatycznie wstrząsy skośne.

Zależnie więc od tego, przeciw jakim wstrząsom zabezpieczone są czopy, można rozróżnić łożyskowania sprężyste:

1. przeciw wstrząsom wzdłużnym,
2. przeciw wszelkim wstrząsom.

Ułożyskowania pierwszej grupy nazywamy wzdłużnymi. Urządzenie to polega na tym, że kamień nakrywkowy dociskany jest sprężynką, która przejmuje wstrząsy wzdłużne.

W łożyskowaniach drugiej grupy można rozróżnić trzy sposoby przejmowania wstrząsów i przywracania łożyskowania do stanu normalnego:

1. Równią pochyłą gniazd, otoczek lub kamieni łożyskowych,
2. Sprężyscie gnącymi się czopami,
3. Kamieniami łożyskowymi osadzonymi w sprężynkach.

Oddzielną jakby grupę stanowią urządzenia przeciwwstrząsowe, których cechą istotną jest sprężynowanie ramion balansu oraz sprężyste osadzenie mechanizmów w kopertach.

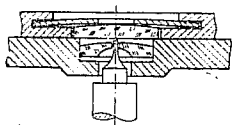
Zastosowanie poszczególnych typów łożyskowań sprężystych oraz innych urządzeń przeciwwstrząsowych w zegarkach procentowo przedstawia się następująco:

1. Różne	4 ⁰ / ₀	
Ułożyskowania sprężyste		78 ⁰ / ₀ — z tego:
2. Wzdłużne	16 ⁰ / ₀	
3. Z długimi czopami	5 ⁰ / ₀	
4. Ze stożkowymi powierzchniami	31 ⁰ / ₀	
5. Ze sprężynującym pierścieniem	21 ⁰ / ₀	
6. Z ruchomymi czopami	5 ⁰ / ₀	
Inne urządzenia przeciwwstrząsowe		18 ⁰ / ₀ — z tego:
7. Ze sprężynującymi ramionami	14 ⁰ / ₀	
8. Ze sprężystym osadzeniem mech.	4 ⁰ / ₀	

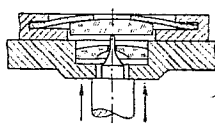
Dalej podajemy szczegółowe opisy każdej grupy.

2. Wzdłużne łożyskowania sprężyste

Ułożyskowania te nie zabezpieczają całkowicie czopów osi balansu przed uszkodzeniami, lecz chronią je tylko przed wstrząsami z jednego kierunku, tj. wzdłużnego. Współczesne wzdłużne łożyskowania sprężyste przedstawione są na rys. 467-474. Na rys. 467 widzimy w przekroju położenie łożyska i czopa w stanie normalnym; na rys. 468 przesunięcie wzdłużne czopa i kamienia nakrywkowego podczas uderzenia lub wstrząsu. Natomiast na rys. 469-474 pokazane są widoki zewnętrzne różnych łożyskowań tego typu.

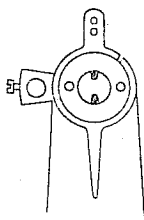


Rys. 467. Położenie normalne.

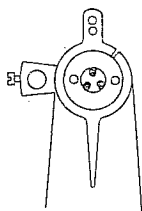


Rys. 468. Podczas wstrząsu.

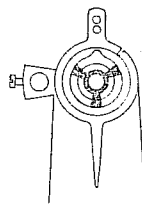
Jeśli chodzi o szczegóły, to charakterystyczną cechą sprężystego łożyskowania wzdłużnego jest ruchomy kamień nakrywkowy odchylający się w kierunku wzdłużnym i dociskany sprężynką.



Rys. 469. „E.U.W.“

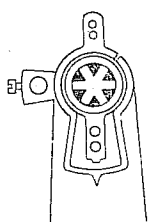


Rys. 470. „Bigalu“.

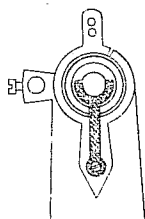


Rys. 471. „Jung-hans“.

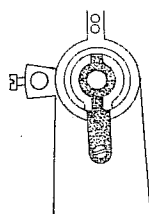
Sprężynka ta powinna być bardzo starannie dobrana. Za słaba powodowałaby zatrzymywanie balansu przy najmniejszym ruchu ręki; za silna nie zabezpieczałaby czopa przed zniszczeniem podczas uderzenia.



Rys. 472. „Shock-Absorber“.

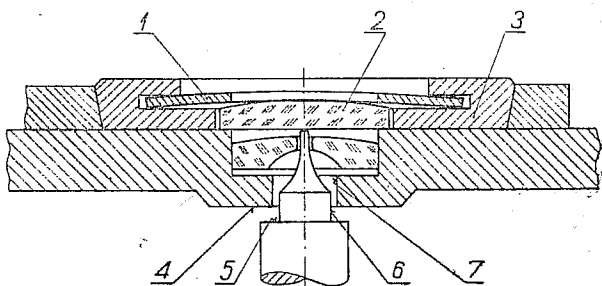


Rys. 473. „Oris“.



Rys. 474. „Foerster“.

Jedno z pierwszych wzdłużnych łożyskowań sprężystych opatentowano w Szwajcarii w r. 1927. Podobne ono było do przedstawionego na rys. 475. W tym łożyskowaniu sprężynka 1 przy-ciska kamień nakrywkowy 2, umieszczony swobodnie w oprawie 3. Podczas silniejszego wstrząsu lub uderzenia kamień nakrywkowy 2 się odchyła, a powierzchnia oporowa 5 osi balansu opiera się o nieruchome gniazdo 4, by wstrzymać nacisk czopa na kamień nakrywkowy oraz by przeciwny czop nie wyskoczył z łożyska.

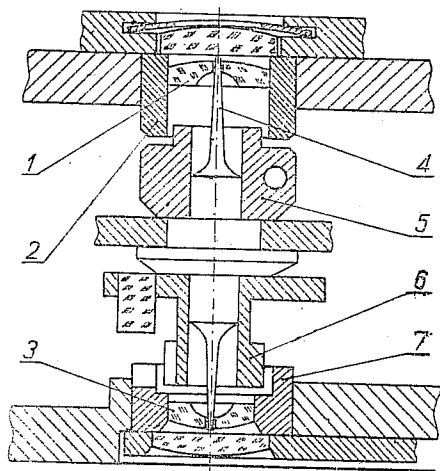


Rys. 475. Szczegóły wzdłużnego łożyskowania sprężystego.

Co prawda, takie sporadyczne ocieranie się o stałe części łożyskowania zakłóca równomierność ruchu regulatora, ale za to zabezpiecza czop przed uszkodzeniem. Konstruktorzy również przestrzegają, by w tym łożyskowaniu między podtoczeniem czopa 6, a otworem w oprawie 7, był dostateczny luz poprzeczny, gdyż nie tylko pozostałości zadziuru, ale nawet za duża ilość smaru może działać hamująco na funkcjonowanie balansu.

3. Ułożyskowania sprężyste z długimi czopami

Rzecz jasna, że same wzdłużne łożyskowania sprężyste nie są pełnowartościowym urządzeniem przeciwwstrząsowym, gdyż nie chronią czopów przed zniszczeniem wskutek uderzeń pochodzących ze wszystkich stron. Przy łożyskowaniach sprężystych zabezpieczających czopy przeciw wszelkim wstrząsom podtoczenie czopa 6 (rys. 475) podczas uderzenia poprzecznego styka się również z wewnętrznym otworem oprawy 7. Wskutek tego następuje nieco mniejsze zakłócenie w ruchu balansu aniżeli przy uderzeniu wzdłużnym, gdyż oś dotyka do oprawy mniejszym promieniem niż poprzednio. Jednak bardzo ważne w łożyskowaniach sprężystych jest jak najrychlejsze odsunięcie się osi od oprawy łożyska i skrócenie do minimum czasu ocierania się osi o oprawę.



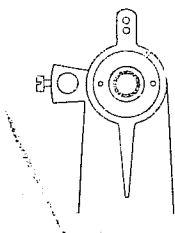
Rys. 476. Szczegóły łożyskowania sprężystego o długich czopach.

Jednym ze sposobów zabezpieczenia czopów przeciw wszelkim wstrząsom są długie sprężynujące czopy osi balansu. Mimo jej prostoty konstrukcja ta nie jest jednak dotychczas rozpowszechniona; być może dlatego, że niedawno została wynaleziona.

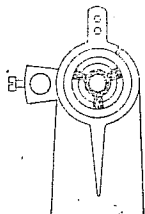
Ułożyskowanie ze sprężynującymi czopami przedstawione jest na rys. 476. Czop 4 jest tak długi, że sięga do połowy specjalnie ukształtowanego pierścienia włosa 5. Drugi czop jest podobnie długi i sięga aż do połowy przerzutnika 6. Do przejmowania wstrząsów służą tulejki 2 i 7, będące jednocześnie gniazdami ka-

mieni łożyskowych 1 i 3. Tulejki te osadzone są w płycie i półmostku.

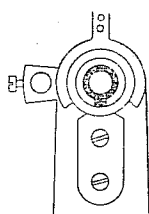
Dotychczas znane są tylko trzy rozwiązania konstrukcyjne ułożyskowań o sprężynujących czopach; ich widok zewnętrzny przedstawiony jest na rys. 477-479.



Rys. 477. „Vi-brax“.



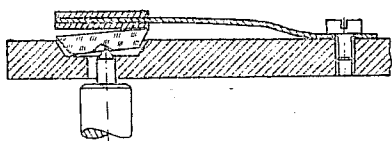
Rys. 478. „Jung-hans“.



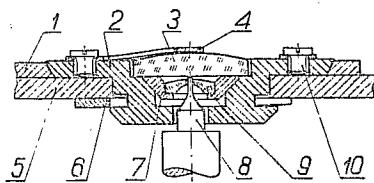
Rys. 479. „Foer-ster“.

4. Ułożyskowania sprężyste ze stożkowymi powierzchniami

Teraz przechodzimy do najpopularniejszej grupy ułożyskowań sprężystych. Mają one dosyć dawną historię, gdyż łożysko ze stożkową powierzchnią kamienia i stożkowym gniazdem przedstawione na rys. 480 opatentowane zostało jeszcze w r. 1890. Łożyska takie działają na zasadzie równi pochyłej. Rysunek przedstawia stan tego łożyska w czasie uderzenia poprzecznego. Działało ono niedoskonale i wobec wadliwej konstrukcji nie miało szerszego zastosowania.



Rys. 480. Prymitywne łożysko sprężyste z r. 1890.

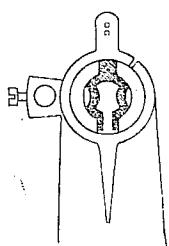


Rys. 481. Prototyp ułożyskowania sprężystego ze stożkowymi powierzchniami.

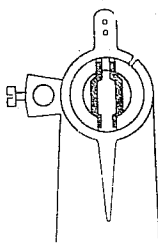
W r. 1933 opatentowano nowe łożysko sprężyste działające także na zasadzie równi pochyłej. Prototyp tego ułożyskowania

widzimy na rys. 481. W półmstku 5 osadzona jest na stałe oprawa 2, na której umieszczona jest przesuwka 1. Zamocowanie oprawy 2 w półmstku uzyskuje się wciśnięciem klina 6 w wytoczenie oprawy od strony balansu. Klin ten stanowi charakterystyczną część dawnych łożyskowań tego typu.

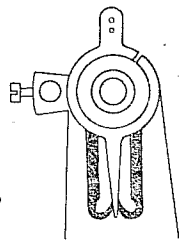
W oprawie 2 mieści się otoczka 7 kamienia łożyskowego 9. Spoczywa ona swoją stożkową powierzchnią na również stożkowej powierzchni oprawy. Otoczka ta przykryta jest kamieniem nakrywkowym 3, który nad kamieniem łożyskowym tworzy szczelinę smarową. Kamień nakrywkowy dociśnięty jest sprężynką dociskową 4, która ma charakterystyczny kształt litery S. W razie uderzenia z którejkolwiek strony sprężynka ta nieco się ugina. W prototypie była ona przykręcona dwoma wkrętami 10. Podczas silniejszych wstrząsów lub uderzeń, podtoczenie czopa 8 opiera się o oprawę i w ten sposób zabezpiecza cienki czop przed zniszczeniem.



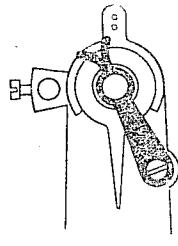
Rys. 482. „Incabloc“.



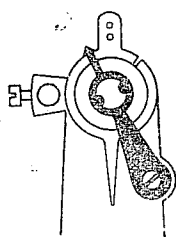
Rys. 483. „Durobloc“.



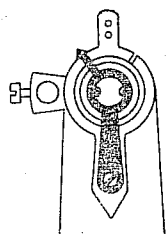
Rys. 484. „Eterna“.



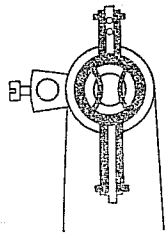
Rys. 485. „Cyma“.



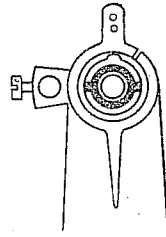
Rys. 486. „Supershoc“.



Rys. 487. „Pareshoc“.



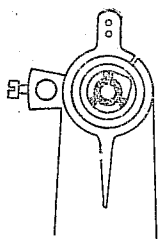
Rys. 488. „Antishoc“.



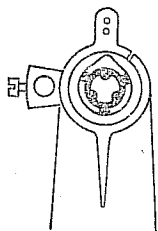
Rys. 489. „Monobloc“.

Ten typ łożyskowań ma szczególnie wiele odmian, na które zgłoszono patenty. Jako przykład podajemy rys. 482-493. Są tu

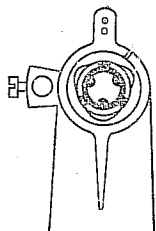
zamieszczone widoki łożyskowań sprężystych ze stożkowymi powierzchniami, które działają na zasadzie równi pochyłej.



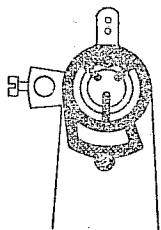
Rys. 490. „Ultrabloc“.



Rys. 491. „Incabloc“ (stary).



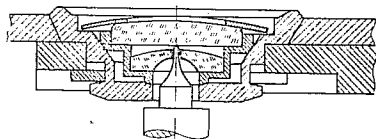
Rys. 492. „KIP“



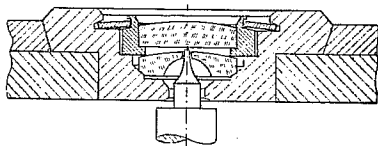
Rys. 493. „Helvetia“.

Ulepszone w r. 1937 łożyskowanie sprężyste ze stożkowymi powierzchniami pod nazwą „Incabloc“ (rys. 494) stosuje się dotychczas. Widok sprężynki tego łożyskowania oraz sposób jej zaczepienia widzimy na rys. 482. Szczegóły tego łożyskowania są niekiedy inne pod tarczą a inne z tyłu mechanizmu.

Pewnym ulepszeniem w grupie tych łożyskowań jest usunięcie przez wytwórców łożysk „Ruby Shock“ otoczki kamienia łożyskowego. Chodziło tu bowiem o to, by mosiężna otoczka nie opierała się o również mosiężną oprawę, ale by kamień łożyskowy swoimi skośnymi powierzchniami łatwiej się ślizgał. Łożysko takie przedstawione jest na rys. 495.



Rys. 494. Najpopularniejsze łożyskowanie sprężyste „Incabloc“.



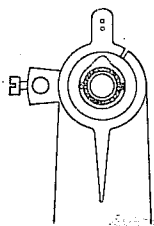
Rys. 495. Ułożyskowanie sprężyste „Ruby Shock“ bez otoczki kamienia łożyskowego.

Mniej piękne, lecz także praktyczne w tych łożyskowaniach są stosowane przez niektóre wytwórnie długie sprężynki przymoco-

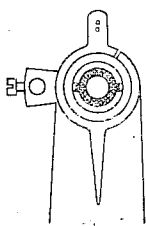
wane jednym końcem do półmostka balansu. Otwieranie (rozbie-
ranie) takich łożysk sprężystych odbywa się przez obrót sprężynki.
Jako przykład można wymienić sprężyste ułożyskowanie „Cy-
ma” (rys. 485).

5. Ułożyskowania sprężyste ze sprężynującym pierścieniem

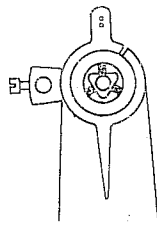
W przeciwieństwie do wyżej wymienionych typów, urządzenia
przeciwwstrząsowe tej grupy mają dwie sprężynki (1-42, 47). Ka-
mień łożyskowy jest wciśnięty w sprężynujący pierścień, który
zabezpiecza przeciw wstrząsom poprzecznym, podczas gdy wstrzą-
sy wzdłużne przejmują sprężynka przytrzymująca kamień na-
krywkowy.



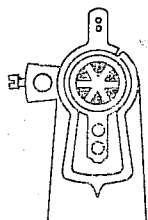
Rys. 496. „Super
Shock-Resist“.



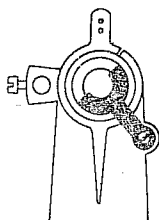
Rys. 497. „Eterna“.



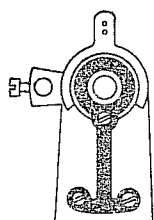
Rys. 498. „Pro-
dax“.



Rys. 499. „Shock-
Resist“.



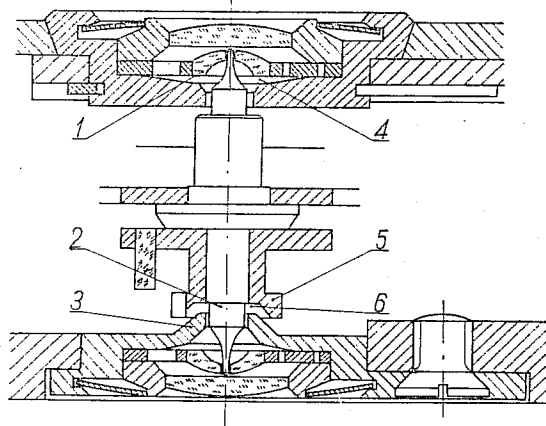
Rys. 500. „Vibro-
shoc“.



Stop“.
Rys. 501. „Shock-
Stop“.

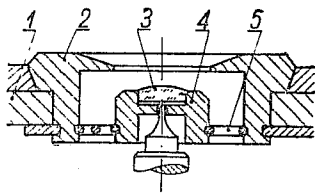
Najbardziej rozpowszechnionym urządzeniem tej grupy jest
„Super Shock-Resist”, u którego sprężynka kamienia nakrywko-
wego osadzona jest w płytce nakrywkowej. Nawet i ten typ ma
kilka odmian, które znowu różnią się między sobą kształtem sprę-
żynki kamienia nakrywkowego. Widoki zewnętrzne tych ułoży-
skowań sprężystych podajemy na rys. 496-501.

Szczególną zaletą łożyskowań sprężystych tego typu jest to, że w czasie wstrząsów wzdłużnych czop nie może wyskoczyć z kamienia łożyskowego 1 (rys. 502), gdyż kamień ten dzięki specjalnemu zagłębieniu 4 poddaje się razem ze sprężynką nie tylko w kierunku poprzecznym, ale i wzdłużnym.

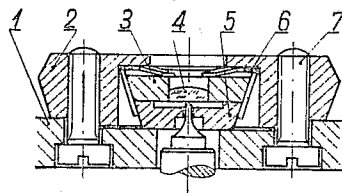


Rys. 502. Przekrój łożyskowania sprężystego ze sprężynującym pierścieniem.

Do pewnej wady tych łożyskowań można zaliczyć to, że aby mechanizm zegarka był cienki, kołnierz przerzutnika 5 musi mieć od czoła wydrążenie 6, konieczne dla kołnierza oprawy 3, o który podczas wstrząsów opiera się podtoczenie czopa 2.



Rys. 503. Uprozczone łożysko sprężyste.



Rys. 504. Podobne łożysko ze sprężynką pierścieniową.

Opatentowano też kilka projektów takich łożyskowań do tańszych zegarków, w których jest tylko jeden kamień nakrywkowy, a łożysko jest metalowe. Podajemy dwa takie rozwiązania konstrukcyjne.

Jedno z takich uproszczonych łożysk widzimy na rys. 503. Oprawa 2 osadzona w półmostku 1 za pośrednictwem spiralnej sprężynki 5 podtrzymuje łożysko 4 będące zarazem otoczką kamienia nakrywkowego 3. Łożysko to pod wpływem wstrząsów może dzięki spiralnej sprężynce uchylać się nieco w każdym kierunku.

W łożysku pokazanym na rys. 504 zamiast spiralnej sprężynki jest sprężynka pierścieniowa 6, której zagięte promieniowo ramiona dociskają otoczkę 3 z kamieniem nakrywkowym 4. Natomiast ramiona sprężynki skierowane w dół obejmują łożysko metalowe 5. Oprawa 2 przykręcona jest do półmostka 1 wkretami 7. Działanie tego łożyska podobne jest do poprzedniego.

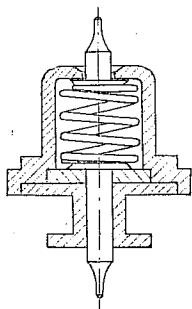
Takich uproszczonych łożysk nie spotyka się w użyciu, gdyż nie są one praktyczne. Cóż bowiem pomoże zabezpieczenie czoła przed złamaniem, jeżeli wskutek braku kamienia łożyskowego po niedługim czasie łożysko się wypracuje? Grają tu rolę chyba tylko względy reklamowe, że można tanio kupić zegarek z urządzeniem przeciwwstrząsowym. Poważną też wadą łożysk podobnych do pokazanego na rys. 503 jest to, że reagują one na każdy wstrząs. Wpływa to oczywiście niekorzystnie na pracę balansu a więc i na dokładność wskazań zegarka.

6. Ułożyskowania sprężyste z ruchomymi czopami

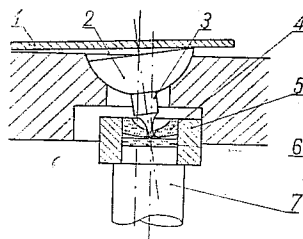
Z tej grupy ułożyskowań sprężystych opiszemy dwa rozwiązania konstrukcyjne, które także nie mają dotychczas praktycznego zastosowania. Jedno z nich, wynalezione przed kilku laty w Szwajcarii, widzimy na rys. 505. Działanie jego polega na tym, że wewnątrz osi balansu jest sprężynka śrubowa, która przejmuje uderzenia od ruchomych czopów. Inne szczegóły widać na rysunku.

Na rys. 506 pokazane jest ułożyskowanie sprężyste z ruchomymi czopami, wynalezione w r. 1946 przez zegarmistrza warszawskiego, Antoniego Zybarta. Rysunek pokazuje stan w chwili uderzenia. Wynalazek ten polega na tym, że na końcach osi balansu 7 zamiast czopów osadzone są tulejki 5, w których oprawione są kamienie: łożyskowy 4 i nakrywkowy 6. Czopy 3 stanowią całość z półkulistymi czaszami 2 osadzonymi również w półkulistych łożyskach i dociskanymi sprężynkami 1. Podczas uderzenia lub wstrząsu czasza 2 odchyła sprężynkę 1, a tym samym przechyla się czop 3; natomiast tulejka 5 opiera się o wytoczenie w półmostku, co zabezpiecza czop przed uszkodzeniem.

Czopy w tym łożyskowaniu są ruchome w tym znaczeniu, że mogą się przechylać na boki, ale nie obracają się w łożyskach, jak to zwykle bywa, lecz łożyska obracają się na czopach.

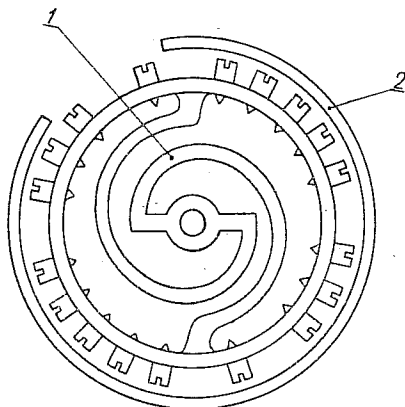


Rys. 505. Urządzenie przeciwwstrząsowe ze sprężynką wewnątrz osi balansu.



Rys. 506. Ułożyskowanie sprężyste wynalezione przez warszawskiego zegarmistrza.

7. Amortyzacja wstrząsów sprężynującymi ramionami balansu



Rys. 507. Urządzenie przeciwwstrząsowe „Wyler” ze sprężynującymi ramionami balansu.

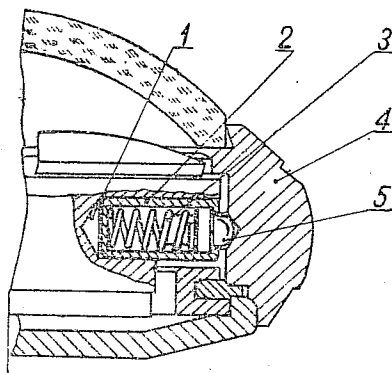
Inne niż dotychczas opisane urządzenie przeciwwstrząsowe — firmy Wyler — przedstawione jest na rys. 507. Polega ono na tym, że spiralne ramiona balansu 1 sprężynują w czasie uderzenia lub wstrząsu, a wkręty balansu zatrzymują się wtedy o otaczający je pierścień 2. Dzięki temu urządzeniu czopy są częściowo odciążo-

ne i się nie łamią. Przy wstrząsach wzdłużnych balans się nie opiera, lecz sprężynujące ramiona sprawiają, że skutek tych wstrząsów staje się łagodniejszy, tak że czop i kamień nakrywkowy częściowo są zabezpieczone.

W okresie rozpowszechnienia łożyskowań sprężystych „Inca-bloc” i „Super-Shock-Resist” konstrukcja „Wyler” wydaje się nieco przestarzała. Stanowi ona jednak kompromis między dążnością do zabezpieczenia czopów balansu a wymaganiami zegarmistrza precyzyjnego, któremu nowoczesne łożyskowania sprężyste niezupełnie w regulacji odpowiadają.

8. Osadzenie mechanizmu na sprężynkach

W r. 1954 fabryka Junghans, mająca już w swoich zegarkach sprężyste łożyskowanie balansu, wprowadziła dodatkowo jeszcze umocowanie całego mechanizmu na trzech sprężynkach śrubowych rozmieszczonych w trzech miejscach na obwodzie. Przekrój przez jedno z tych miejsc przedstawiony jest na rys. 508. W wywiercony z boku mechanizmu otwór 1 wciśnięta jest tulejka 2, w której umieszczona jest sprężynka 3. Sprężynka ta nie dotyka bezpośrednio do korpusu 4, lecz za pośrednictwem tłoczka 5, którego półkulisty łeb spoczywa w zagłębieniu korpusu.



Rys. 508. Umocowanie mechanizmu na sprężynkach śrubowych.

Wzdłużne uderzenia przejmują sprężynki, wskutek czego tłoczki zagłębiają się w otworach płyty. Natomiast uderzenia poprzeczne amortyzuje się przez ślizganie się łbów tłoczków w zagłębieniach korpusu koperty.

9. Ogólne refleksje

O zaletach i wadach poszczególnych urządzeń przeciwwstrząsowych i łożyskowań sprężystych nie wiele można powiedzieć. Najszerzej stosuje się łożyskowania sprężyste „Incabloc”, które już od lat są produkowane, oraz „Super-Shock-Resist”. Ułożyskowania te znajdują zastosowanie w zegarkach olbrzymiej większości marek na całym świecie.

Charakterystyczną jest rzeczą, że dwie tak sławne wytwórnie, jak Patek et Philippe oraz Vacheron et Constantin w ogóle nie stosują łożyskowań sprężystych; z drugiej jednak strony nie mniej znane wytwórnie: Omega, Zenith, Longines, Cyma i inne stosują je już od dawna.

Większe biura konstrukcyjne wciąż jednak przeprowadzają próby w celu stwierdzenia, czy urządzenie przeciwwstrząsowe wpływa ujemnie na chód zegarka. Niektórzy nie zalecają sprężystego łożyskowania z tego względu, że nie daje ono stałego oparcia w łożysku, a wskutek tego utrudnia precyzyjne regulowanie zegarka.

Są to może czysto teoretyczne rozważania, a chociażby nawet były uzasadnione, to praktyka wykazuje, że sporadyczne zetknięcie się ruchomych części balansu z łożyskiem, i to tylko przy silniejszych wstrząsach, ma bardzo nieznaczny wpływ na regularność chodu. A uchronienie czopa balansu przed złamaniem jest przecież dużą zaletą. Zaletą jest zwłaszcza obecnie, gdy zegarki naręczne wyparły prawie zegarki kieszonkowe, wskutek czego możliwości krzywienia i łamania czopów są znacznie większe aniżeli dawniej.

Przyjmuje się ogólnie, że dobre łożyskowanie sprężyste zabezpiecza czopy przed uszkodzeniem przy takich wstrząsach, które by powstały wskutek spadnięcia zegarka z wysokości około 80 cm na twarde drewno w jakiegokolwiek pozycji. Chociaż więc podczas wstrząsu występuje hamowanie balansu wywołane przez zetknięcie osi balansu z łożyskiem — co zdarza się nadzwyczaj rzadko — to jednak urządzenie przeciwwstrząsowe zapewnia właśnie szczególnie cienkim czopom zegarków precyzyjnych pożądaną ochronę i przedłuża okres ich dokładnego działania. Wiadomo bowiem, że nawet przy najstaranniejszej pracy zamiana oryginalnej osi balansu nie wpłynie na poprawę jakości zegarka.

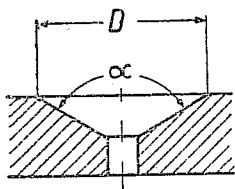
F. URZĄDZENIA SMAROWE

1. W łożyskach metalowych

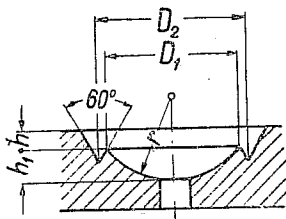
Urządzenia smarowe w zegarach i zegarkach są o wiele prostsze aniżeli w innych maszynach. Zamiast skomplikowanych smarownic: otworowych, knotowych, drucikowych, igiełkowych, poduszkowych czy pierścieniowych, są tu prawie wyłącznie zagłębienia i szczeliny smarowe.

Dla łożysk z czopami walcowymi Polska Norma PN/M — 54671 rozróżnia dwa typy zagłębień smarowych: *zagłębienie stożkowe* i *zagłębienie kuliste*. Widzimy je na rys. 509 i 510. Kąt α w zagłębieniach stożkowych może wynosić 90° lub 120° . Kąt $\alpha = 90^\circ$ stosuje się w tych przypadkach, gdy przy założonej czynnej długości łożyska średnica D przy $\alpha = 120^\circ$ ze względów konstrukcyjnych byłaby za duża.

Zagłębienia kuliste stosuje się w przypadkach, w których istnieje możliwość wypływania smaru z zagłębień stożkowych, oraz



Rys. 509. Zagłębienie smarowe typu stożkowego.



Rys. 510. Zagłębienie smarowe typu kulistego.

Tabela znormalizowanych wielkości kulistych zagłębień smarowych

D_1	2,5	4	6,3	8	10
D_2	2,8	4,5	7	9	11
r	1,8	2,8	4,5	5,6	7
h_1	0,5	0,9	1,3	1,7	2,2
h	h — tak należy dobrać, żeby uzyskać żądaną długość czynną łożyska				

dla celów dekoracyjnych. Zagłębienia te są lepsze niż stożkowe, gdyż ostre krawędzie zagłębień kulistych na wierzchu płyty lepiej utrzymują smar przy czopie i uniemożliwiają mu rozplýwanie się po płycie. Wielkości znormalizowanych zagłębień kulistych podajemy w tabelce.

Powierzchnie zagłębień smarowych powinny być gładkie, wolne od rys, falowań i innych śladów obróbki widocznych okiem nie uzbrojonym. Krawędzie powinny być ostre i równe.

Ażeby smar z zagłębienia smarowego przedostawał się do łożyska, czopy powinny nieco z łożyska wystawać. Wskutek obrotu i wzdłużnego przesuwania się tych czopów, smar jest wówczas wciągany do łożysk.

Po zewnętrznej stronie płyty bywają zwykle kuliste zagłębienia smarowe, od wewnętrznej zaś strony krawędzie łożysk są tylko lekko ścięte, celem usunięcia ewentualnych zadziórów. W ten sposób smar dążący zawsze do mniejszych szczelin lepiej trzyma się czopa.

Spotykamy wiele tanich zegarów z cienkimi płytami, w których nie ma zagłębień smarowych, gdyż te zmniejszyłyby jeszcze już i tak małą powierzchnię łożysk. Nie trzeba dodawać, że praca takich zegarów obliczona jest tylko na krótki okres.

Zagłębienia smarowe o właściwych rozmiarach mogą być należycie wykonane tylko w grubych płytach. Jeśli rozmiary zagłębień smarowych zmniejszyimy, to wskutek niedostatecznego smarowania łożyska szybciej się wypracują.

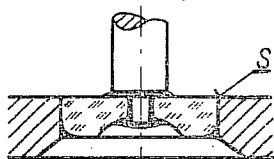
Zagłębienia smarowe zasadniczo nie powinny być głębsze niż $\frac{1}{3}$ grubości płyty. W grubych płytach wystarczająca ilość smaru może się utrzymać nawet w płytszych zagłębieniach.

2. Urządzenia smarowe w łożyskach kamiennych

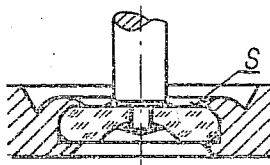
Dobrze obrobiony kamień łożyskowy powinien przyjąć pewną ilość smaru i tak go zatrzymywać wokół czopa, by poza określone granice się nie rozplýwał. Różnymi sposobami starano się zapewnić kamieniowi możliwość przyjęcia większej ilości smaru. Obecnie stosuje się *zagłębienia* i *szczeliny smarowe*. Zwyczajne profile kamieni powszechnie stosowanych dają dobre rezultaty, jeżeli oczywiście profile i rozmiary kamieni są należycie dostosowane do rozmiarów czopów i osi.

Aby można było zaopatrzyć czop danej wielkości w jak największą ilość smaru, trzeba przede wszystkim utworzyć właściwie ukształtowany zbiorniczek smaru, wykorzystując należycie jego lepkość i zjawisko włoskowatości (kapilarności) w celu utrzymania go w pobliżu czopa.

Między czopem a otworem kamienia powinien być dostateczny luz, w przeciwnym bowiem razie smar nie zdoła utworzyć w tym miejscu warstewki albo utworzy ją tylko na krótko. Zależnie od jakości smaru i rozmiarów czopa należy zastosować mniejszy lub większy luz.



Rys. 511. Czop walcowy z kamieniem wciskanim.
s — miejsce ssania smaru.

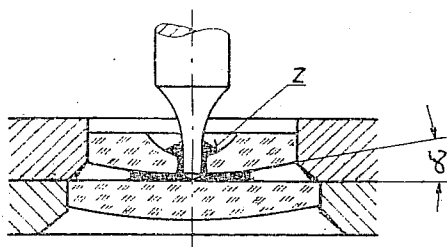


Rys. 512. Czop walcowy z kamieniem oprawianym.

Na rys. 511 przedstawiony jest zwyczajny kształt czopa walcowego z kamieniem wciskanim, natomiast na rys. 512 — ten sam kształt z kamieniem oprawianym. Normalnie średnica osi powinna być 3 razy większa od średnicy czopa; jednakowoż w małych mechanizmach da się to z trudnością urzeczywistnić. Bardzo często stosuje się osie o średnicy 0,2 mm z czopami grubości 0,08 do 0,1 mm, a powierzchnia oporowa ma tylko 0,05 do 0,06 mm szerokości. Jest to zbyt mało, by dostateczna ilość smaru mogła się utrzymać.

Miejscem ssania smaru jest szczelina między powierzchnią obwodową kamienia a powierzchnią oprawy. Do tej to szczeliny przenika smar na zasadzie włoskowatości. Jeżeli więc kamień jest zbyt mały, smar się rozplywa i przenika do miejsca ssania *s* (rys. 511 i 512). Pod tym względem kamień wciskany góruje nad oprawianym, gdyż wciskany może być większych rozmiarów i miejsce *s* jest bardziej oddalone.

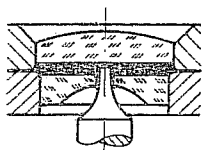
Rys. 513. Czop lejkowy w dobrych warunkach smarowania. *z* — zagłębienie smarowe. α — kąt włoskowatości między kamieniem łożyskowym a nakrywkowym.



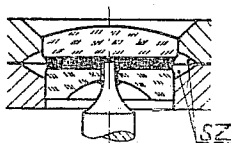
Na rys. 513 widzimy czop lejkowy dobrze zatrzymujący smar. Ponieważ kamień łożyskowy balansu jest wypukły, tworzy on

z powierzchnią kamienia nakrywkowego *kąt włoskowatości* α (około 20°), który łącznie z zagłębieniem smarowym z zatrzymuje smar.

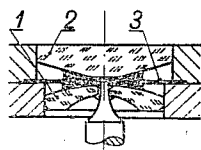
Na rys. 514 pokazane jest rozplýwanie się smaru między płaskimi kamieniami. Brak kąta włoskowatości naraża nieuchronnie smar na rozplýnięcie się do szczelin między stykającymi się powierzchniami opraw kamieni i zupełne opuszczenie czopa. Dziwne, że mimo tej ogólnie znanej wady są jeszcze mechanizmy, w których ze względu na źle rozumianą oszczędność stosuje się tego rodzaju kamienie. Przy płaskich kamieniach można by częściowo zapobiec rozplýwaniu się smaru zwiększeniem szczelin sz, zaznaczonych na rys. 515.



Rys. 514. Rozplýwanie się smaru między płaskimi kamieniami.

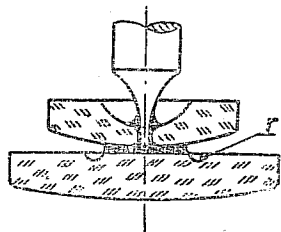


Rys. 515. Zabezpieczenie przed rozplýwaniem się smaru zwiększeniem szczelin.



Rys. 516. Dzielona szczelina smarowa.

Nowowynaleziony sposób utrzymywania smaru przy czopie pokazany jest na rys. 516. Różni się on tym od poprzednich, że między kamieniem łożyskowym 1 a nakrywkowym 2 znajduje się okrągła płytka 3 z otworem w środku. Płytka ta szczelinę smarową przedziela na połowę, dzięki czemu smar znacznie lepiej utrzymuje się w pobliżu czopa. Urządzenie to pierwsza zastosowała genewska fabryka Rolex.



Rys. 517. Kamień nakrywkowy z rowkiem wokół czopa.

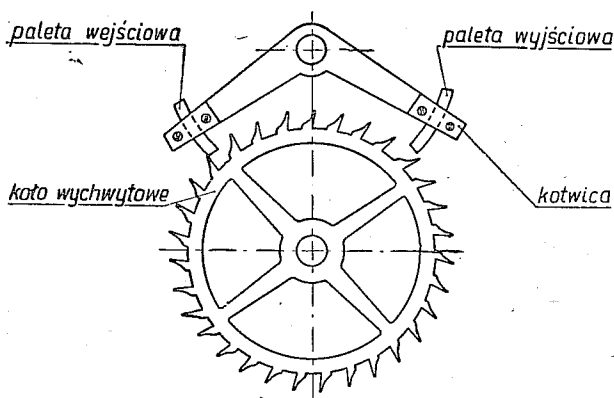
W łożyskach sprężystych („Incabloc“, „Cyma“) spotyka się w niektórych kalibrach jeszcze inny sposób utrzymania smaru przy czopie (rys. 517). Oto na powierzchni kamienia nakrywkowego jest wokół czopa rowek r zapobiegający rozplýwaniu się smaru.

VIII. WYCHWYTY

A. POJĘCIA PODSTAWOWE

1. Uwagi ogólne

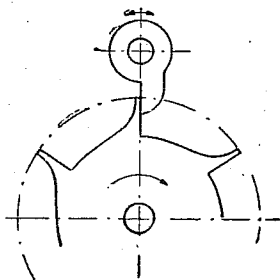
Wychwyty spełnia w zegarze podwójne zadanie: powstrzymuje ruchy mechanizmu chodu i uwalnia go w takt wahnięć regulatora, z którym jest połączony, oraz przekazuje energię napędową temuż regulatorowi w postaci impulsów.



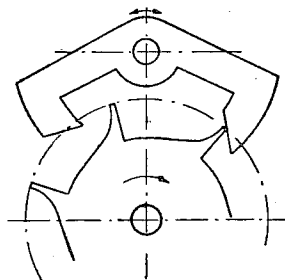
Rys. 518. Wychwyty Grahama.

Wychwyty zazwyczaj składa się z koła wychwytowego (rys. 518), napędzanego przez przekładnię chodu, i z kotwicy, która przez urządzenie pośredniczące (widełki i palec przerzutowy lub inne) współpracuje z regulatorem. Na obwodzie koła wychwytowego są zęby, niekiedy zaś kołki, które zazębiają się z paletami kotwicy.

Kotwica jest dźwignią dwuramienną, rzadziej jednoramienną. W wychwycie z kotwicą jednoramienną (rys. 519) ząb koła wychwytowego pada bezpośrednio na promieniową powierzchnię palety i tak przenosi swoją energię na kotwicę. Natomiast w wychwycie z kotwicą dwuramienną (rys. 520) ząb ten ześlizguje się kolejno po ukośnych *powierzchniach impulsu* obu palet i w ten sposób przechyla kotwicę raz w jedną, drugi raz w drugą stronę.



Rys. 519. Wychwyt z kotwicą jednoramienną.



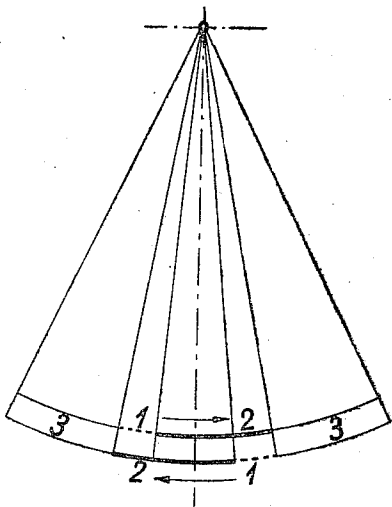
Rys. 520. Wychwyt z kotwicą dwuramienną.

Gdy regulator znajdzie się w pobliżu położenia równowagi, kotwica uwalnia oparty o paletę ząb koła wychwytowego: następuje *uwolnienie*. Następnie ząb ten ślizga się po powierzchni impulsu palety i naciskając na nią udziela tym sposobem regulatorowi *impulsu*. Po opuszczeniu powierzchni impulsu pracujący ząb jest teraz wolny (*odpad*). Druga paleta wsunęła się w tym czasie między dwa inne zęby, z których jeden spada na nią (*spad*) i po oparciu się o nią zatrzymuje koło wychwytowe (*spoczynek*). Ponieważ jednak regulator podąża naprzód, więc kotwica przechyla się jeszcze nieco dalej w tym samym kierunku, przeto i paleta zagłębia się jeszcze we wręb koła wychwytowego (*droga stracona* i *ruch uzupełniający*). Wreszcie regulator zawraca: następuje nowe uwolnienie itd.¹⁾

Rys. 521 przedstawia kolejne fazy ruchu regulatora w jednym okresie, czyli w czasie dwóch wahań. Jest to tylko schemat ogólny tej pracy, gdyż nie we wszystkich wychwytach odbywa się ona jednakowo. Wszystkie fazy pracy kotwicy mają swoje odpowiedniki w ruchach regulatora: Podczas uwalniania zęba koła

1) W 5 części „Zegarmistrzostwa” na str. 166—169 podaliśmy szczegółowy opis działania wychwyty Grahama, który odnosi się także prawie do wszystkich innych wychwyty.

wychwytowego ze poczynku regulator przebiega *kąt uwolnienia 1*, a kotwica — *kąt spoczynku zupełnego*; natomiast koło wychwytowe stoi nieruchomo lub nawet nieznacznie się cofa. Podczas trwania impulsu regulator przebiega *kąt impulsu 2*, koło wychwytowe robi skok naprzód, a kotwica przechyla się na jedną stronę. Kąt, o jaki obróci się koło wychwytowe podczas przekazywania impulsu, nazywamy *kątem impulsu koła wychwytowego*, a kąt, o jaki przechylił się kotwica, nazywamy *kątem impulsu kotwicy*. Dalszą część wahnięcia 3 nazywamy *ruchem uzupełniającym regulatora*. Kąt uwolnienia i kąt impulsu regulatora tworzą razem tzw. *łączny kąt ruchu czynnego*.



Rys. 521. Fazy pracy regulatora z wychwytem.

Przy kotwicy jednoramiennej skok koła wychwytowego, a zatem i udzielenie impulsu, następuje tylko podczas jednostronnego wychylenia się regulatora (wychwyt z *wahnięciem jałowym* regulatora). Przy kotwicy dwuramiennej koło wychwytowe robi skok za każdym wychyleniem regulatora i za każdym wahnięciem regulator otrzymuje impuls.

2. Podział wychwyków

Zależnie od tego, jak ruch uzupełniający regulatora oddziałuje na wychwyt, rozróżniamy ¹⁾:

¹⁾ Zobacz także: „Zegarmistrzostwo”, część 5, Podział wychwyków, str. 156—159.

a. *Wychwyty cofające*, w których podczas ruchu uzupełniającego, wbrew sile napędowej, koło wychwytowe cofa się i hamuje ruch uzupełniający;

b. *Wychwyty spoczynkowe*, w których podczas ruchu uzupełniającego koło wychwytowe spoczywa nieruchomo, a ząb koła wychwykowego ociera się o paletę kotwicy, połączonej stale z regulatorem;

c. *Wychwyty wolne, czyli swobodne*¹⁾, w których podczas ruchu uzupełniającego połączenie między regulatorem a kotwicą ulega przerwie, tak że kotwica i koło wychwytowe pozostają nieruchome, a regulator porusza się dalej swobodnie.

W zegarach mechanicznych stosuje się obecnie tylko dwa rodzaje regulatorów: *wahadło* i *balans*. Ruch wahadła opiera się na działaniu siły ciężkości oraz bezwładności. Kąt wahanja wahadła jest zwykle mały ($3 \div 20^\circ$), dlatego też kąt impulsu w wychwytach stosowanych w zegarach wahadłowych musi być również mały. Wahanie balansu odbywa się pod działaniem siły sprężystości włośa, będącej odpowiednikiem siły ciężkości u wahadeł. Balans ma duży kąt wahanja ($270 \div 630^\circ$), dlatego mogą być z nim sprzęgane wychwyty o dużym kącie impulsu.

Z tego cośmy wyżej powiedzieli, jasno wynika, że różne typy regulatorów wymagają różnych wychwyków. Stąd też rozróżnia się wychwyty zegarów wahadłowych i wychwyty zegarów balansowych.

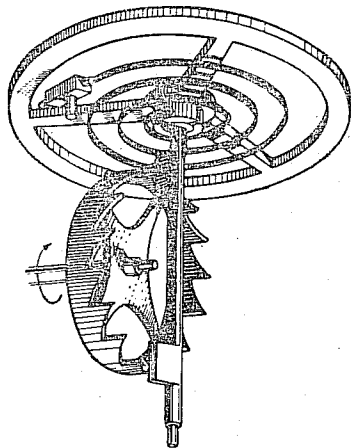
B. WYCHWYT WRZECIONOWY

Od czasu zbudowania pierwszego zegara mechanicznego aż do chwili powstania zegarów kwarcowych jednym z najważniejszych dążeń w dziedzinie zegarmistrzostwa były usiłowania wynalezienia jak najlepszego wychwytu. Pierwszym wychwytem w zegarach mechanicznych był wychwyty wrzecionowy. Przetrwał on bez większych zmian aż do naszych czasów. Wprawdzie dokładność wskazań zegarów z tym wychwytem była bardzo mała, ale brak lepszych pomysłów wpłynął na to, że go tak długo stosowano.

Wychwyty wrzecionowy z kolebnikiem opisaliśmy w 5 części „Zegarmistrzostwa” na str. 160—163. Nowsze zegary z wychwytem wrzecionowym były zaopatrzone w wahadła, a zegarki w re-

1) W „Zegarmistrzostwie” używamy zwykle nazwy *wychwyty wolne*, która wśród zegarmistrzów i w naszej literaturze zegarmistrzowskiej już się przyjęła.

gulator balansowy (rys. 522). Jak z tego widać, jest to wychwyty uniwersalny, mogący współpracować z regulatorami różnych typów. Jednak mimo zastosowania wahadła czy balansu zegar z wychwytem wrzecionowym z powodu zbyt dużego cofania koła wychwytyowego nie mógł wskazywać czasu z większą dokładnością. Na początku w. XIX próbowano wychwyty wrzecionowy połączyć z kotwicą. Wychwyty ten stawał się wówczas spoczynko-



Rys. 522. Wychwyty wrzecionowy z regulatorem balansowym.

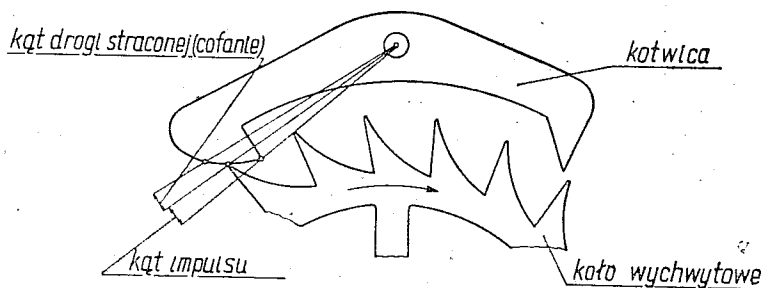
wym, lecz kombinacja ta się nie przyjęła. W tym bowiem czasie były już znane inne, znacznie doskonalsze wychwyty, które wyparły całkowicie wychwyty wrzecionowy, tak że od przeszło stu lat już się go nie produkuje.

C. WYCHWYT HAKOWY

1. Opis ogólny

Prawdziwy rozwój wychwyty nastąpił dopiero od połowy w. XVII, kiedy to R. H o o k e (1635—1703), sławny fizyk angielski, w r. 1676 wynalazł wychwyty hakowy (rys. 523). Pewne ulepszenia do tego wychwyty wprowadził w r. 1690 W. C l e m e n t, również Anglik. Wychwyty ten jest ogólnie stosowany w popularnych zegarach wahadłowych oraz w mechanizmach budzenia. Rozpowszechnienie zegarów z wychwytem hakowym świadczy, że wyniki jego pracy są zadowalające.

Zęby koła wychwyty hakowego są ostre i pochylone do tyłu względem kierunku obrotu podczas pracy. Liczba ich waha się od 12 do 45. Grubość wierzchołka zęba w kole wychwytywym jest równa $0,04 \div 0,06$ podziałki. Odpad, z powodu zazwyczaj mniej starannego wykonania tego wychwyty, wynosi od $0^{\circ}30'$ do 1° lub 1,5 do 2,5 grubości wierzchołka zęba.



Rys. 523. Wychwyty hakowy.

Kotwica wychwyty hakowego, wykonana z kawałka stali, ma kształt haka, stąd nazwa wychwyty. Palety stanowią tu całość razem z kotwicą. Należy zauważyć, że palety nie są jednakowe, mianowicie powierzchnia impulsu palety wejściowej ograniczona jest łukiem, a wyjściowej linią prostą. Konstrukcyjnie można by rozdzielić powierzchnie impulsu i drogi straconej. Jednak w rzeczywistości nie mają one wyraźnych granic: łączą się, tworząc jedną całość. Dzięki bezpośredniemu przejściu powierzchni cofania (drogi straconej) w powierzchnię impulsu kąt i powierzchnia spoczynku stają się zbędne.

Palety obejmują $3\frac{1}{2} \div 9\frac{1}{2}$ podziałki; rozpiętość jest więc bardzo duża. Teoretyczny kąt impulsu waha się w granicach $3 \div 12^{\circ}$. Praktycznie natomiast jest on równy sumie kątów impulsu, spoczynku i drogi straconej, gdyż na całej tej długości w drodze powrotnej paleta jest wznoszona, a wahadło otrzymuje impuls. Kąt drogi straconej wynosi $1 \div 6^{\circ}$. Podczas tej fazy pracy paleta cofa koło wychwytyowe; jest to więc wychwyty cofający.

Oś obrotu kotwicy znajduje się na przecięciu się stycznych do koła wychwytyowego, biegnących prostopadłe do ramion kąta rozstępu palet (5—170). W tych przypadkach, gdy kotwica obejmuje mniej niż $\frac{1}{5}$ obwodu koła wychwytyowego, punkt obrotu kotwicy przesuwają się powyżej przecięcia się stycznych, inaczej koło wychwytyowe nie zmieściłoby się pod wałkiem kotwicy.

Ze względu na potrzebę stosunkowo dużego kąta impulsu, a zwłaszcza w zegarach z krótkim wahadłem, stosuje się w tym wychwycie mały kąt rozstępu palet, ażeby palety nie zagłębiały się zbyt w wręby koła wychwytywego, gdyż wahadło ma wtedy dużą amplitudę.

W takich przypadkach odległości osi obrotu kotwicy od osi koła wychwytywego określa się w stosunku do promienia koła wychwytywego, przy czym odległość tę przyjmuje się jako równą około $\frac{7}{16}$ tego promienia.

2. Wykreślanie

Wychwyty najlepiej poznaje się podczas wykonywania jego rysunku. Dlatego spróbujemy wykreślić wychwyty hakowy dowolnej wielkości, przyjmując następujące dane:

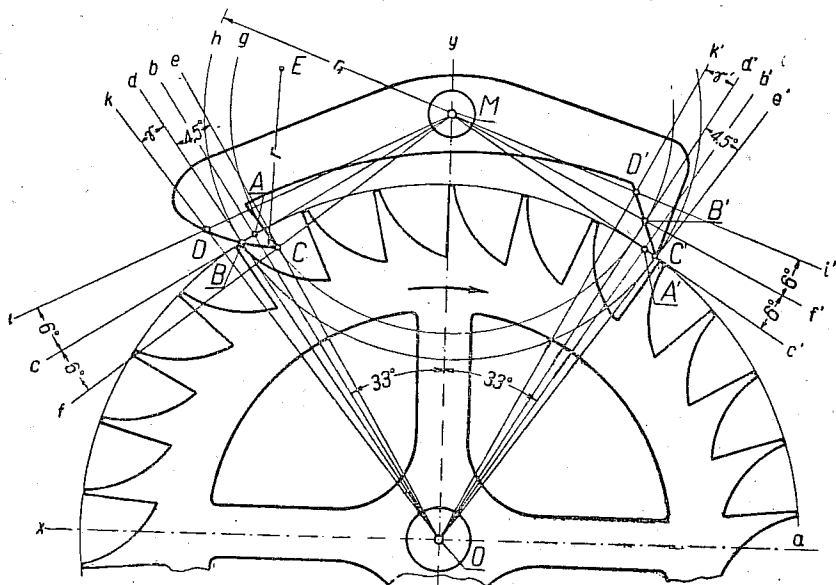
- koło wychwytywe — 30 zębów;
- palety mają obejmować $5\frac{1}{2}$ podziałki;
- szerokość palety — $4,5^\circ$;
- kąt impulsu — 6° ;
- kąt drogi straconej — 6° .

Najpierw wykreślamy linię punktową x (rys. 524) i prostopadłe do niej linię y . Na przecięciu się tych linii znaczymy punkt O odpowiadający osi obrotu koła wychwytywego. Z tego punktu zakreślamy okrąg a będący kołem wierzchołkowym zębów koła wychwytywego.

Teraz obliczamy kąt rozstępu palet. Ponieważ koło wychwytywe będzie miało 30 zębów, więc na jedną podziałkę wypadnie 12° ($360 : 30 = 12^\circ$). Następnie mnożąc $5\frac{1}{2}$ podziałki przez 12° otrzymujemy kąt rozstępu palet = 66° . Odmierzamy go na rysunku, symetrycznie do linii y z punktu O , i ograniczamy liniami b^1), które w przecięciu się z okręgiem a dają nam dwa punkty A i A^1 . Przez te punkty, prostopadłe do linii b , kreślimy linie c , które przecinając się na linii y , dają nam punkt M , odpowiadający osi obrotu kotwicy. Z punktu O , po obu stronach linii b , odmierzamy kąt szerokości palet $4,5^\circ$ i ograniczamy go liniami d , e . Z punktu M odmierzamy kąt impulsu 6° i kreślimy linie f . Przecięcia się linii c , f z liniami d , e dają punkty B , C , leżące na przeciwległych wierzchołkach powstałego czworoboku. Zaprojektowa-

1) Jeżeli na rysunku jakieś linie lub punkty występują symetrycznie, czyli po obydwu stronach osi, to oznaczenie literą linii lub punktu z jednej strony, odnosi się także do linii lub punktu znajdującego się po drugiej stronie tej osi. Aby uniknąć nieporozumień, w niektórych wypadkach dajemy po drugiej stronie osi takie same oznaczenia z dodaniem górnych wskaźników.

na w ten sposób kotwica będzie równoramienna, gdyż okrąg g zatoczony z punktu M przez punkt C , przecina na palecie wyjściowej punkt B' ; a znowu okrąg h przechodzący przez punkt B przechodzi przez punkt C' .

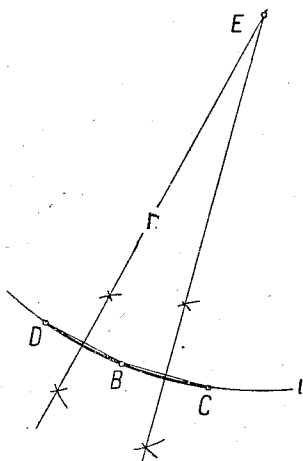


Rys. 524. Konstrukcja wychwyty hakowego.

Teraz przystępujemy do wykreślenia powierzchni impulsu palet. Najpierw czynimy to dla palety wyjściowej, której powierzchnia impulsu ograniczona jest linią prostą. W tym celu wystarczy połączyć linią prostą punkty C' i B' . Nieco trudniejsza jest sprawa z powierzchnią impulsu palety wejściowej. Zanim zaczniemy jej wykreślanie, wyznaczamy dla obydwu palet kąt drogi straconej, który w wychwyty hakowym rzadko jest dwukrotnie większy od kąta impulsu. Odmierzamy więc od linii c np. kąt 6° i ograniczamy go linią i . Linia i' przecina powierzchnię impulsu palety wyjściowej w punkcie D' . Przez ten punkt prowadzimy prostą k' z punktu O i w ten sposób otrzymujemy kąt γ' . Nie musimy znać dokładnie jego wielkości w stopniach. Chodzi tylko o to, żeby taki sam kąt odmierzyć konstrukcyjnie na palecie wejściowej i poprowadzić prostą k . Z przecięcia się linii k z linią i otrzymujemy punkt D . Leżące blisko siebie trzy punkty: C , B , D wyznaczają zarys powierzchni impulsu palety wejściowej. Dalsza wyznacznosc polega na podzieleniu odcinków CB oraz BD na połowy i po-

przewadzeniu do nich prostopadłych, z których przecięcia się otrzymamy punkt E . Żeby jednak nie tracić przejrzystości rysunku 524, konstrukcję tę podajemy na rys. 525. Zatoczony promieniem EB z punktu E okrąg l daje zarys palety wejściowej.

Łatwo zauważyć, że przy tym sposobie wykreślenia bardzo trudno jest wyznaczyć dokładną wielkość promienia r , nawet przy dużym powiększeniu, dlatego że trzy punkty C, B, D leżą bardzo blisko siebie. Radziecki autor książek zegarmistrzowskich Z. M. Akselrod, zaleca uzależnić promień r krzywizny powierzchni impulsu palety wejściowej od promienia r_1 zewnętrznego jej okręgu. Jeżeli przyjąć $r = 0,46 r_1$ i wykreślić zarys powierzchni impulsu, to kąt γ wypadnie taki, że na palecie wyjściowej powierzchnia ta będzie płaska. Przy zastosowaniu tego sposobu najpierw wykreślamy zarys powierzchni impulsu palety wejściowej, a wyznaczony przez nią kąt γ przenosimy na stronę wyjściową. Po odmierzeniu go od linii d' , przedłużamy odcinek $C'B'$ do przecięcia z prostą k' uzyskując punkt D' .



Rys. 525. Konstrukcja zarysu palety wejściowej (fragment rys. 524).

Jednak nawet przy dokładnym wykreśleniu wychwyty hakowego tym sposobem, tarcie na obydwu paletach i impulsy, a także i kąty cofania nie będą równe. Ta niesymetria pracy stanowi ujemną cechę wychwyty hakowego. W praktyce jednak wada ta nie ma wielkiego znaczenia.

Kończową czynnością przy wykreśleniu wychwyty będzie uzupełnienie zarysów kotwicy oraz wykreślenie zębów koła wychwytyowego. Boki tych zębów mogą być proste lub jednostronnie wklęsłe, jak na rys. 524. Bok przedni (nacierający na paletę) jest

pochylony do prostej promieniowej, wyprowadzonej z punktu O, lub wykonany promieniem tak dobranym, żeby paleta podczas pracy wychwytu nie uderzała o następny bok zęba. Bok tylny ma zwykle kierunek promieniowy albo jest również nieco podcięty.

3. Działanie, wady i zalety

Na rys. 524 widzimy wychwyt hakowy w tym momencie, gdy ząb koła wychwykowego odpadł z palety wyjściowej, a inny ząb spadł na paletę wejściową. Wahadło po otrzymaniu impulsu biegnie dalej wykonując ruch uzupełniający i przez widełki zabiera kotwicę. Ząb koła wychwykowego, naciskany przez powierzchnię impulsu palety wejściowej, cofa się do momentu, w którym kotwica, a z nią i wahadło, osiągnie najdalsze wychylenie. Z chwilą rozpoczęcia następnego wahnięcia wahadła, ząb koła wychwykowego napierając na przedłużoną powierzchnię impulsu palety, będzie działał w kierunku zgodnym z ruchem kotwicy i udzielał impulsu wahadłu. Z chwilą ukończenia impulsu ząb wykonuje mały ruch swobodny, czyli odpad, a inny ząb w tym czasie spada na paletę wyjściową, gdzie powtarzają się te same fazy i ruchy.

Cofanie koła wychwykowego rozpoczyna się od momentu zetknięcia się zęba koła wychwykowego z paletą, a trwa do momentu osiągnięcia przez wahadło położenia skrajnego, czyli w czasie przebywania drogi straconej przez paletę w jedną stronę.

Opór, jaki powstaje w czasie cofania koła wychwykowego przez paletę, zmniejsza amplitudę wahadła. Natomiast w drodze powrotnej, zaraz od samego początku rozpoczyna się impuls, gdyż długość powierzchni impulsu powiększyła się o długość drogi straconej. Dlatego też ruch wahadła staje się szybszy.

Widzimy więc, że cofanie koła wychwykowego oraz przyspieszanie wahnięcia wahadła zależne jest od wielkości kąta drogi straconej. Ale im większe jest wahnięcie wahadła, tym większe jest cofanie koła wychwykowego, co w rezultacie daje większe przyspieszenie ruchu powrotnego wahadła. Ponieważ jednak duże wahnięcia wahadła są powolniejsze niż małe, dlatego przyspieszanie większych wahnięć wahadła przez wychwyt może w pewnej mierze poprawiać błędy kołowe wahadła.

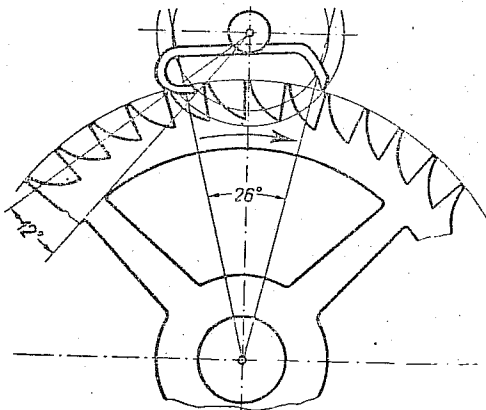
Ponieważ jednak opisane wpływy nie wyrównują się całkowicie, w praktyce okazuje się, że chód zegarów z takim wychwytem mimo wszystko jest zmienny. Przyczyn tego jest wiele, a między nimi zbyt duże i zmienne tarcie na paletach, które, jak wiemy, zależy w znacznej mierze od rodzaju trących się materiałów i jakości smaru. Ponieważ smar nie może długo się utrzymać na paletach w jednakowym stanie, a powierzchnie palet czasem pra-

cują na sucho i łatwo się zacierają, dlatego też i tarcie ulega znacznym zmianom. Stąd wychwyty hakowe nie ma zastosowania w lepszych zegarach.

Ale wychwyty hakowe ma także i swoje zalety. Przede wszystkim jest łatwy do wykonania i mało wrażliwy na niedokładności produkcyjne lub na zabrudzenie. Oprócz tego ma on tę cechę, że opory tarcia wzrastają w nim ze wzrostem momentu napędowego. Z tego powodu mimo zmiennego momentu napędowego amplituda wahadła utrzymuje się prawie stała. Dlatego wychwyty ten szczególnie się nadaje do zegarów niższej jakości, zwłaszcza z krótkimi i lekkimi wahadłami o dużej amplitudzie. Ponadto nie jest on czuły na niewielkie przechylenie zegara. W razie zaniku momentu napędowego koło wychwytowe nie ulegnie uszkodzeniu, co w innych wychwytach (np. Grahama) może się zdarzyć. Te właśnie przyczyny tłumaczą tak szerokie rozpowszechnienie się wychwyty hakowe w zegarach domowych popularnych.

4. Odmiany konstrukcyjne

Kotwica masywna wychwyty hakowego, wykonana z kawałka stali, powinna być zahartowana, a powierzchnie impulsu i drogi straconej — polerowane. Tak wykonana kotwica jest odporniejsza na zużycie, a polerowane powierzchnie zmniejszają tarcie.

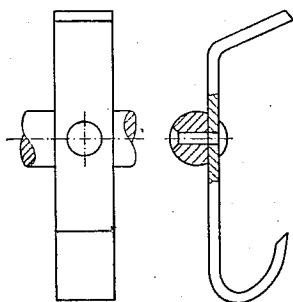


Rys. 526. Wychwyty hakowy z kotwicą blaszaną.

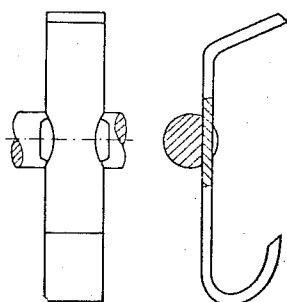
Jednakże cofanie koła wychwykowego powoduje mimo wszystko szybsze zużycie czynnych powierzchni palet, w następstwie czego trzeba nawet wymieniać kotwicę. Wykonanie kotwicy ma-

sywnej jest kosztowne a przy jednostkowym dorabianiu w warsztacie połączone nieraz z różnymi trudnościami. Dlatego znaleziono rozwiązanie zastępcze, tanie i łatwe do wykonania, stosując kotwicę blaszaną wygiętą z paska blachy lub taśmy stalowej o grubości $0,4 \div 1$ mm.

Konstrukcja i działanie tak uproszczonego wychwyty hakowego (rys. 526) są takie same jak wychwyty z kotwicą masywną.

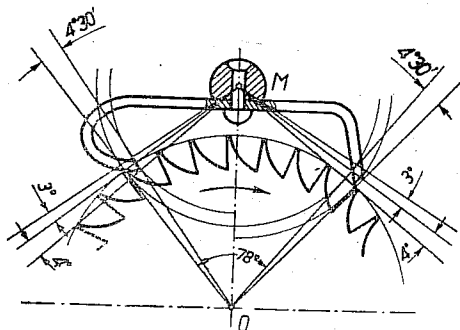


Rys. 527. Kotwica zanitowana.



Rys. 528. Kotwica zagniatana.

Różnica polega na ukształtowaniu nie pracujących elementów kotwicy i sposobie jej umocowania. Kotwicę na wałku albo się zanitowuje (rys. 527), albo zagniatą w wyfrezowanym rowku (rys. 528). Zagniatanie jest łatwiejsze i mniej kosztowne, dlatego najczęściej stosowane.

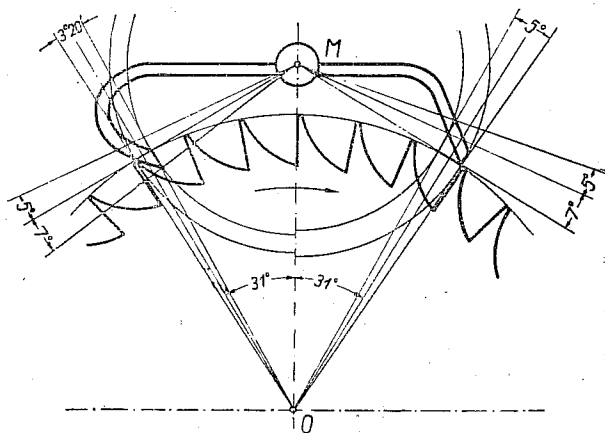


Rys. 529. Wychwyty hakowy z kotwicą nierównoramienną.

Produkcja kotwic blaszanych w wielkich ilościach jest szczególnie tania i prosta, wskutek czego wychwyty hakowy z kotwicą blaszaną wypiera coraz bardziej wszystkie inne wychwyty cofające.

W zegarach szwarcwaldzkich z reguły stosuje się właśnie wychwyty hakowy z kotwicą blaszaną, z tego powodu niektórzy autorzy i zegarmistrze nazywają ten wychwyty szwarcwaldzkim.

Przez gięcie ramion i możliwość przesunięcia na wałku, łatwo można nadać blaszanej kotwicy hakowej pożądany kształt, dlatego w uproszczonych wychwytach hakowych spotyka się wszystkie możliwe rodzaje kotwic, jak np.: kotwice równoramienne (rys. 526), nierównoramienne (rys. 529), z jednakową szerokością palet lub różną (rys. 530) itd.



Rys. 530. Wychwyty hakowy z różną szerokością palet.

Jeżeli po stronie wyjściowej stosuje się większy kąt szerokości palety (rys. 530) niż po stronie wejściowej, to przy równych kątach impulsu powierzchnia impulsu wyjściowa jest krótsza i dlatego silniej w koło wychwytowe pochylona niż przy równych kątach szerokości palet. W takim przypadku zęby mogą być niższe, a wydrążenie ich boku przedniego — mniejsze, przez co zęby stają się silniejsze. Należy pamiętać, że przy różnych kątach szerokości palet różne muszą być także średnice okręgów palet po stronie wejściowej i wyjściowej. Trzeba więc wykreślić 4 okręgi palet. Oczywiście, w takim razie także kąty cofania powinny się różnić w tym samym stosunku, co kąty szerokości palet.

D. WYCHWYT GRAHAMA

W precyzyjnych zegarach domowych stosuje się wychwyty spoczynkowy Grahama (rys. 518). Wynałazł go J. Graham, zegarmistrz angielski, w r. 1715. Od tej pory przetrwał on bez większych zmian aż do naszych czasów. Wychwyty ten jest trudniejszy do wykonania niż wychwyty hakowe, ale praca jego jest o wiele lepsza. Zegar z wychwytem Grahama zużywa mniej energii na-

pedowej, a dokładność jego wskazań jest znacznie wyższa od zegara zaopatrzonego w wychwyt hakowy. Szczegółowy opis konstrukcji i działania wychwyty Grahama podaliśmy w 5 części „Zegarmistrzostwa” na str. 164—183.

E. WYCHWYT ROLKOWY

Na rys. 531 widzimy wychwyt rolkowy. Konstrukcją swoją i działaniem przypomina on wychwyt hakowy, z tą jednak różnicą, że tutaj cofanie koła i impuls odbywają się tylko na palecie wyjściowej, gdyż wejściowa uformowana jest według łuku zatoczonego z punktu obrotu kotwicy. Dlatego wahadło otrzymuje impuls tylko co drugie wahnięcie. Paleta wejściowa ma powierzchnię cylindryczną, dlatego podczas jej drogi straconej ząb koła wychwytywego na niej spoczywa, co powoduje mniejsze opory niż na palecie wyjściowej, gdzie ząb jest cofany. W praktyce kotwicę rolkową wykonuje się ze stalowego krążka o odpowiedniej średnicy.

Wychwyt rolkowy jest wychwytem spoczynkowo-cofającym. Bywa on stosowany do małych zegarów z wahadłem długości $5 \div 10$ cm, którego kąt wahanja wynosi 90° lub więcej. Koło wychwytyowe o średnicy $16 \div 22$ mm ma zwykle $48 \div 52$ zębów, dlatego podziałka jest mała, a zęby delikatne. Rozstęp palet wynosi 2,5 podziałki. Kąt impulsu — $8 \div 12^\circ$. Kąt impulsu koła wychwytywego, grubość zęba, odpad i inne elementy uzależniamy od podziałki koła wychwytywego.

Do narysowania wychwyty rolkowego (rys. 531) przyjmujemy następujące dane:

koło wychwytyowe — 50 zębów;

rozstęp palet — 2,5 podziałki;

grubość wierzchołka zęba — 0,05 podziałki;

kąt impulsu — 12° ;

kąt impulsu koła wychwytywego — 0,60 podziałki;

kąt cofania — 12° ;

odpad — 2 grubości wierzchołka zęba, czyli 0,1 podziałki.

Najpierw obliczamy wielkość poszczególnych elementów w stopniach i minutach.

Podziałka — $360^\circ : 50 = 7^\circ 12'$.

Rozstęp palet — $7^\circ 12' \cdot 2,5 = 18^\circ$.

Grubość zęba — $7^\circ 12' \cdot 0,05 = 0,36^\circ \approx 20'$.

Kąt impulsu koła wychw. — $7^\circ 12' \cdot 0,60 = 4,32^\circ \approx 4^\circ 20'$.

Odpad — $20' \cdot 2 = 40'$.

czamy zewnętrzny okrąg palet. Przez punkt *C* przeprowadzamy linię *f*, odmierzymy kąt 12° i ograniczamy go ramieniem *g*, które przecina zewnętrzny okrąg palet w punkcie *G*. Punkt *G* leży na końcu palety wejściowej.

Z punktu *M* przez *E* wyprowadzamy prostą *h*, odmierzymy założony kąt impulsu 12° i ograniczamy go ramieniem *i*. Z drugiej strony prostej *h* odmierzymy przyjęty kąt drogi straconej 12° i kreślimy linię *j*. Promieniem *ME* zataczamy łuk *k*, który jest wewnętrznym okręgiem palet; przecina on linię *i* w punkcie *F* i linię *j* w punkcie *F'*. Z połączenia punktów *D* i *F* otrzymujemy zarys powierzchni impulsu, która w przedłużeniu daje linię *m*. Stycznie do linii *m* rysujemy okrąg impulsu *u*. Przeprowadzona prosta *w* z punktu *F'* stycznie do okręgu *u* daje w przecięciu się z okręgiem *p* punkt *W*, a z zewnętrznym okręgiem palet punkt *D'*. Łuk *EW* określa kąt cofania koła wychwytywego.

Podziałkę na okręgu *p* rozpoczynamy znaczyć z punktu *C* w obydwie strony. Grubość zęba znaczymy po lewej stronie od punktów podziału. Tylny bok zęba biegnie promieniowo, zaś bok przedni kreślimy odpowiednio dobranym łukiem. Łuk ten będzie wówczas dobry, jeżeli w czasie największego wychylenia wahadła, gdy wierzchołek zęba znajdzie się w punkcie *W*, a koniec palety wyjściowej w punkcie *D'*, paleta nie będzie dotykać boku zęba. Położenie to zaznaczone jest na rys. 531 linią kreskową. Linia *l* ograniczająca odpad $40'$ powinna przebiegać między tylnym bokiem zęba a paletą wyjściową.

F. WYCHWYT ROLECZKOWY

Wychwyty roleczkowy przedstawiony na rys. 532, jest podobny do wychwyty rolkowego. Jest tutaj również zastosowany krążek zamiast kotwicy, jednak konstrukcja tego wychwyty jest jeszcze prostsza niż rolkowego. Wychwyty ten jest wychwytem spoczynkowym. Stosuje się go do zegarów z bardzo krótkimi wahadłami, które najczęściej umieszczone są przed tarczą. Kąty wahań tych wahadeł wynoszą około 90° , a nawet więcej. Wychwyty ten przekazuje impuls wahadłu co drugie wahnięcie. Koło wychwytyowe o średnicy $9 \div 15$ mm ma $12 \div 16$ zębów w kształcie równoramiennej trójkątów o ściętych wierzchołkach. Obecnie wychwyty te wyszły już prawie z użycia i spotyka się je tylko w zegarach antycznych.

Do wykreślenia wychwyty roleczkowego przyjmujemy następujące dane:

koło wychwytyowe — 12 zębów;

Rys. 532 przedstawia moment, w którym wahadło po osiągnięciu najwyższego wychylenia w lewo, rozpoczęło ruch w prawo, a ślizgający się ząb koła wychwykowego napotyka wycięcie w krążku. Nacisk zęba wywierany na krawędź szczeliny powoduje obrót kotwicy, udzielając w ten sposób impulsu relulatorowi.

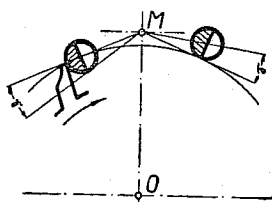
G. WYCHWYTY BROCOTA

1. Opis ogólny

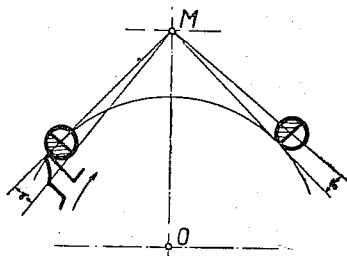
Wychwyty ten wynalazł A. Brocot (1817—1878), zegarmistrz francuski zamieszkujący w Paryżu. Pod względem dokładności działania wychwyty ten prawie dorównywał wychwytomu Grahama, toteż rywalizacja między obu wychwydami trwała przez szereg lat. W końcu jednak przewaga przeszła zdecydowanie na korzyść wychwytu Grahama, wobec czego obecnie wychwyty Brocota prawie się nie produkuje. W użyciu jest jednak jeszcze sporo zegarów z takim wychwytem.

Zęby koła wychwykowego mają tu najczęściej taki kształt jak w wychwyocie Grahama, ale bywają też i inne, jak dalej zobaczymy.

Role palet pełnią dwa stalowe albo kamienne (rubinowe, agatowe) kołki o przekroju okrągłym, osadzone jednym końcem w ramionach kotwicy prostopadłe do jej płaszczyzny. Kołki te na przestrzeni wystającej z ramion są ścięte do połowy średnicy od przeciwnej strony powierzchni spoczynku.



Rys. 533. Większy kąt impulsu przy krótkich ramionach kotwicy.



Rys. 534. Mniejszy kąt impulsu przy dłuższych ramionach kotwicy.

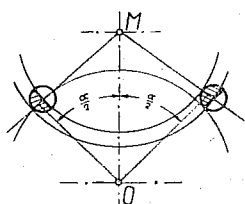
Impuls następuje przez ześlizgnięcie się wierzchołka zęba koła wychwykowego na czwartej części obwodu kołka. Stąd też kąt impulsu nie może być dowolnie przyjęty, gdyż jego wielkość uzależniona jest od średnicy kołka i od długości ramienia kotwicy. Przy tej samej średnicy kołka otrzymamy większy kąt impulsu przy krótszych ramionach kotwicy (rys. 533), a mniejszy przy

dłuższych (rys. 534). Jeżeli natomiast kąt impulsu mamy z góry podany, to średnicy kołka nie możemy dobrać dowolnie, gdyż jest ona już ograniczona tym kątem.

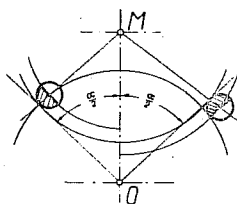
Średnica kołka wynosi $0,6 \div 1$ podziałki koła wychwytowego, natomiast odpad — $0,1 \div 0,2$ podziałki.

Kąt rozstępu palet może być różny, w zależności od tego, ile zębów koła one obejmują. Stosowana ilość obejmowanych podziałek wynosi $2^{1/2} \div 10^{1/2}$.

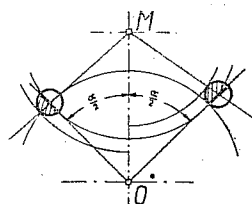
Ponieważ koło wychwytowe i ramiona kotwicy nie znajdują się w jednej płaszczyźnie, dlatego i przy małym kącie rozstępu palet nie trzeba zwracać uwagi na odległość między zębami koła wychwytowego a piastą kotwicy. Oś obrotu kotwicy mogłaby przeto znajdować się na stycznnej, jednakże jeżeli kotwica jest krótka, umieszcza się ją także nad punktem przecięcia stycznnych, gdyż wałek kotwicy musi minąć zęby koła wychwytowego.



Rys. 535. Kotwica równoramienna.



Rys. 536. Kotwica nierównoramienna.



Rys. 537. Kotwica odwrotnie nierównoramienna.

Zależnie od długości ramion kotwicy, czyli odległości środków kołków (palet) od osi obrotu kotwicy M, stosujemy kotwice równoramienne (rys. 535), nierównoramienne (rys. 536), a nawet odwrotnie nierównoramienne (rys. 537); u tej ostatniej, odległości między środkami obydwu kołków a środkiem kotwicy są równe.

Zależnie od kształtu zębów koła wychwytowego, wychwyt Brocota może być spoczynkowym lub cofającym. Jeżeli zęby będą takie jak w wychwycie Grahama, a więc ostre i pochylone, to ruch koła wychwytowego podczas drogi straconej kotwicy będzie bardzo nieznaczny; taki wychwyt nazywamy spoczynkowym. Jeżeli zaś zęby są proste w kształcie trójkątów równoramiennych ze ściętymi wierzchołkami (trapezowe) lub z dużym zaokrągleniem wierzchołków, to kotwica będzie cofać koło wychwytowe w czasie drogi straconej; taki wychwyt nazywamy cofającym.

2. Wychwyty Brocota spoczynkowe

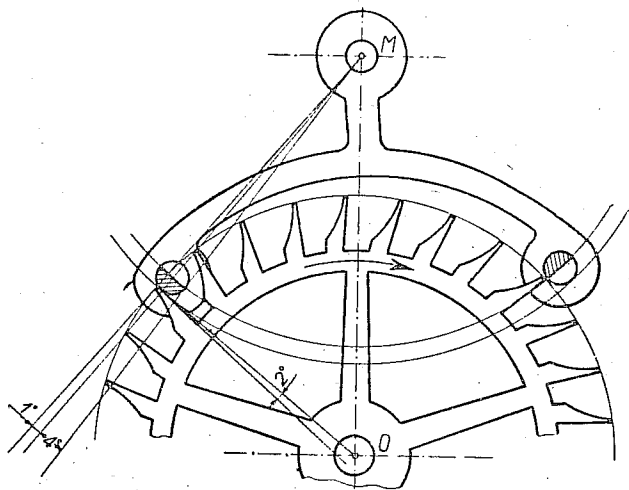
a. Z łukową powierzchnią impulsu

W wychwycie Brocota pokazanym na rys. 538 powierzchnię impulsu stanowi czwarta część obwodu kołka, tzn. że zarys tej powierzchni organiczny jest łukiem, którego promień równa się promieniowi kołka.

Koło wychwytowe jest takie samo jak w wychwycie Grahama. Średnica koła wychwytowego ma zwykle $18 \div 30$ mm; liczba zębów wynosi $30 \div 42$; palety obejmują $60^{1/2} \div 10^{1/2}$ podziałki; kąt podcięcia zębów wynosi $0 \div 6^\circ$.

Kąt spoczynku przyjmuje się $1/2 \div 1^\circ$. Jednakowoż nie można tu podać niezmiennej wartości, ponieważ powierzchnia spoczynku przechodzi bez załamania w powierzchnię impulsu, którego kąt wynosi $2 \div 4^\circ$.

Przy tym wychwycie długość wahadła wynosi $15 \div 40$ cm.



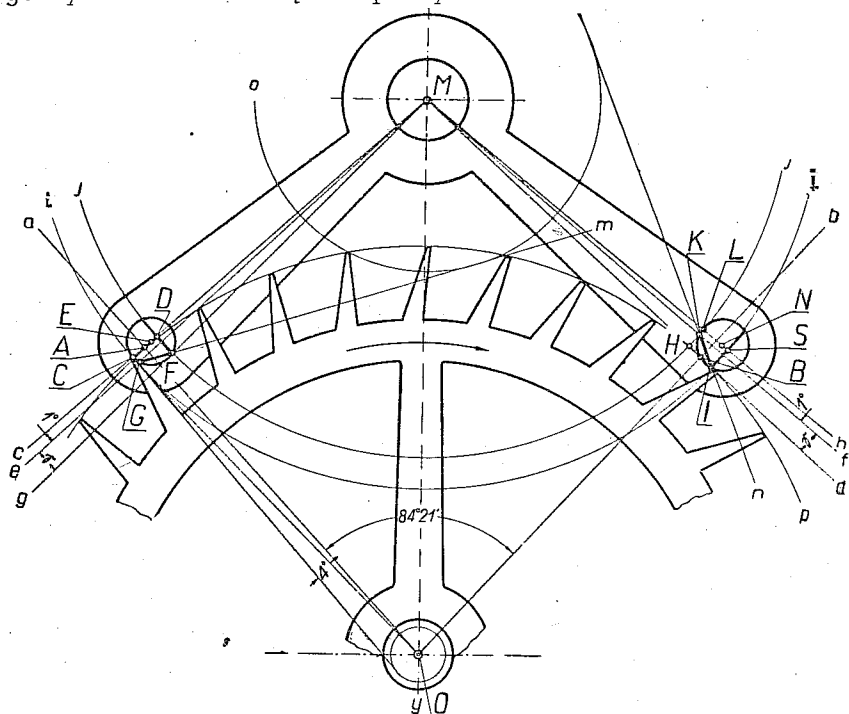
Rys. 538. Wychwyt Brocota spoczynkowy.

Działanie tego wychwytu, połączonego z wahadłem, mało różni się od działania wychwytu Grahama. W położeniu przedstawionym na rys. 538 wahadło połączone z kotwicą porusza się w prawo, wykonując ruch uzupełniający, i pokonuje tarcie ślizgowe między opuszczającym się we wręb kołkiem wchodzącym, a przednim bokiem zęba; przy tym koło wychwytowe obraca się o nieznaczny kąt naprzód. O taki sam kąt obróci się koło w tył podczas ruchu wahadła w kierunku powrotnym od skrajnego

prawego wychylenia do początku impulsu. Tak samo działąć się będzie na kołku wychodzącym.

b. Wychwył Brocota z płaską powierzchnią impulsu

Jeszcze bardziej podobny do wychwyłu Grahama jest wychwył Brocota z płaską powierzchnią impulsu, przedstawiony na rys. 539. W tym wychwyłcie więcej niż połowa średnicy kołka może być wykorzystana na szerokość palety. Środki kołków umieszcza się na górnych ramionach kątów spoczynku.



Rys. 539. Wychwył Brocota z płaską powierzchnią impulsu.

Dane konstrukcyjne są w istocie takie same jak wychwył Grahama, jedynie kąt impulsu nie jest dowolny, lecz uzależniony od średnicy kołka. Średnica kołka wynosi mniej więcej $0,5 \div 0,8$ podziałki; w razie większej średnicy powstaje większy kąt impulsu.

Do wykreślenia rysunku konstrukcyjnego przyjmujemy następujące dane:

ilość zębów koła wychwyłowego — 32;

kąt rozstępu palet — 7,5 podziałki, a więc $84^{\circ}21'$;
średnica kołka — 0,6 podziałki;
szerokość palety — 0,6 średnicy kołka;
kąt podcięcia zębów — 4° .

Z punktu O (rys. 539) zataczamy okrąg p . Symetrycznie po obu stronach osi y odmierzamy kąt rozstępu palet (w naszym założeniu $84^{\circ}21'$) i ograniczamy go ramionami a, b , które przecinają okrąg p w punktach A, B . Przez te punkty, prostopadłe do ramion a, b , prowadzimy linie c, d styczne do okręgu p , które przecinają się na osi y w punkcie M . Punkt ten jest osią obrotu kotwicy.

Obliczoną szerokość palety, wynoszącą 0,6 średnicy kołka, odmierzamy po połowie na ramieniu c symetrycznie od punktu A . W ten sposób otrzymaliśmy punkty C, D , przez które zataczamy z punktu M okręgi i, j , przecinające ramię d w punktach H, I . Promieniem kołka z punktu C znaczymy na ramieniu c punkt E , z którego zataczamy obwód kołka. Obwód ten w przecięciu z okręgiem j daje punkt F . Z punktu M od linii c odmierzamy kąt spoczynku 1° i ograniczamy linią e , która przecina obwód kołka w punkcie G . Połączone punkty G, F dają powierzchnię impulsu palety wejściowej. Przedłużając odcinek GF otrzymamy prostą m , do której stycznie, z punktu M , zataczamy okrąg o . Przez punkt F z punktu M prowadzimy ramię g , które ogranicza kąt impulsu. Linia ścięcia kołka przebiega przez punkty D, F .

Przechodzimy teraz do palety wyjściowej. Z punktu I prowadzimy do kręgu o styczną n , która przecina okrąg j w punkcie K . Przez punkt K prowadzimy ramię f ograniczające kąt impulsu. Połączone punkty K, I dają kierunek powierzchni impulsu. Od ramienia f odmierzamy kąt spoczynku 1° i ograniczamy go ramieniem h , które w przecięciu z okręgiem j daje punkt L , a z okręgiem i — punkt S . Z punktu L promieniem kołka znaczymy na ramieniu h punkt N , z którego zataczamy obwód kołka. Linie zewnętrzne boku kołka prowadzimy przez punkty I, S .

W końcu uzupełniamy rysunek dorysowaniem brakujących elementów kotwicy oraz wykreśleniem zębów koła wychwytowego pochylonych pod kątem 4° .

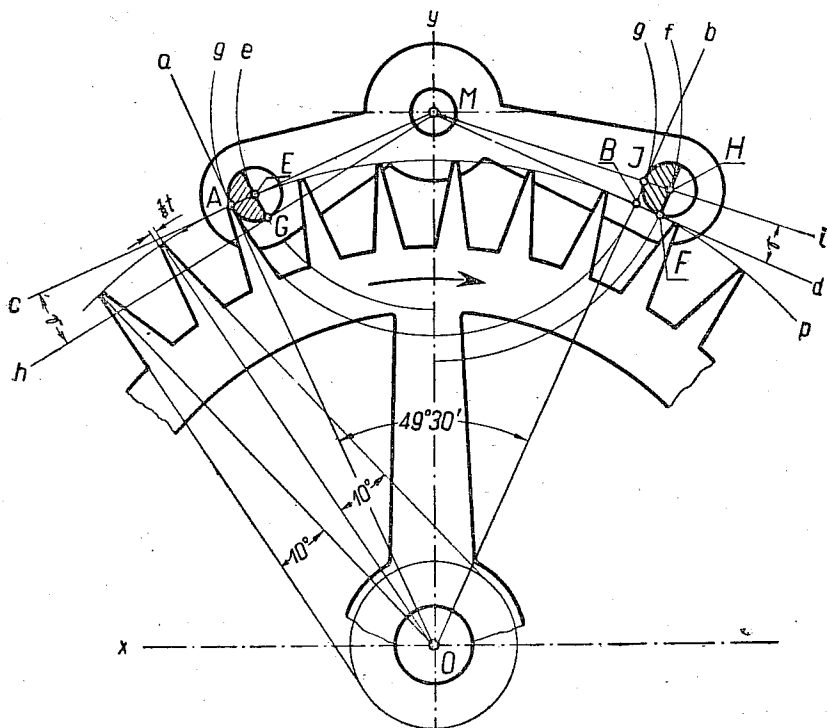
3. Wychwyty Brocota cofające

a. Z zębami prostymi

Na rys. 540 widzimy wychwyt Brocota z zębami prostymi w kształcie trójkąta równoramiennego z lekko ściętym wierzchołkiem (trapezu). Przedni bok zęba ślizgając się po powierzchni kołka w czasie drogi straconej powoduje cofanie się koła.

Wychwył ten dawniej często stosowano w mechanizmach z krótkim wahadłem ($7,5 \div 15$ cm), został jednak z czasem prawie zupełnie wyparty przez prostszy wychwył hakowy.

Oto dane liczbowe tego wychwyłu: Średnica koła wychwyto-
wego — $15 \div 20$ mm, liczba jego zębów — $40 \div 48$; kąt nachylenia zębów — $10 \div 12^\circ$; rozstęp palet — $5\frac{1}{2} \div 8\frac{1}{2}$ podziałki. Średnica kołka wynosi zwykle $\frac{3}{4}$ podziałki; kąt impulsu — $5 \div 8^\circ$.



Rys. 540. Wychwył Brocota z zębami prostymi.

Do narysowania tego wychwyłu przyjmujemy następujące dane:

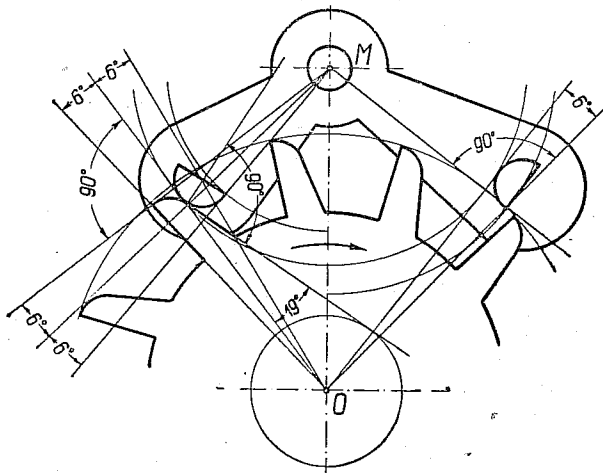
- koło wychwytowe — 40 zębów;
- kąt rozstępu palet — $5\frac{1}{2}$ podziałki;
- kąt nachylenia zębów — 10° ;
- średnica kołka — $\frac{3}{4}$ podziałki.

Z punktu O, leżącego na skrzyżowaniu osi x , y , zataczamy okrąg p . Następnie, również z punktu O wyprowadzamy ramiona a , b ograniczające odmierzone symetrycznie do osi y kąt roz-

stępu palet wynoszący $5\frac{1}{2}$ podziałki ($360 : 40 \cdot 5\frac{1}{2} = 49^\circ 30'$). Z przecięcia się ramion a, b z okręgiem p otrzymujemy punkty A, B , z których prostopadłe do ramion a, b wyprowadzamy linie c, d , styczne do okręgu p , przecinające się na osi y w punkcie M , będącym osią obrotu kotwicy. Na prawo od punktów A, B na ramionach c, d odmierzamy odcinki równe promieniowi kołka i znaczymy punkty E, F . Z punktu M promieniem MA wykreślamy okrąg g , który przejdzie też przez punkt B . Również z punktu M kreślimy łuki e, f promieniami ME i MF . Z punktu E zataczamy obwód kołka, który w przecięciu z łukiem e daje punkt G . Przez ten punkt wyprowadzamy z punktu M ramię h ograniczające kąt impulsu palety wejściowej. Ścięcie kołka przeprowadza się według prostej przebiegającej przez punkt G , w którym kończy się powierzchnia impulsu, i przez punkt E , będący środkiem kołka.

Następnie wykreślamy kołek wyjściowy. Z punktu F odcinamy promień kołka na łuku f , otrzymując punkt H , z którego zataczamy obwód kołka. Ramię i wyprowadzone z punktu M przez punkt H ogranicza powierzchnię impulsu palety wyjściowej w punkcie J . Ścięcie kołka wykonuje się tak samo jak u palety wejściowej, czyli według prostej przechodzącej przez punkty F i H . Zęby koła wychwytywego są proste, a ich boki są utworzone prostymi biegnącymi pod kątem 10° . Ponieważ wierzchołki zębów są nieco ścięte, dlatego zęby te nazywa się czasem trapezowymi.

b. Z zębami zaokrąglonymi



Rys. 541. Wychwył Brocota z zębami zaokrąglonymi.

Do wychwytyń cofających należy także wychwyt Brocota przedstawiony na rys. 541. Stosuje się go często w zegarach z krótkimi wahadłami. Wychwyt ten musi jednak mieć koło o mniejszej ilości zębów; w większości wypadków ilość ta waha się od 12 do 15.

Działanie wychwyty jest takie samo jak wychwyty hakowego. Powierzchnia impulsu znajduje się na części zaokrąglonej zęba i na kołku paletowym. Podczas przesuwania się tych powierzchni po sobie następuje impuls.

Jak wynika z rysunku, kąty impulsu na zębie i na palecie są jednakowe; w tym przykładzie wynoszą po 6° . Również szerokość palety jest równa grubości zęba. Przedni bok zęba jest pochylony o 19° w stosunku do promienia koła wychwytyowego.

H. WYCHWYTY WOLNE RIEFLERA

1. Omówienie ogólne

Regulator jest zwykle połączony z wychwytem, od którego otrzymuje impulsy dla podtrzymania swych wahań. Jednak ta łączność jest jednocześnie przeszkodą w pracy regulatora, gdyż wpływa ujemnie na izochronizm jego wahań. Aby więc uzyskać jak najlepsze warunki działania zegara, konstruktorzy starają się ten kontakt regulatora z wychwytem zmniejszyć do minimum. To właśnie doprowadziło do budowy wychwytyń wolnych, czyli swobodnych.

Wychwytem wolnym nazywamy taki wychwyt, z którym regulator chodu (wahadło lub balans) jest sprzęgnięty tylko w czasie uwalniania koła wychwytyowego ze spoczynku i w czasie impulsu, a poza tym waha się swobodnie.

Jednym z wielu konstruktorów wychwytyń wolnych był Z. Riefler (1847—1912), niemiecki uczoney i wynalazca z dziedziny zegarmistrzowskiej, który skonstruował trzy różne wychwyty. Dwa z nich są wahadłowe, a jeden balansowy.

Wychwyty wolne wahadłowe dzielą się na dwie grupy: ciężeniowe i sprężynowe. Ciężeniowe są te, w których impulsu udzielają ramiona kotwicy pod wpływem siły ciężkości, sprężynowe zaś te, w których impulsu udzielają sprężynujące ramiona kotwicy lub sprężynki zawieszki wahadła. Jeden z wychwytyń wahadłowych Rieflera jest sprężynowy, a drugi ciężeniowy.

Wychwyty wolne ciężeniowe opisaliśmy w 5 części „Zegarmistrzostwa” na str. 195—212. Są one bowiem stosowane głównie w zegarach wieżowych.

Zbudowanie wychwytyń wolnych sprężynowych w dziedzinie precyzyjnych zegarów astronomicznych było znacznym postępem

pem. Zanim wprowadzono zespolony zegar Shortta, a ostatnio kwarcowy, zegary z wychwytem Rieflera były w obserwatoriach astronomicznych wprost niezastąpione.

Obecnie w nowych zegarach precyzyjnych wychwytywów wolnych sprężynowych już się nie stosuje. Jednakże dla całości podajemy ich opisy konstrukcyjne, gdyż w użyciu jeszcze się je spotyka.

2. Wychwyty wolny Rieflera sprężynowy

W zasadniczych swoich elementach wychwyty ten jest na ogół nieskomplikowany, ale ze względu na znaczną ilość części pomocniczych (służących do regulacji i unieruchomienia w czasie transportu) ma wygląd dosyć złożony. Widzimy go na rys. 542 w trzech rzutach.

Do tylnej płyty przymocowane jest czterema wkrętami silne siodełko 13 (rys. 542), na którym osadzone są agatowe łożyska nożowe 4. Powierzchnia tych łożysk pokrywa się z geometryczną osią a obrotu kotwicy 8, przykręconej do ramki 1, do której przymocowane są stalowe „noże” (czopy nożowe) 3, oparte na łożyskach 4.

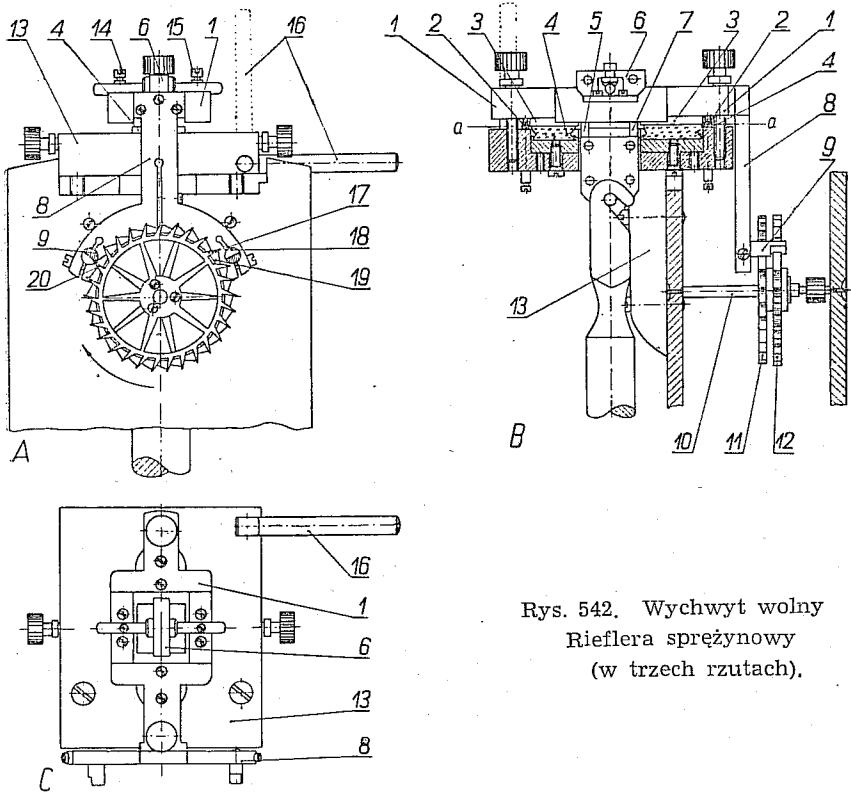
Koło tego wychwyty jest podwójne. Składa się z koła impulsowego 11 i spoczynkowego 12. Obydwa te koła osadzone są na stałe na osi 10.

W kotwicy umieszczone są dwie agatowe palety 9 i 18 mające kształt kołków walcowych. Walcowa część palety, wychodząca z kotwicy, współpracuje z kołem impulsowym 11; część końcowa jest do połowy ścięta wzdłuż osi i współpracuje z kołem spoczynkowym 12; część płaska jest nachylona w stosunku do osi koła wychwytyowego pod kątem 12° (rys. 543), który przez mały obrót palety może być regulowany. Kołki 2 (rys. 542) służą do ustalenia ramki kotwicy, ażeby palety padały właściwie na powierzchnię spoczynku i impulsu, a łącznie z mimośrodem, do którego przymocowana jest dźwignia 16, służą też do uniesienia i ustalenia kotwicy w czasie transportu.

Rys. 543 przedstawia szczegóły konstrukcyjne wychwyty Rieflera i podaje kąty pochylenia zębów i inne wielkości. Koło wychwytyowe ma 30 zębów; jego średnica wynosi 40 mm. Kąt impulsu na zębie koła impulsowego wynosi 1° ; kąt spoczynku — $0^\circ 36'$; kąt odpadu — $2^\circ 20'$. Kąt rozstępu palet wynosi 126° , co oznacza, że palety obejmują $10\frac{1}{2}$ podziałki.

Działanie wychwyty jest następujące: Rys. 542 przedstawia moment, w którym wahadło mija położenie równowagi stałej i dąży na lewą stronę. Ząb 20 koła spoczynkowego opiera się o płaską część wejściowej palety 9, a ramka kotwicy z zawieszonymi

w niej zawieszka i sprężynkami 5 i 7 przechylona jest nieco prawą stroną w dół. Przy dalszym ruchu wahadła w lewo (ruch uzupełniający) następuje dalsze wyginanie sprężynki zawieszki. Pod działaniem siły sprężystości tych sprężynki zawieszka 6 poprzez wkręty 14, 15 zmusza ramkę 1, a przez nią i kotwicę 8, do dal-

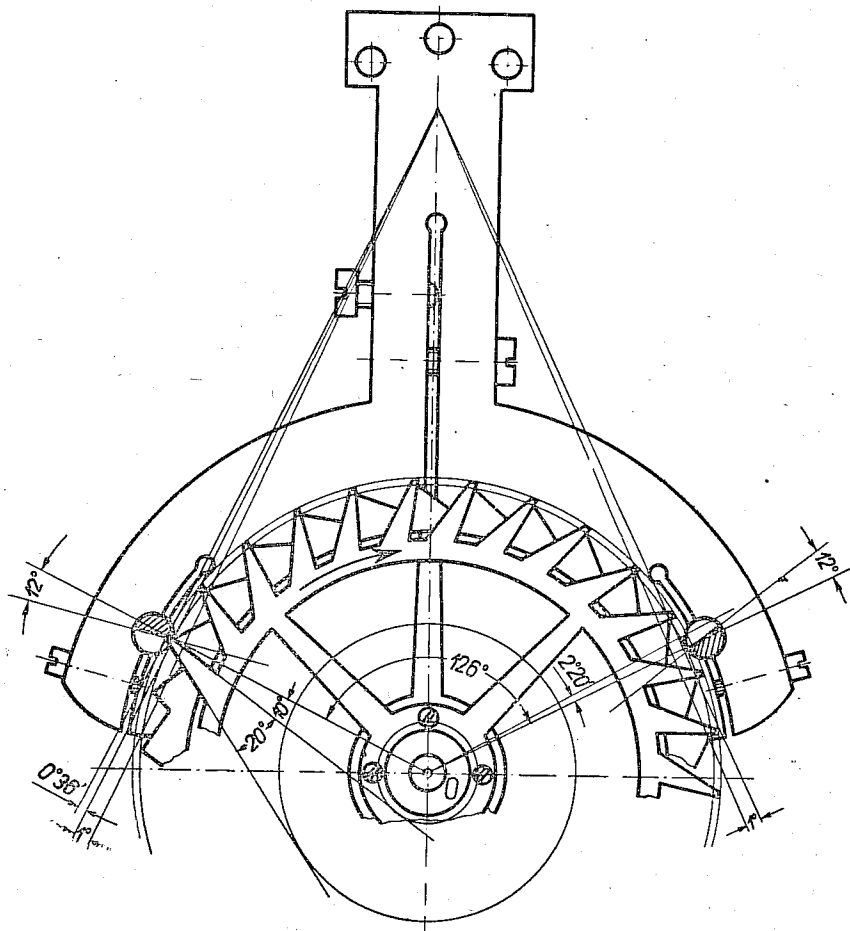


Rys. 542. Wychwył wolny Rieflera sprężynowy (w trzech rzutach).

szego przechylenia się, wskutek czego ząb 20 opuszcza spoczynek, a ząb 19 koła impulsowego 11 cisnie na walcową część palety wyjściowej 18 udzielając jej impulsu. Przy powrotnym ruchu wahadła ząb 17 opiera się o ściętą, tj. spoczynkową część palety wyjściowej 18, i wtedy następuje spoczynek.

Charakterystyczną cechą wychwyłu Rieflera jest, że wpierv paleta przesuwa się po powierzchni impulsu koła impulsowego, a potem następuje spoczynek; a więc odwrotnie niż w innych wychwyłach. Impuls zaś odbywa się nie bezpośrednio przez kot-

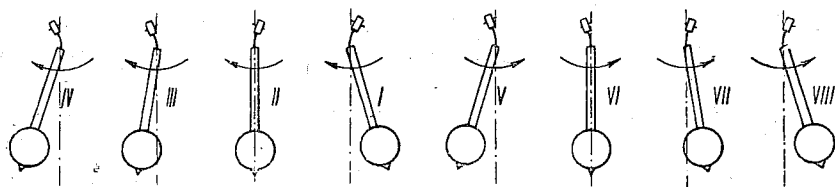
więc, lecz w sposób przeciągły na skutek działania siły sprężystości sprężynek wahadła, na którym jest ono zawieszone.



Rys. 543. Rysunek konstrukcyjny wychwyty sprężynowego Rieflera.

Przechylenie się ramki z zawieszka sprężynkową i udzielanie przez nie impulsu wahadłu pokazuje schematycznie rys. 544. Wychylenie się wahadła i zawieszki przedstawione jest nieco przesadnie; w rzeczywistości odpowiednie kąty są znacznie mniejsze. W położeniu *I* wahadło biegnie w lewo, a sprężynki zawieszki przegięte są w prawo. Położenie *II* pokazuje wahadło w chwili jego przejścia przez punkt równowagi. Zawieszka w dalszym cią-

gu przegięta jest tak samo jak w położeniu I. Gdy wahadło odchyli się od położenia równowagi o kąt około $0^{\circ}15'$, wówczas zawieszka wraz ze sprężynkami szybko przegnie się w lewo (położenie III).



Rys. 544. Schemat działania zawieszki i wahadła w wychwyście Rieflera.

W tym bowiem czasie następuje uwolnienie koła wychwytyowego i przechylenie się kotwicy wskutek działania koła impulsowego na paletę. Wahadło zaś wykonuje dalszy swój ruch aż do skrajnego położenia IV.

Położenia V—VIII pokazują podobne fazy podczas ruchu wahadła w kierunku powrotnym, czyli w prawo.

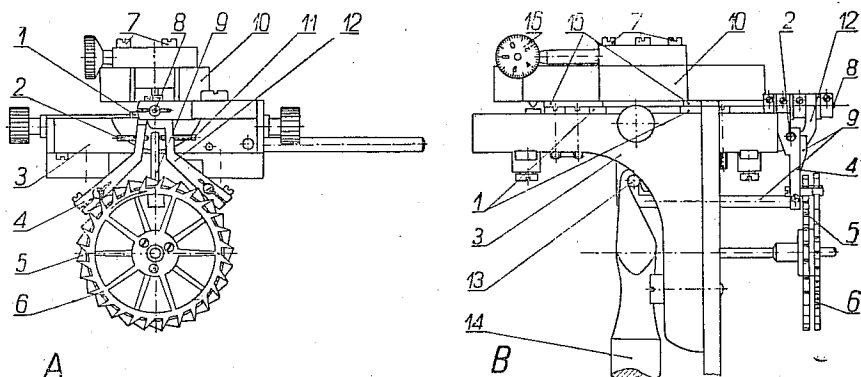
Wychwyty ten ma tę zaletę, że kąt gięcia sprężynek jego zawieszki jest zawsze jednakowy i niezależny od siły impulsu koła wychwytyowego. Oczywiście, impuls ten musi być tak duży, by za pośrednictwem kotwicy mógł pokonać sprężystość sprężynek. W oryginalnym wychwyście Rieflera grubość sprężynki wynosi 0,11 mm, szerokość każdej taśmy — 4,2 mm, a czynna długość — 4 mm. Dzięki takim urządzeniom, nawet mimo zmiennego momentu napędowego, siła impulsu będzie zawsze stała. Oprócz tego amplituda wahadła nie jest ograniczona, ani nawet hamowana przez wychwyty, wskutek czego dokładność zegarów z wychwytem Rieflera jest bardzo wysoka. Uchybienia chodu starannie wykonanego i zmontowanego zegara z takim wychwytem wynoszą tylko $0,002 \div 0,004$ sek. na dobę.

3. Wychwyty wolny Rieflera ciężeniowy

Oprócz wychwyty sprężynowego Riefler zbudował również wychwyty ciężeniowy. Powodem konstrukcji tego wychwyty było to, że w razie umieszczenia zegara Rieflera z wychwytem sprężynowym w pomieszczeniu ulegającym choćby niedużym wstrząsoms, wpływały one dosyć znacznie na dokładność wskazań. Natomiast wychwyty ciężeniowy jest mniej wrażliwy na wpływy zewnętrzne.

Na rys. 545 widzimy wychwyty Rieflera ciężeniowy w dwóch rzutach. Koło wychwytyowe i palety są tu takie same jak w wy-

chwycie sprężynowym. Nie ma tu jednak wcale sprężynek zawieszki wahadła. Wahadło jest zawieszane na kołku 13 tkwiącym w sztywniej (nie sprężynkowej) zawieszce, zamocowanej na stałe w kloceku 10 i przykręconej wkrętami 7. Klocek ten waha się na „nożach” (czopach nożowych) 15 w kamiennych łożyskach nożowych 1. Zawieszka przedłużona jest w boczną dźwignię 9 i między ramionami kotwicy wygiętą ku górze. Dźwignia ta, a przez nią i wahadło, otrzymuje impulsy od ramion kotwicy 4 i 12. Ramiona te są ułożyskowane wahlownie i niezależnie od siebie na wałku 8, który leży w przedłużeniu łożyska nożowego zawieszki.



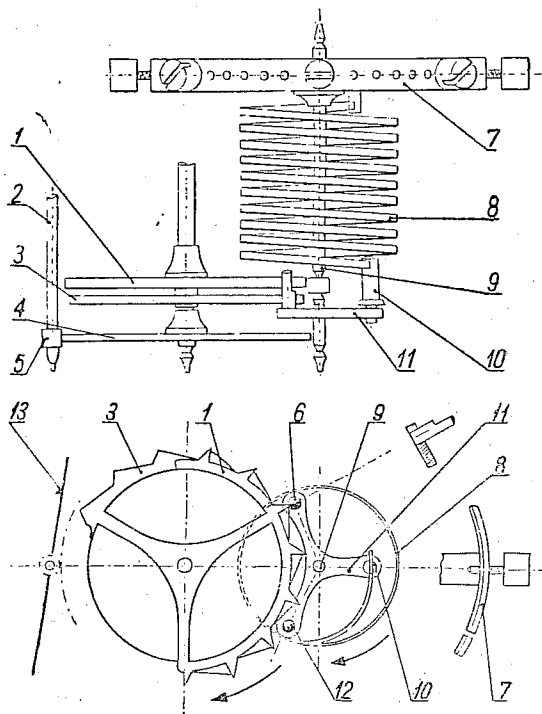
Rys. 545. Wychwyt wolny Rieflera ciężeniowy (w dwóch rzutach).

Impulsów udzielają wahadłu ramiona kotwicy pod wpływem swego ciężaru i dlatego właśnie impulsy te są stale jednakowe. Na rys. 545-A widzimy moment, w którym ramię 12 uderza wkrętem 11 dźwignię zawieszki 9. Dźwignia ta razem z wahadłem przesuwa się w lewo i dotknąwszy wkrętu 2 odchyła ramię 4 oraz uwalnia koło ze spoczynku. Podczas obrotu koła wychwytowego powierzchnia impulsu 5 podnosi przez walcową część palety ramię 12, dopóki ząb spoczynkowy koła 6 nie oprze się o ściętą część palety. Podniesione ramię 4 własnym ciężarem udziela impulsu wahadłu wkrętem 2 przez dźwignię 9. Działanie tych impulsów jest takie samo jak w wychwytach Mudge'a i Denisona (5—197, 209).

Całe urządzenie zawieszki wahadła umieszczone jest na silnym siodelku 3, przykręconym do płyty zegara. Radełkowana śruba 16 i inne urządzenia służą do regulacji i unieruchomienia wychwyty w czasie transportu zegara.

4. Wychwyty wolny Rieflera balansowy

Riefler wynalazł również wychwyty balansowy, używany w chronometrach i zegarkach kieszonkowych. Prawda, że nie miał on szerszego zastosowania, ale opisujemy go jako ciekawy przykład różnorodności pomysłów tego wynalazcy.



Rys. 546. Wychwyty wolny Rieflera balansowy (w dwóch rzutach).

Wychwyty balansowy Rieflera przedstawia w dwóch rzutach rys. 546. Konstrukcja tego wychwyty opiera się na tych samych zasadach, co dwóch poprzednio opisanych wychwyty, lecz dostosowana jest do regulatora balansowego. Koło wychwytowe składa się również z dwóch kół: impulsowego 3 i spoczynkowego 1, które współpracują z kotwicą 11 i osadzonymi w niej paletkami 6 i 12, mającymi kształt kołków ściętych na końcach wzdłuż średnicy. Kotwica, ułożyskowana na osi 9, ma trzecie ramię z osadzonym w nim klockiem 10, w którym zakołkowany jest jeden koniec włosa 8. Drugi jego koniec zamocowany jest w ramieniu balansu 7.

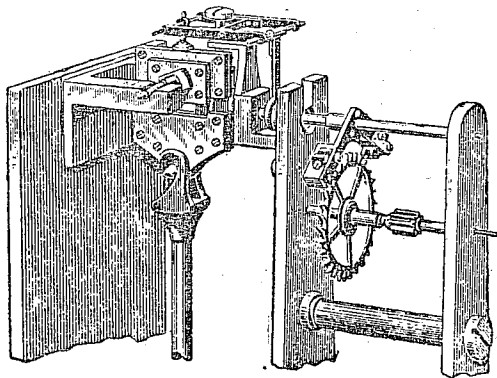
Strzałki wskazują kierunek ruchu koła wychwytyowego oraz aktualny kierunek obrotu balansu, który w pozycji przedstawio-

nej na rys. 546 rozpoczyna swój ruch powrotny od punktu zwrotnego. Gdy balans mija położenie równowagi, włos 8 przestaje dociskać paletę 6 do zęba spoczynkowego, siła sprężystości włosa odchyła ją i ząb koła impulsowego zaczyna odpychać paletę wyjściową 12 udzielając jej impulsu, dopóki ząb koła spoczynkowego nie oprze się o powierzchnię spoczynku tej palety. Balans wykonuje dalej swój ruch uzupełniający aż do punktu zwrotnego, a następnie powracając, uwalnia ząb ze spoczynku.

Na osi koła wychwytowego znajduje się jeszcze koło 4, które przenosi obroty przez zębnik 5 na oś 2. Na tej osi osadzony jest wiatrak 13 łagodzący pracę wychwyty.

I. WYCHWYT WOLNY STRASSERA

Na tej samej zasadzie, co wychwyt sprężynowy Rieflera, zbudował swój wychwyt L. S t r a s s e r (1853—1917), wieloletni profesor i dyrektor szkoły zegarmistrzowskiej w Glashütte. Choć wychwyt Strassera (rys. 547) w swej głównej zasadzie przypomina poprzednio opisany wychwyt wolny Rieflera sprężynowy, to jednak konstrukcja jego w szczegółach jest inna. Koło wychwytowe jest podobne do koła wychwyty Grahama.



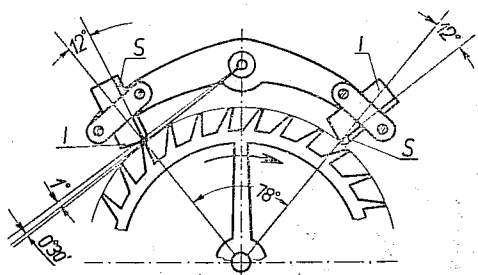
Rys. 547. Wychwyt wolny Strassera.

Zewnętrzny widok mechanizmu z wychwytem Strassera pokazuje rys. 4, znajdujący się w pierwszym rozdziale tej książki. Połączenie zaś wychwyty w wahadle jest przedstawione na rys. 685.

Konstrukcję palet pokazuje rys. 548. Koło wychwytowe jest tutaj pojedyncze z ostrymi zębami, ale za to są po dwie palety w każdym ramieniu kotwicy: paleta impulsowa *I* z powierzchnią impulsu i paleta spoczynkowa *S* z powierzchnią spoczynku. Kąt przyciągania palet spoczynkowych w tym wychwycie wynosi 12° ,

kąt spoczynku — $0^{\circ}30'$, kąt impulsu 1° — a kąt odpadu — $1^{\circ}30'$. Koło wychwytowe ma 30 zębów. Kąt rozstępu palet wynosi 78° , tzn. że obejmują one $6\frac{1}{2}$ podziałki.

Podczas pracy tego wychwyty ząb koła wychwytowego najpierw spada na powierzchnię impulsową i udziela impulsu, a potem opiera się o paletę spoczynkową. Urządzenie do przekazywania impulsu wahadłu opisane jest przy rys. 685.



Rys. 548. Konstrukcja palet w wychwytcie Strassera.

W wychwytcie Strassera wahadło otrzymuje jednakowy impuls niezależnie od wielkości momentu na osi koła wychwytowego lub od kąta zginania się sprężynek, a uwolnienie ze spoczynku następuje nieco później aniżeli w wychwytcie Rieflera. W zakończeniu stwierdzić należy, że wychwyty Strassera uważany jest za gorszy nieco od wychwyty Rieflera.

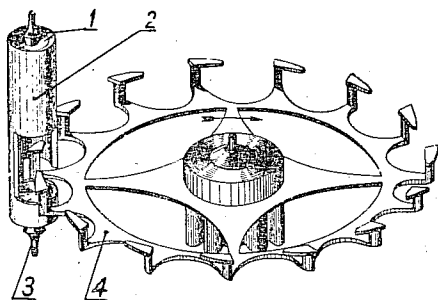
Jeśli chodzi o wychwyty wolny Tiede'a sprężynowy, o którym wspominaemy w 5 części „Zegarmistrzostwa”, to ma on pewne konstrukcyjne wady, dlatego po wypuszczeniu kilku zegarów z tym wychwytem produkcja jego została wstrzymana. Z tego powodu opis jego pomijamy.

J. WYCHWYT CYLINDROWY

1. Opis ogólny

Wychwyty cylindrowy, wynaleziony w roku 1695 przez zegarmistrza angielskiego, T. T o m p i o n a (1638—1713), nie od razu wyglądał tak jak obecnie. Z biegiem czasu uległ on pewnym ulepszeniom. Obecny wygląd tego wychwyty pokazuje rys. 549. Jest to wychwyty spoczynkowy do zegarów balansowych. Składa się z dwóch zasadniczych części: koła wychwytowego 4 zaopatrzonego w zęby o charakterystycznym kształcie oraz z cylindra 2, w którym osadzone są tzw. tampony, tj. lekko stożkowe kółki zakończone czopami 1 i 3.

Wychwyty cylindrowy można by uważać za wychwyty spoczynkowy kotwiczny, w którym palety obejmują zaledwie pół podziałki koła wychwytyowego, a oś obrotu kotwicy przeniesiona jest na oś regulatora balansowego. Kotwicą i zarazem paletami jest tutaj częściowo wycięty, stalowy cylinder, na którym osadzony jest balans. Należy jednak pamiętać, że kotwicy, jako oddzielnego elementu, w wychwyty tym w istocie nie ma. Ponieważ balans wykonuje znacznie większe wahnięcia niż wahadło, dlatego palety w balansowym wychwyty spoczynkowym powinny być tak długie, żeby podczas drogi straconej kotwicy ząb mógł stale spoczywać na palecie. Stąd też część cylindra, z którą współpracują zęby koła wychwytyowego, jest jakby połączonymi paletami.



Rys. 549. Wychwyty cylindrowy.

Wycięcie górne w cylindrze tworzy palety, dolne zaś (tzw. „pasaż”, czyli przejście) umożliwia wejście jednemu zębowi do wnętrza cylindra i wyjście tego zęba na zewnątrz. Oś koła wychwytyowego i oś cylindra są w stosunku do siebie równoległe, przy czym odległość ich jest nieco mniejsza od promienia wierzchołkowego koła wychwytyowego. A więc oś obrotu balansu znajduje się w obrębie tego koła.

Podczas przebywania drogi straconej ząb koła wychwytyowego spoczywa na zewnętrznej lub wewnętrznej powierzchni cylindra i na przemian trze swoim przodem po tych powierzchniach.

Impuls następuje przez nacisk i poślizg powierzchni impulsu zębów koła wychwytyowego po poprzecznych ściankach (wargach) cylindra, stanowiących tu powierzchnię impulsu palet.

Wychwyty cylindrowy w pierwotnej swej postaci, tzn. w stanie zaprojektowanym przez Tompiona, miał wiele stron ujemnych. Czopy cylindra były za grube. Koło wychwytyowe, wykonane z mosiądzu, było zbyt cienkie i szybko ulegało zniszczeniu. Cylinder nie miał dolnego wycięcia dla przejścia poszczególnych zębów.

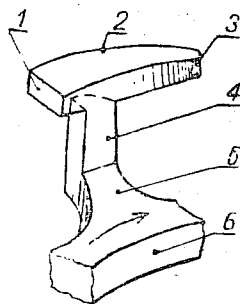
bów koła. Dopiero J. G r a h a m — uczeń Tompiona — około r. 1720 poprawił ten wychwyt, wprowadzając przede wszystkim znacznie cieńsze czopy. Jednakże rozpowszechnienie wychwyty cylindrowego datuje się dopiero od r. 1815, tj. od chwili wynalezienia stalowego koła wychwytowego przez Duńczyka, U. J u r g e n s e n a (1776—1830), i wykonania w cylindrze dolnego wycięcia. W ten sposób udoskonalony wychwyt bez dalszych poprawek przetrwał do naszych czasów.

Wychwyt cylindrowy był dawniej szeroko stosowany do zegarków kieszonkowych i naręcznych. Obecnie spotyka się go już coraz rzadziej, gdyż zastępuje go znacznie lepszy wolny wychwyt kotwiczny.

2. Szczegóły konstrukcyjne

a. Koło cylindrowe

Dobre koło cylindrowe jest lekkie i twarde. Zęby jego powinny być wytrzymałe na ścieranie się i zginanie. Dlatego są one zwykle hartowane i polerowane. Kształt koła, a zwłaszcza jego zębów, jest dość skomplikowany. Widać to na rys. 549. Wykonywanie takich kół sposobem warsztatowym byłoby za trudne, stąd też wyrabia się je wyłącznie w fabrykach.



Rys. 550. Szczegóły zęba koła cylindrowego:

- 1 — tył zęba, 2 — powierzchnia impulsu,
- 3 — przód zęba, 4 — słupek zęba,
- 5 — ramię zęba, 6 — wieniec koła.

Zęby koła cylindrowego nie leżą w jednej płaszczyźnie z tym kołem, lecz znajdują się ponad nim. Na rys. 550 widzimy jeden zęb koła cylindrowego. Zapoznajmy się z jego szczegółami. Z wieńca 6 koła cylindrowego wystają ramiona zęba 5, które przechodzą w pionowe słupki 4. Na każdym słupku znajduje się właściwy ząb, w którym rozróżniamy tył (piętę) 1, powierzchnię impulsu 2 i przód (ostrze) 3.

W kole wychwyty cylindrowego jest niemal zawsze 15 zębów. Jedyne w małych zegarkach naręcznych, albo w dawniejszych ilość ta zmniejsza się do 12 na korzyść większej podziałki, która umożliwia zastosowanie grubszego cylindra.

Długość samego zęba, czyli odległość od ścianki przedniej do tylnej, otrzymamy, jeżeli od połowy podziałki odejmiemy grubość ścianki cylindra i wielkość odpadu. Natomiast szerokość wrębu, czyli odległość od przodu jednego zęba do tyłu zęba następnego, równa się średnicy zewnętrznej cylindra plus odpad. Wobec tego szerokość wrębu jest większa od długości zęba o podwójną grubość ścianki cylindra plus podwójny odpad. Wielkości te obliczamy zwykle w stopniach kątowych; poszczególne ich wartości podajemy nieco dalej przy wykreślaniu wychwyty cylindrowego.

Kąt impulsu na zębie koła cylindrowego wynosi $12 \div 18^\circ$. Wierzchołek tego kąta znajduje się na krawędzi powierzchni impulsu i tyłu zęba (rys. 560, punkt B).

b. Cylinder

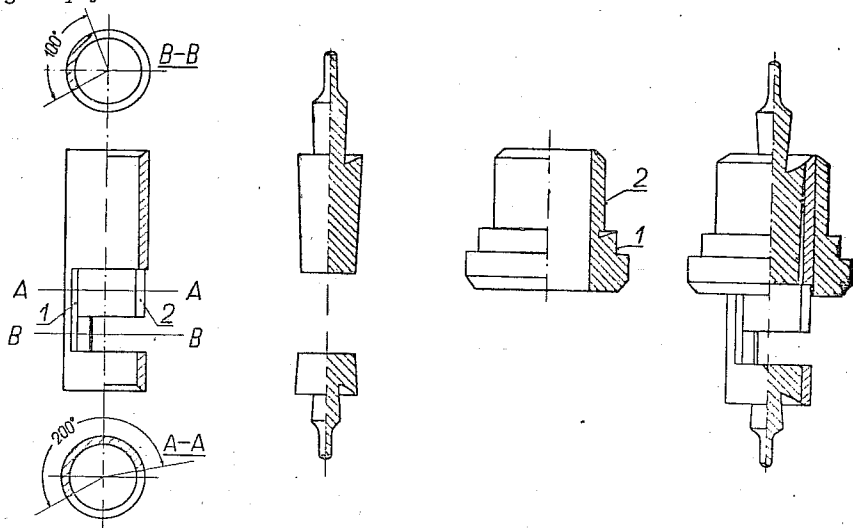
Jak już wspomnieliśmy, cylinder spełnia w zegarku rolę kotwicy i palet. Wykonuje się go z cienkościennej rurki stalowej, której średnica zewnętrzna, do zwykle stosowanych wychwytyw, wynosi około 1 mm. Rys. 551 pokazuje szczegóły cylindra. Górne wycięcie sięga mniej niż do połowy średnicy. Pozostałość cylindra, wynosząca około 200° (przekrój A—A), stanowi część pracującą z zębami koła wychwytyowego, a utworzona wskutek tego ścianka 1 jest powierzchnią impulsu jakby palety wejściowej, natomiast ścianka 2 — powierzchnią impulsu palety wyjściowej. Kształty tych powierzchni omówimy nieco później.

Dolne wycięcie („pasaż”), umożliwiającej przejście zębów, jest znacznie większe. Pozostała część cylindra wynosi tu tylko około 100° (przekrój B—B). Jedna strona tego wycięcia równa się z powierzchnią impulsu palety wejściowej 1, a druga przechodzi znacznie poza powierzchnię impulsu 2. Łatwo zauważyć, że wskutek tego wycięcia cylinder jest bardzo osłabiony.

Wszystkie powierzchnie cylindra, a zwłaszcza pracujące z zębami koła wychwytyowego, w celu zmniejszenia tarcia są dobrze opolerowane. Natomiast dla zapewnienia należytej sztywności i trwałości cały cylinder jest zahartowany. Końce jego są odpuszczone i nieco stożkowo rozwiercone, w celu łatwiejszego osadzenia tamponów.

W obydwu końcach cylindra wtlacza się stalowe, lekko zbieżne kołki zaopatrzone czopami, które nazywamy *tamponami*. Widzi-

my je na rys. 552. Dla zapobieżenia zbieraniu się brudu w cylindrze i ułatwienia czyszczenia, długość każdego tamponu powinna się równać długości nie ściętej części cylindra. Stąd też tampon górny jest znacznie dłuższy od dolnego.



Rys. 551, Cylinder. Rys. 552, Tampony. Rys. 553, Tulejka. Rys. 554, Cylinder zmontowany.

Na rys. 553 widzimy tulejkę, którą osadza się na górnej części cylindra. Na podtoczeniu 1 zanitowuje się piastę balansu, a na podtoczeniu 2 umieszcza się pierścień włosa.

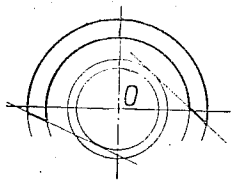
Rys. 554 przedstawia zestawienie wszystkich części cylindra.

Grubość ścianki cylindra wynosi około 0,1 zewnętrznej jego średnicy. Za gruba ścianka cylindra daje w pracy zbyt różny moment tarcia na wewnętrznej i na zewnętrznej powierzchni spoczynku; za cienka zaś nie zapewnia cylindrowi odpowiedniej wytrzymałości, zwłaszcza w miejscu wycięcia. Zewnętrzna średnica cylindra jest większa od połowy podziałki koła cylindrowego o grubość ścianki cylindra.

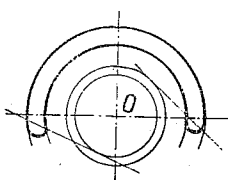
Kąt spoczynku w wychwycie cylindrowym wynosi $5 \div 10^\circ$, a więc znacznie więcej niż w wychwycie Grahama, dlatego że długość ramion kotwicy w wychwycie Grahama jest o wiele większa niż promień cylindra, będący tu odpowiednikiem ramienia kotwicy.

Kąty impulsu na paletach nie są równe: na palecie wejściowej kąt impulsu wynosi $5 \div 8^\circ$, na palecie wyjściowej

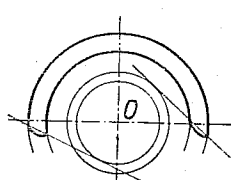
9 ÷ 11°. Kąty te dlatego nie są równe, gdyż powierzchnia impulsu zęba współpracuje po stronie wejściowej z krawędzią palety znajdującą się na wewnętrznym okręgu cylindra, po wyjściowej zaś z krawędzią utworzoną na zewnętrznym okręgu tegoż cylindra. Różnica ta wynika sama podczas wykreślenia rysunku wychwyty cylindrowego, jeżeli nie bierze się pod uwagę kąta impulsu na paletach, ale przyjmuje się po obu stronach ten sam łączny kąt ruchu czynnego. Tą nazwą określamy taki kąt, o jaki obróci się balans (a zarazem i cylinder) w czasie spoczynku oraz impulsu odbywającego się przez powierzchnię impulsu palety



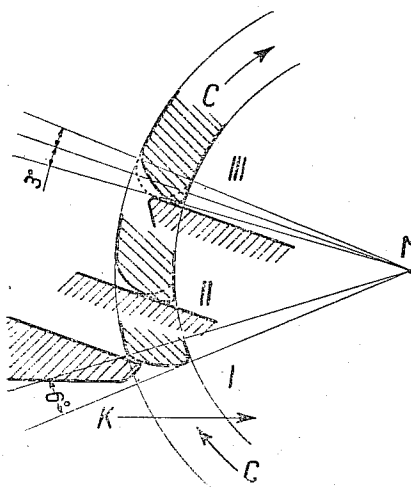
Rys. 555. Za ostre krawędz'e palet.



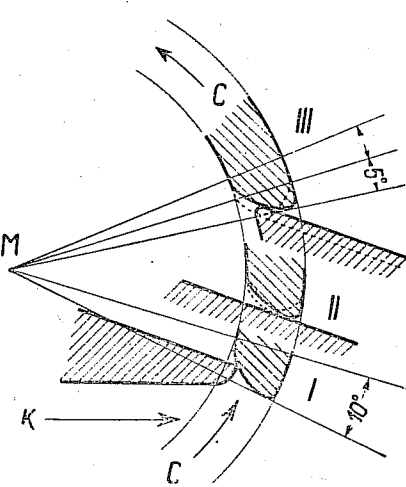
Rys. 556. Zbyt zaokrąglone palety.



Rys. 557. Właściwe kształty palet.



Rys. 558. Zależność kąta impulsu od kształtu palety wejściowej.



Rys. 559. Zależność kąta impulsu od kształtu palety wyjściowej.

oraz przez powierzchnię impulsu zęba. Kąt ten, zależnie od wielkości i jakości zegarka, wynosi 35 ÷ 50°. Im zegarek jest mniejszy, tym większy musi być łączny kąt ruchu czynnego.

Powierzchnie impulsu na paletach są stosunkowo małe ze względu na cienkie ścianki cylindra. Niemniej jednak powinny one być właściwie ukształtowane. Rys. 555 przedstawia palety, których krawędzie są za ostre. Zniszczą one szybko powierzchnie impulsu na zębach koła wychwytyowego i same ulegną zużyciu. Na rys. 556 widzimy palety zbyt zaokrąglone. Pod koniec impulsu część tak uformowanej palety staje się bezużyteczna. Właściwy kształt palet pokazuje rys. 557. Ponieważ mają one lekko załamane krawędzie i zaokrąglone brzegi, dlatego zmniejszają tarcie, a przez to i wzajemne zużywanie się części wychwyty.

Wspomnieliśmy, że zbyt zaokrąglone palety nie są całkowicie wykorzystane. Wyjaśniają to rys. 558 i 559, na których widzimy paletę wejściową i wyjściową w trzech pozycjach: *I* — na przodzie zęba, *II* — w środku powierzchni impulsu zęba, *III* — na tyle zęba. W pozycjach *II* i *III* linią kreskową zaznaczone są kontury zbyt zaokrąglonych palet, a linią ciągłą — właściwych. W pozycji *III* na rys. 559 szczególnie dobrze jest widoczna różnica kątów impulsu na palecie zbyt zaokrąglonej i prawidłowej. W pozycjach *I* oraz *III* zaznaczona jest również zmiana kąta impulsu na obu paletach. Przez zaokrąglenie palety kąt impulsu znacznie się zmniejsza. Strzałki *K* wskazują kierunek obrotu koła, a strzałki *C* — kierunek obrotu cylindra w czasie impulsu.

c. Urządzenia dodatkowe

Do ograniczenia obrotu cylindra

W zegarkach z wychwytem cylindrowym konieczne jest ograniczenie obrotu cylindra, by ząb spoczywający na palecie, w czasie największego wychylenia balansu nie zeskoczył z przeciwnej strony wycięcia cylindra, co spowodowałoby raptowne zatrzymanie zegarka. Zadanie to spełniają dwa kołki odbojowe. Jeden z nich osadzony jest promieniowo w wieńcu balansu, drugi, zwany słupkiem, zazwyczaj tkwi w mostku, równoległe do osi balansu. Najlepiej jest, gdy słupek stoi blisko wieńca balansu, a płaszczyny stykające się z kołkiem są małe. Najczęściej stosowany jest słupek okrągły, częściowo spiłowany od strony balansu. Dobrze jest, gdy słupek nieco sprężynuje. Łagodzi on wówczas ewentualne uderzenia kołka odbojowego, wskutek czego zakłócenia pracy wychwyty są mniejsze.

Kołek odbojowy powinien być osadzony w otworze wywierconym w wieńcu balansu dokładnie naprzeciw słupka odbojowego, w tym czasie, gdy cylinder znajduje się w położeniu równowagi.

Do regulacji cylindra

Ułożyskowanie cylindra od strony tarczy w przesuwnej płytce umożliwi regulację głębokości jego zazębienia z kołem wychwytowym. Aby to wykonać należy wpierv zlizować wkręt dociskający płytkę, przesunąć ją odpowiednio i z powrotem przykręcić.

3. Wykreślanie

Do narysowania wychwyty cylindrowego przyjmujemy następujące dane:

- koło wychwytowe — 15 zębów;
- łączny kąt ruchu czynnego — 45° ;
- kąt impulsu na zębie — $16^\circ 30'$;
- kąt spoczynku — 5° ;
- kąt odpadu — $0^\circ 30'$;
- podcięcie tyłu zęba — 16° .

Zanim przystąpimy do wykreślania, musimy wprzód obliczyć grubość ścianki cylindra, czyli szerokość palet, oraz długość zęba.

Ponieważ koło ma mieć 15 zębów, wobec tego podziałka będzie wynosić:

$$360^\circ : 15 = 24^\circ$$

Wiemy już, że grubość ścianki cylindra powinna wynosić 0,1 jego średnicy zewnętrznej. Ponieważ średnica ta jest większa od połowy podziałki o grubość ścianki cylindra, stąd w połowie podziałki mieści się 9 takich części. Wobec tego grubość ścianki będzie:

$$12^\circ : 9 = 1^\circ 20'$$

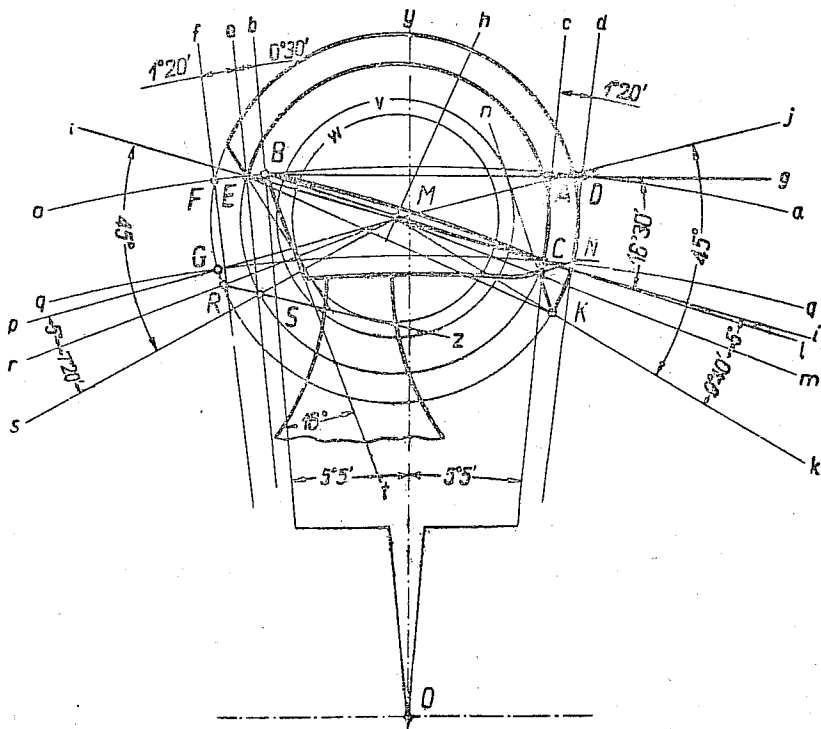
Natomiast długość zęba otrzymamy, jeżeli od połowy podziałki odejmiemy grubość ścianki cylindra i kąt odpadu, który przyjęliśmy równy $0^\circ 30'$. Wobec tego długość zęba będzie:

$$12^\circ - 1^\circ 20' - 0^\circ 30' = 10^\circ 10'$$

Konstrukcję wychwyty cylindrowego przedstawia rys. 560. W celu uzyskania lepszej przejrzystości rysujemy go w dużym powiększeniu. Lecz skutek tego mieści się nam tylko jeden ząb, a także oś obrotu koła nie może być normalnie uwidoczniiona. Zarys palety wejściowej wykreślamy linią cieką według konstrukcji, a potem go przenosimy do właściwej pozycji.

Najpierw na osi *y* (rys. 560) znaczymy punkt obrotu koła wychwytowego *O* i kreślimy koło wierzchołkowe *a*, ograniczające tyły zębów. Po obu stronach osi *y* odmierzamy po pół kąta długości zęba, czyli po $5^\circ 5'$, i ograniczamy go ramionami *b*, *c*. Od ramienia *c* odmierzamy kąt grubości ścianki cylindra (szerokości palety) wynoszący $1^\circ 20'$ i zamykamy go linią *d*. Od ramienia *b* w lewo odmierzamy kąt odpadu $0^\circ 30'$, następnie kąt grubości ścianki cylindra $1^\circ 20'$ i kreślimy linie *e*, *f*. Ramiona *b*,

d, e, f przecinają okrąg a w punktach B, D, E i F ; przez punkty B, D prowadzimy cięciwę g , od której z punktu B odmierzymy kąt impulsu na zębie $16^{\circ}30'$ i rysujemy ramię l . Ramiona c, l przecinają się w punkcie C , przez który z punktu O kreślimy koło wierzchołkowe q ograniczające przody zębów. Prosta l wyznacza powierzchnię impulsu na zębie. Powierzchnia ta nie może jednak być prosta, lecz zatoczona łukiem o promieniu równym promieniowi koła wierzchołkowego a . Wobec tego zataczamy tym promieniem łuk łączący punkty BC , który jest najbardziej korzystną krzywą dla powierzchni impulsu zęba.



Rys. 560. Konstrukcja wychwyty cylindrowego.

Przez punkty E, C prowadzimy prostą i . Odcinek EC dzielimy na połowę i otrzymujemy punkt M , który jest środkiem cylindra. Promieniem ME kreślimy wewnętrzny obwód cylindra, a promieniem MF zewnętrzny, który przecina okrąg a w punkcie A .

Skonstruujemy teraz powierzchnię impulsu palety wyjściowej. Wychodzimy przy tym od łącznego kąta ruchu czynnego. Z punk-

tu M przez punkt A kreślimy ramię j , odmierzamy łączny kąt ruchu czynnego 45° i ograniczamy go ramieniem k .

Z punktu M przez punkt C , w którym spoczywa przód zęba koła na wewnętrznej ścianie cylindra, biegnie ramię kąta spoczynku, ograniczonego już wykreśloną prostą i . Od tego ramienia odmierzamy ku dołowi kąt spoczynku 5° i ograniczamy go promieniem m . Tym samym jest ustalony kąt impulsu palety wyjściowej, ograniczony z jednej strony przez ramię m , z drugiej przez ramię k . Po zmierzeniu okazuje się, że kąt impulsu na palecie wyjściowej wynosi $9^\circ 40'$. Ramię k przecina zewnętrzną ściankę cylindra w punkcie K , natomiast ramię m — wewnętrzną ściankę cylindra w punkcie N . Połączone punkty K , N dadzą powierzchnię impulsu palety wyjściowej, którą przedłużamy prostą n , do niej zaś stycznie rysujemy okrąg impulsu v dla palety wyjściowej.

Podobnie wyznaczamy powierzchnię impulsu na palecie wejściowej. Od prostej i z punktu M odmierzamy łączny kąt ruchu czynnego 45° i ograniczamy go ramieniem s . Łuk q koła wierzchołkowego przodów zębów przecina obwód zewnętrzny cylindra w punkcie G . Punkt ten wyznacza miejsce, w którym ząb koła spada na spoczynek po stronie wejściowej. Z punktu M przez punkt G prowadzimy ramię p . Od tego ramienia odmierzamy kąt spoczynku 5° i ograniczamy go ramieniem r . Ramiona r , s wyznaczają kąt impulsu palety wejściowej, który wynosi tutaj $7^\circ 20'$.

Ramię s przecina wewnętrzny obwód cylindra w punkcie S , a ramię r zewnętrzny jego obwód w punkcie R . Połączone punkty R , S wyznaczają powierzchnię impulsu palety wejściowej, którą przedłużamy prostą z , a następnie stycznie do niej rysujemy okrąg impulsu w dla palety wejściowej. Jeżeli teraz stycznie do okręgu w przeciągniemy prostą przez punkt E , otrzymamy właściwe położenie palety wejściowej w momencie spadnięcia zęba koła wychwytywego na paletę wyjściową.

W ten sposób ustaliliśmy teoretyczny kształt czynnej części cylindra. Lecz tak ostre krawędzie, jakie w ten sposób powstały, zwłaszcza krawędź E , zużyłyby się za szybko. Z tego powodu palety cylindra są tak zaokrąglone, jak na rys. 557.

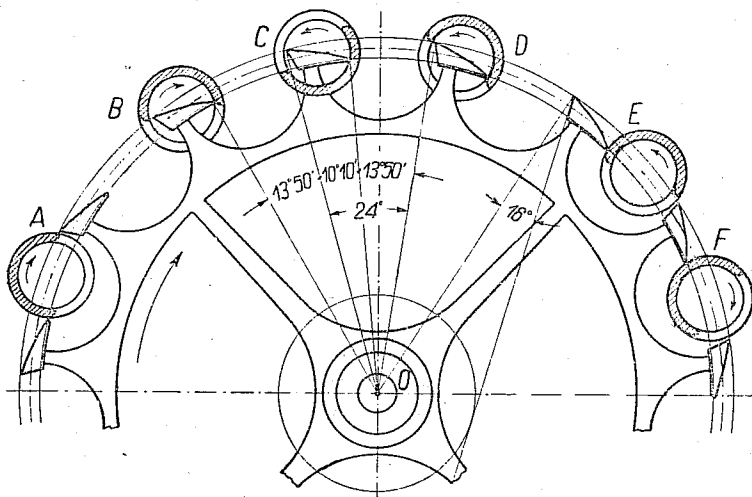
Połączmy teraz punkty E , K i do tej cięciwy przeprowadźmy prostopadłą h przechodzącą przez punkt M . W ten sposób otrzymamy tzw. wysokość odcinkową cylindra. Jeżeli znamy zewnętrzną i wewnętrzną średnicę cylindra, wysokość odcinkową i oba okręgi impulsu, możemy bez innych szczegółów narysować dokładny przekrój cylindra.

W końcu należy jeszcze uzupełnić brakujące szczegóły zęba. Z punktu B od linii b odmierzamy kąt podcięcia tyłu zęba wyno-

szący 16° i kreślimy linię t . Następnie zaokrąglamy przód zęba i łączymy go z tyłem za pomocą łuku zatoczonego z punktu O o promieniu mniejszym od OC o wielkość zaokrąglenia.

4. Działanie, zalety i wady

Na rys. 561 widzimy różne fazy działania wychwyty cylindrowego. Cylinder jest narysowany w sześciu pozycjach.



Rys. 561. Fazy działania wychwyty cylindrowego.

Sprężyna za pośrednictwem przekładni chodu napędza koło cylindrowe w kierunku dużej strzałki. W pozycji A przód zęba spoczywa na pałecie wejściowej, wskutek czego koło nie może się obracać. Dopiero po obroceniu się cylindra w kierunku zaznaczonym małą strzałką, ząb koła może opuścić powierzchnię spoczynku. Wówczas przód zęba przesuwają się po powierzchni impulsu palety, a bezpośrednio po tym powierzchnia impulsu zęba dochodzi do zaokrąglonej krawędzi palety wejściowej; koło obraca się ciągle wprzód, powierzchnia impulsu zęba przesuwają się po krawędzi palety wejściowej, a cylinder otrzymuje przy tym impuls w kierunku zaznaczonym strzałką.

Gdy powierzchnia impulsu zęba przesunęła się już całą długością po pałecie, ząb wykonuje mały ruch swobodny, zwany odpadem, a jednocześnie przodem spada na spoczynek na wewnętrznej ściankę cylindra, czyli na paletę wyjściową. Moment ten przedstawia pozycja B .

Cylinder pod wpływem ostatniego impulsu obraca się dalej w kierunku strzałki, aż do zajęcia takiej pozycji jak w *C*, w której zmienia kierunek obrotu. W tym czasie koło cylindrowe stoi bez ruchu. Po obrocie cylindra do pozycji *D* ząb opuszcza spoczynek, a powierzchnia impulsu zęba przesuwa się po zaokrąglonej krawędzi palety wyjściowej. Cylinder, a tym samym i balans, otrzymuje ponownie impuls, lecz w kierunku przeciwnym niż poprzednio, jak wskazuje strzałka. Wreszcie ten sam ząb znów wykonuje odpad, a następny ząb spada na spoczynek palety wejściowej, jak to widzimy w pozycji *E*.

Pod wpływem impulsu balans wraz z cylindrem obraca się w kierunku strzałki aż do położenia pokazanego w pozycji *F*, w której balans pod wpływem sprężystości włośa zmienia kierunek wahania, a cylinder powraca do pozycji *A*, gdzie powtarza się przebieg poprzednio opisany.

Przy omawianiu szczegółów koła cylindrowego zaznaczyliśmy, wychwyty należałoby jeszcze wspomnieć, jakie byłyby skutki, że kąt impulsu na zębie wynosi $12 \div 18^\circ$. Opisując działanie gdybyśmy przyjęli kąt za mały lub za duży. Otóż jeżeli ten kąt będzie za mały, impuls będzie za słaby. Koło wychwytowe lekko przeleci na spoczynek, przy czym ząb silnie uderzy w cylinder, a mimo to balans nie osiągnie należytej amplitudy. Jeżeli zaś będzie zbyt duży, siła napędowa zegarka będzie za słaba, wskutek czego zegarek uruchamia się z trudnością, a łatwo się zatrzymuje. Zwiększenie siły napędowej nie da wówczas pożądanego skutku, gdyż wzrosną wtedy opory tarcia w czasie spoczynku.

Również kształt powierzchni impulsu ma swoje znaczenie. Powinna ona być tak zakrzywiona, żeby kierunek nacisku zęba na paletę w czasie impulsu był możliwie niezmienny i styczny do cylindra. Daje to możliwość najlepszego wyzyskania energii przekazanej przez napęd.

Jeśli jednak łuk powierzchni impulsu jest za bardzo wygięty, to przy końcu impulsu, na skutek zmniejszenia się naporu na paletę, ruch koła staje się silnie przyspieszony, wskutek czego spad jest bardzo gwałtowny. Przeszkadza to nie tylko wahaniu balansu, lecz powoduje również nadmiernie szybkie wytarcie cylindra.

Tarcie zęba o cylinder w czasie drogi straconej przy stałym kącie wahania nie powoduje żadnych uchybień chodu, ponieważ opór przed punktem równowagi balansu, powodujący opóźnienie, wyrównuje się przez skracające czas wahnięcia działanie oporu poza punktem równowagi.

Os obrotu cylindra nie powinna się znajdować na okręgu wierzchołkowym koła wychwytowego, ponieważ w tym przypadku cy-

linder byłby za bardzo oddalony od koła wychwytowego i dlatego ząb miałby za mało miejsca w cylindrze od strony koła. Najlepiej jest umieścić oś obrotu cylindra tak, jak poucza rys. 560. Powierzchnia impulsu zęba określona jest łukiem. Środek cięciwy tego łuku powinien być na osi obrotu cylindra. Takie ustawienie dopuszcza największą długość powierzchni impulsu zęba, a oprócz tego impuls odbywa się wówczas w sposób najkorzystniejszy, ponieważ siła działa w kierunku stycznej do cylindra.

Wychwyty cylindrowy dawniej uważano za dobry, gdyż w porównaniu z wychwytyami cofającymi główną jego zaletą była możliwość dość znacznego powiększenia amplitudy regulatora, a więc możliwość zastosowania balansu.

Pod względem konstrukcyjnym pewną zaletą jest także możliwość regulowania płytką przesuwaną głębokości zazębienia wychwyty. W razie złamania czopa możliwość założenia nowego tamponu z czopem wydatnie upraszcza naprawę.

Ale wychwyty cylindrowy ma także poważne strony ujemne. Przede wszystkim wskutek dużego i zmiennego tarcia nie można nim osiągnąć dokładnej regulacji chodu. Produkcja obu części składowych: cylindra i koła cylindrowego jest trudna i mimo wszystko wymaga bardzo wielkiej dokładności. Poważną wadą jest także i to, że dolne wycięcie naraża cylinder na łatwe złamanie.

K. WYCHWYT PODWÓJNY (DUPLEX)

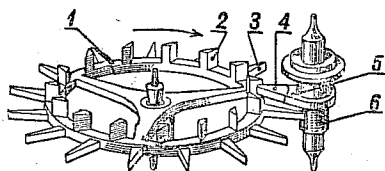
1. Zwykła konstrukcja i działanie

Wychwyty ten został wynaleziony w roku 1724 przez J. B. D u t e r t r e ' a, a do dzisiejszej postaci doprowadzony głównie przez P. L e R o y ' a. Miał on zastąpić wychwyty cylindrowy, gdyż, starannie wykonany, daje istotnie o wiele lepsze wyniki działania. Jednak ze względu na zbyt dużą wrażliwość na wstrząsy i szybkie wypracowywanie się wierzchołków zębów spoczynkowych, został wyparty przez wychwyty kotwicowe.

Nazwa tego wychwyty wywodzi się stąd, że początkowo stosowano do niego dwa koła wychwytowe: jedno dla spoczynku, a drugie do udzielania impulsu balansowi. Później oba koła wychwytowe złączono w jedno, które ma zarówno zęby spoczynkowe jak i zęby impulsowe.

Wychwyty podwójny (rys. 562) należy do wychwyty spoczynkowych i jest syntezą wychwyty: rolczkowego i chronometro-

wego. Koło wychwytowe 1, wykonane z utwardzonego mosiądzu — rzadziej ze stali — ma $12 \div 15$ zębów spoczynkowych (długich) 3 i również $12 \div 15$ zębów impulsowych (krótkich) 2. Na osi balansu znajduje się tulejka 6 z wycięciem, w które wchodzi kolejno zęby spoczynkowe. Najczęściej tulejka ta jest wykonana z rubinu lub szafiru, rzadko ze stali. Nad tulejką znajduje się kamień impulsowy 4, współpracujący z zębami impulsowymi 2. Kamień impulsowy osadzony jest w przrzutniku 5. Często przrzutnik stanowi całość z kamieniem impulsowym.



Rys. 562. Wychwyt podwójny.

Na rys. 563 widzimy główne zarysy konstrukcyjne wychwyty podwójnego. Pozycja A przedstawia moment wchodzenia zęba spoczynkowego w wycięcie tulejki i rozpoczęcie tzw. małego impulsu, podczas którego balans obróci się $70 \div 80^\circ$, natomiast koło wychwytowe obróci się w tym czasie tylko około 4° . Wycięcie w tulejce powinno wynosić połowę długości małego impulsu, tj. $35 \div 40^\circ$.

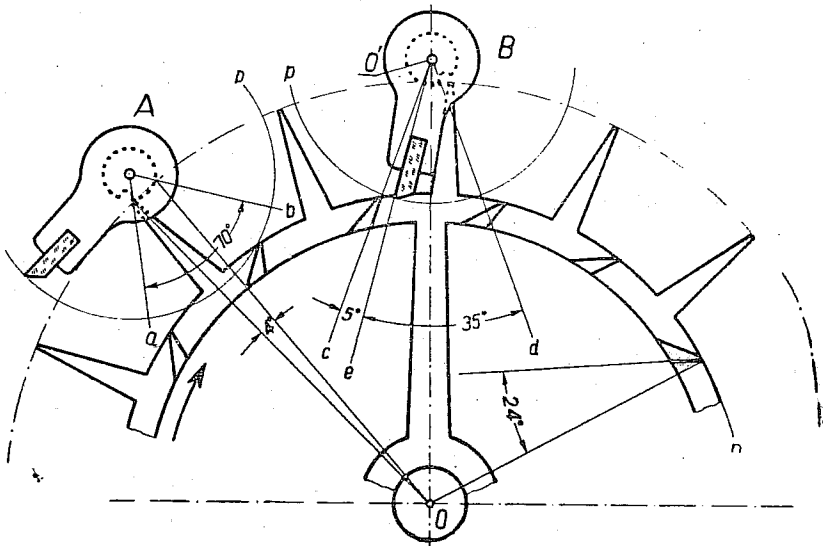
Ustawienie przrzutnika z kamieniem impulsowym w stosunku do wycięcia w tulejce powinno odpowiadać pozycji B, w której ząb spoczynkowy opuszcza wycięcie tulejki, a kamień impulsowy wchodzi w zasięg zęba impulsowego.

Kąt ruchu czynnego powstaje z przecięcia się okręgów n i p , a ograniczają go ramiona c i d . Właściwy impuls powinien się jednak rozpocząć po oddaleniu się kamienia impulsowego od ramienia c o około 5° . Kąt impulsu balansu wynosi $35 \div 40^\circ$ i jest ograniczony ramionami e , d . Kąt podcięcia przedniego boku zębów impulsowych wynosi 24° . Zęby spoczynkowe są ukształtowane promieniowo.

Balans otrzymuje impuls przy wahnięciach tylko w jedną stronę, w drugą stronę ruch jego jest jałowy, a powrót następuje jedynie pod wpływem prężności włosa. Podczas powrotu balansu ząb spoczynkowy opierając się o powierzchnię tulejki wpada w wycięcie, a koło wychwytowe porusza się nieco naprzód, lecz zaraz o taki sam kąt się cofa.

Jeżeli z powodu jakiegoś uderzenia lub wstrząsu wahnięcie balansu się zmniejszy, to balans przechodzi tylko trochę poza poło-

zenie równowagi, wskutek czego ząb spoczynkowy nie wchodzi w wycięcie tulejki i nie może nastąpić nowy impuls, a wtedy zegar się zatrzymuje.



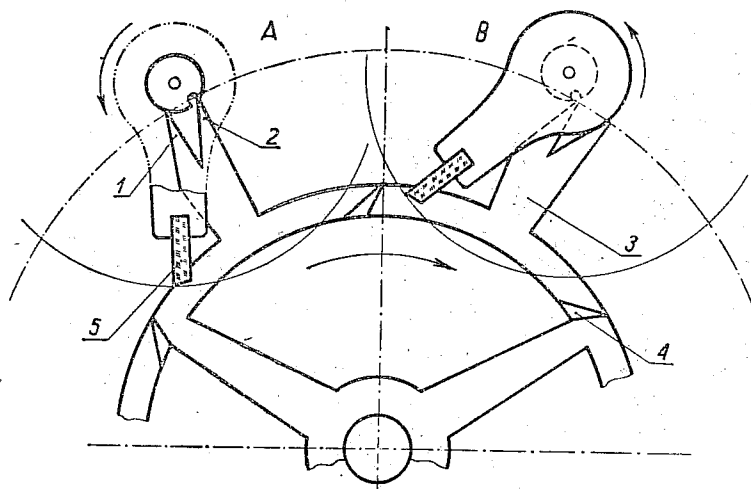
Rys. 563. Główne zarysy konstrukcyjne wychwyty podwójnego.

Przy wychwycie podwójnym może się jednak zdarzyć, że z powodu zbyt silnego naciągnięcia sprężyny, nastawiania wskazówek, wstrząsu itp. kąt wahania balansu wzrasta prawie dwukrotnie, a wtedy otrzymuje podwójne impulsy, wskutek czego zegar „galopuje”.

2. Inna konstrukcja

W większości zegarków balans robi 4 lub 5 wahań na sekundę, a zatem także i sekundnik porusza się dalej co każdą $\frac{1}{4}$ lub $\frac{1}{5}$ sekundy. Dla zwyczajnego wychwyty podwójnego, w którym tylko za każdym drugim wahań następuje impuls, a więc także jeden ruch sekundnika, wybiera się $\frac{1}{4}$ sekundy jako czas wahań balansu. Tak więc sekundnik porusza się wtedy w każdej półsekundzie o 3° , wskazując półsekundy. Jeśli się chce, aby sekundnik poruszał się o 6° , czyli po upływie pełnej sekundy, to można obok innych urządzeń posłużyć się także i tym wychwytem.

Koło wychwytowe ma wówczas tylko 6 zębów impulsowych 4 (rys. 564) oraz 6 zębów spoczynkowych 3 o podwójnych wierzchołkach.



Rys. 564. Wychwyt podwójny do zegarków ze skaczącym sekundnikiem.

Przyjmijmy, że ząb spoczynkowy oprze się o tulejkę wierzchołkiem 2. Balans z tulejką wykonuje swoje pierwsze wahnięcie jałowe (bez impulsu), w kierunku odwrotnym do strzałki. Koło wychwytowe stoi nieruchomo, lecz przy powrotnym wahnięciu balansu, zgodnym z kierunkiem strzałki, wierzchołek 2 wchodzi w wycięcie tulejki. Koło wychwytowe teraz obróci się nieco, lecz tylko o tyle, o ile na to pozwoli odstęp między obu wierzchołkami 1 i 2, ponieważ z chwilą wyjścia wierzchołka 2 z wycięcia tulejki (pozycja A, rys. 564) wierzchołek 1 natychmiast spocznie na jej obwodzie i wstrzyma dalsze obracanie koła. Przy drugim wahnięciu balans nie otrzyma impulsu, gdyż następny ząb impulsowy nie może jeszcze dosięgnąć kamienia impulsowego-5. Z kolei następuje trzecie wahnięcie jałowe, które pozostawia koło wychwytowe w spoczynku, a dopiero przy następnym wahnięciu w kierunku strzałki (pozycja B) zostanie ono uwolnione i obróci się prawie o $\frac{1}{6}$ obrotu. Ząb impulsowy napotyka wtedy kamień impulsowy i balans otrzymuje impuls.

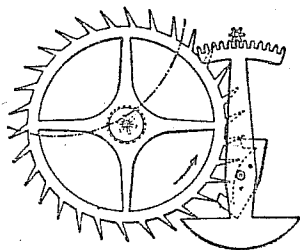
Odstęp między wierzchołkami 1 i 2 zębów spoczynkowych może wynosić $\frac{1}{10} \div \frac{1}{12}$ podziałki. Stąd podczas małego impulsu ruch wskazówki sekundowej jest ledwie dostrzegalny, natomiast podczas dużego impulsu wskazówka ta skacze o sekundę naprzód.

Ponieważ balans otrzymuje impuls co czwarte wahnięcie, musi mieć wystarczająco duży moment bezwładności, aby mógł pokonać opory tarcia zębów spoczynkowych i inne.

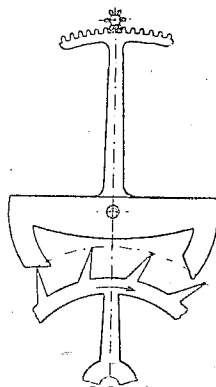
L. WYCHWYTY WOLNE KOTWICOWE

1. Rozwój

Wychwyty wolne kotwicowe do zegarów balansowych mimo swej różnorodności pochodzą od wychwyty Grahama. Chodziło przede wszystkim o to, żeby zbudować wychwyty do zegarów balansowych. Myśl wynalazców zmierzała do wykorzystania w wychwyty do tych zegarów zalet wychwyty Grahama. Cała trudność była w tym, że kotwica wychwyty Grahama może wykonywać tylko bardzo małe wahnięcia, mianowicie takie, których amplituda nie przekracza 8° , dlatego regulatorem tego wychwyty może być tylko wahadło. Aby więc było możliwe zastosowanie balansu do tego wychwyty, należało skonstruować połączenie kotwicy z balansem różniące się od tego, które jest przy wahadle.



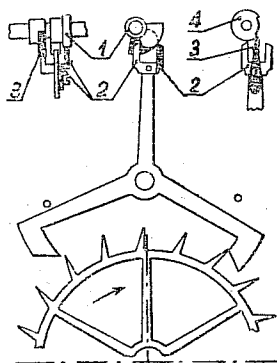
Rys. 565. Wychwyty
ks. Hautefeuille'a,



Rys. 566. Wychwyty
P. Litherlanda.

Pierwszą taką próbę wykonał ks. J. Hautefeuille w r. 1722. Połączył on z kotwicą wychwyty Grahama wycinek koła zębatego (rys. 565), z którym zazębia się zębniak z sześciu zębami, osadzony na osi balansu. Nieznaczny ruch kotwicy, przeniesiony przez wycinek zębati i zębniak na oś balansu, umożliwił balansowi duże wahnięcia. W zasadzie wychwyty ten pozostał nadal wychwytem spoczynkowym. Ujemną jego stroną było dodatkowe tarcie międzyzębne.

P. Litherland zbudował podobny wychwyty. Nie zmienił on właściwie konstrukcji ks. Hautefeuille'a, ale ustawił osie poszczególnych części wychwyty w linii prostej (rys. 566).



Rys. 567. Wychwyty Mudge'a.

Inną drogą poszedł uczeń Grahama, T. Mudge (czyt. Madz—1715—1794). W roku 1757 połączył on wychwyty Grahama z balansem za pomocą prototypu dzisiejszego przerzutnika. Wychwyty ten widzimy na rys. 567. Przerzutnik 1 z dwoma palcami przrutowymi znajdującymi się nie w jednej płaszczyźnie osadzony jest na osi balanu i współpracuje z widełkami kotwicy 2. Drugi rzut, z lewej strony, pokazuje widok z boku. Po prawej stronie widać bezpiecznik 3, przykręcony do widełek 2, współpracujący z kołnierzem 4.

Taka konstrukcja odłącza całkowicie balansem od wychwyty i wskutek tego może się on wahać swobodnie. Stąd też T. Mudge uważany jest za wynalazcę wychwyty wolnego kotwiczowego. Wychwyty ten przeszedł jednak wiele modyfikacji, zanim osiągnął dzisiejszą doskonałość. Wychwyty Mudge'a, zwany ostrożnym lub angielskim, można spotkać w zegarkach kieszonekowych lub budzikach dawniejszej produkcji angielskiej.

Około r. 1774 J. Emery wprowadził do wychwyty kotwiczowego kąta przyciągania kotwicy (którego znaczenie później wyjaśnimy), lecz ulepszenie to czekało na dalszy rozwój jeszcze pół wieku.

Dokładne opracowanie konstrukcji wolnego wychwyty kotwiczowego przeprowadził około r. 1825 francuski zegarmistrz G. A. Leschot, pracownik firmy Vacheron et Constantin w Genewie. Tak więc przez wiele dociekań teoretycznych i eksperymentalnych wychwyty wolny kotwiczowy do zegarków noszonych uzyskuje formę obecną. Ponieważ opracowania tego dokonano w Szwajcarii, dlatego nazwano go krótko wychwytem szwajcarskim.

Mniej więcej w tym samym czasie, kiedy Leschot pracował nad wychwytem wolnym kotwicznym, niezależnie od niego. A. F. Lange w Glashütte przeprowadzał podobne doświadczenia. Osiągnął takie same wyniki i zastosował je do zegarków produkowanych w fabryce założonej przez siebie w Glashütte, w r. 1845. Wychwyty A. F. Langego, zwany *glashuckim* lub *niemieckim*, w niemieckiej literaturze zegarmistrzowskiej traktuje się jako coś odmiennego, chociaż w zasadzie — jak to zobaczymy — nie różni się od wychwyty szwajcarskiego.

Dalsze prace nad wychwytem wolnym kotwicznym szły raczej w kierunku upraszczania konstrukcji, żeby można było stosować go także w zegarkach tanich i budzikach. W wyniku tych usiłowań powstał wychwyty *kołkowy*, odznaczający się wielką prostotą budowy i niewielkim kosztem wykonania.

2. Klasyfikacja wychwyty wolnych kotwicznych

Wychwyty wolne w porównaniu z wychwyty spoczynkowymi mają tę istotną zaletę, że tarcie spoczynkowe, które przy dużych kątach wahania balansu wskutek swej zmienności okazało się niezwykle zakłócające dokładność wskazań zegarka, jest w nich ograniczone do bardzo nieznacznej wielkości. Wychwyty wolne umożliwiają balansowi niezależny ruch swobodny w czasie większej części drogi każdego wahnięcia, gdyż jest on tylko przez krótki czas sprzęgnięty z wychwytem, a mianowicie podczas uwolnienia ze spoczynku i w czasie impulsu. Wychwyty wolne kotwiczne nazywamy krótko wychwyty kotwicznymi.

W obecnych czasach stosuje się do zegarków balansowych różnego rodzaju wychwyty kotwiczne. Ze względu na sposób udzielania impulsu balansowi rozróżniamy trzy zasadnicze grupy:

1. z powierzchnią impulsu na zębie koła wychwytyowego i na pałecie;
2. z powierzchnią impulsu tylko na pałecie;
3. z powierzchnią impulsu tylko na zębie.

Do pierwszej grupy zaliczamy wychwyty *szwajcarski* i *glashucki*. Wierzchołki zębów koła wychwytyowego są poszerzone. Na nich zarówno, jak i na pałecach, znajdują się współpracujące ze sobą powierzchnie impulsu.

Do drugiej grupy należy wychwyty *angielski*, którego koło ma zęby ostre. Same wierzchołki są lekko ścięte w celu zwiększenia ich wytrzymałości. Powierzchnia impulsu znajduje się tylko na pałecach.

Do trzeciej grupy zaliczamy wychwyty *kołkowy*, w którym powierzchnia impulsu znajduje się na zębie koła. Zamiast pałec sto-

suje się tu cienkie kołki stalowe, których okrągłej pracującej części powierzchni impulsu nie bierze się pod uwagę. Do tej grupy należy także zaliczyć wychwyty z ostrymi paletami, które spotyka się rzadziej.

Rozróżnia się także wychwyty kotwicowe zależnie od (przybliżonej) równości lub nierówności impulsu i spoczynku na obydwu paletach. Zależy to głównie od długości ramion kotwicy. Stąd rozróżniamy kotwice:

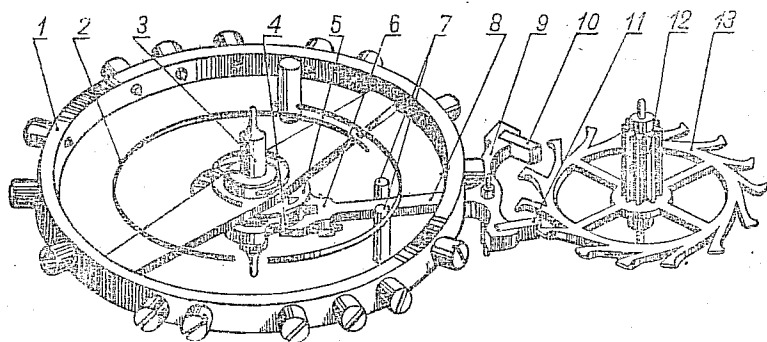
1. *równoramienne*, czyli równoimpulsowe a nierównospoczynkowe;
2. *nierównoramienne*, czyli nierównoimpulsowe a równospoczynkowe;
3. *pośrednie*, czyli mieszane.

Zasady działania i konstrukcji tych kotwic omówimy przy szczegółowym opisie wychwyty szwajcarskiego.

3. Wychwyty szwajcarski

a. Opis ogólny i działanie

W dobrych współczesnych zegarkach kieszonkowych i narecznych najczęściej spotyka się wychwyty szwajcarski. Widzimy go na rys. 568. Nie jest on tak złożony, jak np. wychwyty wolne do zegarów wahadłowych. Jego wysoka jakość zależy przede wszystkim od pomysłowej konstrukcji, a także od jakości materiałów użytych do wyrobu oraz od wielkiej dokładności wykonania.



Rys. 568. Wychwyty szwajcarski.

Główne jego części — to koło wychwytowe 13, kotwica 9 z paletami 10 i 11 i widełkami 6 oraz przerzutnik 5 z palcem przerzutowym 4.

Koło wychwytowe 13 ma prawie zawsze 15 zębów z poszerzonymi wierzchołkami. W kotwicy 9 osadzone są palety: wejściowa 11 i wyjściowa 10, widoczne z wierzchu. Kotwica 9, drążek widełek 8 i widełki 6 stanowią jednolitą całość. Tylko bezpiecznik jest zwykle przymocowany do widełek. Przerzutnik 5 osadzony jest na osi balansu 3 pod balansem 1. Osie wychwyty i balansu mogą znajdować się w linii prostej lub tworzyć kąt prosty.

Gdy zegarek jest nakręcony, koło wychwytowe 13 uzyskuje napęd od koła ząbniaka się z zębniakiem wychwytowym 12. Zęby koła wychwytowego ślizgają się z równoczesnym dociskiem po powierzchniach impulsu palet 10 i 11. W tym czasie widełki 6 poruszają się w obydwie strony, tak że ich drążek 8 dotyka na przemian słupków ograniczających 7. Podczas tego ruchu widełki 6 uderzają w palec przerzutowy 4 raz z jednej, drugi raz z drugiej strony i w ten sposób udzielają balansowi 1 impulsu.

Gdy jeden ząb opuścił powierzchnię impulsu jednej palety, inny zatrzymuje się na powierzchni spoczynku drugiej palety. Koło wychwytowe 13 znowu się zatrzymuje, podczas gdy balans 1 podąża dalej. Teraz palec przerzutowy 4 znajduje się poza zasięgiem widełek 6, tak że ruch balansu jest zupełnie swobodny.

Gdy balans był w ruchu, włos 2 się naprężył, dopóki napięcie jego nie stało się dostatecznie wielkie, by zatrzymać balans i zmusić go do powrotu. Podczas powrotnego ruchu balansu palec przerzutowy 4 znowu wchodzi do wycięcia widełek 6, wprawia w ruch kotwicę 9 i powoduje uwolnienie koła 13. Ząb, który się znajdował na spoczynku, ześlizguje się teraz po powierzchni impulsu, udzielając balansowi impulsu, a następnie wykonuje odpad, po którym ten sam przebieg rozpoczyna się od nowa.

Widzimy więc, że w działaniu wychwyty szwajcarskiego można odróżnić takie same fazy, jak np. w wychwycie Grahama. Tutaj także najpierw jest *spad* zęba na paletę, potem następuje *spoczynek*, następnie *uwolnienie* ze spoczynku, *impuls* i w końcu *odpad*. Zasadnicza różnica polega na tym, że droga balansu podczas spoczynku koła wychwytowego jest o wiele większa niż podczas pozostałych czynności i całkiem swobodna.

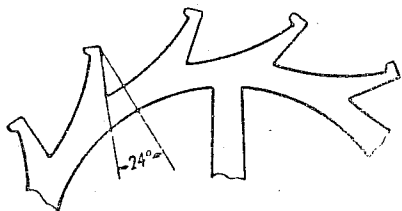
b. Szczegóły konstrukcyjne

Koło wychwytowe

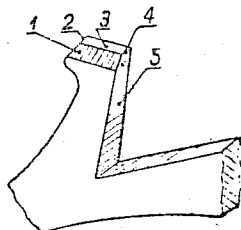
zanitowane jest na ostatnim zębniaku przekładni chodu albo też wtłoczone na oś tego zębniaka. Wykonane jest najczęściej ze stali, ale może też być z nowego srebra lub mosiądzu. Dawniej koła wychwytowe wyjątkowo starannie wykonanych mechanizmów bywały ze złota. Jednakże złoto ze względu na miękkość i kosz-

towność zupełnie się do tego celu nie nadaje. Natomiast stosuje się do dziś złączenie kół wychwytowych (np. w zegarkach „Pobieda”) jako bardzo skuteczną ochronę przed korozją.

Należy zwrócić uwagę na charakterystyczny kształt zębów koła wychwytowego (rys 569). Nie są one ostre, ale wierzchołki ich są poszerzone, gdyż stanowią powierzchnię impulsu, po której ślizga się krawędź palety przy końcu impulsu. Kąt pochylenia przedniego boku zęba wynosi zwykle 24° .



Rys. 569. Zęby koła wychwytu szwajcarskiego.



Rys. 570. Szczegóły zęba koła wychwytowego.

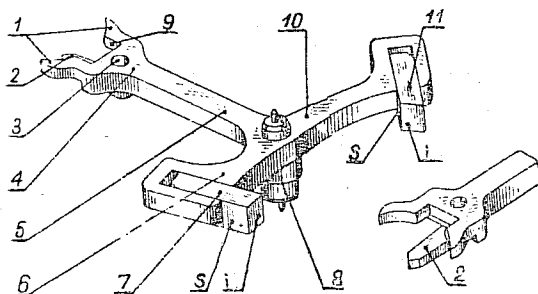
Szczegóły zęba koła wychwytowego widzimy na rys. 570. Możemy tu rozróżnić poszczególne elementy pracujące: 4 — przód zęba, 2 — tył zęba, 5 — powierzchnia spoczynku, 3 — powierzchnia impulsu. U niektórych kół spotyka się ścięcia 1 jednej z bocznych krawędzi. Ma to na celu zmniejszenie oporów powstających wskutek przylegania. U innych znowu ścięcia takie są po obydwu stronach na przemian u każdego zęba. Polepsza to pracę wychwytu, gdyż wskutek tego smar jest lepiej rozprowadzany po powierzchni impulsu palety, a ponadto zmniejsza zużycie palety przez rozkład ścierania na dwa razy większą powierzchnię, niż to jest w przypadku ścięć jednostronnych.

Kotwica

Na rys. 571 widzimy kotwicę wychwytu szwajcarskiego. Ma ona dwa ramiona 6 i 10 oraz drążek widełek 5. W wycięciach ramion umieszczone są palety: wejściowa 7 i wyjściowa 11. Płaszczyzny *s* są powierzchniami spoczynku, a płaszczyzny *i* — powierzchniami impulsu.

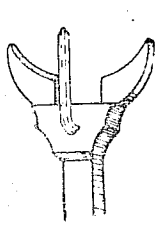
Kotwica jest stalowa, mosiężna lub złota (tylko w dawniejszych wykonaniach). Palety zaś są zwykle z twardych kamieni, takich jak szafir, rubin, granat. Obecnie prawie wyłącznie stosuje się syntetyczne rubiny. W tanich mechanizmach można spotkać palety stalowe. Palety powinny być sztywno osadzone w wycięciach, a prócz tego starannie przyklejone szelakiem.

Walek kotwicy 8 może być w nią wtłoczony lub wkręcony; w każdym razie powinien być połączony z nią nieruchomo.

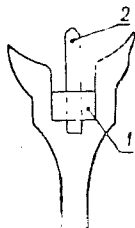


Rys. 571. Kotwica wychwyty szwajcarskiego.

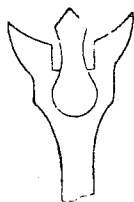
Widełki 4 wraz z drażkiem 5 są trzecim ramieniem kotwicy, stanowiącym z nią jedną całość. W widełkach jest wycięcie 9, którego boki współpracują z palcem przerzutowym. Oba końce widełek 1 nazywają się rożkami. Od spodu nitem 3 przymocowany jest do widełek bezpiecznik 2, który współpracuje z wycięciem w kołnierzu przerzutnika. Ma on za zadanie zabezpieczyć widełki od ewentualnych przesunięć w tym czasie, gdy palec przerzutowy wchodzi w wycięcie widełek. Gdyby nie było bezpiecznika, mogłoby się zdarzyć, że palec przerzutowy nie trafiłby w wycięcie, lecz uderzyłby o zewnętrzną powierzchnię rożka widełek powodując zacięcie wychwyty, zwane wykotwiczeniem.



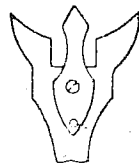
Rys. 572.



Rys. 573.



Rys. 574.



Rys. 575.

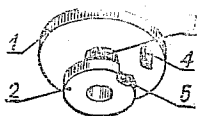
Różne rodzaje bezpieczników i sposoby ich przymocowania.

Kształty bezpieczników i sposoby ich przymocowania do widełek mogą być różne. Najczęściej spotykane widzimy na rys. 572—575. Bezpiecznik wykonany jest z twardego mosiądzu i gładko opolerowany. Jego koniec jest ścięty z dwóch stron pod kątem $90 \div 120^\circ$. Najlepszy sposób zamocowania pokazuje rys. 573. W występie 1 wywiercony jest otwór, w który wtłoczony jest bezpiecznik 2. Taki sposób umocowania pozwala na dość wygodną regulację długości bezpiecznika.

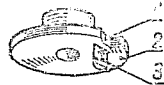
Przerzutniki

są podwójne i pojedyncze. *Przerzutnik podwójny* (rys. 576), stalowy lub mosiężny, składa się z *krążka 1* i *kołnierza 2* połączonych *szyjką 3*. W krążku 1 osadzony jest palec przerzutowy 4. Wycięcie 5 w kołnierzu umożliwia przelot bezpiecznika.

Można też spotkać przerzutnik podwójny, w którym krążek i kołnierz osadzone są oddzielnie na osi balansu.



Rys. 576. Przerzutnik podwójny.



Rys. 577. Przerzutnik pojedynczy.

Dawniej często stosowano *przerzutnik pojedynczy* (rys. 577), którego krążek 2 spełniał również rolę kołnierza. W krążku 2 znajduje się wycięcie 1, a naprzeciw tego wycięcia osadzony jest palec przerzutowy 3. Obwód przerzutnika pojedynczego nie pozwala kotwicy przejść od jednego słupka ograniczającego do drugiego podczas swobodnego ruchu balansu. W tym przypadku bezpiecznik musi być krótszy lub osadzony prostopadle do powierzchni widełek (rys. 618).

Palec przerzutowy — zależnie od jakości zegarka — bywa rubinowy, szafirowy lub granatowy. W tanich zegarkach jest zwykle stalowy.



Rys. 578.



Rys. 579.



Rys. 580.



Rys. 581.



Rys. 582.

Przekroje poprzeczne palców przerzutowych.

Kształt przekroju poprzecznego palca przerzutowego bywa różny: eliptyczny (rys. 578), stosowany w starszych zegarkach, półkolisty z podstawą lekko wypukłą (rys. 579), półkolisty z podstawą płaską (rys. 580), trójkątny z wypukłymi bokami i zaokrąglonymi kątami (rys. 581), trójkątny z jednym bokiem wypukłym (rys. 582).

Każdy z wymienionych palców przerzutowych ma swoje zalety i wady. Eliptyczny jest silny, niewrażliwy na uszkodzenie, lecz przedni owal nie pozwala na głębsze zazębienie z widełkami. Trójkątne są dość wrażliwe na uszkodzenia, a oprócz tego krawędzie ich powodują zbyt szybkie zużycie boków wycięcia widełek,

z którymi współpracują. W praktyce najlepszym okazuje się palec przerzutowy o przekroju półkolistym z podstawą lekko wypukłą lub płaską (rys. 579 i 580). Ten ostatni bywa częściej stosowany, gdyż różnica w działaniu jest niewielka, a wykonanie jego jest łatwiejsze.

Słupki ograniczające

Ruch kotwicy ograniczają dwa słupki ograniczające. W niektórych typach zegarków rolę słupków pełnią odpowiednio ukształtowane krawędzie płyty mechanizmu lub półmostka kotwicy. Słupki ograniczające powinny stać prostopadle do płyty, w przeciwnym razie w różnych pozycjach zegarka spoczynek może się zwiększać lub zmniejszać, wskutek czego wychwyty działa wadliwie, a nawet może się zatrzymać. Zdarzyć się to może wówczas, gdy luz wzdłużny wałka kotwicy będzie zbyt duży. Dla uniknięcia poprawiania pozycji słupków przez ich wyginanie, niektóre zegarki amerykańskie, zwłaszcza dawniejsze, są zaopatrzone w słupki wkręcane. Mają one mimośrodowo wykonany czop stanowiący właściwy słupek. Przez obrót części gwintowanej zmienia się położenie czopa ograniczającego ruchy widełek.

Słupki ograniczające powinny znajdować się jak najbliżej widełek, gdyż tam kąt ruchu drążka widełek jest większy, więc ewentualne niedokładności rozstawienia słupków wywierają mniejszy wpływ na działanie wychwyty.

c. Wykreślanie wychwyty szwajcarskiego

Uwagi ogólne

Wspominaliśmy już wyżej, że spotyka się następujące typy wychwyty szwajcarskich:

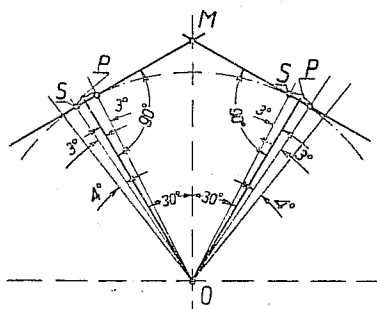
1. z kotwicą równoramienną;
2. z kotwicą nierównoramienną;
3. z kotwicą pośrednią.

Różnią się one od siebie stosunkiem odległości powierzchni spoczynku palet od osi obrotu kotwicy.

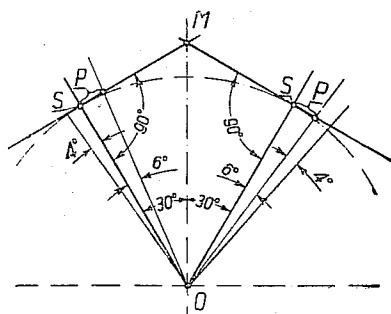
1. W wychwyty, którego powierzchnie impulsu P na paletach (rys. 583) są rozłożone symetrycznie, długość ramion kotwicy jest równa, dlatego że odległość środków palet od osi obrotu kotwicy M także jest równa. Ale odległość między punktem spoczynku S a osią obrotu kotwicy na palecie wejściowej jest większa niż na wyjściowej. Prace potrzebne do uwolnienia zębów koła wychwytyowego ze spoczynków na obu paletach nie są równe. Ten typ kotwicy stosuje się głównie w wychwytych z zębami ostrymi, które wymagają szerokich palet.

2. W wychwyty, którego punkty spoczynku S (rys. 584) są w równej odległości od osi obrotu kotwicy M , zęby koła spoczy-

wają w tej samej odległości od tej osi na obu paletach. Jeśliby kąty spoczynku i przyciągania na obu paletach były równe, to prace potrzebne do uwolnienia zębów koła ze spoczynków byłyby także równe. Ale powierzchnie impulsu P nie są symetrycznie rozłożone, stąd impulsy nie będą równe. Ponieważ paleta wyjściowa oddalona jest więcej od osi obrotu kotwicy niż wejściowa, dlatego i ramiona kotwicy nie są równe.

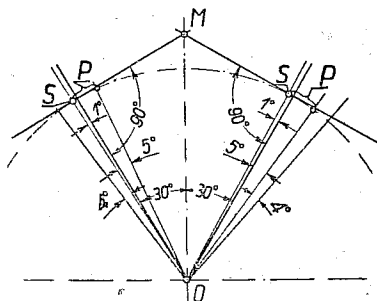


Rys. 583. Położenie punktów spoczynku kotwicy równoramiennej.



Rys. 584. Położenie punktów spoczynku kotwicy nierównoramiennej.

3. Aby zmniejszyć zbyt dużą różnicę impulsów (rys. 585) na obu paletach przy możliwie małej różnicy odległości punktów spoczynku S od osi obrotu kotwicy M , stosuje się kotwicę pośrednią, czyli mieszaną, tzn. taką, w jakiej ani powierzchnie spoczynku, ani środki palet nie są w równej odległości od osi obrotu kotwicy. Prace potrzebne do uwolnienia zębów koła wychwytowego ze spoczynku nie są równe, lecz różnica ta jest już nieduża. Ponadto, różnica impulsów także jest zmniejszona.



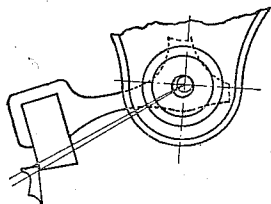
Rys. 585. Położenie punktów spoczynku kotwicy pośredniej.

Kotwicę pośrednią stosuje się dzisiaj powszechnie. Z samego wyglądu zewnętrznego trudno jest określić, czy dana kotwica

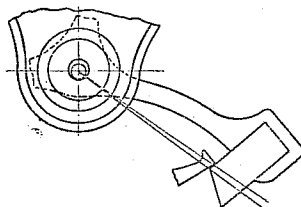
jest równoramienna, czy pośrednia. Chodzi tu bowiem o niewielkie przesunięcie powierzchni impulsu, czyli szerokości palety względem ramion kąta rozstępu palet, odmierzzonego symetrycznie do linii łączącej oś obrotu koła 0 z osią obrotu kotwicy M, które zakłada się przy konstruowaniu wychwyty. Natomiast różnicę w położeniu palet łatwo jest wykryć przy pomocy mikroskopu lub projektora pomiarowego.

Nierówna odległość między osią obrotu kotwicy a punktami spoczynku powoduje, że długość powierzchni spoczynku na palecie wejściowej jest nieco większa. Ponieważ jednak na palecie wyjściowej przy mniejszej długości powierzchni spoczynku większa jest za to droga stracona, dlatego ilość energii potrzebna do uwolnienia koła wychwykowego na obu paletach jest prawie równa. Mniejsza różnica przewagi ramion — to dalsza zaleta, którą kotwica pośrednia góruje nad kotwicą nierównoramienną.

Konstruując kotwicę należy także brać pod uwagę przemieszczenia, którym ona ulega wskutek luzu czopów. Rys. 586 przedstawia kotwicę w chwili, gdy ząb spoczywa na palecie wejściowej. Spoczynek z mniejszym się z powodu luzu czopa w łożysku. Rys. 587 pokazuje nam, że na palecie wyjściowej kąt spoczynku z większym się z powodu luzu czopa w łożysku.



Rys. 586. Na palecie wejściowej luz czopa zmniejsza spoczynek.



Rys. 587. Luz czopa zwiększa spoczynek na palecie wyjściowej.

Kąt rozstępu palet w kotwicy obejmującej $2\frac{1}{2}$ podziałki dla koła z piętnastu zębami wynosi 60° , gdyż:

$$\frac{360^\circ}{15} \cdot 2,5 = 60^\circ$$

Po każdym uwolnieniu koło wychwytowe porusza się o pół podziałki:

$$\frac{360^\circ}{15 \cdot 2} = 12^\circ$$

Każdy ruch koła wychwykowego składa się z impulsu i odpadu. Jeżeli kąt odpadu w wychwyty szwajcarskim wynosi 2° , dla kąta szerokości palet i grubości zęba pozostaje 10° .

W naszych rysunkach konstrukcyjnych, dla lepszego zobrazowania różnic poszczególnych wychwytyów, przyjmujemy kąt odpadu 2° a pozostałe 10° na kąty szerokości zęba i palety. W rzeczywistych wykonaniach kąt odpadu waha się w granicach od 1 do 2° . Im dokładniejsze jest wykonanie wychwyty, tym mniejsze mogą być jego wymiary.

Wychwyty z kotwicą nierównoramienną

Do narysowania wychwyty szwajcarskiego z kotwicą nierównoramienną przyjmujemy następujące dane:

koło wychwytowe — 15 zębów;	kąt impulsu na palecie — $6^\circ 30'$;
kąt rozstępu palet — 60° ;	kąt spoczynku — $1^\circ 30'$;
szerokość palet — 6° ;	kąt przyciągania na palecie wejściowej — 12° ;
grubość zęba — 4° ;	kąt przyciągania na palecie wyjściowej — $13^\circ 30'$.
kąt odpadu — 2° ;	
kąt impulsu na zębie — 2° ;	

Oprócz danych występujących w poprzednio już wykreślanych wychwytych, wprowadzamy tu jeszcze kąt przyciągania, o którym już wspominaliśmy. Występuje on w wychwytych kotwicowych. Jego znaczenie oraz różnicę wartości na obydwu paletach omówimy nieco dalej.

Konstrukcję wychwyty szwajcarskiego z kotwicą nierównoramienną, podaną na rys. 588, opieramy na rys. 584. Ze skrzyżowania linii osiowych x , y , tj. z punktu O zataczamy wewnętrzny obwód koła wierzchołków a . Następnie po obu stronach linii y odmierzamy po 30° , czyli kąt rozstępu palet, i ograniczamy ten kąt ramionami c , d , które przecinają okrąg a w punktach B , D . Przez te punkty kreślimy, stycznie do okręgu a i prostopadle do ramion c , d , linie e , f przecinające linię y w punkcie M , który jest osią obrotu kotwicy. Z punktu M w górę od linii e wykreślamy kąt impulsu na zębie 2° — linia g . W dół od linii e wykreślamy kąt spoczynku $1^\circ 30'$ — linia h . Od linii h odmierzamy kąt impulsu na palecie $6^\circ 30'$ i ograniczamy go linią i . Od linii f odmierzamy sumę kątów impulsu na zębie i na palecie, czyli kąt $8^\circ 30'$, i ograniczamy go linią l , od której wykreślamy kąt spoczynku $1^\circ 30'$ — linia m .

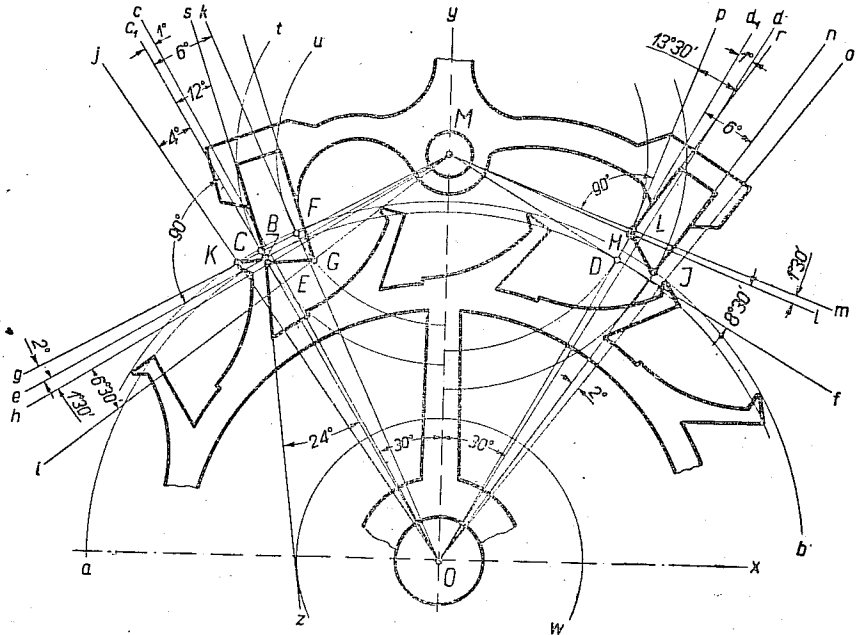
W lewo od linii c odmierzamy kąt grubości zęba 4° i ograniczamy go ramieniem j . Po prawej stronie linii c wykreślamy kąt szerokości palety 6° — linia k . Od ramienia d odmierzamy najpierw kąt szerokości palety 6° — linia n , następnie kąt odpadu 2° — linia o .

mię r wskazuje kierunek powierzchni spoczynku palety wyjściowej. Tylny bok palety wyjściowej kreślimy równoległe do linii r z punktu J .

Przedni bok zęba jest pochylony w kierunku obrotu o 24° , które odmierzamy z punktu B od ramienia c w dół i ograniczamy je ramieniem z , a następnie zataczamy styczne do niego koło pomocnicze w . Do okręgu w wykreślamy stycznie wszystkie przednie boki zębów. Tylne zaś mogą być podcięte linią prostą pod takim samym kątem lub dowolnym łukiem. Dalszą część tylnego boku zęba począwszy od podcięcia kreślimy dobranym promieniem. Dodając brakujące części kotwicy i koła — wykańczamy rysunek.

Wychwyty z kotwicą pośrednią

W porównaniu z wychwytem szwajcarskim z kotwicą nierównoramienną, który dopiero co wykreślono (rys. 588), w wychwyty z kotwicą pośrednią (rys. 589) punkt spoczynku przesunięty



Rys. 589. Wychwyty szwajcarski z kotwicą pośrednią.

jest o 1° na lewo od ramion symetrycznie względem osi y odmierzonego kąta rozstępu palet. Wobec tego, część kąta rozstępu palet po lewej stronie od osi y wynosi 31° , a po prawej stronie — 29° . Inne wartości są takie same.

Konstrukcję wychwytu z kotwicą pośrednią, przedstawioną na rys. 589, opieramy na rys. 585. Po narysowaniu linii x i y oraz wewnętrzznego koła wierzchołkowego a wykreślamy kąt rozstępu palet, ograniczony ramionami c, d . Następnie przeprowadzamy proste c_1 i d_1 , odchylone od linii c i d o 1° w lewo. Prosta c_1 przecina okrąg a w punkcie B , czyli w punkcie spoczynku zęba na palecie wejściowej. Teraz rysujemy kąty szerokości palety i grubości zęba koła, a mianowicie: dla palety wejściowej kąt 6° w prawo od linii c_1 , a dla zęba od tej samej linii kąt 4° w lewo. Podobnie na ramieniu wyjściowym — kąt szerokości palety 6° rysujemy nie od linii d , lecz od linii d_1 w prawo.

Dalsze szczegóły tego rysunku wykreślamy podobnie jak na rysunku 588, uwzględniając jednak przesunięcia punktów spoczynku.

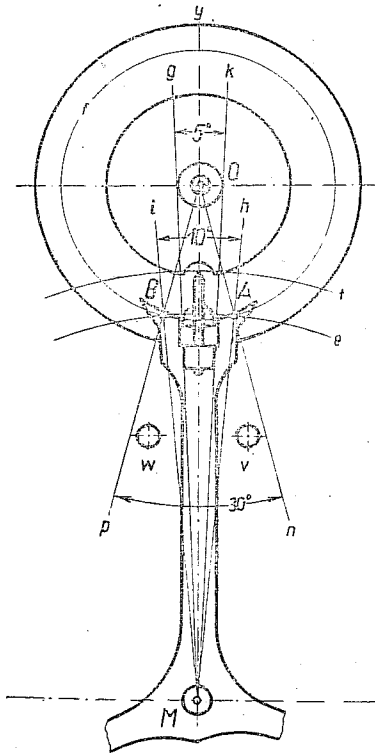
Wykreślanie widełek i przerzutnika

Współpraca widełek z palcem przerzutowym opiera się na zasadzie dźwigni i sprowadza się do ich prawidłowego i pewnego zazębiania się w czasie uwalniania ze spoczynku koła wychwykowego i przekazywania impulsu.

Jednym ramieniem dźwigni jest promień czynny przerzutnika, mierzony od osi balansu do środka palca przerzutowego, drugim — długość widełek wraz z drążkiem, mierzona od środka palca przerzutowego do osi obrotu kotwicy. Stosunek długości tych ramion wynosi zwykle $1 : 3$. Stąd wynika, że jeżeli kąt ruchu kotwicy wynosi 10° (kąt impulsu na palecie i na zębie oraz spoczynek — bez drogi straconej), to kąt obrotu przerzutnika w tym czasie będzie 3 razy większy, a więc 30° . Te właśnie kąty oraz odległość osi balansu od osi obrotu kotwicy są danymi wyjściowymi przy konstruowaniu widełek i przerzutnika.

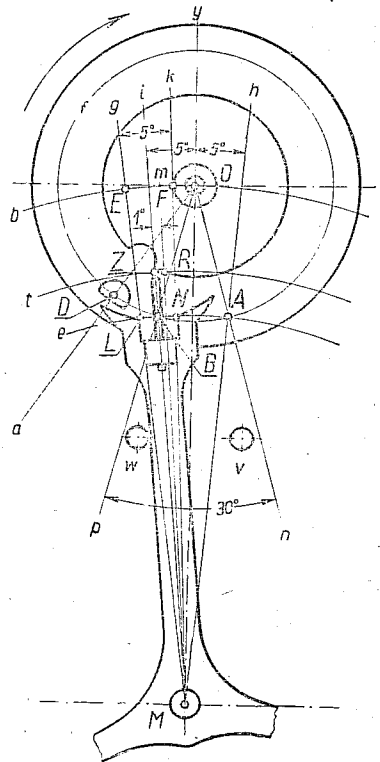
Wykreślimy teraz widełki i przerzutnik zakładając kąt ruchu kotwicy 10° , a kąt obrotu przerzutnika 30° ; odległość osi, jak na rys. 590. Podziałkę można dobrać taką samą, jak przy wykreślaniu wychwytu. Na osi y znaczymy oś obrotu kotwicy M i oś balansu O . Symetrycznie do osi y odmierzamy kąt ruchu kotwicy 10° (wierzchołek w punkcie M) i kąt obrotu przerzutnika 30° (wierzchołek w punkcie O) i ograniczamy je ramionami i, h oraz p, n . Ramiona te przecinają się w punktach A i B , przez które z osi M i O prowadzimy okręgi czynne widełek e i przerzutnika f . Z punktu M odmierzamy symetrycznie względem osi y kąt 5° i ograniczamy go ramionami g, k . Wyznacza on kątową grubość palca przerzutowego, którego okrąg wykreślamy z punktu przecięcia się okręgu f z osią y .

Teraz wykreślimy widełki w skrajnym położeniu, np. lewym (rys. 591), w którym palec przerzutowy wyszedł już z wycięcia widełek. Po narysowaniu wspomnianych już kątów wykreślamy wycięcie widełek. Szerokość tego wycięcia powinna być większa od grubości palca przerzutowego o podwojony luz czopów kotwicy w łożyskach. Luz ten w małych mechanizmach wynosi $0,005 \div 0,01$ mm, w większych — $0,01 - 0,015$ mm. Głębokość wycięcia nie odgrywa tak ważnej roli, może więc być luz znacznie większy.



Rys. 590.

Wykreślanie widełek i przerzutnika.



Rys. 591.

Następnie wykreślamy obwód kołnierza przerzutnika, którego średnica wynosi $\frac{2}{3}$ średnicy czynnego okręgu f . Od ramienia i odmierzamy w prawo z punktu M kąt 1° i prowadzimy ramię m , przecinające obwód kołnierza w punkcie R . Przez ten punkt prowadzimy z punktu M łuk t , który przecina ramię i w punkcie Z .

Punkt ten wyznacza koniec bezpiecznika, a łuk t — drogę jego ruchu.

W lewo od punktu Z wyznaczamy wycięcie w obwodzie kołnierza. Szerokość tego wycięcia powinna być większa od grubości palca przerzutowego, a wysokość powinna być większa od głębokości przenikania bezpiecznika w obwód kołnierza.

Z punktu O przez środek wycięcia w kołnierzu prowadzimy prostą a , która przecina czynny okrąg przerzutnika w punkcie D . Z tego punktu zataczamy okrąg palca przerzutowego. Część tego okręgu ścinamy promieniem okręgu czynnego zwiększonym o $\frac{1}{3}$ promienia palca przerzutowego.

W celu wykreślenia różków widełek znaczymy punkty L i N , powstałe z przecięcia łuku e , przez proste będące przedłużeniem ścianek wycięcia widełek, i z punktu M zataczamy przez punkt O łuk b . Następnie z punktów L i N promieniem czynnego okręgu OA przecinamy łuk b w dwóch punktach E i F . Z punktu E zataczamy łuk prawego różka, a z punktu F lewego różka. Długość różków należy tak wyznaczyć, żeby w położeniu pokazanym na rys. 591 lewy różek sięgał nie mniej niż do połowy grubości palca przerzutowego. W przeciwnym bowiem razie różek nie mógłby spełnić swej roli zabezpieczającej przed wykotwiczeniem w czasie przechodzenia bezpiecznika w wycięciu kołnierza. Oczywiście, oba różki powinny być jednakowe. Można też zauważyć, że gdybyśmy zmniejszyli średnicę kołnierza, to długość różków musiałaby być większa.

Pozostałe części widełek uzupełniamy w zwykłej kolejności. Zewnętrzna średnica krążka przerzutnika nie odgrywa tu tak ważnej roli jak u przerzutnika pojedynczego.

Słupki ograniczające w , v ustawia się możliwie najbliżej widełek symetrycznie po obu stronach osi y . W położeniu utrwalonym na rys. 591, odległość od słupka ograniczającego w do bocznej ścianki drążka widełek powinna wynosić w mierze kątowej $0^{\circ}15'$ (na rysunku nie zaznaczono). Jest to kąt drogi straconej wykreślony z punktu M .

W ten sposób skonstruowane widełki i przerzutniki będą współpracowały właściwie. Zaznaczamy, że sposób ten nadaje się także do wykreślenia widełek i podwójnego przerzutnika do wszystkich innych wychwytów kotwicznych.

d. Kąty przyciągania

W dotychczasowych rozważaniach wspominaliśmy już o kącie przyciągania. Obecnie chcemy szczegółowiej omówić jego znaczenie w wychwycie kotwicznym.

Gdy balans po otrzymaniu impulsu wykonuje ciąg dalszy wahań, wówczas widełki przylegają do jednego ze słupków ograniczających. Pozwala to balansowi zupełnie swobodnie wykonać swój ruch uzupełniający w chwili, gdy kotwica z nim się nie łączy. Z tego powodu wychwyty kotwicy zalicza się do wychwyty wolnych. Widełki tak przylegają do słupka, że gdybyśmy nawet chcieli je oddać, np. czyszczakiem — tak jednak, żeby ząb koła nie wszedł na powierzchnię impulsu palety — to po odsunięciu czyszczaka znowu zajmą poprzednie miejsce przy słupku ograniczającym, jakby coś je do niego przyciągało. Zjawisko to nazywamy *przyciąganiem*.

Należy zaznaczyć, że im więcej będzie naciągnięta sprężyna napędowa i im bardziej ząb koła wychwytyowego ciśnie na powierzchnię spoczynku palety, tym przyciąganie jest silniejsze. I na odwrót: jeśli sprężyna jest zwolniona i nacisk zęba na paletę jest mniejszy, tym przyciąganie jest słabsze.

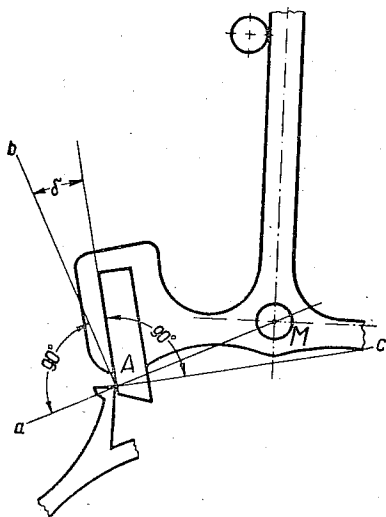
Przyciąganie kotwicy następuje wskutek tego, że powierzchnia spoczynku palety jest nachylona pod pewnym kątem, zwanym *kątem przyciągania*. Na rys. 592 przedstawiono ząb koła działający na powierzchnię spoczynku palety wejściowej w punkcie A ; widełki opierają się o słupek ograniczający. Poprowadźmy prostą a przez punkt A i przez oś obrotu kotwicy M . Wystawmy prostopadłą b do prostej a w punkcie A . Kąt δ zawarty między prostą b i powierzchnią spoczynku jest właśnie kątem przyciągania palety wejściowej. Kąt przyciągania palety wyjściowej pokazany jest na rys. 593.

Dlaczego jednak kotwica jest przyciągana? Zwróćmy jeszcze uwagę na rys. 592. Ząb ciśnie na powierzchnię spoczynku; kierunek działania tej siły będzie wyznaczać prostopadła c do powierzchni spoczynku w punkcie A . Tak samo będzie na palecie wyjściowej (rys. 593). Ponieważ kierunki tych sił nie przechodzą przez oś obrotu kotwicy, spowodują więc moment obracający kotwicę dokoła tej osi. Na obu paletach moment ten działa w kierunku odwrotnym do kierunku ruchu palety podczas uwalniania koła wychwytyowego.

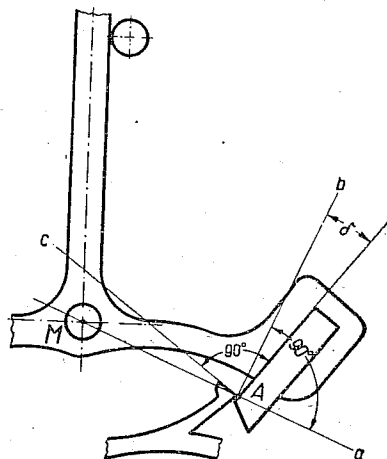
Palety mają więc dążność do zagłębiania się we wręby koła, lecz słupki ograniczające nie pozwalają na to, bo widełki o nie się opierają.

Teraz widzimy, że gdyby palety były tak ustawione, że ich powierzchnie spoczynku biegłyby prostopadłe do linii a , przechodzącej przez oś obrotu kotwicy M , to siła zęba działająca na powierzchnię spoczynku nie spowodowałaby momentu obrotowego i kotwica nie byłaby przyciągana.

Mogą być także i inne przyczyny, które utrudniają lub całkowicie znoszą przyciąganie kotwicy mimo istniejącego kąta przyciągania. Takimi przyczynami mogą być różne czynniki krepujące swobodę ruchów kotwicy, jako też niewłaściwe nachylenie powierzchni spoczynku zęba, zły stan powierzchni spoczynkowych i inne, ale to dotyczy naprawy.



Rys. 592. Kąt przyciągania palety wejściowej.



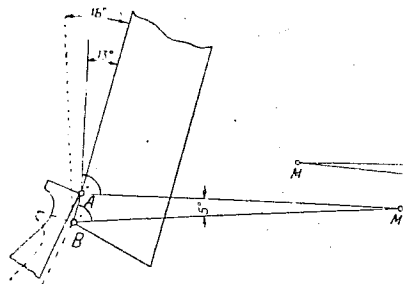
Rys. 593. Kąt przyciągania palety wyjściowej.

Wielkość kąta przyciągania ustala się w zależności od współczynnika tarcia między materiałami, z których wykonane są paleta i koło wychwytowe. Aby zapewnić niezawodne przyciąganie, kąt ten w każdym położeniu kotwicy musi być większy od tzw. *kąta tarcia*, tj. takiego kąta, którego tangens jest równy współczynnikowi tarcia występującego między odpowiednimi materiałami. Kąt tarcia dla pary: rubin — stal (polerowana) wynosi około 8° .

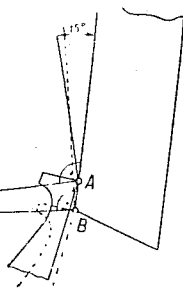
Żeby więc skutek nacisku zęba na paletę widełki mogły być przyciągnięte do słupków ograniczających, kąt przyciągania musi wynosić więcej niż 8° . Nie powinien on wszakże przekraczać 15° , ponieważ większy kąt przyciągania utrudnia uwolnienie zęba ze spoczynku. Dlatego w praktyce kąt przyciągania przyjmuje się $9 \div 15^\circ$.

Jeszcze jedno wyjaśnienie: Przypominamy sobie, że przy wykreślaniu wychwyty szwajcarskiego inny kąt przyciągania był na palecie wejściowej, a inny na wyjściowej. Otóż różnica ta wynika

stąd, że kąt przyciągania zmienia się w czasie ruchu kotwicy. Na palecie wejściowej podczas uwalniania zęba ze spoczynku zwiększa się on o kąt spoczynku zupełnego (kąt spoczynku zwiększony o drogę straconą), a na palecie wyjściowej zmniejsza się o taki sam kąt.



Rys. 594. Na palecie wejściowej w czasie ruchu kotwicy kąt przyciągania się zwiększa.



Rys. 595. Na palecie wyjściowej ten sam kąt się zmniejsza.

Rys. 594 przedstawia dwa położenia zęba na palecie wejściowej. W położeniu nakreślonym linią ciągłą przód zęba spoczywa na palecie w punkcie A; w tym czasie widełki opierają się o słupkę ograniczającą. Kąt spoczynku przyjęliśmy przesadnie duży (5°), żeby uwypuklić zmianę. Kąt przyciągania wynosi 13° .

W położeniu zaznaczonym linią kreskową kotwica obróciła się o kąt spoczynku, tak że ząb znajduje się na samej krawędzi palety w punkcie B. Ten obrót kotwicy spowodował powiększenie się kąta przyciągania o kąt spoczynku; a więc w tym położeniu kąt przyciągania wynosi 18° .

Na rys. 595 widzimy również dwa położenia zęba na palecie wyjściowej. W położeniu nakreślonym linią ciągłą ząb spoczywa w punkcie A, a widełki w tym czasie opierają się o słupkę ograniczającą. Kąt spoczynku przyjęliśmy tak samo 5° , a kąt przyciągania — 15° .

W położeniu zaznaczonym linią kreskową kotwica obróciła się o kąt spoczynku, tak że ząb znajduje się w punkcie B. Tutaj jednak obrót kotwicy spowodował zmniejszenie się kąta przyciągania, który w tym położeniu wynosi tylko 10° . Ponieważ wiemy już, że przyciąganie działa tylko wtedy, gdy kąt przyciągania jest większy od kąta tarcia, dlatego na palecie wyjściowej musimy dać taki kąt przyciągania, żeby po jego zmniejszeniu, a więc w punkcie B, nie był on mniejszy od praktycznie stosowanego

kąta przyciągania. Zwykle więc na palecie wyjściowej kąt przyciągania daje się większy niż na palecie wejściowej o kąt spoczynku¹⁾.

e. Współzależne ruchy koła, kotwicy i balansu

Podczas działania wychwyty poszczególne jego części wykonują różne ruchy, których wielkość można określić kątami. Ruchy te są ze sobą ściśle związane, tzn. że wielkość jednego zależy od wielkości drugiego. Jeżeli np. koło wykona jakiś ruch, to w tym czasie zrobi także ruch kotwica i przerzutnik, osadzony na osi balansu; stąd też będziemy mówić o ruchu balansu. Kąty, którymi określamy ruch koła wychwykowego, mają swój wierzchołek na osi tego koła, kąty ruchu kotwicy mają wierzchołek na osi obrotu kotwicy, a kąty ruchu balansu mają wierzchołek na jego osi.

W celu lepszego zrozumienia wiadomości teoretycznych o wychwytach kotwicowych, omówimy najpierw poszczególne ruchy i kąty oraz związane z nim szczegóły konstrukcyjne koła, kotwicy i balansu, a potem zrobimy ich zestawienie.

Zaznaczamy tu wyraźnie, że rozpatrujemy te ruchy pod względem geometrycznym (statycznym), czyli nie biorąc pod uwagę sił występujących podczas tych ruchów w czasie normalnego działania wychwyty. Dopiero w końcu tego rozważania zwrócimy uwagę na działanie wychwyty pod względem dynamicznym i na wynikające stąd zmiany.

Ruchy i kąty koła wychwykowego

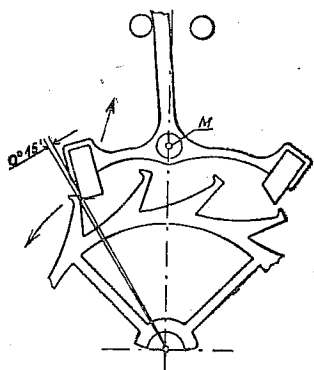
Cofanie jest ruchem wstecznym koła w tym czasie, gdy obracany przez nas pomału balans przez przerzutnik i widełki uwalnia ząb koła oparty o powierzchnię spoczynkowej palety. Rys. 596 przedstawia koło w pozycji spoczynkowej z zaznaczonym kątem cofania koła. Na rys. 597 widzimy taką samą pozycję w znacznym powiększeniu. Jeśli ze środka kotwicy nakreślimy dwa łuki a i b : jeden przez wierzchołek zęba, drugi przez krawędź palety powstałą z przecięcia powierzchni spoczynku i impulsu — zwracając główną uwagę na zakreskowaną część zęba — łatwo dojdziemy do wniosku, że gdy paleta uwalnia ząb koła, musi się ono cofnąć.

Wielkość cofania koła zależy od kąta spoczynku i kąta przyciągania oraz promieni koła wychwykowego i ramion kotwicy. Jeżeli

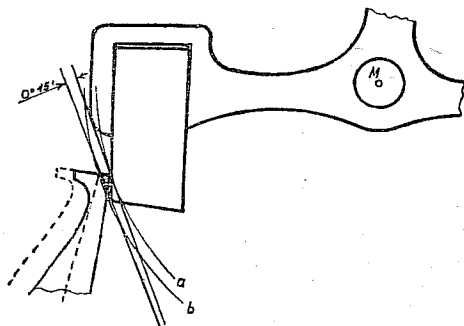
1) Gdy kotwica jest wyjęta z zegarka, łatwiej jest mierzyć kąt przyciągania na paletach przyjmując jego wierzchołek na krawędzi powierzchni impulsu i powierzchni spoczynku. Wtedy kąt przyciągania na palecie wejściowej powinien być większy o kąt spoczynku, a na palecie wyjściowej — mniejszy o ten kąt. Wychodząc z tego założenia niektórzy autorzy (np. Akselrod) na rysunkach konstrukcyjnych w ten właśnie sposób podają kąt przyciągania.

kąt spoczynku wynosi 2° , a kąt przyciągania $13 \div 15^\circ$, to dla przeciętnego zegarka kąt cofania koła wynosi mniej więcej $0^\circ 15'$.

Cofanie koła wychwytowego odbywa się tak na wejściowej, jak na wyjściowej palecie. Jednakże podczas działania wychwyty trudno go zauważyć gołym okiem, gdyż jest ono bardzo nieznaczne. Dopiero duże powiększenia pozwalają na spostrzeżenie tego ruchu.



Rys. 596. Kąt cofania.



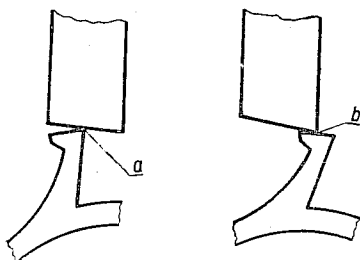
Rys. 597. Kąt cofania w znacznym powiększeniu.

Gdy paleta uwolni ząb koła, wtedy wykonuje ono ruch w przód, aż do oparcia się innego zęba o drugą paletę. Ruch ten dzielimy na dwie części. Podczas pierwszej części ząb koła cisnąc na powierzchnię impulsu palety obraca kotwicę przekazując przy tym przez widełki i przerzutnik energię napędową balansowi; nazywamy więc ten ruch *impulsem*. Druga jego część, znacznie mniejsza od pierwszej, jest swobodna i nazywa się *odpadem*.

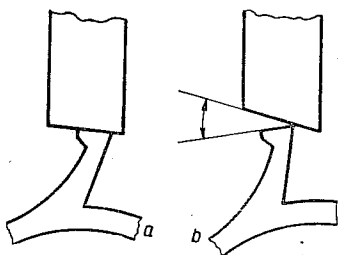
Impuls trwa przez cały czas zetknięcia się zęba z powierzchnią impulsu palety. W wychwycie szwajcarskim trwa on od zetknięcia się przodu zęba z powierzchnią impulsu aż do opuszczenia aż do oparcia się innego zęba o drugą paletę. Ruch ten dzielimy na dwie części. Podczas pierwszej części ząb koła cisnąc na powierzchni impulsu palety, później tylna krawędź *b* palety przesuwa się po powierzchni impulsu zęba.

Przy nieodpowiednim doborze kątów impulsu palety i zęba może się tak zdarzyć, że powierzchnie impulsu przylgną do siebie całkowicie (rys. 599-a) albo też kąt między tymi powierzchniami będzie za duży (rys. 599-b). W pierwszym przypadku może nastąpić sklejenie się powierzchni impulsu warstewką smaru, no i oczywiście zatrzymanie się zegarka. W drugim przypadku zach-

dzi zbyt duże tarcie krawędzi przodu zęba o powierzchnię impulsu palety, jak również tylnej krawędzi palety o powierzchnię impulsu zęba. Oprócz tego, przy końcu impulsu na palecie a na początku impulsu na zębie będzie zbyt duża zmiana wielkości impulsu. Są to właśnie charakterystyczne wady wychwyty szwajcarskiego.

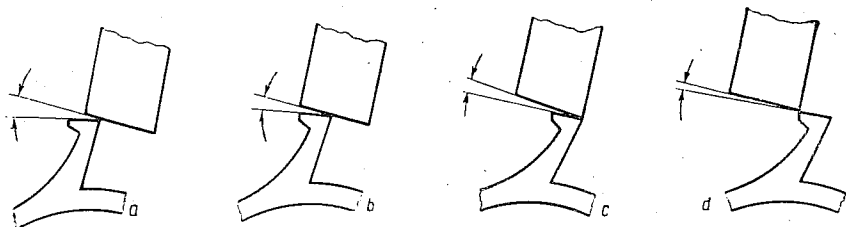


Rys. 598. Właściwe współdziałanie zęba z paletą.



Rys. 599. Niewłaściwe współdziałania zębów z paletami.

Należy jeszcze zauważyć, że kąt między powierzchniami impulsu palety i zęba podczas trwania impulsu stale się zmniejsza. Przedstawia to rys. 600, na którym pokazana jest ta zmiana w czterech różnych pozycjach. Na palecie wejściowej kąt ten zmniejsza się mniej niż na palecie wyjściowej.



Rys. 600. Zmniejszanie się kąta między powierzchniami impulsu palety i zęba podczas trwania impulsu.

Kąty impulsu palety i zęba mają swój wierzchołek na osi obrotu kotwicy. Natomiast kąt impulsu koła wychwytywego ma swój wierzchołek na osi tego koła. Ogólnie, kąt impulsu koła z 15 zębami w wychwycie szwajcarskim wynosi $10 \div 11^\circ$.

Dzieląc obwód koła wychwytywego przez ilość zębów, otrzymujemy podziałkę, czyli odległość kątową zęba od zęba:

$$360^\circ : 15 = 24^\circ$$

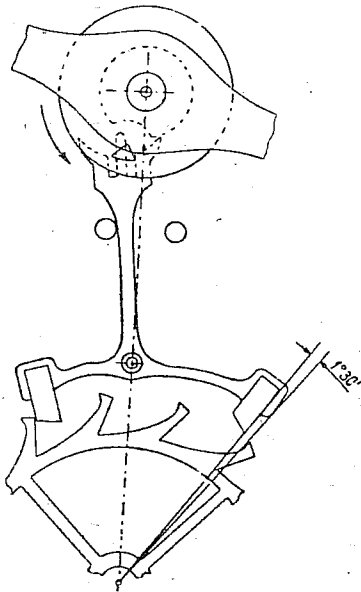
Za każdym wahnięciem balansu koło wychwytowe porusza się naprzód o pół podziałki, czyli o 12° .

Jeśli od tej wartości odejmiemy kąt odpadu, który w wychwycie szwajcarskim wynosi średnio $1^\circ 30'$, otrzymamy kąt impulsu koła wychwytowego:

$$12^\circ - 1^\circ 30' = 10^\circ 30'$$

Cofnięcie się koła podczas uwolnienia, luz między czopami a ściankami łożysk, niedoskonałość podziałki koła, kształt tyłu zębów — wszystko to wymaga pewnego odpadu, aby wychwyt mógł bezpiecznie funkcjonować.

Odpad z palety wejściowej czy wyjściowej jest to swobodny ruch koła po ukończeniu impulsu. Jest on ograniczony przez powierzchnię spoczynku drugiej palety, na której zatrzymuje się inny ząb.



Rys. 601. Kąt odpadu.

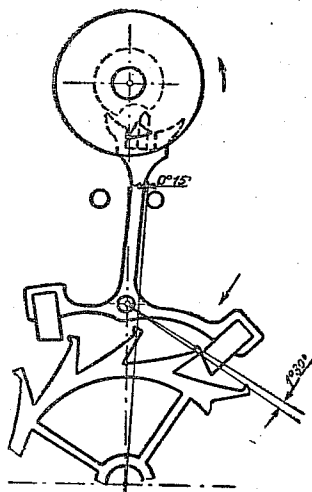
Rys. 601 pokazuje ząb w spoczynku na palecie wejściowej, w tej pozycji odpad jest kątoowo największy. Gdy ząb jest uwolniony ze spoczynku i znajduje się na przedniej krawędzi palety wejściowej, wówczas kąt zawarty między tylną krawędzią palety wyjściowej i tyłem zęba jest odpadem zmniejszonym o kąt cofnięcia się koła.

Odpad powoduje zmniejszenie kąta impulsu koła wychwytowego, a wskutek tego zmniejsza także pracę impulsu, czyli ilość

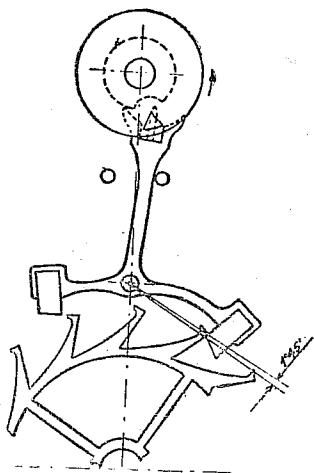
energii, którą wychwytyt przekazuje regulatorowi. Z tego względu należy unikać zbyt wielkiego odpadu. Praktyka wykazała, że dla wychwytytu szwajcarskiego wystarczy kąt odpadu wynoszący $1^{\circ}30'$.

Ruchy i kąty kotwicy

Przyjmijmy taką pozycję wychwytytu, że ząb na palcu wejściowej jest przy końcu powierzchni impulsu. Następnie paleta wyjściowa zagłębia się we wrąb koła, by swą powierzchnią spoczynku zatrzymać inny ząb (rys. 602). To zapadnięcie palety we wrąb koła obejmuje z początku tylko kąt spoczynku bez drogi straconej, gdyż widelki nie opierają się jeszcze o słupek ograniczający.



Rys. 602. Spoczynek.



Rys. 603. Spoczynek zupełny.

Wskutek naporu zęba na powierzchnię spoczynku palety wyjściowej kotwica przechyliła się dalej, dopóki widelki nie oprą się o słupek ograniczający (rys. 603). Pozycja utrwalona na tym rysunku przedstawia spoczynek zwiększony o drogę straconą, czyli *spoczynek zupełny*.

Aby uwolnić ząb koła, kotwica musi obrócić się o kąt spoczynku zupełnego. Obrót ten trwa w czasie, gdy ząb ślizga się od punktu spoczynku zupełnego aż do krawędzi palety utworzonej przez powierzchnię spoczynku i impulsu. Kąt spoczynku zupełnego zawarty w granicach od $1^{\circ}45'$ do 2° zapewnia bezpieczny spoczynek zęba.

W zegarkach tanich kąt spoczynku powinien być większy ze względu na niedokładność podziałki koła i zbyt wielkie luzy w łożyskach.

Gdy koło wykonuje obrót o kąt impulsu, kotwica obraca się również udzielając przy tym impulsu balansowi. *Kąt impulsu kotwicy* w różnych zegarkach wynosi $8 \div 12^\circ$. W wychwycie szwajcarskim kąt ten rozkłada się na kąt impulsu na palecie i kąt impulsu na zębie koła. Kąt impulsu na zębie przyjmuje się $1^\circ 30' \div 3^\circ 30'$. Reszta, tj. $6 \div 10^\circ$, przypada na kąt impulsu na palecie.

Kąt drogi straconej kotwica wykonuje (podczas powolnego jej przechylania) od zetknięcia się zęba z powierzchnią spoczynku aż do oparcia się drążka widełek o kołek ograniczający (rys. 602).

Droga stracona jest środkiem bezpieczeństwa, który staje się konieczny wskutek niedoskonałej podziałki koła albo jego bicia promieniowego, spowodowanego złym dopasowaniem na zębniku, albo wreszcie wskutek za wielkich luzów w łożyskach. Zależnie od jakości zegarka, kąt drogi straconej wynosi $0^\circ 15' \div 1^\circ$. Droga stracona powinna być jak najmniejsza, ponieważ zwiększa ona kąt spoczynku zupełnego a tym samym także opór przy uwalnianiu.

Ruchy i kąty balansu

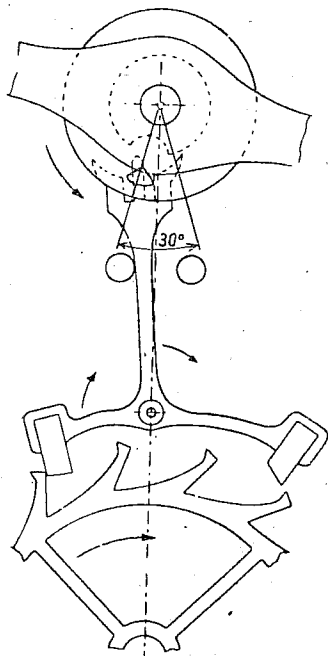
Ponieważ przerwutnik wraz z kołnierzem i palcem przerzutowym osadzone są na osi balansu, przebiegają więc one te same kąty, co i balans.

Ruch balansu, czyli jego wahnięcie, można podzielić na trzy kąty: *kąt uwolnienia*, *kąt impulsu balansu* i *kąt uzupełniający*. Kąty uwolnienia i impulsu tworzą razem *łączny kąt ruchu czynnego*. Przebieganie jego trwa od chwili zetknięcia się palca przerzutowego z bokiem wycięcia widełek (rys. 604) aż do opuszczenia tego wycięcia przez palec (rys. 605). Kąt ruchu czynnego balansu w większych zegarkach kieszonkowych z podwójnym przerzutnikiem wynosi $30 \cdot 35^\circ$, w mniejszych — $40 \div 45^\circ$; w zegarkach naręcznych dosięga 60° .

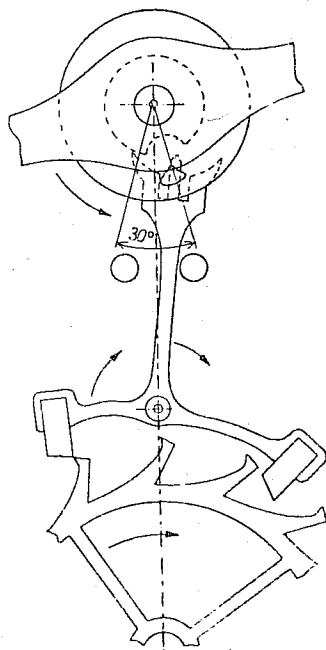
Kąt uwolnienia przebiega balans pod wpływem napiętego włosa. Przy powolnym obracaniu trwa on tak długo, jak długo palec przerzutowy dotyka do jednego boku wycięcia widełek (na rys. 604 — prawego). Wartość kąta uwolnienia zależy od kąta spoczynku zupełnego oraz od stosunku promieni czynnych widełek i przerzutnika. Jeżeli np. kąt spoczynku zupełnego wyno-

si 2° , promień czynny widełek — 4,5 mm, a promień czynny przetrzutnika — 1,5 mm, to kąt uwolnienia będzie:

$$2^\circ \cdot \frac{4,5}{1,5} = 6^\circ$$



Rys. 604. Położenie wychwyty na początku ruchu czynnego.



Rys. 605. Położenie wychwyty na końcu ruchu czynnego.

Kąt impulsu przebiega balans podczas przechylania kotwicy przez współpracujące powierzchnie impulsu zęba i palety. W tym czasie energia napędowa przenosi się za pośrednictwem przekładni, koła wychwytyowego i kotwicy na palec przetrzutowy, a tym samym i na balans. Impuls trwa przez cały czas zetknięcia się jednego boku wycięcia widełek (na rys. 605 — lewego) z palcem przetrzutowym. Kąt impulsu regulatora jest mniejszy od łącznego kąta jego ruchu czynnego o kąt uwolnienia. Jeżeli łączny kąt ruchu czynnego wynosi 30° , a kąt uwolnienia, jak w poprzednim przykładzie — 6° , to kąt impulsu regulatora będzie:

$$30^\circ - 6^\circ = 24^\circ$$

Kąt uzupełniający jest konieczny dla swobodnego wahaniasię balansu. Jest to kąt, który przebiega balans w czasie, gdy koła zatrzymuje się na spoczynku jednej z palet. Wtedy balans uzupełnia swoje wahanie do pełnej amplitudy.

Wartość kąta uzupełniającego zależy od amplitudy balansu, która powinna wynosić $270 - 315^\circ$, jeśli chcemy osiągnąć dokładne wskazania zegarka. Jeżeli przyjmiemy, że amplituda wynosi 270° , to kąt wahaniasię balansu podczas jednego wahaniasię wynosi wówczas 540° . Odejmując od tego łączny kąt ruchu czynnego 30° , otrzymamy kąt uzupełniający:

$$540^\circ - 30^\circ = 510^\circ$$

Wartość ta rozłożona jest w przybliżeniu symetrycznie po obu stronach kąta ruchu czynnego.

Amplitudę mierzy się od położenia równowagi; w tej pozycji włos nie jest naprężony, a palec przerzutowy znajduje się na prostej łączącej osie obrotu balansu i kotwicy, tj. w środku łącznego kąta ruchu czynnego balansu.

Zestawienie ruchów i stuki w wychwycie

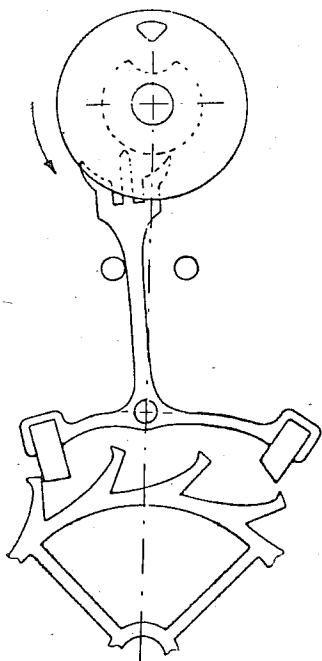
Przypuśćmy, że palec przerzutowy znajduje się w ruchu naprzeciw położenia równowagi (rys. 606). Pod wpływem włosa balans przebiega ruch uzupełniający, dopóki palec przerzutowy, stykając się z bokiem wycięcia widełek, nie uwolni zęba ze spoczynku na palcu wejściowej.

Przy zetknięciu palca przerzutowego z bokiem wycięcia powstaje *pierwsze uderzenie* (rys. 607), powodujące pewien bardzo lekki stuk.

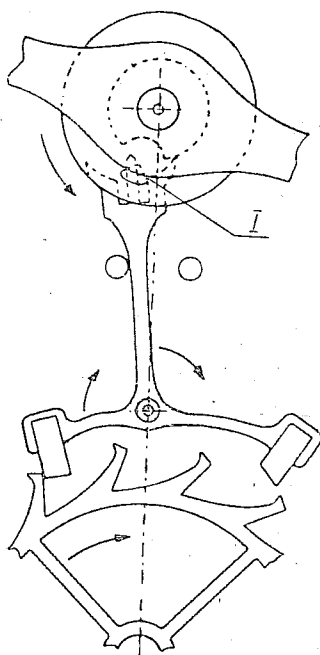
Wskutek zetknięcia się palca przerzutowego z bokiem wycięcia widełek kotwica natychmiast przyłącza się do wahaniasię balansu. Koło wychwytowe trochę się cofa; następuje uwolnienie. Po uwolnieniu koło pod wpływem napędu znowu zaczyna się obracać w normalnym kierunku. Wierzchołek zęba znajduje się na powierzchni impulsu palety, a drugi bok wycięcia widełek szybko przebiega drogę odpowiadającą luzowi między ściankami wycięcia a palcem przerzutowym. Wskutek zetknięcia się boku wycięcia widełek z palcem przerzutowym powstaje *drugie uderzenie* (rys. 608).

W czasie przesuwania się zęba po powierzchni impulsu palety wejściowej balans otrzymuje impuls poprzez widełki i palec przerzutowy. Koło wychwytowe, kotwica i balans przebiegają swoje kąty impulsu w tym samym czasie, mimo że te kąty są różnych wartości.

Gdy ząb opuszcza paletę wejściową, koło, które teraz może się obracać zupełnie swobodnie, przebiega odpad, dopóki inny ząb nie spadnie na spoczynek palety wyjściowej. Z chwilą zetknięcia się wierzchołka zęba ze spoczynkiem palety wyjściowej powstaje *trzecie uderzenie* (rys. 609). To uderzenie powoduje najgłośniejszy stuk, który wyraźnie słyszimy jako tykanie zegarka.



Rys. 606. Ruch uzupełniający balansu przed położeniem równowagi.

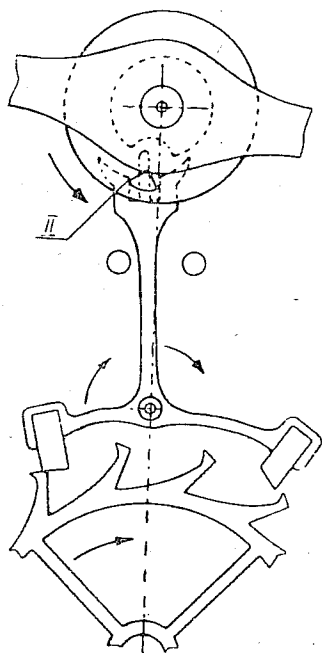


Rys. 607. Pierwsze uderzenie

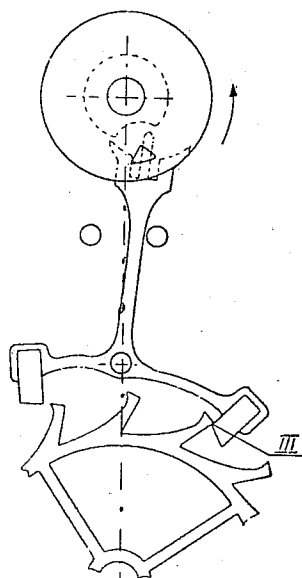
Pod wpływem rozpędu i działania kąta przyciągania kotwica wykonuje jeszcze drogę straconą aż do chwili zetknięcia się widełek ze słupkiem ograniczającym. Zetknięcie to wywołuje *czwarte uderzenie* (rys. 610).

Teraz palec przerzutowy opuszcza bok wycięcia widełek, który go prowadził podczas impulsu, a balans przebiega kąt uzupełniający poza położeniem równowagi (rys. 611), dopóki naprężenie włosa go nie zatrzyma.

Napreżony włos zmusza balans do powrotu i przebiegnięcia nowego kąta uzupełniającego, ale w kierunku przeciwnym względem poprzedniego. Teraz odbywają się podobne ruchy i uderzenia, lecz po drugiej stronie i w odwrotnym kierunku. Funkcje te powtarzają się za każdym wahnięciem balansu.



Rys. 608. Drugie uderzenie.



Rys. 609. Trzecie uderzenie.

Streszczając to, co dotychczas było powiedziane, podajemy zestawienie kątów.

Równocześnie przebiegają:

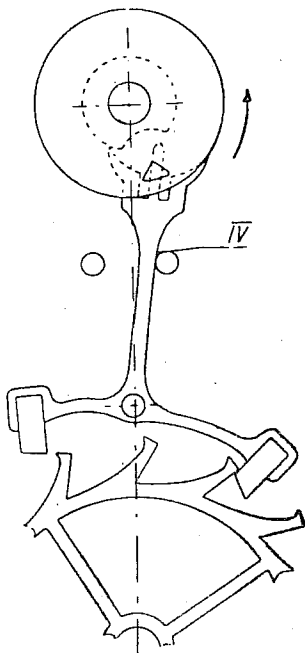
balans — kąt uwolnienia;
kotwica — kąt spoczynku
zupełnego;
koło — kąt cofania;

koło — kąt impulsu koła;
kotwica — kąt impulsu
kotwicy;
balans — kąt impulsu balansu.

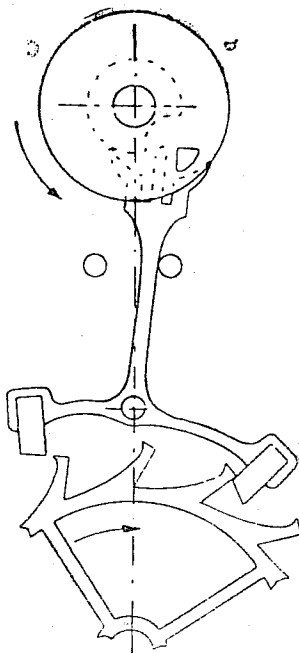
Następują kolejno:

odpad koła;
droga stracona kotwicy.

Kąt uzupełniający balans rozpoczyna przebiegać bezpośrednio po impulsie.



Rys. 610. Czwarte uderzenie.



Rys. 611. Ruch uzupełniający poza położeniem równowagi.

Tablica ruchów wykonywanych przez różne części wychwyty

B a l a n s		K o t w i c a		K o ł o
uwolnienie	} łączny kąt ruchu czynnego	I paleta	} droga stracona } spocz. spoczynek } zupełny impuls	cofnięcie
impuls				impuls
ruch uzupełniający		II paleta	spoczynek	odpad
"			droga stracona	—

Ruchy wykonywane pod wpływem sprężystości włosa są następujące:

- balans — kąt uwolnienia;
- kotwica — kąt spoczynku zupełnego;
- koło — kąt cofania.

Ruchy wykonywane pod bezpośrednim wpływem siły napędowej:

- kąt impulsu koła;
 - kąt impulsu kotwicy;
 - kąt impulsu balansu;
 - odpad koła;
- droga stracona kotwicy.

Przebieganie kąta uzupełniającego dokonuje balans pod wpływem obu sił oraz własnej bezwładności. Siła napędowa w czasie impulsu napręża włos i powoduje, że balans poza funkcjami z wychwytem przebywa jeszcze kąt uzupełniający; natomiast sprężystość włosa umożliwia balansowi w drodze powrotnej przebiegnięcie kąta uzupełniającego przed czynnościami z wychwytem.

Podczas przebiegania omówionych kątów zauważyliśmy cztery uderzenia i stuki nimi wywołane. Jednakże czynności wychwyty są bardzo szybkie. Dlatego słuchowe rozróżnienie poszczególnych uderzeń jest niemożliwe, a ich ujawnienie wymaga specjalnej, czulej aparatury elektrycznej.

Wspomnimy jeszcze o zmniejszeniu impulsu i odpadu, które powstają wskutek bezwładności koła i jego cofnięcia. Cofnięcie to dokonuje się w czasie, gdy kotwica wykonuje kąt spoczynku zupełnego. Koło wychwytowe z powodu swojej bezwładności cofa się dalej, niż tego wymaga kąt cofania. To dodatkowe cofnięcie, wynoszące około 20'', nazywa się *cofnięciem dynamicznym*. Całkowite cofnięcie koła jest więc sumą cofnięcia geometrycznego i dynamicznego.

Podczas gdy koło cofa się, by następnie znowu ruszyć naprzód i zetknąć się jednym ze swych zębów z paletą (gdyż wskutek cofnięcia dynamicznego ząb oddalił się od palety), kotwica pod wpływem szybkiego ruchu balansu przebiega kąt około $1^{\circ}15'$. Kąt ten dodaje się do kąta spoczynku i o wartość swoją z m n i e j s z a k ą t i m p u l s u. Dlatego też, gdy koło przebiega kąt oddzielający wierzchołek zęba od powierzchni impulsu, kotwica zakreśla jeszcze mały kąt bez udzielania impulsu balansowi (rys. 612).

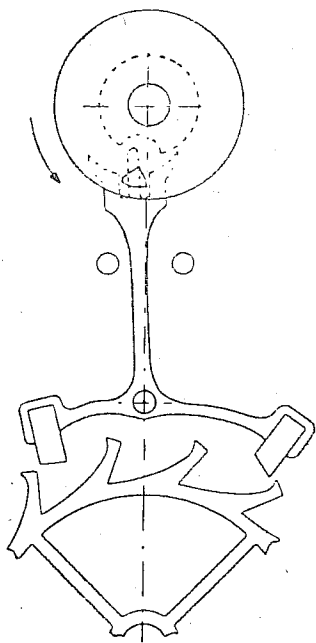
Rys. 613 przedstawia pozycję zęba, palety, widełek i palca przetutowego w chwili rozpoczęcia impulsu.

Wobec tego kolejność omawianych uderzeń będzie nieco inna. Nie braliśmy bowiem poprzednio pod uwagę cofania dynamicz-

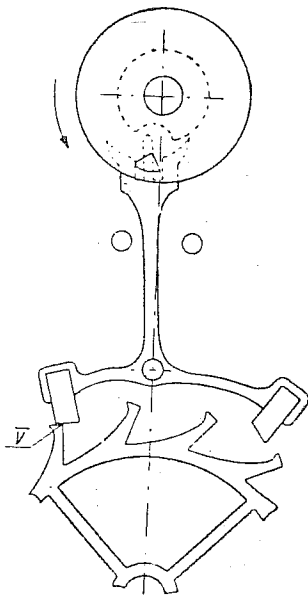
nego, które powoduje *piąte uderzenie* zęba o powierzchnię impulsu. Jednak w kolejności działania wychwyty nie jest ono *piąte*, lecz *drugie*. Jeśli za punkt wyjścia weźmiemy początek wahnięcia, kolejność uderzeń będzie następująca:

1. palec przerzutowy o bok wycięcia widełek;
2. ząb o powierzchnię impulsu palety;
3. bok wycięcia widełek o palec przerzutowy;
4. ząb o powierzchnię spoczynku palety (najsilniejsze);
5. drążek widełek o słupek ograniczający.

Według najnowszych badań za pomocą bardzo szybkich zdjęć kinematograficznych można stwierdzić, że w rzeczywistości jest więcej uderzeń i odbić, zależnych także od konstrukcji wychwyty, szybkości jego działania i wielkości mas.



Rys. 612. Cofanie dynamiczne.



Rys. 613. Piąte uderzenie.

Zbyt wielki luz palca przerzutowego w wycięciu widełek także zmniejsza impuls balansu. Im większy jest ten luz, tym bardziej zmniejsza się impuls.

Cofanie dynamiczne powoduje także zmniejszenie odpadu. Gdybyśmy jednak chcieli sprawdzić to zmniejszenie, prowadząc kotwicę np. czyszczakiem umieszczonym w wycięciu widełek, byłoby to rzeczą niemożliwą, ponieważ cofanie to występuje dopiero w czasie normalnej pracy wychwyty.

Uświadomiwszy sobie, że luzy w łożkach również mogą powodować zmniejszenie odpadu, dochodzimy do przekonania, że nie możemy zadowalać się pewnością działania wychwyty, gdy widzimy np. 0,02 mm odstęp między paletą a zębem. Ustalony konstrukcyjnie odpad w wychwyty szwajcarskim do około 2° jest jednak konieczny.

f. Wpływ wychwyty na czas wahnięcia balansu

Łączny kąt ruchu czynnego składa się, jak już wiemy, z kąta uwolnienia β (rys. 614) i z kąta impulsu balansu γ . Część impulsu γ_1 odbywa się przed punktem równowagi balansu, a część γ_2 po punkcie równowagi. Wobec tego łączny kąt ruchu czynnego można rozłożyć na trzy części:

1. uwolnienie — kąt β ; 2. impuls przed punktem równowagi — kąt γ_1 ; 3. impuls po punkcie równowagi — kąt γ_2 .

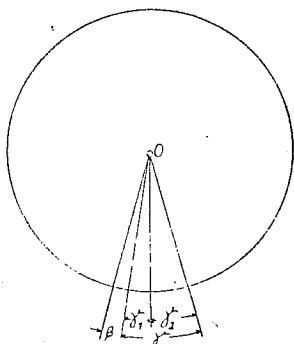
1. Podczas przebiegania kąta β , który w zegarku kieszonkowym wynosi około 6° , palec przerzutowy musi przewyciężyć opór wywołany przyciąganiem kotwicy. Opór ten zwalnia ruch balansu — powoduje opóźnienie.

2. W czasie przebiegania kąta γ palec przerzutowy otrzymuje impuls, wskutek czego balans przebiega ten kąt szybciej niż tylko pod wpływem włosa. Impuls przed punktem równowagi przyspiesza ruch balansu.

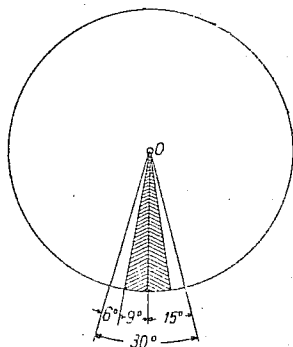
3. Także podczas przebiegania kąta γ_2 impuls trwa. Jednak impuls po punkcie równowagi zwiększa okres wahanja balansu — powoduje więc opóźnienie.

Widzimy jednak, że impuls jest większy po punkcie równowagi niż przed nim. Jeśli przyjmiemy, że łączny kąt ruchu czynnego wynoszący 30° jest rozłożony symetrycznie do położenia równowagi, a kąt uwolnienia wynosi 6° , to dla impulsu przed punktem równowagi pozostaje 9° , a po nim — 15° . Przyspieszenie spowodowane w kącie o 9° wyrównane będzie w przybliżeniu w czasie przebiegania takiego samego kąta po przeciwnej stronie położenia równowagi (rys. 615). Pozostały kąt, wynoszący 6° , powoduje opóźnienie. Jeżeli do tego dodamy opóźnienie wynikające z uwolnienia, to otrzymamy łączne opóźnienie podczas przebiegania kąta 12° .

Stwierdzamy więc, że wychwyty kotwiczny powoduje spóźnianie się zegarka. Przy budowie wychwyty trzeba mu nadać wszystkie cechy zmniejszające do minimum jego wpływ na czas wahnięcia balansu. Zmniejszenie tego wpływu jest możliwe przez zmniejszenie kąta ruchu czynnego balansu.



Rys. 614.



Rys. 615.

Podział łącznego kąta ruchu czynnego balansu.

Moment bezwładności kotwicy i koła wychwytyowego należy jak najbardziej zredukować przez zmniejszenie rozmiarów tych części. Pewien wpływ ma przewaga drążka widełek u kotwicy. Niektórzy konstruktorzy zalecają także wyważanie kotwicy.

Istotne znaczenie ma też możliwe powiększenie amplitudy balansu, gdyż powoduje to powiększenie jego ogólnej energii (bez zwiększania ciężaru i wymiarów) oraz zmniejsza stosunek drogi nieswobodnej do swobodnej.

Zbyteczne jest chyba dodawać, że wszystkie ruchome części powinny się jak najswobodniej obracać, a współpracujące powierzchnie powinny być dokładnie opolerowane.

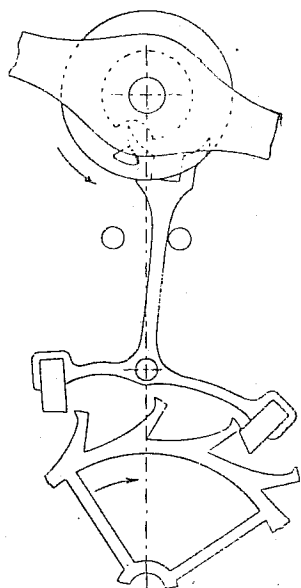
g. Współdziałanie przerezutnika z widełkami

Rola zabezpieczająca

Jak już wiemy, większa część wahnięcia balansu przypada na jego ruch swobodny; w tym czasie wychwyty znajduje się w stanie spoczynku, a drążek widełek wskutek przyciągania opiera się o jeden ze słupków ograniczających.

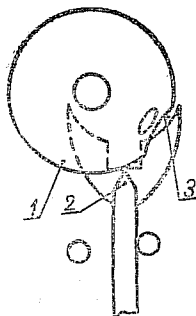
Siła przyciągająca widełki do słupka ograniczającego jest niewielka. Może się więc zdarzyć, że uderzenie zegarka lub wstrząs okaże się silniejszy niż przyciąganie; nastąpi wówczas uwolnienie i przedwczesne przejście widełek od jednego słupka ograniczają-

cego do drugiego. W takim przypadku palec przerzutowy przy następnym wahnięciu trafia nie na bok wycięcia, lecz uderza o zewnętrzną stronę widełek (rys. 616); następuje gwałtowne zatrzymanie się zegarka. Niebezpieczne to zjawisko nazywa się *wykotwiczeniem*. Może się ono także zdarzyć, gdy podczas nastawiania zegarka przesuwamy wskazówki do tyłu. Wtedy bowiem uderza tylna krawędź zęba koła wychwytywego o paletę.

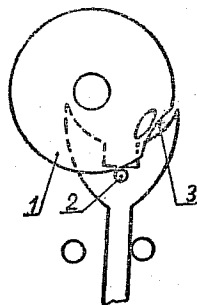


Rys. 616. Brak bezpiecznika powoduje wykotwiczenie.

wiania zegarka przesuwamy wskazówki do tyłu. Wtedy bowiem uderza tylna krawędź zęba koła wychwytywego o paletę.



Rys. 617.

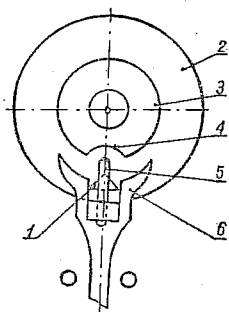


Rys. 618.

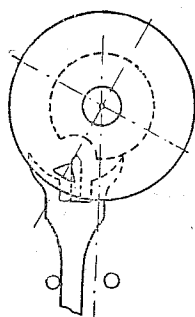
Przerzutniki pojedyncze z bezpiecznikami.

Aby zapobiec niewłaściwemu przejściu widełek i wykotwiczeniu stosuje się urządzenia zabezpieczające w widełkach i w przerzutniku, których szczegóły konstrukcyjne już omówiliśmy. Inne są one w przerzutnikach pojedynczych, a inne w podwójnych.

Na rys. 617 i 618 pokazane są urządzenia zabezpieczające w przrzutnikach pojedynczych. Ścięty koniec drążka widełek 2 (rys. 617), opierający się o powierzchnię obwodową krążka 1, nie pozwala widełkom przejść od jednego słupka ograniczającego do drugiego. W urządzeniu pokazanym na rys. 618 rolę bezpiecznika spełnia kołek 2 osadzony prostopadłe w widełkach i współpracujący z obwodem krążka 1. Wycięcie 3 w obwodzie krążka przrzutnika umożliwia przejście końca widełek lub kołka podczas uwolnienia i impulsu. W czasie przejścia końca widełek albo kołka przez to wycięcie, długie i rozchylone rożki zapobiegają wykotwiczeniu.

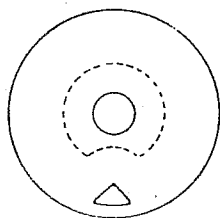


Rys. 619. Przerzutnik podwójny i widełki (odwrócone).

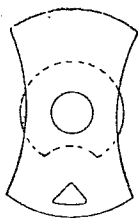


Rys. 620. Działanie bezpiecznika w przrzutniku podwójnym.

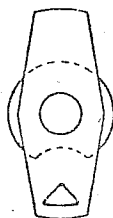
Urządzenie zabezpieczające przed wykotwiczeniem w przrzutniku podwójnym widzimy na rys. 619. Gdy palec przrzutowy 1



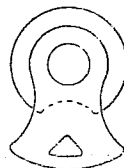
Rys. 621.



Rys. 622.



Rys. 623.



Rys. 624.

Różne rodzaje krążków przrzutników.

zabiera widełki 6, bezpiecznik 5 musi przejść przed kołnierzem 3. Z tego względu w kołnierzu jest wycięcie 4 zwrócone do palca przrzutowego.

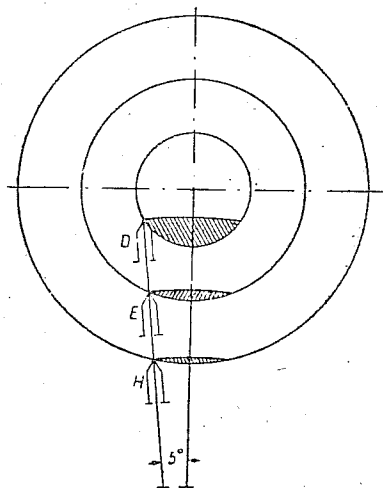
Gdy bezpiecznik znajduje się w wycięciu kołnierza, palec przrutowy i różki widełek zabezpieczają przed wykotwiczeniem (rys. 620).

Przy przrutniku podwójnym bezpiecznik 5 (rys. 619) współpracuje z kołnierzem 3. Dlatego krążek 2 nie zawsze jest okrągły. Ponieważ służy on jedynie za obsadę palca przrutowego, dlatego oprócz okrągłego (rys. 621) może także mieć kształt przedstawiony na rysunkach 622, 623 i 624. Taki jednak kształt, jak na rys. 624, nie jest dobry, gdyż powoduje przewagę balansu.

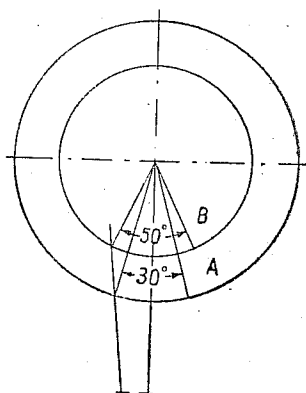
Zalety i wady różnych przrutników

Opór spowodowany tarciem bezpiecznika o obwód krążka przrutnika lub kołnierza zależy od ich średnicy. Im większa średnica, tym większy opór (moment tarcia).

Niezawodność bezpieczeństwa zależy od mniejszego lub większego nakładania się dwu okręgów, z których jeden jest obwodem krążka przrutnika lub kołnierza, a drugi jest zatoczony końcem bezpiecznika. Niezawodność ta jest tym większa, im mniejsza jest średnica krążka przrutnika lub kołnierza.



Rys. 625. Zależność bezpieczeństwa od średnicy krążka przrutnika.



Rys. 626. Zależność łącznego kąta ruchu czynnego od średnicy krążka przrutnika.

Rys. 625 przedstawia 3 przrutniki różnych wielkości i dowodzi jasno, że przy jednakowej kątowej rozwartości ściecia nakładanie się (część zakreskowana) a zatem i bezpieczeństwo największe jest przy najmniejszym przrutniku.

Pozycja bezpiecznika w stosunku do obwodu kołnierza przerzutnika jest także znacznie korzystniejsza przy małym przerzutniku. Rys. 625 wykazuje, że pozycja *D* jest znacznie lepsza od *H*.

Aby więc ulepszyć przerzutnik pojedynczy, można by zmniejszyć jego średnicę, co jednak pociąga za sobą zwiększenie łącznego kąta ruchu czynnego.

Na rys. 626 widzimy przerzutnik *A* z łącznym kątem ruchu czynnego równym 30° , podczas gdy dla przerzutnika *B*, przy tym samym ruchu kotwicy, kąt ten wynosi 50° . A więc i zmniejszanie krążka przerzutnika pojedynczego też nie jest korzystne, gdyż większy kąt ruchu czynnego źle wpływa na izochronizm balansu.

O wiele lepiej sprawa się przedstawia w przerzutniku podwójnym. Tutaj bowiem bezpiecznik współpracuje z kołnierzem, którego średnica jest mniejsza od krążka. Toteż przy normalnym łącznym kącie ruchu czynnego uzyskujemy lepsze bezpieczeństwo.

Mówiliśmy już, że wycięcie w kołnierzu umożliwia bezpiecznikowi przejście przed przerzutnikiem. Wielkość tego wycięcia zależy od tego, jak daleko bezpiecznik wchodzi w zasięg kołnierza w czasie, gdy widełki znajdują się w punkcie równowagi. W tym momencie bezpiecznik nie powinien dotykać dna wycięcia. Właściwe zależności między poszczególnymi elementami podaliśmy już przy wykreśleniu. Aby więc współdziałanie było dobre, luzy i odległości powinny być takie, jakie wynikają z konstrukcji.

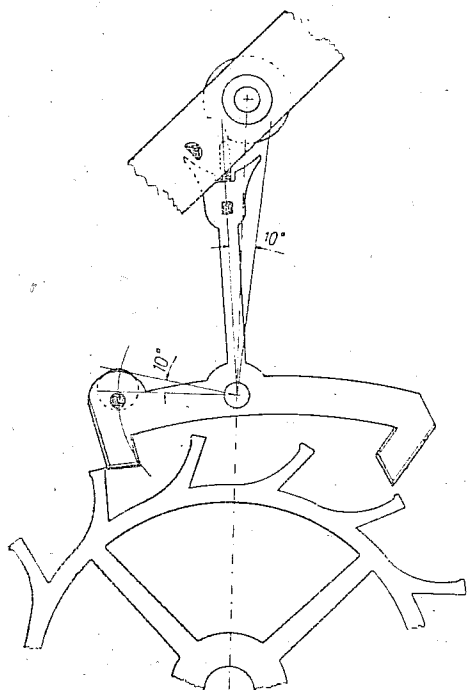
4. Wychwył glashucki (niemiecki)

Do grupy wychwyłów kotwicowych z powierzchnią impulsu na palecie i na zębie należy także wychwył glashucki. Nie różni się on prawie wcale od wychwytu szwajcarskiego. Jak widzimy z rys. 627, koło wychwytowe jest zupełnie takie samo, nawet wartości katowe impulsu, szerokości palet i grubości zębów nie wiele odbiegają od tych wartości w wychwyście szwajcarskim.

Zasadniczą różnicą, widoczną na pierwszy rzut oka, jest inny nieco kształt kotwicy. Palety nie są tu osadzone prostopadle do kotwicy, lecz z boku, tak że po otwarciu zegarka nie są widoczne.

Rolę słupków ograniczających spełnia jeden kołek osadzony w wejściowym ramieniu kotwicy. Naprzeciw tego kołka wykonane jest w płycie nawiercenie o takiej średnicy, że luz między obwodem kołka a ścianką nawiercenia pozwala kotwicy na ruch określony kątem impulsu i spoczynku plus $\frac{1}{2}^\circ$ drogi straconej. Kołek ten opierając się o ścianki nawiercenia ogranicza ruch kotwicy.

Palec przerzutowy w wychwycie glashuckim jest osadzony w ramieniu balansı. Dlatego przerzutnik nie ma wcale krążka lecz tylko kołnierz z wycięciem dla bezpiecznika.



Rys. 627. Wychwył glashucki.

5. Wychwył angielski

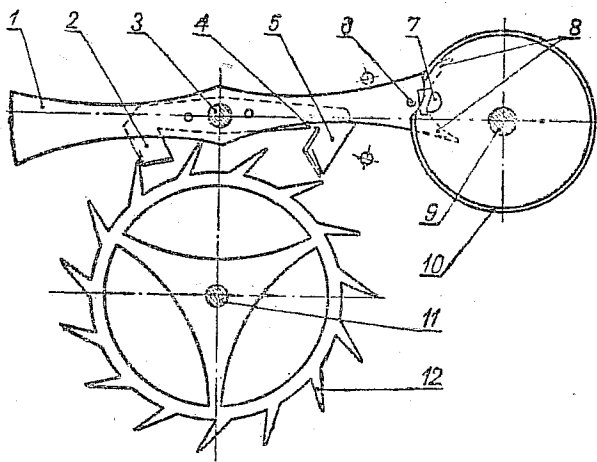
Najstarszym rodzajem wolnego wychwyłu kotwiczowego do zegarków noszonych jest wychwył kotwiczowy z zębami ostrymi, zwany wychwyłem angielskim. Cechą znaną tego wychwyłu jest to, że powierzchnie impulsu znajdują się wyłącznie na pałecie, a koło wychwyłowe ma zęby ostre.

Wychwył angielski widzimy na rys. 628. Koło wychwyłowe 12 z ostrymi zębami osadzone jest na osi 11 (albo na ściętej części zębów zębniaka wychwyłowego). Ma ono zwykle 15 zębów. Ponieważ są one ostre, dlatego palety: wejściowa 2 i wyjściowa 5 są znacznie szersze niż palety wychwyłu szwajcarskiego.

Do kotwicy 4, osadzonej na wałku 3, przymocowane są sztywno wkrętami i kołkami ustalającymi widelki 1, przedłużone poza oś

obrotu w celu zachowania równowagi. Widelki zaopatrzone są w dwa rożki 8 oraz pionowo osadzony w nich kołek 6, będący bezpiecznikiem.

Na osi balansu 9 osadzony jest przrzutnik pojedynczy 10 z palcem przrztutowym 7.



Rys. 628. Wychwyt angielski.

Spotyka się także i drugą konstrukcję wychwyty angielskiego, w którym widelki stanowią całość z kotwicą, tak samo jak w wychwyty szwajcarskim. Jak w jednym, tak i w drugim przypadku w końcach ramion kotwicy wykonane są wycięcia, w których osadzone są z boku kamienne palety. Często także spotyka się palety stalowe stanowiące całość z kotwicą.

Sposób wykreślania nie wiele różni się od wykreślania wychwyty szwajcarskich. Dane konstrukcyjne kątów przyciągania i kątów rozstępu palet mogą być te same. Natomiast kąty impulsu na paletach są tutaj większe ($8^{\circ}30'$), gdyż powierzchnia impulsu jest tylko na paletach, a zęby są ostre. Kąt odpadu i kąt drogi straconej są również większe. Kąt odpadu łącznie z grubością końca zęba wynosi $2^{\circ}30'$.

Działanie wychwyty angielskiego jest także podobne do działania wychwyty szwajcarskiego. Różnica jest tylko w sposobie udzielania impulsu, gdyż tutaj podczas całego impulsu ząb koła przesuwają się po palecie.

Zegarki z wychwytem angielskim odznaczają się na ogół dużą dokładnością chodu, którą jednak przypisać należy głównie sta-

ranności wykonania, a mniej przymiotom wychwytu. Jego zaletą jest to, że przyleganie powodowane smarem jest w nim mniejsze dzięki ostrym zębom. Wskutek tego zgęszczanie się smaru nie powoduje zmian chodu o większym znaczeniu.

Natomiast stroną ujemną jest to, że wychwyt ten wymaga większego odpadu i większej drogi straconej aniżeli wychwyt szwajcarski. Zwiększony odpad pociąga za sobą znaczną stratę energii. W celu ograniczenia tej straty zęby muszą być bardzo ostre. Wskutek tego są one wrażliwe na uszkodzenia. Smar do tego wychwytu musi mieć większą lepkość, żeby niełatwo ulegał ściągnięciu przez zęby z powierzchni spoczynku. W wychwycie tym bowiem stale jedna krawędź zęba przesuwa się po powierzchni impulsu palety, a więc nie tak, jak w wychwycie szwajcarskim, gdzie na przemian przesuwa się krawędź zęba po powierzchni impulsu palety, a potem krawędź palety po powierzchni impulsu zęba, wskutek czego smar dobrze się utrzymuje.

Wychwyt angielski był dawniej stosowany w zegarkach kieszonkowych. Obecnie już się go nie stosuje, gdyż zastępuje go wychwyt szwajcarski.

Były też próby zastosowania wychwytu angielskiego w budzikach. Dawna hambursko-amerykańska fabryka zegarów w Schrambergu produkowała od r. 1905 do 1914 swoje budziki z masywną kotwicą stalową i kołem wychwytowym o zębach ostrych. Fabryka więc unikała chyba będących już wówczas w użyciu kotwic kołkowych, których stalowe kołki łatwo się wyginają. Lecz delikatne zęby koła wychwykowego były jeszcze wrażliwsze. Dlatego wychwyt angielski nie znalazł również w większych mechanizmach zegarowych szerszego zastosowania.

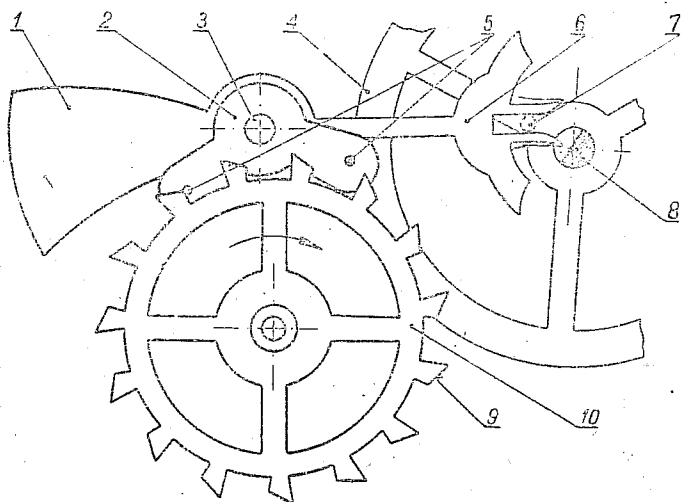
6. Wychwyty kołkowe

a. Opis ogólny i działanie

Także i ten wychwyt należy do wychwyków wolnych. Jednak jakość jego jest znacznie niższa niż wychwyków kotwicznych dotychczas opisanych. Dlatego stosuje się go przeważnie w budzikach popularnych i innych zegarkach tanich, od których nie wymaga się zbyt dużej dokładności.

Widok ogólny wychwytu kołkowego pokazuje rys. 629. Zasadniczą różnicą konstrukcyjną wychwytu kołkowego w porównaniu z innymi wychwykami kotwicznymi jest to, że powierzchnia impulsu 9 znajduje się prawie wyłącznie na zębie koła wychwykowego 10. W kotwicy 2 zamiast palet znajdują się cienkie kołki stalowe 5. Kotwica 2 i widelki 6 z przeciw wagą 1 osadzone są na wałku 3.

W ramieniu balansı 4 jest umocowany stalowy palec przerzutowy 7, znajdujący się naprzeciw wycięcia w osi balansı 8, która spełnia zarazem zadanie kołnierza przerzutnika. Wycięcie widełek 6 przechodzi w rożki, których końce sięgają aż do dwu trzecich wycięcia osi. Oprócz rożków wewnętrznych widełki mają jeszcze rożki zewnętrzne. Kształty rożków bywają różne. Rożki wewnętrzne ustalają pozycję widełek w tym czasie, gdy balans wykonuje kąt uzupełniający. Zewnętrzne rożki nazywają się też *odbojowymi*, gdyż służą do przejmowania ewentualnych uderzeń palca przerzutowego przy nadmiernym wzroście amplitudy wahań balansı.



Rys. 629. Wychwył kołkowy.

Poszczególne osie wychwyłu kołkowego (balansı, kotwicy i koła wychwyłowego) najczęściej nie są ułożone w linii prostej, lecz pod kątem 90° , aby w małej przestrzeni mechanizmu łatwiej było zmieścić cały wychwył. Ta pozycja kątowa, zależnie od stosunków zachodzących w mechanizmie, może być odpowiednio zmieniona.

Działanie wychwyłu kołkowego jest podobne do działania innych wychwyłůw kotwicyowych. Rys. 629 przedstawia pozycję spoczynkową na kołku wejściowym. Kiedy dokonał się odpad zęba z kołka wyjściowego, kołek wejściowy zatrzymuje przedni bok innego zęba. Nie kończy jednak swego ruchu wskutek opierania się o ząb, lecz przez podcięcie przedniego boku zęba opiera on całkowicie przyciągnięty aż do dna wrębu, przy czym cała

kotwica wykonuje w tym samym kierunku pod wpływem swej bezwładności mały ruch kątowy, w który ją wprawił impuls udzielany przez ząb koła wychwytowego po stronie wyjściowej.

Widelki i kotwica osadzone są sztywno na wałku, dlatego muszą razem się poruszać. Podczas impulsu widelki obejmują palec przerzutowy, osadzony w ramieniu balansu, i w ten sposób przekazują impuls balansowi.

Po udzieleniu impulsu widelki razem z kotwicą się zatrzymują, a balans wykonuje całkiem swobodnie ruch uzupełniający i zmienia kierunek ruchu. Przy powrotnym wahnięciu balansu palec przerzutowy wchodzi ponownie w wycięcie widelki i porusza widelki wraz z kotwicą uwalniając przy tym ząb koła wychwytowego ze spoczynku. Powierzchnia impulsu na zębie przesuwa się pod kątem, a w końcu ząb swobodnie odpada, podczas gdy inny ząb opiera się o kołek wyjściowy. W czasie tego przebiegu balans za pośrednictwem widelki i palca przerzutowego otrzymuje nowy impuls. Teraz po drugiej stronie kotwicy powtarza się ta sama czynność.

Wychwyty kołkowe są w swej budowie prostsze, a więc i tańsze od wszystkich innych wychwyty wolnych. Przyczynia się do tego łatwy do wykonania kształt zębów i palet, oraz używanie do wyrobu niedrogich materiałów. Dlatego w ostatnich dziesiątkach lat wychwyty kołkowy wyparł wychwyty cylindrowe nawet w zegarkach kieszonkowych i naręcznych. Wprawdzie dokładność zegarów z tym wychwytem jest mniejsza niż z wychwytem szwajcarskim lub angielskim, jednak, jak się okazało, w zupełności wystarcza on do zegarka dla zwykłych celów.

b. Szczegóły konstrukcyjne

Koło wychwyty kołkowego jest zazwyczaj mosiężne, rzadko stalowe. Liczba zębów waha się od 12 do 18; najczęściej wynosi 15, a zatem kąt podziałki przy 15 zębach wynosi 24° .

Ponieważ powierzchnia impulsu znajduje się głównie na zębie koła wychwytowego, dlatego kąt grubości zęba jest dość duży; wynosi zwykle około $7^\circ 30'$. Na grubość kołka kotwicy liczy się $1^\circ 30' - 2^\circ 30'$, a na odpad około 2° . Wszystkie te kąty mają wierzchołek na osi koła wychwytowego.

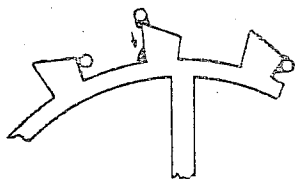
Kąt impulsu na zębie wynosi $6 - 8^\circ 30'$, a na kołku około $1^\circ 30'$ do $2^\circ 30'$. Chociaż bowiem wychwyty ten zalicza się do wychwyty z powierzchnią impulsu tylko na zębie, to jednak cienki kołek stalowy zastępujący paletę ma także pewną powierzchnię działającą jak powierzchnia impulsu. Impuls odbywa się przez prze-

suwanie się przedniej krawędzi zęba po ćwierci obwodu kołka, a następnie przez przesuwanie się powierzchni impulsu zęba pod kołkiem.

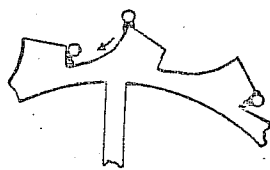
Powierzchnia spoczynku i kąt przyciągania znajdują się na przednim boku zęba. Zęby są podcięte pod kątem $8-18^\circ$. Przez to ma się osiągnąć nie tyle pewniejsze przyciąganie, ile bezpieczniejszy spoczynek, ponieważ w tym wychwycie nie ma słupków ograniczających, jak to bywa w innych.

Ograniczenie ruchu kotwicy następuje tu przez opieranie się kołków kotwicy o dna wrębów koła wychwytowego albo przez współpracę rożków widełek z osią balansu.

Ponieważ kąt przyciągania znajduje się na zębie koła wychwytowego, przeto jest on jednakowy dla kołka wejściowego i wyjściowego. Kąt przyciągania w wychwytach kołkowych do budzików jest o wiele mniejszy niż do zegarków noszonych.

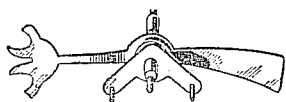


Rys. 630. Zwykłe zęby koła wychwytu kołkowego.

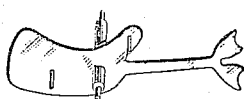


Rys. 631. Zęby o kształcie ulepszonym.

Najczęściej spotykany kształt zębów koła wychwytowego pokazuje rys. 630. Stosowane tu zwykle podcinanie tylnego boku zęba ściąga smar z opuszczającego ząb kołka. Ścieka on aż do kąta nasady zęba i pozostaje tam nie wykorzystany. Jeśli natomiast tyłowi zęba nada się kształt łuku (rys. 631), to smar pozostawiony przez kołek dochodzi powoli do powierzchni spoczynku zęba. Stąd podczas drogi straconej kotwicy zostaje znowu zabrany przez kołek i wskutek tego dłużej się utrzymuje na kole.



Rys. 632. Kotwica z oddzielnymi widełkami.



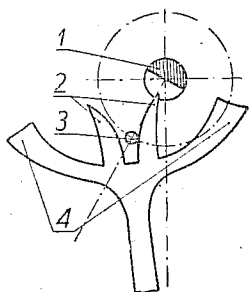
Rys. 633. Kotwica razem z widełkami.

Kotwice wychwytu kołkowego wykonywane są przeważnie z mosiądzu, a czasem z tworzyw sztucznych, np. z bakelizowanego płótna. Kolki zaś są zawsze z drutu stalowego.

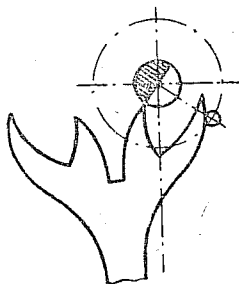
Na rys. 632 widzimy kotwicę do budzikowego wychwyty kołkowego z oddzielnymi widelkami. Rys. 633 pokazuje podobną kotwicę stanowiącą całość razem z widelkami. Ponieważ odległość punktów spoczynku od osi obrotu kotwicy dzięki cienkim kołkom bardzo niewiele się różni, dlatego stosuje się tylko kotwice równoramienne.

Widelki są zwykle mosiężne. W mniejszych budzikach zespół widelkowy często jest tak samo wykonany jak w wychwytych szwajcarskich z podwójnym przerzutnikiem. Rolę palca przerzutowego spełniają tam jeden lub dwa walcowe kołki stalowe.

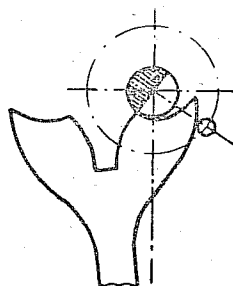
Natomiast w większych budzikach często spotykamy widelki z podwójnymi różkami (rys. 634), przy czym wewnętrzne różki 2 prowadzą palec przerzutowy 3 i swoimi końcami przejmują zabezpieczenie. Zewnętrzne różki 4 z promieniowo stojącą i lekko wklęsłą powierzchnią odbojową pełnią funkcję różków odbojowych. Oś balansu 1 ścięta do połowy, służy za kołnierz przerzutnika.



Rys. 634.



Rys. 635.



Rys. 636.

Rodzaje różków widelek wychwyty kołkowych.

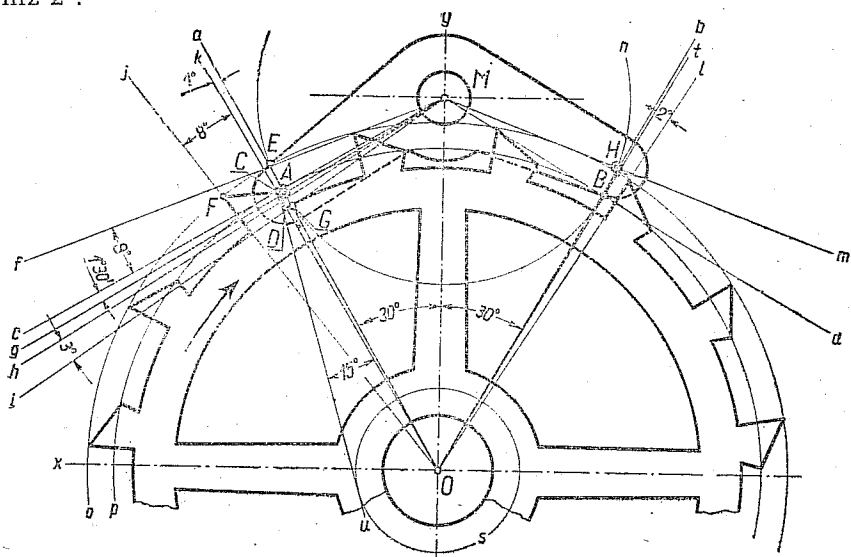
Nowsze systemy widelek mają ukośne płaszczyzny odbojowe (rys. 635 i 636). Dzięki temu kąt wahania balansu może być większy niż przy promieniowych płaszczyznach odbojowych, a przy odbijaniu nie ma silnego uderzenia, lecz przede wszystkim widelki nieco dalej się przechylają i tak balans zostaje łagodnie zahamowany. Dzięki takiemu ukształtowaniu widelek jak na rys. 635 i 636 zęby mogą nie mieć żadnego kąta przyciągania.

Wewnętrzny różek widelek po impulsie zostaje wyparty z okręgu osi balansu przez krawędź ściętej osi balansu. Wewnętrzny koniec różka może podczas ruchu uzupełniającego balansu nawet ocierać się o oś balansu, jednakże powstający stąd moment tarcia dzięki małemu promieniowi jest niewielki.

Stosowane w wychwytach kołkowych zespoły widełkowe wymagają stosunkowo dużej drogi straconej, bo wynoszącej około 3° . Również widełki są tu stosunkowo dłuższe. Jeżeli np. w wychwytach szwajcarskich długość widełek jest trzy razy większa od czynnego promienia przerzutnika, to w wychwytach kołkowych długość widełek jest 5 a nawet 7 razy większa od tegoż promienia.

c. Wykreślanie

Sposób wykreślania wychwyty kołkowego jest taki sam jak i innych wychwyty kotwicowych. Inna grubość zęba wynika stąd, że w połowie podziałki zawsze musi się zmieścić grubość zęba, szerokość palety i odpad. Ponieważ działającą szerokością palety jest tutaj tylko połowa kątowej grubości, dlatego drugą połowę należy zaliczyć do odpadu. Jeżeli więc odmierzamy odpad od obwodu kołka, jak na rys. 637, to przyjmujemy go nie większy niż 2° .



Rys. 637. Konstrukcja wychwyty kołkowego.

Wysokość przedniego boku zęba ustala się w ten sposób, że od obwodu kołka będącego na spoczynku do dna wrębu zęba odmierza się kąt drogi straconej wynoszący $3^\circ - 5^\circ$. W tych wychwytych, w których kołek ma opierać się o dno wrębu i zabezpieczać w ten sposób przed wykotwiczeniem, kąt drogi straconej jest mniejszy i wynosi $0^\circ 30' - 1^\circ 30'$.

Do wykreślenia wychwyty kołkowego przyjmujemy następujące dane:

koło wychwytowe — 15 zębów;

kąt rozstępu palet — 60° ;

kąt spoczynku — $1^\circ 30'$;

kąt impulsu na zębie — 8° ;

grubość zęba — 8° ;

średnica kołka — 2° ;

odpad — 2° ;

kąt przyciągania — 15° ;

kąt drogi straconej — 3° .

Narvsujemy wychwyty w pozycji spoczynkowej na ramieniu wejściowym, jak pokazuje rys. 637. Z punktu O , leżącego na skrzyżowaniu się linii x , y odmierzamy symetrycznie kąt rozstępu palet i ograniczamy go ramionami a , b , które przecinają okrąg p w punktach A , B . Przez te punkty prowadzimy styczne c , d przecinające się na linii y w punkcie M będącym osią obrotu kotwicy.

Z punktu M przez punkty A i B zataczamy okrąg n . Od ramienia a w lewo odmierzamy połowę kątowej grubości kołka wynoszącą 1° i prowadzimy ramię k , które przecina okrąg p w punkcie C . Od ramienia c w dół odmierzamy kąt spoczynku $1^\circ 30'$ i ograniczamy go ramieniem g , które przecina okrąg n w punkcie D , będącym środkiem kołka. Z tego punktu wykreślamy obwód kołka takim promieniem, żeby obwód ten był styczny do ramienia k .

Z punktu M od ramienia c w górę odmierzamy kąt impulsu na zębie 8° i kreślimy ramię f , które przecina okrąg n w punkcie E . Przez ten punkt zataczamy z punktu O okrąg o , będący kołem wierzchołkowym zębów. Z punktu O od ramienia k odmierzamy kąt grubości zęba 8° i zamykamy go ramieniem j , które przecina okrąg o w punkcie F . Połączone punkty F i C dają powierzchnię impulsu na zębie.

Stycznie do obwodu kołka prowadzimy z punktu M ramię h , od którego odmierzamy w dół kąt drogi straconej 3° i ograniczamy go ramieniem i . Ramię i przecina ramię a w punkcie G , przez który wykreślamy koło dna wrębów.

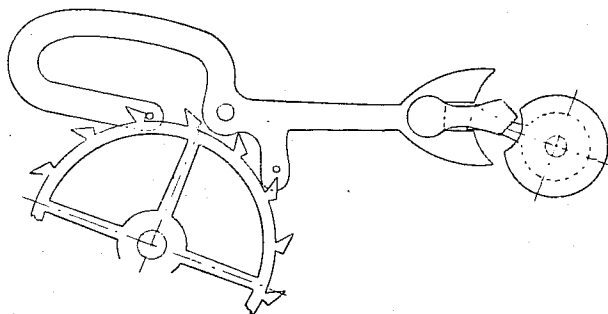
Następnie wykreślamy zarys kołka na ramieniu wyjściowym. Od punktu przecięcia się okręgu n z okręgiem o odmierzamy na okręgu n promień kołka i otrzymujemy punkt H , z którego tym samym promieniem zataczamy obwód kołka. Jeżeli przez punkt H poprowadzimy ramię m , to kąt zawarty między tym ramieniem a ramieniem d jest łącznym kątem impulsu na zębie i na kołku.

Z punktu *O* kreślimy styczną *t* do kołka, a od niej odmierzymy kąt odpadu 2° i ograniczamy go ramieniem *l*. Ramię to wyznacza tylny bok zęba. Przedni bok zęba jest podcięty. Wykreślamy go w ten sposób, że z punktu *C* od ramienia *k* odmierzymy kąt przyciągania 15° i prowadzimy ramię *u*. Stycznie do tego ramienia wykreślamy pomocniczy okrąg *s*, służący do wyznaczenia podcięcia wszystkich zębów. Dorysowaniem brakujących szczegółów koła i kotwicy wykończamy rysunek.

d. Wychwył roskopfowy

Wychwył ten jest właściwie wychwytem kołkowym i zupełnie podobnym do poprzednio opisanego. Zwróćmy więc tylko uwagę na ważniejsze różnice konstrukcyjne.

Chociaż ten wychwył nie jest wynalazkiem Roskopfa, to jednak on po dokładnym przestudiowaniu i pewnych poprawkach konstrukcyjnych zastosował go w tanich zegarkach. W oryginalnym zegarku roskopfowym wychwył znajdował się na dodatkowej płycie, przy czym istniała możliwość wyjmowania go z zegarka jako całości i badania niezależnie od reszty mechanizmu. Oprócz tego, była możliwa regulacja głębokości zazębienia kotwicy z kołem wychwytowym.

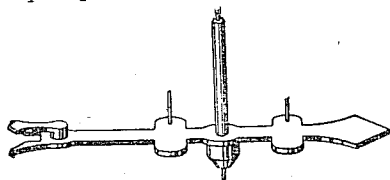


Rys. 638. Wychwył kołkowy do zegarków roskopfowych.

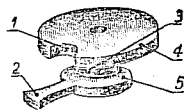
Rys. 638 przedstawia wychwył kołkowy stosowany w zegarkach roskopfowych. Najczęściej jednak koło tego wychwytu ma 18 zębów, a palety obejmują $3\frac{1}{2}$ podziałki. Kołu daje się więcej zębów, by móc zmniejszyć przełożenie przekładni chodu.

Kotwica w tym wychwycie stanowi całość z widełkami. Taki kształt kotwicy, jak na rys. 638, pozwala na regulację rozstępu palet i głębokości spoczynku przez odginanie długiego ramienia wejściowego. Najczęściej jednak bywają takie kotwice, jaką widzimy na rys. 639.

Pominąwszy liczbę zębów koła wychwytyowego i kształt kotwicy, wychwyty ten różni się jeszcze od normalnego kołkowego konstrukcją widełek i przerzutnika. Chodzi mianowicie o uniknięcie zbyt dużej drogi straconej, jaką jest w wychwyty kołkowym. Dlatego zastosowano tu ząbienie widełek podobne raczej do stosowanego w wychwyty szwajcarskim. Zamiast dużego krążka przerzutnika i kamiennego palca przerzutowego jest tutaj długi poziomy występ, spełniający rolę palca przerzutowego.



Rys. 639. Kotwica zegarka roskopfowego.



Rys. 640. Przerzutnik zegarka roskopfowego.

Przerzutnik zegarków roskopfowych widzimy na rys. 640. Kołnierz 4 z wycięciem 1 znajduje się u góry, a krążek 5 z charakterystycznym palcem przerzutowym 2 na dole, czyli odwrotnie niż w przerzutniku podwójnym stosowanym w wychwytych szwajcarskich. Umożliwia to wygodniejszą obserwację współpracy widełek z przerzutnikiem podczas naprawy zegarka.

Ząbienie wycięcia widełek odbywa się z poziomym palcem przerzutowym (rys. 638). Urządzenie zabezpieczające przed wykotwiczeniem stanowi kołnierz z wycięciem oraz bezpiecznik przymocowany do widełek. Pozwala on na przejście widełek tylko wtedy, gdy naprzeciwko niego stoi wycięcie w kołnierzu. W każdym innym razie koniec bezpiecznika oprze się o obwód kołnierza i nie pozwoli widełkom przejść na drugą stronę.

e. Wychwyty cichobieźne

Tykanie zegarka, czyli najgłośniejsze stuki w wychwyty, powstają, jak już wiemy, wskutek zderzania się zęba z paletą; zależą więc one także od wielkości odpadu. Oprócz tego źródłem szmeru są nieuniknione luzy w wycięciu widełek. Metalowe części wychwyty służą jeszcze jako przewodniki i wzmacniacze stuków, które zwłaszcza w budzikach z wychwytyami kołkowymi są bardzo głośne, a przecież najmniej pożądane. Po rozpoznaniu tych przyczyn powstały różne sposoby zaradzenia tej niedogodności.

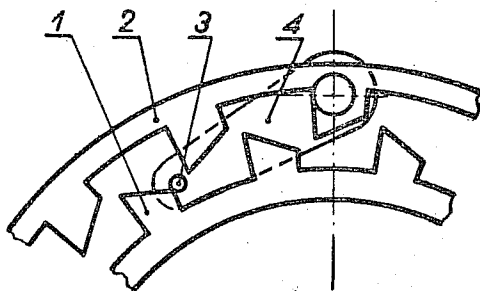
Tak więc spotykamy budziki, w których koło wychwytowe i kotwica są wykonane z tworzywa sztucznego, przy czym konstrukcja wychwyty pozostaje bez zmian.

W innych prócz wyżej wymienionych zmian koło wychwyto-
we ma tylko 12 zębów, a balans waha się odpowiednio wolniej.

Niektórzy wynalazcy zdołali przytłumić zderzenie zęba z koł-
kiem kotwicy przez to, że zastosowali kołki dłuższe i sprężynu-
jące. Sprężynowanie kołka osiągnęli przez spłaszczenie jego
części wystającej z kotwicy, pozostawiając część pracującą koł-
ka bez zmiany.

Dalsze obniżenie szmeru wychwytoowego zostało osiągnięte
przez zastosowanie słabszych sprężyn, co pociągnęło za sobą
również konieczność znacznego zmniejszenia liczby wahnięć ba-
lansu, gdyż wtedy przekładnia chodu musi mieć mniejsze prze-
łożenie. Przez to zęby koła wychwytoowego uderzają z mniejszym
rozmachem na paletę.

Najlepsze rozwiązanie tego zagadnienia znajdujemy w budzi-
kach firmy Junghans, których wychwyty, tzw. cichobieżne, nie
mają wcale odpadu. Budzik taki ma dwa koncentrycznie ustawio-
ne koła wychwytoowe; jedno z uzębieniem zewnętrznym (rys. 641),
drugie, większe, z uzębieniem wewnętrznym. Zęby koła wewnętr-
znego 1 są takie same jak normalnego wychwyty kołkowego. Zęby
koła zewnętrznego 2 są ustawione naprzeciw wrębów koła we-
wnętrznego. Koło wewnętrzne osadzone jest na osi na stałe, zew-
nętrne zaś związane jest spiralną sprężynką z wewnętrznym
i w swoich ruchach względem wewnętrznego ograniczone sprę-
żynkami odbojowymi.



Rys. 641. Fragment koła wy-
chwyty cichobieżnego.

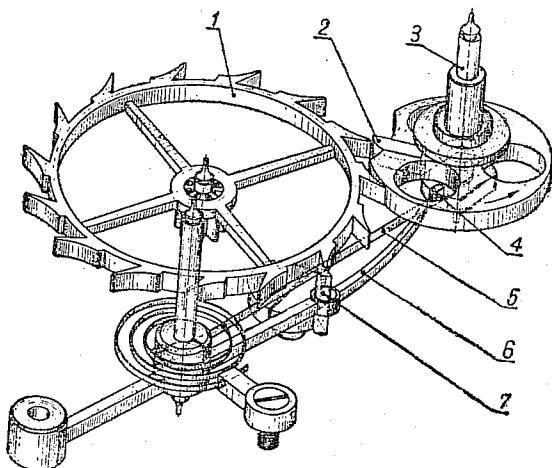
Kotwica 4 ma tylko jeden kołek 3, który kładzie się kolejno
na każde z obu kół. Cichobieżność osiąga się dlatego, że pod
koniec każdego impulsu nie następuje jak zwyczajnie odpad, lecz
następny ząb koła 2 podstawi natychmiast powierzchnię spoczyn-
ku, przy czym wskutek sprężynującego połączenia między obu
kołami wychwytoowymi spadek zęba na paletę zostaje łagodnie za-
hamowany.

Widelki tego wychwyty są normalne z podwójnymi rożkami i skośną powierzchnią odbojową. Widelki z przeciwwagą oraz sama kotwica osadzone są oddzielnie na wałku kotwicy. Wałek kotwicy musi być kabiakowato wygięty, gdyż inaczej znalazłby się w obrębie wieńca koła wychwytyowego. Pierścień wzmacniający zewnętrznego koła wychwytyowego, widelki i kotwica wykonane są z lekkiego metalu, co zmniejsza siłę uderzenia tych części i zapobiega powstawaniu głośniejszych stuków. Także niezwykle wolne tempo wahania balansu przyczynia się do zmniejszenia szmeru.

M. WYCHWYTY CHRONOMETROWE

1. Opis ogólny

Całkiem odmienną grupę wychwyty, tak ze względu na konstrukcję, jako też i na działanie stanowią wychwyty chronometrowe. Powstały one na skutek usilnego dążenia konstruktorów do zbudowania dokładnego miernika czasu dla żeglugi. Rys historyczny powstania chronometrów, ich klasyfikację, widoki zewnętrzne i definicje podaliśmy w początkowym rozdziale tej książki.



Rys. 642. Wychwyty chronometrowy.

Ogólny widok typowego wychwyty chronometrowego przedstawia rys. 642. Jest to również wychwyty wolny stosowany do zegarków balansowych, a więc podobnie jak wolne wychwyty

kotwicowe, jednak różniący się od nich znacznie sposobem działania.

Charakterystyczną cechą wychwyty chronometrowego jest to, że impuls od koła wychwytywego 1 przенosi się na oś balansu 3 bez pośrednio, tzn. bez współdziałania oddzielnie ułożyskowanej części pośredniej, jak to bywa w wolnych wychwytych kotwicowych. Wobec tego nie ma w nim kotwicy z paletami i powierzchniami impulsu. Ząb koła wychwytywego dążąc na spoczynek opiera się o *kamień spoczynkowy 7* osadzony w oddzielnej, specjalnie w tym celu przeznaczony *dźwigni spoczynkowej 6*, zwanej także kotwicą.

Balans otrzymuje impuls wskutek działania zęba koła wychwytywego na *kamień impulsowy 2*. Udzielanie impulsu odbywa się tylko w jednym kierunku wskazanym strzałką. Ruch powrotny balansu jest jałowy. Podczas tego ruchu balans odchyła tylko *sprężynkę spustową 5*.

Uwalnianie ze spoczynku następuje tuż przed impulsem. Do uwalniania służy *kamień spustowy 4* i *sprężynka spustowa 5*. Inne części tego wychwyty bywają różne, w zależności od konstrukcji.

Dla wahnięć balansu w chronometrach nie ma zazwyczaj ograniczeń, jakie spotykamy np. w wychwyty cylindrowym w postaci kołka i słupka odbojowego, lub w wychwyty kotwicowym w postaci obu różków kotwicy. Tylko w wyjątkowych wypadkach znajduje się osobne urządzenie ograniczające wahnięcia balansu.

2. Odmiany konstrukcyjne

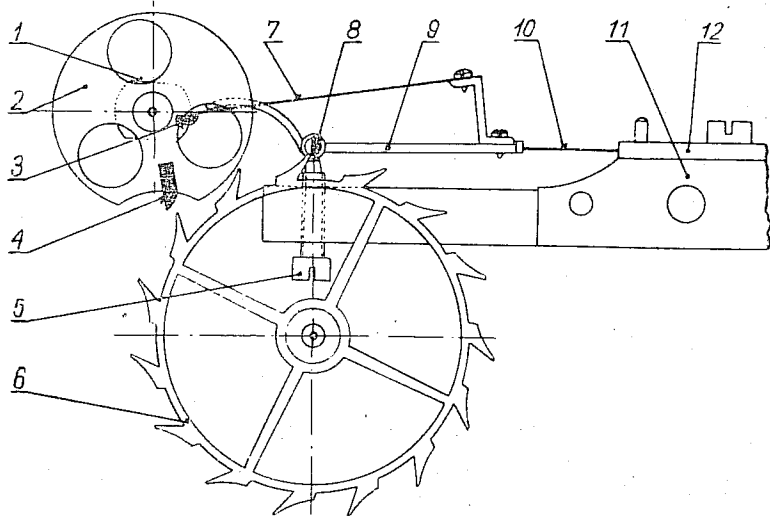
Zależnie od rodzaju kotwicy i sposobu jej umocowania, rozróżniamy dwa rodzaje wychwyty chronometrowego:

1. z kotwicą sprężystą, której jeden koniec przymocowany jest do płyty na stałe, a pewna jej część sprężynuje;
2. z kotwicą obrotową, ułożyskowaną na czopach a utrzymaną we właściwej pozycji przez sprężynkę spiralną.

Na rys. 643 widzimy wychwyty chronometrowy z kotwicą sprężystą, który stosowany bywa w chronometrach okrętowych. Koło wychwytyowe 6, wykonane zwykle z utwardzonego mosiądzu, rzadziej ze stali lub stopu złota, ma przeważnie 15 ostrych zębów o kształcie zbliżonym do zębów koła wychwyty Grahama.

Kotwica 9 wykonana jest z jednego kawałka stali i przymocowana końcem 12 do płyty mechanizmu 11. Część sprężynującą 10 kotwicy stanowią dwa wąskie stalowe paski znajdujące się — podobnie jak u zawieszki wahadła — w pewnej odległości od sie-

bie. W grubszej części kotwicy osadzony jest kamień spoczynkowy 8. Powierzchnia ścięcia kamienia nachylona jest względem promienia pod kątem $6 \div 12^\circ$.



Rys. 643. Wychwył chronometry z kotwicą sprężystą.

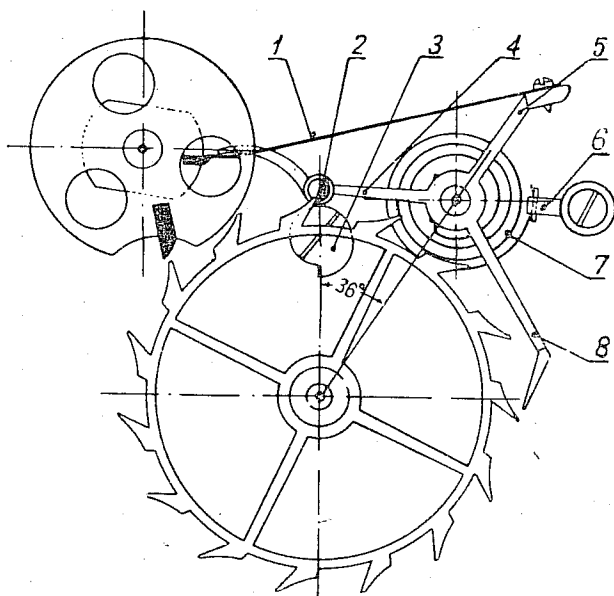
Do kotwicy przymocowana jest cienka sprężynka spustowa 7. Jest to tzw. złota sprężynka, gdyż wykonuje się ją zwykle ze stopu złota. Swobodnym końcem opiera się ona o zakrzywiony koniec kotwicy. Grubość jej w miejscu zginania wynosi $0,03 \div 0,04$ mm. W pobliżu miejsca umocowania jest ona nieco cieńsza. Wkręt ograniczający 5 służy do regulacji głębokości zapadania kamienia spoczynkowego we wręby koła wychwytowego.

Na osi balansu jest krążek impulsowy 2 i krążek spustowy 1. W krążku impulsowym, w którym osadzony jest promieniowo kamień impulsowy 4, są trzy duże otwory zmniejszające jego ciężar. W krążku spustowym osadzony jest kamień spustowy 3.

Na rys. 644 widzimy wychwył chronometry z kotwicą 4 ułożyskowaną na czopach. Na osi tej kotwicy znajduje się pierścien, w którym zamocowany jest wewnętrzny koniec sprężynki spiralnej 7. Zewnętrzny koniec tej sprężynki przymocowany jest do nieruchomego klocka 6. Sprężynka 7 dociska stale kotwicę 4 do mimośrodu 3, którym można regulować głębokość zapadania kamienia spoczynkowego 2 we wręby koła wychwytowego.

W tym wychwycie kotwica ma trzy ramiona: w pierwszym ramieniu 4, stanowiącym zasadniczą dźwignię spoczynkową, znaj-

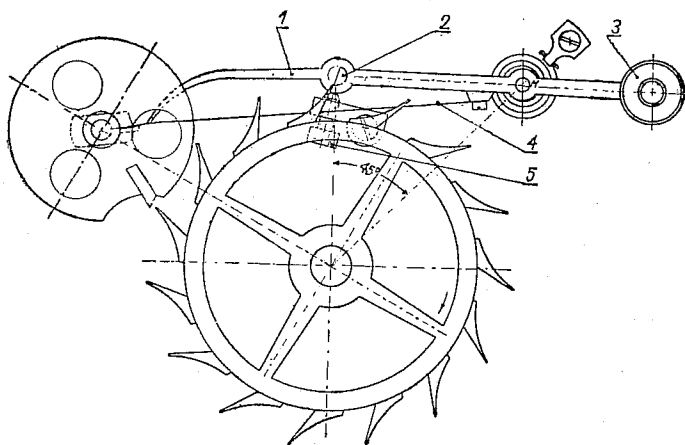
duje się kamień spoczynkowy 2; do drugiego ramienia 5 przymocowana jest sprężynka spustowa 1; natomiast trzecie ramie 8 służy do zatrzymania koła wychwykowego podczas wyjmowania osi balansu wraz z krążkami przy naciągniętej sprężynie napędowej. Koniec tego ramienia w niektórych wychwytach także jest zaopatrzony w kamień. Jednak jest on tu właściwie zbędny, gdyż w czasie normalnego funkcjonowania wychwyty nie styka się z zębami koła wychwykowego. Dopiero gdy kamień spoczynkowy 2 odsunie się dalej poza koło wychwytowe, koniec ramienia 8 uderzony przez ząb koła wychwykowego, powoduje obrót całej kotwicy i zatrzymanie się koła wskutek oparcia się innego zęba o kamień spoczynkowy. Zabezpiecza to delikatne części mechanizmu od ewentualnych uszkodzeń. Należy zaznaczyć, że ramie zabezpieczające spotyka się nie we wszystkich wychwytach tego typu.



Rys. 644. Wychwyty chronometry z krótką kotwicą ułożyskowaną na czopach.

Pozostałe części tego wychwyty są takie same jak i poprzedniego. Oś obrotu kotwicy wyznacza ramie kąta 36° odmierzonego od linii łączącej oś koła wychwykowego z punktem spoczynku zęba na kamieniu spoczynkowym.

Kotwica obrotowa może być krótka lub długa. Krótka jest wtedy, gdy kamień impulsowy i spoczynkowy obejmują dwie podziałki oraz gdy oś obrotu dźwigni oddalona jest od kamienia spoczynkowego o kąt około 36° (rys. 644). Długa zaś jest wtedy, gdy kamienie impulsowy i spoczynkowy obejmują trzy podziałki oraz gdy oś obrotu dźwigni oddalona jest od kamienia spoczynkowego o kąt około 45° .

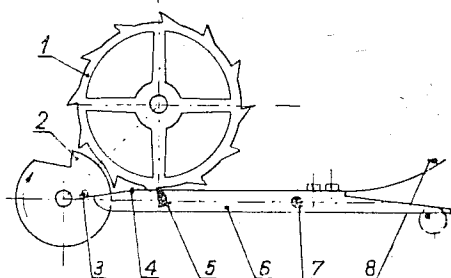


Rys. 645. Wychwył chronometry z długą kotwicą ułożyskowaną na czopach.

Wychwył chronometry z długą kotwicą przedstawia rys. 645. Oprócz wspomnianej różnicy w oddaleniu osi obrotu kotwicy o kąt 45° różni się on także i tym, że kotwica ma tylko jedno ramię spoczynkowe 1 z kamieniem spoczynkowym 2 oraz przeciw wagę 3. Ramienia zabezpieczającego nie ma w ogóle. Sprężynka spustowa 4 umocowana jest pod kotwicą. Do regulacji głębokości ząbienia kamienia spoczynkowego z kołem wychwytowym służy wkręt 5, a więc podobnie jak w wychwyłcie z kotwicą sprężystą. Inne szczegóły konstrukcyjne są takie same jak w poprzednim wychwyłcie chronometry.

Bywają także wychwyty chronometry z kotwicą obrotową przeznaczone do zegarków noszonych. Wszystkie części takiego wychwytu są bardziej skrócone i skupione. Koło wychwytowe, kamień impulsowy i włos są prawie identyczne jak w wychwyłtach opisanych poprzednio. Natomiast zamiast kamienia spoczynkowego jest stalowe ramie spoczynkowe. Krążek spustowy i krążek impulsowy są prawie równej wielkości. Reszta części jest taka sama jak w innych wychwyłtach chronometrych, dlatego jego rysunku nie podajemy.

Na rys. 646 widzimy uproszczony wychwyty chronometry z kotwicą obrotową. Rolę sprężynki spiralnej pełni przedłużona sprężynka spustowa 4 opierająca się o kołek 8. Koło wychwyto-
we 1 ma uproszczone zęby trójkątne. Krażek impulsowy 2 nie ma kamienia, lecz tylko promieniowe podcięcie. Kotwica 6 jest ułożyskowana na osi 7. Rolę kamienia spoczynkowego pełni spłaszczony kołek spoczynkowy 5, a rolę kamienia spustowego — kołek 3 osadzony w krażku impulsowym. Krażka spustowego nie ma wcale.

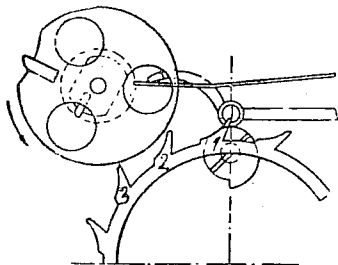


Rys. 646. Uproszczony wychwyty chronometry.

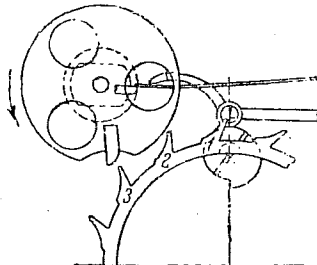
Wychwyty ten stosuje się tylko w zegarkach tanich. Ma on bowiem poważne wady, gdyż lekkie nawet wstrząsy powodują zakłócenia chodu.

3. Działanie

Działanie wszystkich wychwyty chronometry jest jednakowe. Dla wyjaśnienia działania podajemy pięć różnych faz jednego wychwyty chronometry na oddzielnych rysunkach.



Rys. 647. Spoczynek.

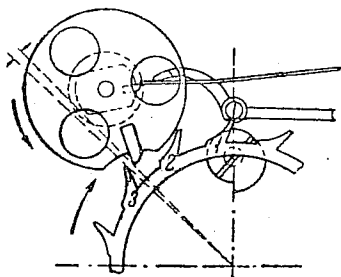


Rys. 648. Spust.

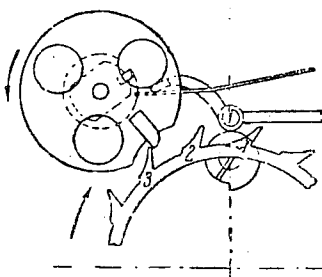
Rys. 647 przedstawia wychwyty w stanie spoczynku. Balans ukończył swoje wahnięcie i zaczyna powracać, obracając się

w kierunku strzałki, a koło wychwytowe zębem 1 opiera się o kamień spoczynkowy.

Na rys. 648 widzimy drugą fazę działania wychwyty, tzw. *spust*. Kamień spustowy dotyka sprężynki spustowej, która opierając się o koniec kotwicy odchyła ją wraz z kamieniem spoczynkowym.



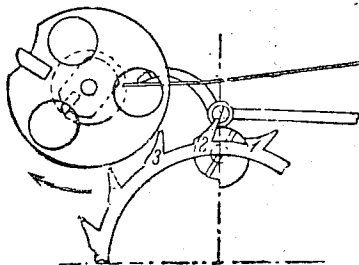
Rys. 649. Uwolnienie.



Rys. 650. Impuls.

Rys. 649 uwidacznia uwolnienie koła wychwytowego. Kotwica z kamieniem spoczynkowym została tak daleko odchylona, że ząb 1 został uwolniony. W tym momencie ząb 3, oddalony o kąt odpadu od kamienia impulsowego, przygotowany jest do impulsu.

Na rys. 650 przedstawiona jest czwarta faza działania, tj. impuls udzielany balansowi przez kamień impulsowy zębem 3 koła wychwytowego. Równocześnie sprężynka spustowa zeskakuje z kamienia spustowego, kamień spoczynkowy wraca na początkowe miejsce, a po skończeniu impulsu ząb 2 koła wychwytowego spada na kamień spoczynkowy.



Rys. 651. Ruch jałowy.

Po otrzymaniu impulsu balans wykonuje ruch uzupełniający, następnie zmienia kierunek obrotu. W drodze powrotnej, tj. w piątej fazie działania wychwyty, utrwalonej na rys. 651, odchyła kamieniem spustowym samą sprężynkę spustową i biegnie aż do punktu zwrotnego bez impulsu; jest to tzw. ruch jałowy. Ponie-

waż złota sprężynka spustowa jest bardzo cienka i słaba, przeto balans traci bardzo mało energii na jej odchylenie.

W czasie uwalniania, impulsu i ruchu jałowego następuje w wychwycie chronometrycznym pięć uderzeń:

1. kamień spustowy o sprężynkę spustową;
2. ząb koła wychwytywego o kamień impulsowy;
3. kotwica o wkręt regulacyjny;
4. ząb koła wychwytywego o kamień spoczynkowy;
5. kamień spustowy o sprężynkę spustową odchylając ją wstecz podczas ruchu jałowego.

Podczas ruchu czynnego balans jest pod wpływem koła wychwytywego tylko w czasie bardzo krótkiego uwolnienia, którego kąt wynosi $8\div 11^\circ$, i w czasie impulsu. Łączny kąt ruchu czynnego wynosi $40\div 45^\circ$. Podczas ruchu jałowego kamień spustowy odchyła sprężynkę spustową również tylko na przestrzeni około 10° drogi kątowej balansu. Podczas całego pozostałego wahnięcia, które może wynosić do 330° , balans porusza się całkowicie swobodnie.

4. Zastosowanie, zalety i wady

Mimo wysokiej doskonałości wychwyty chronometrycznego, jego zastosowanie jest jednak ograniczone. Ma on bowiem także swoje strony ujemne.

Jedną z wad wychwyty chronometrycznego jest to, że jeśli zegarek się zatrzyma, to po zupełnym nawet naciągnięciu sprężyny sam nie ruszy, ale trzeba go „zakotłysać”.

Drugą poważną wadę stanowi tzw. „galopowanie”. Powstaje ono wtedy, gdy przypadkowe wstrząsy lub zbyt silne impulsy tak zwiększą amplitudę balansu, że przekroczy ona 360° . Ponieważ nie ma tu zwykle urządzeń ograniczających wychylenia balansu, dlatego przy tak dużej amplitudzie kamień spustowy dwa razy uwolni koło wychwytywe w czasie jednego roboczego ruchu balansu. Jeśli „galopowanie” już się rozpoczęło, to może ono trwać przez nieokreślony czas. Oczywiście, chód zegara będzie niewłaściwy.

Trzecią wadą, powstającą także na skutek silniejszych wstrząsów, jest odchylenie się kotwicy i spowodowanie niewłaściwego, przedczesnego uwolnienia. Wynikiem tego może być zatrzymanie się chronometru lub „galopowanie”, jak w poprzednim wypadku.

To są wady ogólne wszystkich wychwyty chronometrycznych. A teraz rozpatrzmy zalety i wady kotwic, które, jak wiemy, są sprężyste lub obrotowe.

Do zalet kotwicy sprężystej należy zaliczyć małe i stałe opory zginającej się części sprężynującej podczas pracy wychwyty. Nie

ma tu czopów, a więc nie mu luzów, tarcia i potrzeby smarowania. Jest więc ona nieczuła na zmiany konsystencji smaru, co zapewni wysoką dokładność wskazań.

Jednakże kotwica sprężysta łatwo ulega uszkodzeniu, a wykonanie jej z jednego kawałka stali jest bardzo trudne. Również pewną wadą tej kotwicy jest to, że jest ona nie wyważona, stąd bardziej wrażliwa na wstrząsy, których ujemne skutki opisujemy przy balansach. Jednak w stałym położeniu chronometru wada ta nie jest tak groźna, dlatego wychwyty z kotwicą sprężystą mają zastosowanie w chronometrach okrętowych, dzięki wysokiej dokładności wskazań nimi osiągniętych.

Kotwica obrotowa wykazuje również sporo zalet. Przede wszystkim jest odporniejsza na uszkodzenia. Stopień naprężenia jej sprężynki spiralnej można dowolnie zmieniać, czego u kotwicy sprężystej się nie osiągnie. Można ją wyważyć, dzięki czemu jest mniej wrażliwa na wstrząsy. Pewną zaletą jest także i to, że może ona mieć ramię zabezpieczające koło wychwytowe przed zbyt szybkimi obrotami i ewentualnymi uszkodzeniami.

Stroną ujemną tego rodzaju kotwicy są nieco większe opory oraz potrzeba smarowania. Z tego względu wychwyt z tą kotwicą nie może dać takich wyników jak wychwyt z kotwicą sprężystą. Dlatego też wychwyty z kotwicą obrotową mają zastosowanie głównie w chronometrach kieszonkowych. Zresztą, kotwica sprężysta wychwyty chronometrowego łatwiej by ulegała wstrząsom w zegarku noszonym i zajmowałaby znacznie więcej miejsca.

Jeśli chodzi o zastosowanie wychwyty chronometrowych do zegarków noszonych, to jest ono problematyczne. Wychwyt ten wymaga bowiem wysokiego stopnia dokładności wykonania i stałej pozycji, żeby nim można było osiągnąć wyniki o tyle lepsze, by uzasadniły znacznie większy koszt wykonania. Normalnym zegarkom noszonym wymagania te nie odpowiadają. Jeżeli weźmiemy jeszcze pod uwagę przytoczone wyżej wady, to ogólnie należy stwierdzić, że wychwyt chronometrowy, mimo wielkich zalet, nie jest zalecany do zegarków noszonych.

5. Wykreślanie

Wykreślimy wychwyt chronometrowy mając następujące dane:

liczba zębów koła wychwytowego — 15;

łączny kąt ruchu czynnego balansu — 40° ;

kątowa grubość wierzchołka zęba — $0^{\circ}40'$;

kątowy luz między krążkiem impulsowym a zębem — $0^{\circ}40'$;

kąt opadu — $2^{\circ}30'$;

kąt przyciągania — 8° ;

głębokość spoczynku — $0,08 t$; gdzie t — podziałka w mm.

Oprócz tych danych będzie nam potrzebny kąt impulsu koła wychwytowego, który otrzymamy, jeżeli od podziałki odejmiemy grubość wierzchołka zęba i podwójny luz między krążkiem impulsowym a zębem, czyli $24^\circ - (0^\circ 40' \cdot 3) = 22^\circ$.

Konstrukcję wychwyty chronometrowego przedstawia rys. 652. Z punktu O , leżącego na przecięciu się osi x , y , zataczamy okrąg wierzchołkowy ℓ koła wychwytowego. W lewo od osi y odmierzamy kąt $36^\circ 20'$ ($24^\circ + 11^\circ + 0^\circ 40' + 0^\circ 40' = 36^\circ 20'$) i prowadzimy prostą t , na której leży oś obrotu balansu. Symetrycznie do tej prostej rozkładamy kąt impulsu koła wychwytowego 22° i prowadzimy ramiona a , b , przecinające okrąg wierzchołkowy ℓ w punktach A , B .

Przez dowolnie obrany punkt D na prostej t prowadzimy ramię l pod kątem 20° (połowa kąta ruchu czynnego balansu). Następnie równoległe do ramienia l prowadzimy przez punkt A ramię f , przecinające prostą t w punkcie C , będącym osią obrotu balansu. Przez punkt B prowadzimy ramię g i w ten sposób otrzymujemy kąt ruchu czynnego balansu 40° . Z punktu C przez punkty A i B wykreślamy okrąg czynny krążka impulsowego. Od ramienia a w lewo odmierzamy kąt luzu $0^\circ 40'$ a od ramienia b odmierzamy taki sam kąt luzu w prawo i oprócz tego kąt grubości wierzchołka zęba $0^\circ 40'$ i prowadzimy ramiona p , n , k . Ramiona p , k i oś y przecinają okrąg wierzchołkowy ℓ w punktach N , F , E , które wyznaczają przody kolejnych trzech zębów koła wychwytowego.

Od ramienia a w prawo odmierzamy kąt odpadu $2^\circ 30'$ i prowadzimy ramię q , przecinające okrąg wierzchołkowy ℓ w punkcie L . W tym punkcie rozpoczyna się impuls. Ząb koła wychwytowego powinien spadać na kamień impulsowy tylko swoją przednią krawędzią. Dlatego przód zęba powinien być podcięty. Z punktu C przez punkt L prowadzimy ramię c , a następnie z punktu L od ramienia c pod kątem 4° prowadzimy ramię m , które wyznacza podcięcie zęba. Z punktu O wykreślamy okrąg e styczny do ramienia m . Po podzieleniu okręgu wierzchołkowego ℓ na 15 części, zaczynając z punktu E , wykreślamy zęby koła, których przedłużenia przednich powierzchni będą styczne do okręgu e . Tylna część zęba ograniczona jest łukiem i odcinkiem prostej. W większości wychwytywów chronometrowych wieniec i ramiona koła wychwytowego są cieńsze, w celu obniżenia ciężaru koła. Zęby zaś muszą być szersze i dlatego na rysunku jest linia oddzielająca zęby od wieńca.

Przechodzimy teraz do wykreślenia kotwicy i krążków. W tym celu przez punkt E , leżący na okręgu wierzchołkowym ξ , prowadzimy styczną d . Od punktu E w prawo odmierzamy na tej stycznej długość czynną dźwigni spoczynkowej równą średnicy koła wychwykowego i otrzymujemy punkt O_1 .

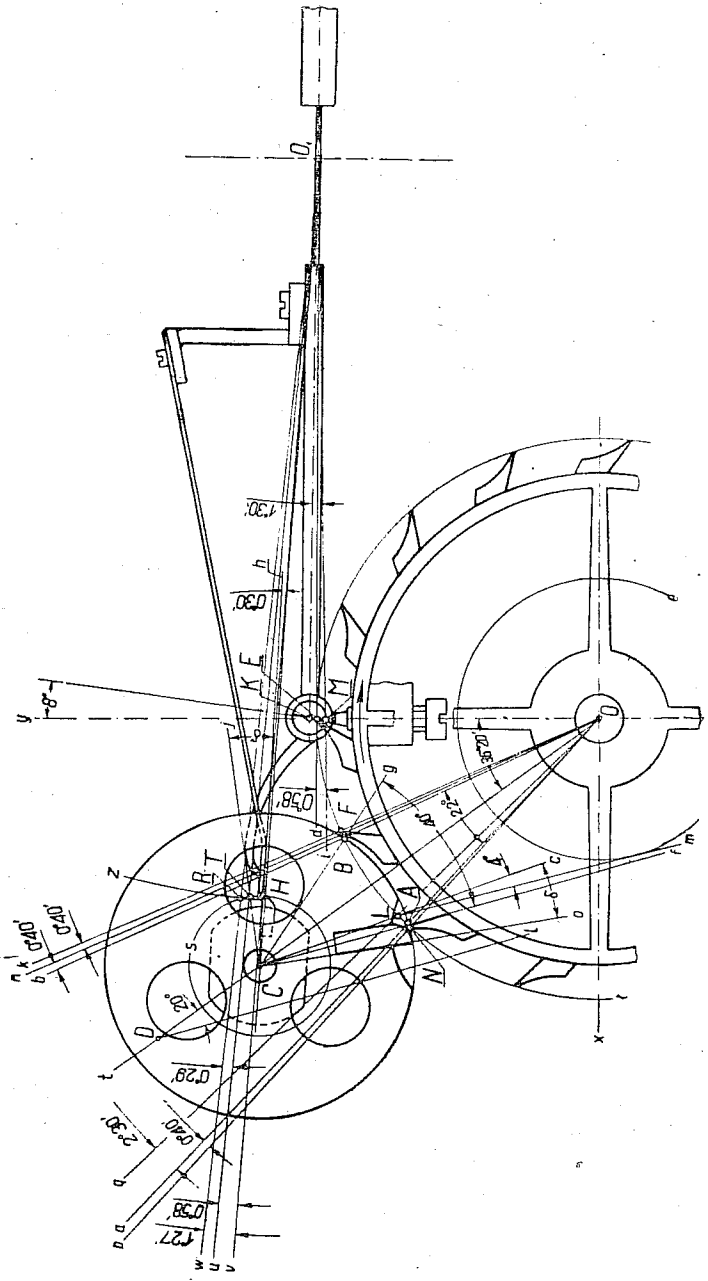
Przez punkt E prowadzimy prostą pod kątem przyciągania równym 8° względem osi y . Ta prosta wyznacza ścięcie kamienia spoczynkowego. Od punktu E w dół odmierzamy na tej prostej głębokość spoczynku, która po obliczeniu w naszym przykładzie stanowi odcinek EM . Z punktu O_1 przez punkt M prowadzimy ramię i ; otrzymany w ten sposób kąt spoczynku wynosi $0^\circ 58'$ ¹⁾. Od ramienia i w górę odmierzamy kąt $1^\circ 30'$ i otrzymujemy punkt K , z którego zataczamy okrąg kamienia spoczynkowego.

Przedstawiamy wychwyty w tym położeniu, w którym przednia krawędź kamienia spustowego podczas roboczego ruchu balansu dotknęła sprężynki spustowej, ale uwalnianie jeszcze się nie rozpoczęło. Kąt odchylenia tej sprężynki do początku uwolnienia przyjmujemy równy $0^\circ 30'$. Łączymy więc punkty O_1 , C prostą i od niej odmierzamy kąt $0^\circ 30'$ (wierzchołek w C) oraz prowadzimy ramię h , które wyznacza położenie kamienia spustowego. Z punktu C promieniem wynoszącym czwartą część promienia koła wychwykowego zataczamy okrąg czynny spustu s , przecinając ramię h w punkcie H . Przez ten punkt z punktu O_1 prowadzimy ramię v i od niego w górę odmierzamy kąt spoczynku $0^\circ 58'$ i kąt uwolnienia kotwicy $0^\circ 58' + 0^\circ 29' = 1^\circ 27'$ oraz prowadzimy ramiona u , w przecinające okrąg s w punktach T , R . Z punktu O_1 zataczamy przez punkt R łuk z , po którym będzie się przesuwał koniec sprężynki spustowej w czasie uwalniania koła wychwykowego ze spoczynku, przy czym w punkcie R kończy się kontakt między kamieniem spustowym a sprężynką spustową.

Z punktu C prowadzimy przez punkt T ramię j ograniczające z ramieniem h kąt δ . Gdy w czasie uwalniania przednia powierzchnia kamienia spustowego pokrywa się z ramieniem j , kamień spoczynkowy wyjdzie spod zęba i koło wychwytowe zacznie się obracać. W tym momencie przednia powierzchnia kamienia impulsowego powinna się pokrywać z ramieniem c . Dlatego od ramienia c w lewo odmierzamy kąt δ i prowadzimy ramię o , które wyznacza położenie przedniej powierzchni kamienia impulsowego.

Powierzchnie robocze kamienia impulsowego i spustowego biegną promieniowo do osi obrotu balansu, a tylne są zaokrąglone.

1) Występujące przy wykreślanu wychwyty chronometrowego wartości katowe z dokladnoscia do 1' (minuty) wynikaja z obliczenia. Przy wykreślanu bierzemy je w zaokrągleniu.



Rys. 652. Konstrukcja wychwyty chronometryowego.

W krążku impulsowym wykonuje się otwory w celu zmniejszenia ciężaru, a od przedniej strony kamienia impulsowego jest małe wycięcie. Sprężynka spustowa jest odgięta i zamocowana na specjalnym występie. Sprężynująca część kotwicy wynosi $\frac{1}{4} \div \frac{2}{5}$ jej długości od miejsca zamocowania do kamienia spoczynkowego; grubość zaś wynosi $0,03 \div 0,07$ mm.

Dorysowaniem wkrętu regulującego głębokość spoczynku i innych brakujących szczegółów uzupełniamy rysunek.

IX. REGULATORY

Dotychczas omówione człony mechanizmu zegara miały za zadanie magazynowanie i dostarczanie energii (napęd), przeniesienie energii (przekładnia chodu) i przekazywanie tej energii wychwytowi. Teraz musimy rozpatrzyć najbardziej istotne urządzenie, umożliwiające mechanizmowi zegara wypełnienie jego zasadniczego zadania, którym jest odmierzanie czasu. Urządzeniem tym jest właśnie *regulator* chodu, którym w zegarach mechanicznych najczęściej jest *wahadło* lub *balans*.

Zadanie regulatora chodu polega na sterowaniu ruchami wskaźników, tak by ich przesunięcia były proporcjonalne do upływającego czasu. W zegarach odbywa się to w ten sposób, że regulator w równych odstępach czasu za pośrednictwem wychwyty uwalnia mechanizm chodu powodując częściowy i jednokowy obrót kół.

Taki regulator, którego wahnięcia odbywają się dokładnie w jednakowych odcinkach czasu, nazywamy *izochronicznym*¹⁾, a te wahnięcia — *izochronicznymi*.

Wysoką dokładność wskazań zegara można uzyskać wtedy, gdy konstrukcja jego zapewnia izochronizm wahań mimo zmian warunków w otoczeniu regulatora (np. temperatury, ciśnienia itp.) oraz gdy energia napędowa jest dostarczana i zużywana równomiernie, stale w tych samych ilościach.

Żeby wahanie regulatora nie ustało zupełnie, regulator w równych odstępach czasu otrzymuje dopływ energii, zazwyczaj w postaci krótkotrwałego *impulsu*, mającego najczęściej charakter uderzeniowy. Impuls działa zawsze w kierunku zgodnym z aktualnym kierunkiem ruchu regulatora.

Aby wahnięcia regulatora były izochroniczne, musi on wahać się swobodnie, bez zewnętrznych wpływów i dlatego konstruk-

1) Wyraz pochodzi z języka greckiego: isos = równy, chronos = czas.

torzy starają się uchronić go od tych właśnie wpływów ubocznych¹⁾.

Zakłócenia w wahaniu regulatora są w dużym stopniu uzależnione od konstrukcji współpracującego z nim wychwytu, a powstają głównie w chwili uwolnienia ze spoczynku zęba koła wychwykowego i następującego po nim impulsu. Zakłócenie to jest tym mniejsze, im większa jest energia kinetyczna regulatora. Dlatego uwolnienie i impuls powinny natępować w chwili, gdy regulator znajduje się mniej więcej w położeniu równowagi stałej, wówczas bowiem ma on największą prędkość a zatem i energię kinetyczną.

Należy przy tym zaznaczyć, że zakłócenia powtarzające się stale i niezmiennie za każdym wahnięciem regulatora nie wpływają ujemnie na izochronizm. Głównym powodem błędów izochronizmu tak wahadła jak i balansu (zresztą z odmiennych powodów) są zmiany amplitudy wahań, wywoływane zmianami warunków w jakich regulator pracuje (zmiany temperatury, ciśnienia, energii napędowej itd.).

Wahadła o stosunkowo małym kącie wahań mogą wytwarzać dostatecznie wielką energię kinetyczną jedynie pod warunkiem, że masa ich jest odpowiednio wielka. Z balansem rzecz się ma nieco inaczej. Masa balansu ze względu na zmniejszenie tarcia w łożyskach, które zależą przecieź od nacisku, musi być mała. Dlatego też jego kąt wahań powinien być tak wielki, by zapewnił mu szybkość zdolną wytworzyć dostateczną ilość energii.

A. WAHADŁA

1. Wiadomości podstawowe

a. Pojęcia i określenia²⁾

1. Wahadło mierzy czas, który zegar tylko pokazuje. Wahadło reguluje chód zegara i czyni go równomiernym.

¹⁾ Do czasu wynalezienia wahadła przez Galileusza a zastosowaniu go przez Huygensa używany był kolebnik. Wahnięcia jego nie były izochroniczne, gdyż regulator taki wahał się tylko pod wpływem impulsów przekładni chodu i to z towarzyszeniem silnego tarcia. Wahadło natomiast waha się równomiernie pod wpływem przyciągania ziemi i bezwładności, a impulsy służą tylko do podtrzymania jego ruchu.

²⁾ Ogólne opisy regulatorów oraz wiadomości podstawowe o wahadle podaliśmy obszernie w 5 części „Zegarmistrzostwa” na str. 213—245. Tutaj zamieszczamy tylko krótkie definicje pojęć podstawowych bez szczegółowych dowodzeń. Niektóre wyjaśnienia tych pojęć będą podane w dalszym ciągu rozdziału o wahadłach.

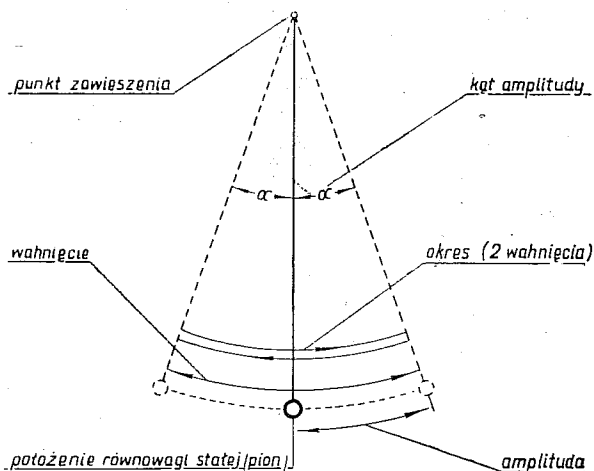
2. Wahadłem jest każde ciało stałe zawieszone swobodnie poza środkiem ciężkości, które pod wpływem siły ciężkości i bezwładności wykonuje ruchy okresowe (wahadłowe) w jednej płaszczyźnie około położenia równowagi stałej.

3. Prawa ruchu wahadłowego, zwane izochronizmem, odkrył włoski uczony Galileo Galilei (1564—1642), w Polsce zwany Galileuszem. Brzmiały one tak:

4. „Czas trwania wahnienia zależy od długości wahadła — im wahadło jest dłuższe tym wolniej się waha.”

5. „Wahnienia jednego i tego samego wahadła trwają zawsze jednakowy okres czasu.” Prawo to należałoby ściślej sformułować jak następuje:

5a. Czas trwania wahnienia wahadła przy małych kątach wychylenia nie zależy od wielkości tych wychyleń (amplitudy).



Rys. 653. Wahadło matematyczne.

6. Dalszą teoretyczną i praktyczną pracę nad wahadłem poprowadził holenderski uczony Christian Huygens (czyt. Hojchens, 1629—1695). Od tej więc pory ustala się już stonkunkowo dokładny pomiar czasu.

7. *Wahadło matematyczne* (teoretyczne) jest to punkt materialny (ciężki) poruszający się po okręgu (łuku) leżącym w płaszczyźnie pionowej bez tarcia i jakichkolwiek innych oporów. Wyobrażamy je sobie jako małą, ciężką kulę przymocowaną nicią bardzo lekką i nierozciągliwą do stałego punktu zawieszenia (rys. 653).

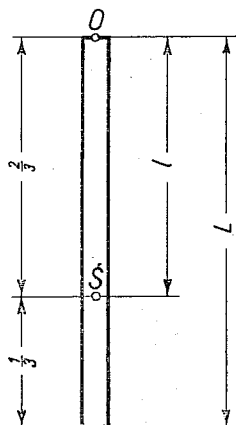
8. *Wahadło fizyczne* (rzeczywiste) jest to masa sztywna mogąca obracać się dokoła osi (zwykle poziomej) nie przechodzącej przez jej środek ciężkości.

9. Jeżeli na swobodnie wiszące wahadło oprócz siły ciężkości nie działają żadne siły zewnętrzne, to przyjmuje ono *położenie równowagi stałej*.

10. Gdy zaś odchylimy je o pewien kąt od pionu i puścimy swobodnie, wówczas wykona ruch w kierunku pierwotnego położenia, jednak w tym położeniu (pionowym) na skutek bezwładności nie zatrzyma się, lecz poruszając się dalej, wzniesie się po drugiej stronie pionu. Po czym znów wykona taki sam ruch w stronę przeciwną itd.

11. Okresowe (powtarzalne) ruchy wahadła zwiemy *wahaniami*, a jeden ruch między położeniami skrajnych wychyleń — *wahnięciem*.

12. Na skutek oporu powietrza i tarcia w miejscu zawieszenia, odchylenia szeregu kolejnych wahnięć są coraz mniejsze, aż wreszcie ruch wahadła zupełnie ustaje.



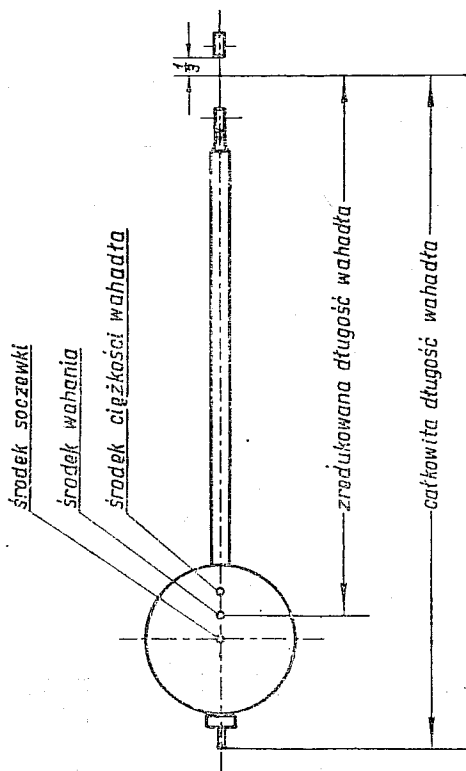
Rys. 654. Długość wahadła fizycznego.

13. *Amplituda* wahadła jest to wielkość jego największego wychylecia w jednym kierunku od położenia równowagi stałej (pionu). Amplitudę mierzymy długością łuku zakreślonego przez koniec wahadła, albo rozwartością kąta między pionem a osią symetrii wahadła w skrajnym jego położeniu.

14. *Okresem wahan* nazywa się T z a s, który upływa między dwoma kolejnymi identycznymi fazami ruchu wahadła. Czas trwania jednego wahnięcia jest równy połowie okresu.

15. *Izochronizmem* nazywamy właściwość wahadła polegającą na tym, że przy różnych amplitudach zachowuje jednakowe okresy.

16. Wahadło kołowe (określone w p. 2) nie jest ściśle izochroniczne. Ale przy małych amplitudach nie przekraczających 8° błąd kołowy (błąd izochronizmu) jest tak mały, że takie wahadło można uważać za izochroniczne.



Rys. 655. Zredukowana długość wahadła zegarowego.

17. Ze wzrostem amplitudy błąd kołowy szybko się powiększa (Zobacz wykres na rys. 656).

18. W dokładnych zegarach astronomicznych amplituda wynosi od 1° do $1,5^\circ$. W dobrych zegarach domowych z wychwytemi Grahama — $1,5^\circ$ do 3° . W zegarach z wychwytemi cofającymi — od 4° do 10° (a wyjątkowo, przy lekkich wahadłach nawet więcej).

19. *Środek wahan*a jest to taki punkt wahadła fizycznego, który porusza się tak, jakby stanowił oddzielne wahadło matematyczne o tym samym okresie, co dane wahadło fizyczne.

20. Gdy porównamy wahan

ia pręta z jednorodnego materiału i o jednakowym przekroju na całej długości z wahadłem matematycznym o tym samym okresie, okaże się, że środek wahan

ia S (rys. 654), wyznaczony za pomocą długości l , znajduje się w odległości $\frac{2}{3}$ całkowitej długości L od punktu zawieszenia O .

21. Długość wahadła zegarowego mierzy się od linii gięcia się sprężynki do środka wahan

ia (rys. 655). Długość ta nazywa się *zredukowaną długością wahadła*; jest ona równa długości wahadła matematycznego o tym samym okresie.

22. Środek wahan

ia w wahadle zegara leży zwykle mniej więcej w równej odległości od środka ciężkości całego wahadła i środka soczewki.

23. Linia gięcia się sprężynki znajduje się w odległości około $\frac{1}{3}$ długości sprężynki do górnej części zawieszki¹⁾.

24. Wahadło wykonujące 60 wahan

ień na minutę (1 wahan

ienie na sekundę) nazywamy *wahadłem sekundowym*. Jego okres wynosi 2 sek.

25. Zredukowana długość wahadła sekundowego w naszych szerokościach geograficznych wynosi 994 mm (na równiku 991 mm, a na biegunie 996 mm).

b. Obliczanie wahadła ²⁾

*Czas wahan*ień zależy od długości wahadła i od przyspieszenia ziemskiego ³⁾, które nie jest jednakowe na całej kuli ziemskiej. W naszych szerokościach geograficznych przyspieszenie ziemskie zmienia się tak mało, że można je przyjmować w obliczeniach zegarmistrzowskich jako wartość stałą, wynoszącą 9,81 m/sek². Gdy więc czas dwóch wahan

ień, czyli okresu ⁴⁾, oznaczymy literą T ,

1) Jeżeli sprężynka jest długa, a wahadło krótkie, to linia zginania się sprężynki będzie znacznie bliżej górnej oprawki. Dlatego lepiej jest sprawdzić gięcie się sprężynki u danego zegara.

2) Obliczanie wahadła podane jest obszernie w 5 części „Zegarmistrzostwa” na str. 226—231.

3) Mamy tu na myśli wahan

ień izochroniczne.

4) W 5 części „Zegarmistrzostwa” oznaczyliśmy przez „ T ” czas jednego wahan

ienia i podaliśmy wzór na jego obliczanie. Ponieważ jednak wszystkie polskie podręczniki fizyki i poradniki techniczne przy obliczaniu wahadła podają wzór na *okres wahan*ia i oznaczają go przez T , więc i my przyjmujemy to samo oznaczenie, aby nie wprowadzać zamętu w przyjętej już symbolice.

długość zredukowaną wahadła — l , przyspieszenie ziemskie — g , to zależność między tymi wielkościami możemy wyrazić w postaci wzoru:

$$T = 2 \pi \sqrt{\frac{l}{g}}$$

Wzór powyższy nie zawiera wyrażen określających wielkość amplitudy i ciężar wahadła, co wskazuje jakby na niezależność okresu wahania od tych wielkości. Jeżeli w praktyce wahadła mają soczewki o różnym ciężarze, to służy on zasadniczo do zwiększenia odporności na zewnętrzne wpływy. W istocie ciężar soczewki i całego wahadła nie ma wpływu na okres wahania. Inaczej sprawa się przedstawia z wielkością amplitudy, która wpływa na okres wahania i dlatego wzór powyższy służy do obliczania okresu jedynie w przybliżeniu bez uwzględnienia amplitudy.

Jeżeli zaś chcemy uwzględnić dowolną wielkość amplitudy, to musimy stosować inny, bardziej skomplikowany wzór, którego tu nie podajemy, gdyż w zegarmistrzostwie rzadko kiedy jest potrzeba jego zastosowania, a zrozumienie zasady jego budowy i sposobu stosowania wymaga znajomości specjalnego działu matematyki. Natomiast dla wahnięć o małej amplitudzie można stosować inny wzór przybliżony, w którym uwzględnia się wielkość wychyleń wahadła. Okres wahania według tego wzoru przybliżonego będzie:

$$T = 2 \pi \sqrt{\frac{l}{g}} \cdot \left(1 + \frac{\alpha^2}{16} \right)$$

Przy czym wielkość kąta amplitudy α nie podaje się w stopniach kątowych, lecz w mierze łukowej, czyli w radianach. Jeżeli np. kąt amplitudy $\alpha = 1^\circ$, to wartość ta wynosi 0,01745, a α^2 będzie: 0,0003045.

Różnicę między okresem wahadła obliczonym według wzoru ścisłego z uwzględnieniem amplitudy, a okresem tego samego wahadła obliczonym według wzoru bez uwzględnienia amplitudy nazywamy *błędem kołowym* (błędem izochronizmu) i liczymy go najczęściej w sekundach na dobę. Jeżeli przy obliczaniu okresu wahadła o większej amplitudzie nie uwzględnia się tego błędu, to wahadło tym więcej się spóźnia w stosunku do ruchu obliczonego, im większą ma amplitudę.

Jeśli uwzględniając amplitudę obliczymy zmianę chodu¹⁾ zachodzącą z tego powodu w ciągu doby, otrzymamy następujące zestawienie:

Amplituda α w stopniach	Błąd kołowy w sek. na dobę	Amplituda α w stopniach	Błąd kołowy w sek. na dobę
0°30'	0,41	6°	59,26
1°	1,65	7°	80,67
2°	6,58	8°	105,39
3°	14,81	9°	133,43
4°	26,33	10°	164,78
5°	41,14	15°	370

1) W mowie potocznej, a także i wśród zegarmistrzów, działanie zegara nazywa się *chodem*. W tym też znaczeniu najczęściej używamy w „Zegarmistrzostwie” tego wyrażenia. Natomiast w metrologii czasu wyrażenie „chód zegara” ma inne znaczenie, które niżej podajemy. Ponieważ brak jest w języku polskim innych wyrażen dla rozróżnienia tych dwu znaczeń, przeto i my zwłaszcza przy omawianiu regulatorów, musimy używać wyrazu „chód” w znaczeniu metrologicznym.

W metrologii dokładność wskazań zegara określa jego *poprawka wskazania, chód i uchybienie chodu*.

Poprawka wskazania (stanu) jest różnicą między wskazaniem zegara wzorcowego a wskazaniem zegara porównywanego. Jeżeli zegar porównywany się spóźnia, to jego poprawka jest dodatnia, a jeżeli się spieszy, to poprawka jest ujemna. W celu otrzymania dokładnego czasu należy do wskazań zegara porównywanego dodać algebraicznie poprawkę (tj. z uwzględnieniem jej znaku + lub -).

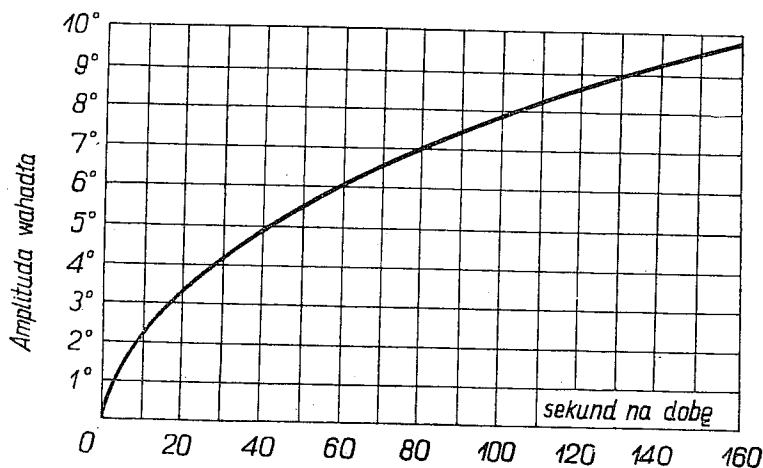
Chód obliczamy zwykle w sekundach na dobę i nazywamy go wówczas *chodem dziennym*. Jest to więc zmiana poprawki w ciągu doby. Zazwyczaj nie jest on uważany za wadę zegara, jeżeli jest stały, gdyż daje się wyrównać (usunąć) urządzeniem regulacyjnym zmieniającym długość zredukowaną wahadła (soczewką) lub część czynną włosa (przesuwką). W zegarach astromicznych zazwyczaj chód uwzględnia się przez obliczenie poprawki, a nie zmienia się ich wskazań.

Uchybienie chodu dziennego jest jego zmiennością w ciągu doby. Stąd też nazywane jest także zmiennością chodu lub błędem chodu. Uchybienie stanowi o dokładności zegara i jego niezawodności. Powstaje ono wtedy, gdy zegar czasem się spieszy, a czasem spóźnia, albo też spieszy się lub spóźnia niejednostajnie. Głównymi przyczynami powstawania uchybienia chodu są: 1. zmiany w dopływie energii napędowej (w zegarach z napędem sprężynowym); 2. zmiany temperatury; 3. zmiany ciśnienia powietrza; 4. zmiany struktury materiału — w szczególności włosa; 5. zmiany położenia i wstrząsy; 6. niedoskonałość wykonania i konstrukcji zegara, np. ząbceń, wychwyty, zużycie, zardzewienie itp.

Średnie dzienne uchybienie chodu dobrych zegarów Rieflera z wahadłem inwarowym wynosi około 0,003 sek.; najlepszych chronometrów 0,1; 0,2 sek.; zegarów kwarcowych mniej niż 0,001 sek.

Gdy umieścimy te wartości na układzie współrzędnych: na osi odciętych zmianę chodu dziennego w sekundach, na osi rzędnych amplitudy, otrzymamy krzywą przedstawioną na rys. 656.

W zegarach precyzyjnych amplituda α nie przekracza zwykle dwu stopni. Dobowy błąd kołowy przy tej amplitudzie wynosi 6,58 sekundy. Błąd ten byłby bardzo wielki, gdyby amplituda stale się zmieniała od 0° do 2° . Na szczęście jednak tak się nie zdarza. Jeżeli amplituda wahadła jest stała, to błąd kołowy nie powoduje uchybienia chodu zegara, lecz tylko opóźnienie o wartości stałej. Może więc być z łatwością usunięty przez odpowiednią regulację.



Rys. 656. Wykres błędu kołowego.

Przekształcając odpowiednio pierwszy wzór możemy otrzymać z niego nowy wzór do obliczania zredukowanej długości wahadła, a mianowicie:

$$l = \frac{T^2 \cdot g}{4 \pi^2}$$

Wyżej podanymi wzorami zegarmistrze posługują się bardzo rzadko. Na ogół nie obliczają oni okresu wahan, ale mówią o ilości wahnien wahadła na minutę lub na godzinę. Natomiast zredukowaną długość wahadła obliczają na podstawie wahadła sekundowego przyrównując do niego ilość wahnien obliczanego wahadła. W ten sposób obliczenie sprowadza się do rozwiązania proporcji. Oczywiście, proporcję tę możemy również wyprowa-

dzić z podanego na początku wzoru podstawowego. Pomijamy jednak sposób wyprowadzenia, a podajemy niżej tylko gotowy wzór, w którym l oznacza długość wahadła sekundowego, a l_1 — długość wahadła obliczanego; zaś n_h oznacza ilość wahaniec na godzinę wahadła sekundowego, a n_{h_1} — ilość wahaniec na godzinę wahadła obliczanego.

$$\frac{l_1}{l} = \frac{n_h^2}{n_{h_1}^2}$$

Znaczenie tej propozycji można określić jak następuje:

Długości dwóch wahadeł są w odwrotnym stosunku do kwadratów ilości ich wahaniec.

Jeżeli więc weźmiemy za podstawę do obliczeń wahadło sekundowe, którego długość i ilość wahaniec na godzinę są nam znane, to możemy obliczyć długość każdego wahadła, mając podaną ilość jego wahaniec.

Jeżeli ilość wahaniec nie jest podana, to możemy ją obliczyć z przekładni chodu (licząc, oczywiście, od koła minutowego) według następującego wzoru:

$$n_{h_1} = \frac{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5 \dots}{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6 \dots} \cdot 2z$$

We wzorze tym samo z oznacza ilość zębów koła wychwytoowego, natomiast ze wskaźnikami nieparzystymi — ilości zębów kół, a ze wskaźnikami parzystymi — ilości zębów zębników. Ponieważ każdy wychwyt jest tak zbudowany, że na jeden ząb koła wychwytoowego przypadają dwa wahaniec, dlatego z mnożymy przez 2.

Przykład: Koło minutowe pewnego zegara wahadłowego ma 96 zębów, koło pośrednie — 80 zębów, koło wychwytoowe — 30 zębów. Zębniki: pośredni i wychwytoowy mają po 8 zębów. Obliczyć długość wahadła dla tego zegara.

Najpierw obliczamy ilość wahaniec wahadła na godzinę według wzoru:

$$n_{h_1} = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} \cdot 2z = \frac{96 \cdot 80}{8 \cdot 8} \cdot 2 \cdot 30 = 7200$$

Następnie obliczamy długość wahadła, przekształcając wpierw odpowiednio wzór i podstawiając wartości z wahadła sekundowego:

$$l_1 = \frac{n_h^2 \cdot l}{n_{h_1}^2} = \frac{3600^2 \cdot 994 \text{ mm}}{7200^2} = 248,5 \text{ mm}$$

Zredukowana długość wahadła do tego zegara powinna wynosić 248,5 mm.

Celem zaoszczędzenia czasu nad nieco żmudnymi obliczeniami podajemy w tablicy długości wahadeł, jakie mogą mieć zastosowanie w zegarach domowych.

Tablica długości wahadeł

Ilość wahnięć na godz.	Długość wahadła ¹⁾	Zmiana długości dla 1 min. na dobę	Ilość wahnięć na godz.	Długość wahadła ¹⁾	Zmiana długości dla 1 min. na dobę
	milimetrów			milimetrów	
16000	50,3	0,07	13000	76,2	0,10
15900	50,9	0,07	12900	77,4	0,11
15800	51,6	0,07	12800	78,6	0,11
15700	52,3	0,07	12700	79,9	0,11
15600	52,9	0,07	12600	81,1	0,11
15500	53,6	0,07	12500	82,4	0,11
15400	54,3	0,08	12400	83,8	0,11
15300	55,0	0,08	12300	85,1	0,12
15200	55,7	0,08	12200	86,5	0,12
15100	56,5	0,08	12100	88,0	0,12
15000	57,3	0,08	12000	89,5	0,12
14900	58,0	0,08	11900	91,0	0,12
14800	58,8	0,08	11800	92,5	0,13
14700	59,6	0,08	11700	94,1	0,13
14600	60,4	0,08	11600	95,7	0,13
14500	61,3	0,08	11500	97,4	0,13
14400	62,1	0,09	11400	99,1	0,13
14300	63,0	0,09	11300	100,9	0,14
14200	63,9	0,09	11200	102,7	0,14
14100	64,8	0,09	11100	104,5	0,14
14000	65,7	0,09	11000	106,4	0,14
13900	66,7	0,09	10900	108,4	0,15
13800	67,6	0,09	10800	110,5	0,15
13700	68,6	0,09	10700	112,5	0,15
13600	69,6	0,09	10600	114,6	0,16
13500	70,7	0,09	10500	116,8	0,16
13400	71,7	0,10	10400	119,1	0,16
13300	72,8	0,10	10300	121,4	0,17
13200	73,9	0,10	10200	123,8	0,17
13100	75,1	0,10	10100	126,3	0,17

Ilość wahnięć na godz.	Długość wahadła ¹⁾	Zmiana długości dla 1 min. na dobę	Ilość wahnięć na godz.	Długość wahadła ¹⁾	Zmiana długości dla 1 min. na dobę
	milimetrów			milimetrów	
10000	128,8	0,18	6700	286,9	0,39
9900	131,4	0,18	6600	295,7	0,40
9800	134,1	0,18	6500	304,9	0,41
9700	136,9	0,19	6400	314,5	0,43
9600	139,8	0,19	6300	324,5	0,44
9500	142,8	0,19	6200	335,1	0,46
9400	145,9	0,20	6100	346,2	0,47
9300	149,0	0,20	6000	357,8	0,48
9200	152,2	0,21	5900	370,0	0,50
9100	155,5	0,21	5800	382,9	0,52
9000	159,0	0,22	5700	396,4	0,54
8900	162,5	0,22	5600	410,7	0,56
8800	166,2	0,23	5500	425,8	0,58
8700	170,0	0,23	5400	441,7	0,60
8600	174,0	0,24	5300	458,5	0,62
8500	178,2	0,24	5200	476,3	0,65
8400	182,5	0,25	5100	495,2	0,67
8300	187,0	0,25	5000	515,2	0,70
8200	191,6	0,26	4900	536,5	0,73
8100	196,4	0,27	4800	559,1	0,76
8000	201,3	0,27	4700	583,1	0,79
7900	206,4	0,28	4600	608,7	0,83
7800	211,7	0,29	4500	636,1	0,86
7700	217,2	0,30	4400	665,3	0,90
7600	223,0	0,30	4300	696,7	0,95
7500	229,0	0,31	4200	730,2	0,99
7400	235,2	0,32	4100	766,2	1,04
7300	241,7	0,33	4000	805,0	1,09
7200	248,5	0,34	3900	846,8	1,15
7100	255,5	0,35	3800	892,0	1,21
7000	262,9	0,36	3700	940,1	1,28
6900	270,5	0,37	3600	994,0	1,35
6800	278,6	0,38	3550	1022 ²⁾	1,39

1) W tablicy podane są zredukowane długości wahadeł, które mierzy się od linii gięcia się sprężynki do środka wahania (rys. 655).

2) Tablicę dłuższych wahadeł podaliśmy w 5 części „Zegarmistrzostwa” na str. 231.

2. Wahadła zegarów domowych

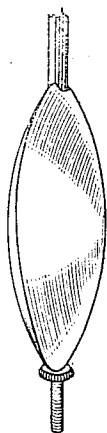
Regulator jest członem odmierzającym czas w zegarze. Im staranniej i dokładniej konstruktor przeprowadzi wszystkie obliczenia, tym większej równomierności wahań można wymagać od wahadła, a zatem tym większej dokładności wskazań zegara.

Zasadniczo długie i ciężkie wahadła pracują lepiej, gdyż mniej ulegają zakłóceniom niż wahadła krótkie i lekkie.

Wahadło składa się z dwóch głównych części: *soczewki* i *pręta*. *Zawieszka* podtrzymuje wahadło w miejscu jego obrotu. *Widelki* przenoszą impuls napędowy z kotwicy na wahadło oraz umożliwiają wahadłu sterowanie wychwytem.

a. Soczewki

Ciężarkowi zawieszonemu na końcu wahadła nadaje się najczęściej kształt soczewki (rys. 657), dlatego że ciało o takim właśnie kształcie wahać się natrafia na najmniejszy opór powietrza. W zegarach precyzyjnych soczewki są z mosiądzu albo żeliwa. Soczewki zegarów popularnych składają się z dwu odpowiednio wygiętych i złożonych blach zazwyczaj wypełnionych ołowiem.



Rys. 657. Soczewka wahadła.



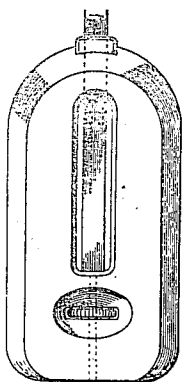
Rys. 658. Inny rodzaj soczewki.

Soczewka z ołowiu do większych zegarów jest lepsza niż z żeliwa, ponieważ mając ten sam ciężar jest znacznie mniejsza, a więc w mniejszym stopniu ulega oporom powietrza. W zegarach szwarcwaldzkich za soczewkę służy mały krążek drewniany albo wyciśnięty z blachy.

W prymitywnych zegarach kominkowych francuskiej produkcji małe soczewki o kształtach różnych brył obrotowych wkręcane są bezpośrednio na koniec nagwintowanego pręta, który wnitowany jest wprost w wałek kotwicy (rys. 658).

Bardzo ładnie przedstawiają się soczewki w nowoczesnych zegarach ściennych Kienzla. Soczewki te są srebrzone na matowo z połączonym paskiem kołowym na powierzchni i osadzone na posrebrzonym pręcie.

Na rys. 659 pokazana jest soczewka o charakterystycznym kształcie. Jest to soczewka Elliotta; wykonana może być z żeliwa lub z brązu albo też z mosiądzu.



Rys. 659. Soczewka Elliotta.

Wahadło zegara precyzyjnego waha się w rozrzedzonym powietrzu (próżni), dlatego kształt soczewki ma dla niego małe znaczenie. Stąd też stosuje się tam masywny, ciężki walec, z pionową osią, z mosiądzu lub żeliwa, gdyż dla takiego kształtu łatwo da się osiągnąć doskonałą symetrię.

Soczewkę rtęciowych wahadeł kompensacyjnych tworzy jedno lub więcej naczyń cylindrycznych napełnionych rtęcią, co dalej szczegółowo opisujemy.

Należałoby jeszcze omówić wielkość a raczej ciężar soczewki. W rzeczywistości ciężar wahadła, a więc i ciężar soczewki, nie ma wpływu na okres wahanja wahadła. Jest rzeczą obojętną, czy soczewka jest lekka, czy ciężka. Zresztą, nie jest ona konieczna. Sam pręt bez soczewki mógłby także być wahadłem; musiałby jednak być o połowę dłuższy od wahadła matematycznego o takim samym okresie, gdyż jego środek wahanja znajdowałby się — jak to już wiemy — w odległości $\frac{2}{3}$ jego całkowitej długości od miejsca zawieszenia.

A jednak w technice zegarowej stosuje się ciężkie wahadła. Wystawmy tylko sobie wahadło zegara szwarcwaldzkiego z ma-

łą, lekką soczewką, albo wahadło sekundowe z soczewką średnio ciężką i porównajmy je z wahadłem zegara astronomicznego, które waży do 7 kg, albo z wahadłem zegara wieżowego, mogącym ważyć 12 a nawet więcej kg. Dlaczego więc te różnice w ciężarze wahań?

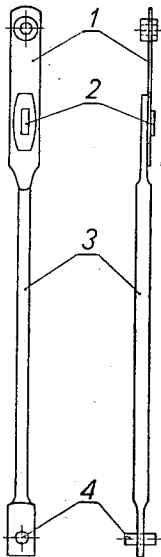
Na pytanie to odpowiemy ogólnie: Wahadło powinno być tym cięższe, im większej dokładności wskazań wymagamy od zegara i im mniejsza jest amplituda.

Jednak ciężkie wahadło daje dokładne wskazania zegara tylko pod warunkiem bardzo sztywnego zawieszenia i małych strat tarcia w zawieszce. W przeciwnym przypadku duży ciężar powoduje duże straty tarcia i przemieszczanie punktu zawieszenia.

Lekkie wahadło pożądanie jest w takich zegarach, w których zawieszenie nie jest sztywne (zegar słabo przytwierdzony) oraz są duże straty tarcia w zawieszce i duża amplituda wahań (np. w zegarze szwarcwaldzkim). Ciężar różnych wahań zegarów znajdujących się powszechnie w handlu — jest praktycznie wypróbowany w ciągu stuleci.

b. Pręty

W zegarach domowych bywają wahadła różnej długości. Stąd też i pręty tych wahań są różnej konstrukcji, zależnie także i od jakości zegara.



Rys. 660.



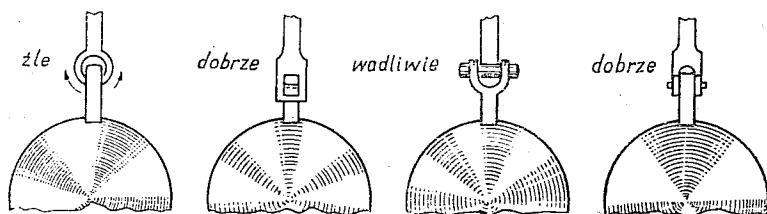
Rys. 661.

Dwie odmiany górnej części pręta wahań.

W zegarach popularnych z wahadłem półsekundowym i dłuższym, pręt wahadła składa się zasadniczo z dwu części: górnej, której dolny koniec wystaje nieco spoza płyty mechanizmu, i dolnej, na której osadzona jest soczewka. Na czas transportu odpina się dolną część pręta z ciężką soczewką i dopiero na miejscu przeznaczenia znowu się ją zawiesza. Czynność ta nie nastrecza żadnych trudności, ponieważ dolna część górnego pręta jest łatwo dostępna.

Na rys. 660 i 661 widzimy dwie odmiany górnej części pręta stosowanego w tanich zegarach. Pojedyncza sprężynka 1 (rys. 660) połączona jest nitem 2 z prętem 3. Na poprzeczny kołek 4 zakłada się hak dolnej części pręta.

Pręt pokazany na rys. 661 wykonany jest ze stalowego drutu. Na zagięciu wiesz się dolną część pręta, a w zegarach o wahadłach bardzo krótkich — bezpośrednio soczewkę, która w tym przypadku ma odpowiedni hak. Rys. 662-665 przedstawiają cztery sposoby takiego zawieszenia soczewek.



Rys. 662.

Rys. 663.

Rys. 664.

Rys. 665.

Niewłaściwe i właściwe zawieszenia soczewek.

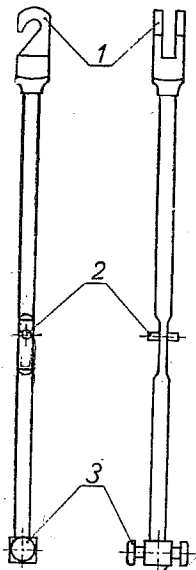
Błąd w zawieszeniu soczewki na rys. 662 łatwo zauważyć. Otwór nie powinien być okrągły, lecz podłużny, jak to widzimy na rys. 663.

Urządzenie pokazane na rys. 664 zapewnia wprawdzie sztywność, ale koncentruje za wiele masy i ciężaru powyżej soczewki. Wskutek tego środek wahanja bardziej oddali się od środka soczewki, co nie jest pożądane. Lepszy sposób przedstawia rys. 665, gdyż urządzenie połączenia soczewki z prętem jest tu lekkie i pewne.

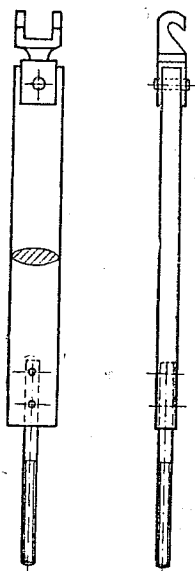
Na rys. 666 widzimy wypróbowany typ wahadła dzielonego lepszych zegarów, u których sprężynka jest w oprawie. Na poprzecznym kołku dolnej oprawy sprężynki zaczepia się hak 1. Dolną część wahadła wiesz się na kołku 3. Widelki wspierają się na

kołku zabezpieczającym 2. Kołek ten zapobiega wysunięciu się haka 1 z oprawy, na wypadek, gdybyśmy zawieszając dolną część pręta, potracili w górę kołek 3.

Dolna część pręta wahadła pokazana jest na rys. 667; może ona być z drutu stalowego albo z drewna. Przekrój pręta drewnianego ma kształt soczewki dwustronnie wypukłej. Na górnej jego części osadzony jest hak, w dolną zaś wprawiony jest nagwintowany trzpień, na którym wisi soczewka, podtrzymywana od spodu nakrętką regulacyjną. Niedzielony pręt wahadła bywa zwykle zawieszony na kołku znajdującym się w dolnej oprawce zawieszki.



Rys. 666. Górna część pręta wahadła lepszych zegarów.



Rys. 667. Dolna część pręta wahadła.

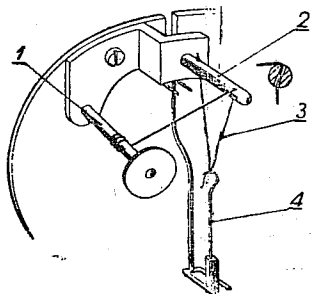
Dawniej chętnie stosowano w tanich zegarach pręt rusztowy składający się z kilku drutów mosiężnych i stalowych. Robił on wrażenie urządzenia kompensacyjnego, które dalej opisujemy, ale w rzeczywistości nie miał z nim — prócz pewnego podobieństwa budowy — zgoła nic wspólnego.

Najlepszym materiałem na dłuższe pręty wahadeł zegarów domowych jest drewno jodłowe, o zupełnie równych i gęstych słojach, wygotowane w parafinie.

c. Zawieszki

Zawieszka niciana

Początkowo zawieszano wahadło na nitce. Ten sposób zawieszki spotyka się jeszcze w starych francuskich zegarach ściennych i podobnych zegarach kominkowych. Składa się ona z siodełka 2 (rys. 668), wałka regulacyjnego 1 i jedwabnej nitki 3, na której zawieszony jest hak wahadła 4. Przez pokręcenie wałka regulacyjnego 1 można przyspieszyć lub opóźnić ruch wahadła.



Rys. 668. Zawieszka niciana.

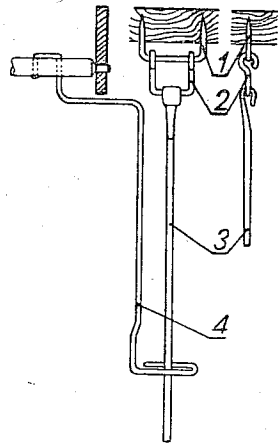
Należy zwracać uwagę, żeby otwory w siodełku nie były całkiem pionowe (gdyż to uniemożliwiałoby dobre regulowanie), lecz nieco skośne, jak to widzimy na powiększonym przekroju obok (rys. 668). Nitka powinna być nawinięta na prawostronne obroty (obroty w prawo = szybciej, obroty w lewo = wolniej). Nitka jest skręcona z jedwabiu i nie może być zbyt długa. Zmiana długości pod wpływem wilgoci i możliwość przekręcania się wahadła — oto ujemne strony tej zawieszki.

Zawieszka drucziana

Zawieszka ta, bardzo prosta, stosowana jest jeszcze w zegarach szwarcwaldzkich. Jeśli się ją właściwie wykona, spełnia poprawnie swoje zadanie. Należy zwrócić uwagę na następujące szczegóły: skobel 1 (rys. 669) i strzemię 2 wykonane są nie ze stali hartowanej, lecz z przeciąganego miękkiego drutu stalowego. Wskutek przeciągania drut się utwardza i otrzymuje ładny połysk. Z podobnego drutu wykonuje się pręt wahadła 3 oraz widełki 4.

Ucha strzemia powinny być wygięte starannie na wałku grubszym niż skobel, aby podczas wahanja uzyskać możliwie jak najmniejsze tarcie. Średnica uch powinna być dostatecznie wielka, żeby strzemię mogło się jak najlżej huścić. Punkt przylegania

uch do skobla musi być dokładnie w przedłużeniu bocznych części strzemienna. Uszkodzone miejsca styku uch i skobla bardzo często są główną przyczyną zmiennego chodu zegara. Ujemną stroną tej zawieszki jest stosunkowo duże tarcie i szybkie zużycie.



Rys. 669. Zawieszka druciana.

Zawieszki łożyskowe

Zawieszka druciana jest pewnego rodzaju ułożyskowaniem wahadła. Ucha strzemienna są jakby łożyskami, a pozioma część skobla — czopem.

W tanich krótkowahadłowych zegarach stosuje się czasem ułożyskowanie na czopach walcowych lub stożkowych. Dodatką cechą tego zawieszenia jest niewrażliwość na nieostrożne obchodzenie się i niemożliwość chwiania się; ujemną — wielkie tarcie, które czasem konstruktorzy usiłują zmniejszyć przez zastosowanie łożysk kulkowych.

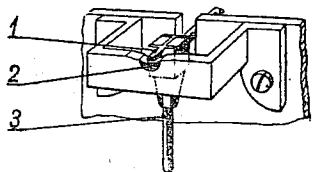
We wrocławskim obserwatorium astronomicznym znajduje się zegar z XVIII w., w którym wahadło wisi na łożyskach krążkowych, a więc tocznych. Czopy walcowe zawieszki wahadła spoczywają na czterech krążkach o średnicy około 25 mm.

Wszystkie zawieszki łożyskowe nie są jednak dobre ze względu na łatwość zanieczyszczenia i wzrastające wskutek tego i tak już nadmierne tarcie.

Zawieszka nożowa

Tę zawieszki poza starymi zegarami spotyka się także w zegarach precyzyjnych. Składa się ona z łożyska nożowego (panewki)

2 (rys. 670) i „noża” (czopa nożowego) 1, który umocowany jest w górnej części pręta wahadła 3. Linia zetknięcia noża i łożyska musi leżeć na osi wałka kotwicy.

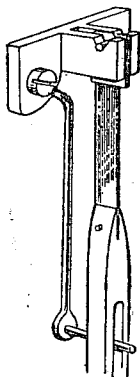


Rys. 670. Zawieszka nożowa.

Stwierdzono, że wskutek stałego zużywania się zawieszki nożowej wahadło się przedłuża, co powoduje opóźnianie się zegara. W lepszych zegarach obecnie jej się nie stosuje.

Zawieszka sprężynkowa

Zawieszka ze stalowych sprężynek przewyższa swą jakością wszystkie znane sposoby zawieszenia wahadła, dlatego wyparła inne rodzaje zawieszek. Obecnie stosowana jest nawet w tanich zegarach. Składa się ona z jednego albo dwu zahartowanych cienkich pasków stalowych, które — zależnie od ciężaru wahadła — mogą być cieńsze lub grubsze. Im cieńsze tym lepsze, byle tylko utrzymały ciężar wahadła.



Rys. 671. Zawieszka sprężynkowa do krótkiego wahadła.

Do ciężkich wahadeł używa się krótkich sprężynek, natomiast do wahadeł lekkich — sprężynek długich (rys. 671), a to dlatego, że amplituda ich wahań jest zawsze dość duża, co wymaga wiotkiej zawieszki. Trudno jest natomiast uzyskać tę wiotkość przez zmniejszenie grubości sprężynek i tak już bardzo cienkich (0,1 ÷ 0,03 mm).

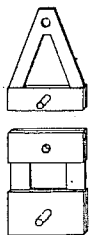
Sprężynki zazwyczaj umocowane są między dwiema oprawkami mosiężnymi za pomocą nitów. Górna oprawka osadzona jest w siodelku zwykle za pomocą kołka. Na kołku dolnej oprawki



Rys. 672.



Rys. 673.



Rys. 674 i 675.

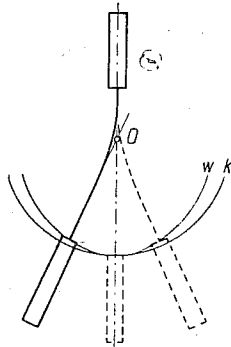


Rys. 676.

Sprężynkowe zawieszki wahadeł.

zawiesza się pręt wahadła. Kołek ten powinien być osadzony ciasno oraz prostopadłe do oprawki. Oba jego wystające końce powinny być równej grubości, w przeciwnym razie wahadło wywiera większy napór na jeden koniec, co uniemożliwia prawidłowe wahanie się wahadła.

Rzecz jasna, że obydwie sprężynki w zawieszce muszą być zupełnie proste, bez śladu zgięcia oraz jednakowej grubości i długości. Na rys. 672—676 przedstawione są części stosowane zawieszki.



Rys. 677. Działanie zawieszki sprężynkowej.

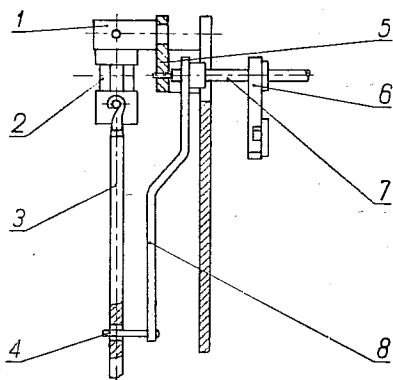
Stwierdzono, że teoretyczna linia zginania się sprężynek jest w odległości około $\frac{1}{3}$ ich długości od góry (rys. 677). Linia ta powinna być dokładnie na wysokości środka wałka kotwicy który jest zarazem osią obrotu widełek. Wskutek tego widełki zataczają te same łuki naokoło tego samego środka, co i wahadło, i dlatego nie powstają w miejscu zetknięcia widełek z prętem wahadła żadne niepotrzebne tarcia i tłumienia ruchów.

Podczas wahanja się wahadła górna oprawka, umocowana na stałe, pozostaje w pozycji pionowej, natomiast dolna odchyła się raz w jedną, drugi raz w drugą stronę. Jak widać na rys. 677, dolny koniec sprężynki nie zakreśla linii kołowej k , lecz krzywą w . Wskutek tego wahadło po odchyleniu się do skrajnego położenia, staje się krótsze niż było w pozycji pionowej. Oprócz tego w odchylonej sprężynce występuje naprężenie, które przyspiesza powrotny ruch wahadła. Te dwie przyczyny (skracanie się długości wahadła i naprężenie w odchylonej sprężynce) zmniejszają błąd kołowy wahadła, wskutek czego izochronizm znacznie się poprawia. Jest to więc dużą zaletą tej zawieszki.

Zawieszka sprężynkowa ma także i pewną wadę, mianowicie tę, że na skutek temperatury zmienia swoją długość oraz sprężystość, podobnie jak to się dzieje z włosem u balansów. Jednak zmiany te są tak znikome, że nie zmniejszają jej przydatności nawet do zegarów precyzyjnych.

d. Widelki

W tanich krótkowahadłowych zegarach wahadło umocowane jest bezpośrednio na wałku kotwicy. Jednak w większości zegarów wahadłowych wychwył ma pośrednie połączenie z wahadłem przez tzw. *widelki*. Pręt wahadła i kotwica są osadzone możliwie najbliżej siebie. Nie łączą się jednak bezpośrednio, lecz przy pomocy wideltek, gdyż inaczej wahadło wywierałoby zbyt wielki nacisk na łożyska wałka kotwicy.

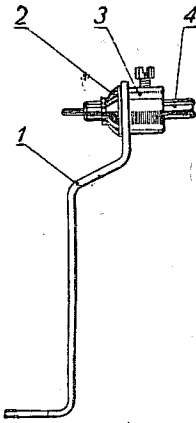


Rys. 678. Połączenie kotwicy z wahadłem.

W zegarach domowych wałek kotwicy z wahadłem łączy się w ten sposób, że od wałka kotwicy prowadzi drążek wideltek, na którego końcu są widelki albo kołek stalowy pracujący w wycięciu pręta wahadła.

Najprostsze widełki stosowane w drewnianych zegarach szwarcwaldzkich pokazane są na rys. 669 i oznaczone 4.

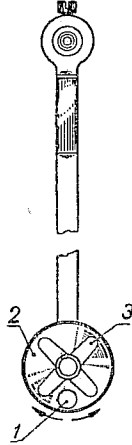
Na rys. 678 widzimy połączenie kotwicy z wahadłem stosowane w lepszych zegarach. Na wałku 7 znajduje się kotwica 6. Wałek ten jest ułożyskowany w mostku 5. Z tego mostka wystaje siodełko 1, w którego wycięciu spoczywa na kołku zawieszka wahadła ze sprężynkami 2. Na zawieszce wisi pręt wahadła 3. Drażkę widełek 8 umocowany jest ciasnoobrotowo na wałku 7.



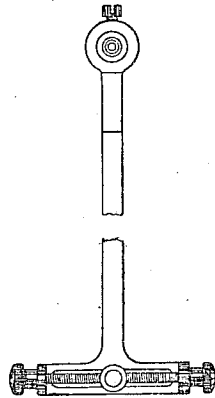
Rys. 679.



Rys. 680.



Rys. 681.



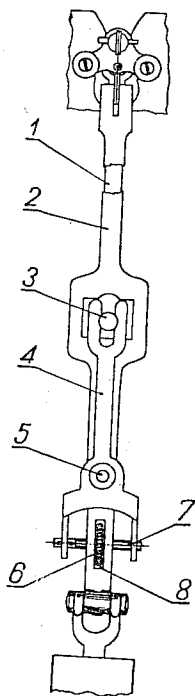
Rys. 682.

Widelki nastawne.

Konstruktorzy starają się stosować widełki nastawne. Widełki te bowiem pozwalają tak doregulować wychwyty, żeby obydwie palety symetrycznie zazębiały się z kołem wychwytywym. Niejednakowe zazębianie poznaje się po tym, że zegar ma nierówny chód, wskutek czego może się zatrzymać. Ustawienie chodu (symetrii drogi straconej) przeprowadza się widełkami, które w lepszych zegarach osadzone są na wałku kotwicy ciasnoobrotowo, tak że można zmieniać ich pozycję. Jest to potrzebne u zegarów domowych, gdy mimo pionowego ustawienia szafki zegar nierówno chodzi. Różne odmiany takich widełek widzimy na rys. 679—682.

Umocowanie widełek 1 (rys. 679) polega na tym, że opierają się one o pierścień 3, osadzony na wałku kotwicy 4 za pomocą widocznego wkrętu, i dociskane są sprężynującym pierścieniem 2. Umocowanie to jest proste i niezawodne, byleby tylko poszczególne części były dobrze dopasowane.

Lepszy system przedstawia rys. 680. Tutaj do właściwych widełek przymocowany jest pręt stanowiący z widełkami ciasne połączenie cierne. Dzięki temu, że pręt widełek na rys. 680 w porównaniu z urządzeniem pierścieniowym z rys. 679 ma znacznie większy promień tarcia, umocowanie jest równiejsze i bardziej pewne.



Jeszcze inne rozwiązanie pokazuje rys. 681. Tutaj regulację przeprowadza się kołkiem 1. Umocowany jest on mimośrodowo na krążku 2, który można obracać celem doregulowania takiej pozycji widełek i kołka, żeby zegar równo chodził. W tym celu powierzchnia obwodowa krążka jest radełkowana. Krążek ten jest osadzony na czopie i dociskany do widełek sprężynką gwiaździstą 3.

Dalsze udoskonalenie tego urządzenia przedstawia rys. 682. Widełki nastawia się przez pokręcenie widocznej śruby. Urządzenie to wymaga starannego wykonania, w przeciwnym bowiem razie luzy kołka mogą wywołać wstrząsy i spowodować częściową stratę impulsu.

Rys. 683. Dzielony drążek widełek z urządzeniem do ustawiania chodu.

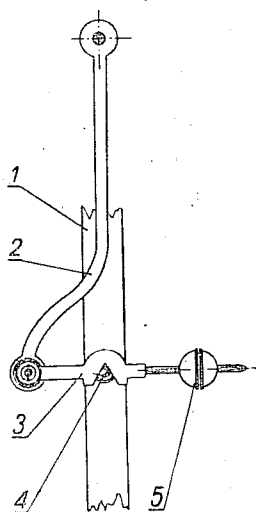
Ostatnie dwa urządzenia (rys. 681 i 682) stosuje się także w zegarach wieżowych i opisane są szczegółowo w 5 części „Zegarmistrzostwa” na str. 241.

Większość nowoczesnych zegarów podłogowych zaopatrzona jest również w widełki dające się doregulować lub inne podobne urządzenia pozwalające ustawić chód zegara. Bardzo dogodny sposób stosowany jest w angielskich zegarach. Urządzenie to przedstawia rys. 683. Jest to typ o dzielonym pręcie, zaopatrzone w drążek widełek składający się z dwóch części 1 i 4.

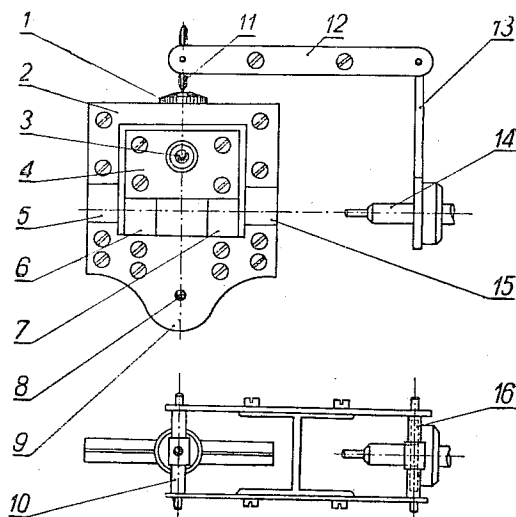
Część drążka widełek 4 osadzona jest obrotowo na czopie 5 umieszczonym w pręcie wahadła 2. Ustawienie chodu odbywa się przez pokręcenie radełkowanej nakrętki 6, która obraca się na

śrubie 7 w szczelinie 8. Pokręcenie nakrętką 6 zmienia pozycję kołka 3 umieszczonego na części drążka widełek 1, co powoduje odpowiednie ustawienie kotwicy, a tym samym i chodu zegara.

W niektórych zegarach wahadłowych znajdują się *widelki odciążone*. Urządzenie to widzimy na rys. 684. Celem jego jest zmniejszenie obciążenia czopa wałka kotwicy. Drążek widełek 2 jest wychylony w bok, a koniec jego połączony jest z poprzeczką 3. Mniej więcej w pośrodku tej poprzeczki znajduje się wcięcie, które obejmuje kołek 4 umocowany w pręcie wahadła 1. Przez pokręcenie ciężkiej nakrętki 5 można widelki tak wyważyć, że czop wałka kotwicy nie będzie nimi obciążony.



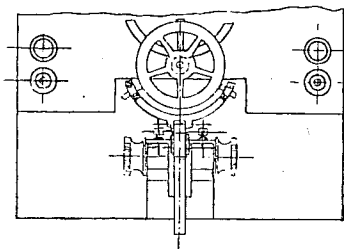
Rys. 684. Widelki odciążone.



Rys. 685. „Widelki” i zawieszka zegara syst. Strassera.

W zegarze syst. Strassera połączenie wychwyty z wahadłem znacznie się różni od opisanego dotychczas. Widzimy je w dwóch rzutach na rys. 685. Oprawka sprężynek składa się z trzech części, które łączą cztery sprężynki. Górna oprawka 4 za pośrednictwem kołka 3 zawieszona jest w siodełku. Sprężynki 6, 7 nazywają się nośnymi, gdyż na nich wisi i waha się wahadło. Dolna oprawka 9 ma kołek 8, na który zawieszają się pręt wahadła. W tej dolnej oprawce oprócz sprężynek nośnych znajdują się jeszcze dwie sprężynki impulsowe 5, 15, do których przymocowana jest oprawka impulsowa 2. Oprawka ta obejmuje oprawkę 4, a na górnej jej krawędzi znajduje się gniazdo impulsowe 1.

Na wałku kotwicy 14 osadzony jest drążek widełek 13, który biegnie w górę i połączony jest sworzniem 16 z ramką 12. Na końcu tej ramki, sięgającej aż nad gniazdo impulsowe 1, osadzony jest sworzeń 10, a w nim znajduje się kołek 11 ze stożkowym zakończeniem, którym dotyka sprężystości gniazda. W miarę więc jak kotwica przechyla się w jedną i drugą stronę, przechyla się równocześnie ramka 12, a z nią i kołek 11, który przez zawieszkę przenosi impuls na wahadło. Taka konstrukcja powoduje, że dopływ energii nie odbywa się w formie krótkotrwałego impulsu, lecz następuje w sposób przeciągły, trwający prawie przez cały czas trwania jednego wahnięcia.



Rys. 686. Połączenie wahadła z wychwytem syst. Satoriego.

Wzorując się na wychwytem Strassera, K. Satoriego zbudował zegar z wychwytem Grahama, w którym kotwica znajdująca się poniżej koła wychwytemowego przymocowana jest także bezpośrednio do górnej części zawieszki. Ten sposób połączenia wahadła z wychwytem widzimy na rys. 686. Później zbudował Satoriego wolny wychwytem, w którym zastosował takie samo połączenie wahadła z wychwytem.

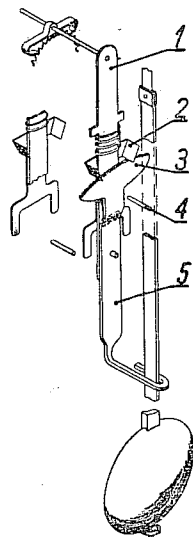
e. Samoczynne wyrównywanie amplitud

Znane są francuskie i angielskie wahadła wyrównujące samoczynnie swoje amplitudy po obydwu stronach, czyli ustawiające chód zegara. Ostatnio firma Junghans zastosowała nieco inną odmianę tego zespołu (rys. 687). Widełki 1 zawieszzone są w środku, lecz poruszaniu się ich części zapobiega normalnie para zapadek 2 przymocowanych do górnej części widełek, a działających na wycinek koła zapadkowego 3, który należy do dolnej części tych widełek.

Jeżeli zegar umieszczony jest nie pionowo, przedłużenie wycinka koła zapadkowego 3 przymocowane sprężystości do dolnej części widełek uderza o jeden z kołków ograniczających 4, a wahadło

pod wpływem bezwładności przestawia się samo na normalną pozycję pracy i zabiera dolną część widełek 5.

Urządzenie to reaguje prawidłowo nawet na 20-stopniowe odchylenie obudowy od pionu.



Rys. 687. Wahadło z urządzeniem do samoczynnego wyrównywania amplitudy.

3. Wahadła kompensacyjne

a. Wiadomości ogólne

Ujemne wpływy na wahadło

Źródłem uchybień chodu dziennego zegara wahadłowego są *zmiany warunków*, w jakich on się znajduje. W szczególności mogą to być zmiany ośrodka, w którym wahadło się porusza, a więc zmiany temperatury, gęstości i wilgotności powietrza oraz inne, bardzo znikome, np. magnetyzm ziemski i wpływ księżyca.

Najbardziej szkodliwym wpływem na okres wahanja wahadła jest *zmiana temperatury*. Już Huygens, który pierwszy zastosował wahadło do zegara, zauważył wpływ zmiany temperatury na długość wahadła. Mianowicie przy wzroście temperatury wahadło się wydłuża, powodując spóźnianie się zegara, gdyż przez wydłużenie się wahadła, środek wahanja zostaje przesunięty ku dołowi. Aby temu zapobiec, stosuje się u wahadeł urządzenia kompensacyjne, które wyrównują zmiany długości pręta wahadła lub tak zmieniają wzajemne położenie poszczególnych jego części, że mimo zmian ich wymiarów środek wahanja pozostaje na miejscu.

Kompensacja temperaturowa wahadła

Wszystkie ciała tak stałe, jak ciekłe i gazowe zmieniają swoje wymiary wraz ze zmianą temperatury, przy czym zwykle rozsze-

rzają się przy ogrzaniu, a kurczą się przy oziębianiu. Ta właściwość materiałów, stosowanych np. na pręty wahadeł, powoduje zmienność chodu dziennego zegara. Dlatego jest ważną sprawą znać wpływ ciepła na różne materiały.

Rozszerzanie się poszczególnych ciał przy jednakowej różnicy temperatur jest bardzo różne. Rozszerzają się one w trzech kierunkach, a więc wzdłuż, wszerz i wwyż. Dla wahadeł zegarowych rozszerzalność wzdłużna jest szczególnie ważna.

Wydłużenie materiału na skutek wzrostu temperatury można obliczyć przy pomocy *współczynnika rozszerzalności liniowej*, którego wartości dla niektórych materiałów podajemy w tablicy.

Współczynnik taki mówi nam, o jaką część swej długości pręt wydłuży się lub skróci przy zmianie temperatury o 1° C. Jeśli np. współczynnik rozszerzalności dla stali miękkiej wynosi 0,0000115,

Tablica współczynników rozszerzalności

Materiał	Średni współczynnik rozszerzalności między 0 ÷ 100°C
Aluminium (glin)	0,000 0233
Cyna	0,000 027
Cynk	0,000 036
Drewno jodł. (suche)	0,000 0037
Ebonit	0,000 070
Inwar	0,000 0005 ÷ 0,000 001 1)
Iryd	0,000 0066
Kwarc	0,000 000 35
Miedź	0,000 0142
Mosiądz	0,000 0188
Nikiel	0,000 0130
Platyna	0,000 0090
Platynoiryd	0,000 0089
Rtęć (przy 18°C)	0,000 180
Srebro	0,000 0197
Stal hartowana	0,000 0123
Stal miękka	0,000 0115
Szkło	0,000 0087
Żelazo czyste	0,000 0125

1) Zależnie od obróbki termicznej.

tzn., że pręt stalowy długości 1 m po ogrzaniu o 1°C wydłuży się o 0,0000115 m, czyli 0,0115 mm.

Niejednakowa rozszerzalność materiałów po ogrzaniu do takiej samej temperatury daje możliwość kompensacji długości wahadeł zegarowych. Ogólnie *kompensacją* nazywamy wzajemne znoszenie się dwóch działań. Natomiast *kompensacja temperaturowa wahadła* jest to wyrównanie wzajemnych różnic powstałych w elementach wahadła wskutek zmian temperatury, dzięki czemu zredukowana długość wahadła pozostaje bez zmiany.

Budowa wahadła kompensacyjnego polega na zestawieniu ze sobą kilku metali, zazwyczaj dwóch, o różnym współczynniku rozszerzalności. Najczęściej stosuje się stal i mosiądz albo stal i cynk. Poza tym sporządza się wahadła z rurkami wypełnionymi rtęcią, której podnoszenie się lub opadanie podczas zmian temperatury wyrównuje wydłużanie się lub skracanie pręta. W nowoczesnych zegarach precyzyjnych spotyka się wahadła wykonywane z inwaru, którego rozszerzalność cieplna, jak to widzimy z tablicy, jest bardzo mała.

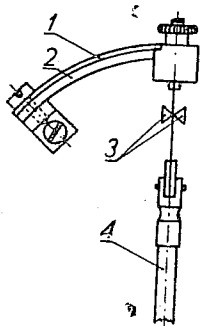
Kompensacja długości wahadła rozwiązywana jest w różnoraki sposób: przez umieszczenie urządzenia kompensacyjnego przy zawieszce wahadła albo przy soczewce wahadła, albo też przy pręcie wahadła.

b. Urządzenia kompensacyjne przy zawieszce

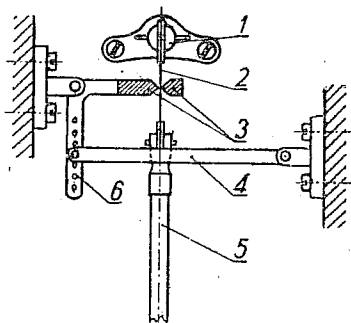
Przykład urządzenia kompensacyjnego przy zawieszce wahadła przedstawia rys. 688. Właściwie kompensacja odbywa się tu w siodełku. Wahadło wisi na długiej sprężynce, która jest umocowana w śrubie znajdującej się w końcu siodełka wygiętego w kształcie łuku. Długość wahadła mierzy się od przylegających do sprężynki szcęk 3. Nieduży luz między nimi pozwala na swobodne przesuwanie się sprężynki. Przy wzroście temperatury stalowy pręt wahadła 4 wydłuża się, co powodowałoby spóźnianie się zegara. Jednak zmiana temperatury oddziaływa równocześnie na urządzenie kompensacyjne, którym jest łuk, składający się z płaskowników: mosiężnego 2 i stalowego 1, spojonych ze sobą. Powstałe wydłużenie pręta wahadła kompensuje się w ten sposób, że łuk wygina się do góry wskutek różnych współczynników rozszerzalności jego części mosiężnej 2 (wewnętrznej) i stalowej 1 (zewnątrznej). Przy wzroście temperatury mosiądz rozszerza się więcej od stali, wskutek czego łuk wygina się ku górze propor-

cyjonalnie do wydłużenia pręta 4. Przy obniżaniu się temperatury zachodzą działania odwrotne.

Cechą ujemną powyższego urządzenia kompensacyjnego jest za mała sztywność siodełka, wskutek czego ciężkie wahadło zgina sprężynująco łuk ku dołowi i dlatego stosowane jest wyłącznie w zegarach z lekkim wahadłem.



Rys. 688. Urządzenie kompensacyjne w siodełku.



Rys. 689. Urządzenie kompensacyjne przy zawieszce.

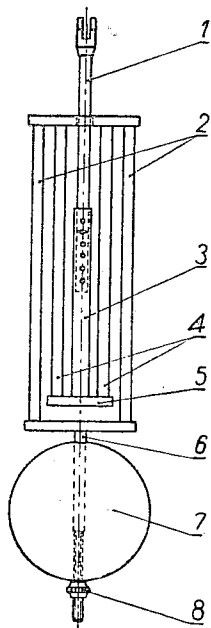
Wady wyżej opisanego urządzenia zostały usunięte w urządzeniu przedstawionym na rys. 689. Wahadło jest tutaj zawieszane na masywnym siodełku 1, a na skutek zmian temperatury przesuwa się szczęki 3 obejmujące sprężynkę 2. Gdy pręt wahadła 5 wydłuży się, równocześnie wydłuży się niezależny od pręta mosiężny drążek poprzeczny 4, zamocowany jednym końcem na sztywnej podpórcie, a drugim połączony przegubowo z dźwignią kątową 6. Wydłużenie się drążka 4 spowoduje odchylenie w bok dźwigni kątowej 6, a wskutek tego górne ramię dźwigni ze szczękami 3 opuści się na dół, skracając odpowiednio długość wahadła. Regulacja tego urządzenia polega na właściwym nastawianiu czynnej długości dźwigni 6, do czego służą znajdujące się w niej otwory.

Ponieważ w obudowie zegara znajdują się warstwy różnej temperatur — u góry wyższa, u dołu niższa — dlatego najważniejszą zaletą każdego dobrego urządzenia kompensacyjnego jest umożliwienie kompensacji na całej długości wahadła.

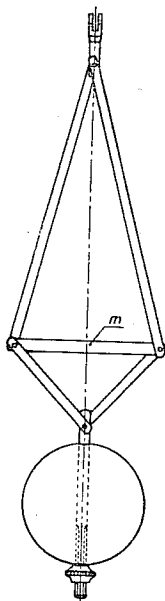
c. Urządzenia kompensacyjne przy przecie wahadła

Różna rozszerzalność materiałów pod wpływem temperatury naprowadziła w r. 1726 Anglika, Jana Harrisona, na myśl wykorzystania jej do zbudowania pierwszego wahadła kompen-

sacyjnego. Pręt wahadła wykonał Harrison z kilku drutów mosiężnych i stalowych połączonych w kształcie rusztu (rys. 690) i stąd powstała nazwa *wahadło rusztowe*. Podczas zmian temperatury mosiądz rozszerza się więcej niż stal i podniesieniem górnej poprzeczki wyrównuje się opuszczenie soczewki, wskutek czego zredukowana długość wahadła pozostaje bez zmiany.



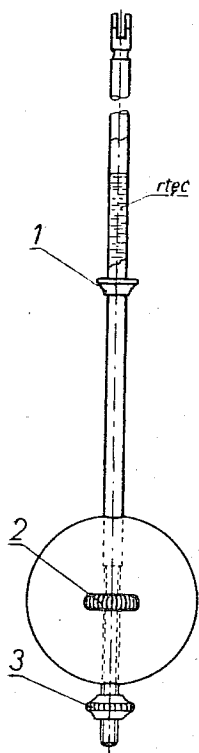
Rys. 690. Wahadło rusztowe.



Rys. 691. Wahadło z deltoïdalnym prętem kompensacyjnym.

W wahadle rusztowym Harrisona zamiast mosiądzu był zastosowany także cynk lub inny metal o większej rozszerzalności niż stal. Pewne ulepszenia do tego wahadła wprowadzili U. J u r g e n s e n i H. K e s s e l s. Rys. 690 pokazuje wahadło Jurgensena. Soczewka 7 spoczywa na nakrętce 8 nakręconej na koniec krótkiego pręta 6. Pręt ten przymocowany jest do dolnej poprzeczki łączącej druty stalowe 2. Wewnątrz ramy stalowej 2 znajdują się dwa druty mosiężne 4, złączone ze sobą poprzeczką 5 i przymocowane do górnej części ramy stalowej. Na dolnej poprzeczce 5 umieszczona jest rurka mosiężna 3, w którą wchodzi właściwy pręt wahadła 1 połączony z rurką za pomocą kołka. Pręt ten przechodzi swobodnie przez otwór znajdujący się w górnej części ramy.

Przy wzroście temperatury podlegają wydłużeniu wszystkie części wahadła. Wydłużenie pręta 1 i dolnej części 6 oraz drutów stalowych 2 i rurki 3 powoduje obniżenie soczewki 7. Ale rozszerzalność cynku jest większa niż stali, więc przez wydłużenie drutów cynkowych 4 soczewka będzie uniesiona o tyle, o ile byłaby obniżona przez rozszerzenie się wymienionych poprzednio elementów.



Chcąc poprawić nieznaczną różnicę chodu zegara, nie zmienia się długości wahadła nakrętką regulacyjną 8, lecz przekłada się kołek łączący pręt 1 z rurką miedzianą 3 do innego otworu wyżej lub niżej. Wskutek tego zmieni się wydłużanie lub skracanie się pręta pod wpływem zmian temperatury, gdyż rozszerzalności podlegał będzie krótszy kawałek rurki miedzianej, a dłuższy kawałek pręta stalowego, lub odwrotnie. Kilka otworów przewidzianych przez rurkę i pręt służy właśnie do tego celu. Prosta konstrukcja oraz dostateczne wyniki w regulacji czasu spowodowały, że ze wszystkich wahadeł kompensacyjnych powyższe wahadła mają najszersze zastosowanie, zwłaszcza w zegarach domowych.

Na rys. 691 widzimy prosty i pomysłowy sposób zastosowania różnej rozszerzalności metali do kompensacji długości wahadła w zegarze domowym. Pręt wahadła składa się z czterech beleczek połączonych luźno w deltoid. Przekątna deltoidu m wykonana jest z mosiądzu, a pozostałe części są stalowe. Zmiana temperatury powoduje stosunkowo większe rozszerzanie się lub kurczenie miedzianej poprzeczki, dzięki czemu zmiany długości stalowych części pręta się wyrównują.

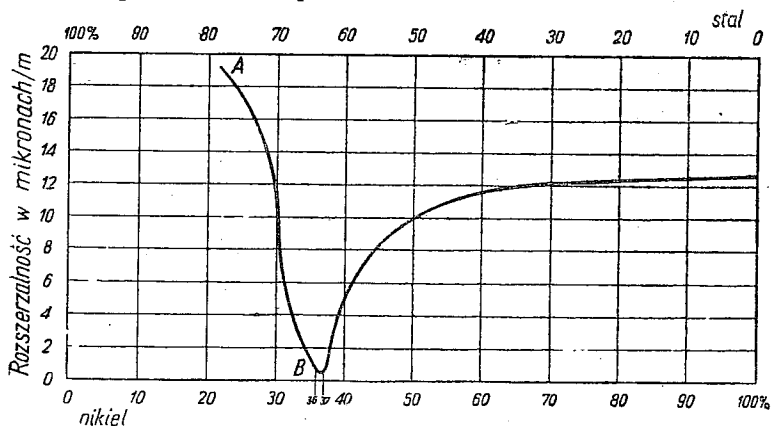
Rys. 692. Wahadło rtęciowe Rieflera.

Rtęć znalazła również zastosowanie w *wahadle rtęciowym Rieflera* zbudowanym w roku 1890 (rys. 692). W wahadle tym rtęć umieszczona jest w cienkiej rurce stalowej, która jest zarazem prętem wahadła. Średnica rury wynosi 16 mm, grubość ścianki 1 mm. Mniej więcej $\frac{2}{3}$ rury napełnione jest rtęcią chemicznie czystą. Kompensacja działa zatem na całą długość wahadła, które podlega wpływom powietrza zimniejszego w dolnej części oraz cieplejszego w górnej. Nie ma więc ono zasadniczej

radę wahadła ręciowego Grahama polegającej na tym, że części, których rozszerzalność ma się nawzajem kompensować, znajdują się nad sobą w warstwach powietrza o różnych temperaturach.

Do doskonałości tego wahadła przyczynia się również kształt oczwki, która jest dwustronnie wypukłą, a więc podczas ruchu wahadła powietrze bez wielkiego oporu zostaje przecinane. Materiałem, z którego jest wykonana soczewka, jest brąz cynowo-cynowy, czyli tzw. spiż. Jest to stop składający się z 86% miedzi, 0% cyny i 4% cynku.

Większe różnice chodu dziennego zegara reguluje się za pomocą nakrętki 2 (rys. 692) podtrzymującej soczewkę, zmieniając rzez to długość wahadła. Nakrętka 3 nie dotykająca soczewki łuży do regulacji mniejszych różnic. Natomiast bardzo małe różnice usuwa się przez dokładanie lub zdejmowanie ciężarków mieszczanych na talerzyku 1.



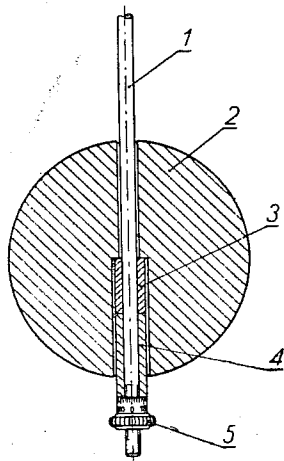
rys. 693. Wykres zmiany współczynnika rozszerzalności stopu niklu ze stałą.

Najlepszym jednak materiałem na pręty wahadła jest stop stali niklem. Pierwszy zastosował ten stop na pręt wahadła h. G u i l l a u m e (czyt. Gijom). Stop ten, nazwany później inwarem", odznacza się bardzo małym współczynnikiem rozszerzalności, wskutek czego wahadło wykonane z niego nie wymaga komplikowanych urządzeń kompensacyjnych. Współczynnik rozszerzalności inwaru wynosi $0,000\ 0005 \div 0,000\ 001$ — zależnie od dokładności zachowania składu chemicznego, ilości zanieczyszczeń i sposobu wykonania.

Należy zaznaczyć, że tak małą rozszerzalność ma ten stop tylko wtedy, gdy ilość niklu w stali wynosi $36 \div 37\%$ (dokładnie $6,2\%$) i że tylko wówczas nazywamy go inwarem. Jeżeli zaś niklu będzie mniej albo więcej, to rozszerzalność szybko wzrasta.

Rysunek 693 przedstawia zmianę współczynnika rozszerzalności stopu niklu ze stałą jako funkcję zawartości niklu w stopie. Współczynnik rozszerzalności zmienia się według krzywej AB. Stop musi więc zawierać odpowiednią ilość niklu, w przeciwnym bowiem razie nie osiąga się zamierzonego celu.

Wahadło inwarowe Rieflera jest w konstrukcji zasadniczej bardzo proste. Pręt wahadła 1 (rys. 694) jest z inwaru. Aby całkowicie wyrównać małe zmiany długości, stosuje się proste urządzenie kompensacyjne: Na koniec nagwintowanego pręta nakręcona jest nakrętka 5. Na tej nakrętce opiera się krótka rurka mosiężna 4, nasunięta na pręt wahadła, a na niej druga rurka 3 ze stali; długość obydwóch rurek wynosi 100 mm. Na tych rurkach spoczywa ciężka soczewka 2 z brązu (spizu) lub żeliwa, opierająca się na nich prawie w środku. Stosunek długości rurki mosiężnej do rurki stalowej jest tak dobrany, że obie wspólnie dokładnie kompensują minimalne zmiany długości pręta inwarowego.



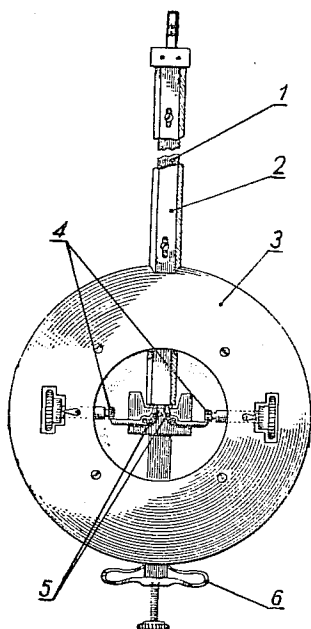
Były także próby zastosowania kwarcowego pręta do wahadła. Minerale ten ma blisko 3 razy mniejszą rozszerzalność niż inwar. Stąd też pręt kwarcowy wyłącza potrzebę zastosowania kompensacji cieplnej niemal całkowicie. Podobnie jest i ze szkłem. Jednak ze względu na dużą kruchość tych materiałów nie mają one praktycznego zastosowania.

Rys. 694. Wahadło inwarowe Rieflera.

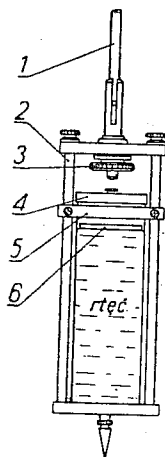
d. Urządzenia kompensacyjne przy soczewce

J. Ellieott wynalazł w 1732 r. wahadło, którego urządzenie kompensacyjne ześrodkowuje się głównie w soczewce. Wahadło Ellieotta ma pręt składający się z dwu prętów: stalowego 1 (rys. 695) i mosiężnego 2, które połączone są tylko u góry, pod zawieszka. Pręt mosiężny kończy się w środku soczewki 3, którą tworzy gruby mosiężny pierścień. Pręt stalowy przechodzi przez całą soczewkę, a nawet wystaje z niej u dołu. Do niego

przymocowana jest sprężyna 6, na której końcach wspiera się soczewka. Oprócz tego soczewka wspiera się także za pośrednictwem końców śrub 4 na nierównoramiennych dźwigniach 5. Na krótszych ramionach tych dźwigni spoczywa koniec pręta mosiężnego 2, który ma tam płaską panewkę.



Rys. 695. Wahadło Ellicotta.



Rys. 696. Wahadło rてciowe o jednym naczyniu.

Przy wzroście temperatury pręt mosiężny 2 bardziej się rozszerza niż pręt stalowy 1, dlatego koniec pręta mosiężnego wydłuża się ku dołowi, przez co dźwignie 5 o tyle podniosą soczewkę, o ile przedłuży się pręt stalowy 1 — przyjmując oczywiście, że w rozmiarach poszczególnych tych części istnieją odpowiednie proporcje. Dzięki tym wyrównaniom soczewka pozostaje zawsze na tej samej wysokości, a czas wahnięć się nie zmienia.

Już w roku 1721 J. G r a h a m wynalazł wahadło kompensacyjne wyrównujące różnice za pomocą rtęci, które widzimy na rys. 696. Na dolnej części stalowego pręta 1 przykręcona jest nakrętką 3 stalowa rama 2, w której osadzone jest szklane naczynie napełnione rtęcią. Naczynie to przymocowane jest do ramy obejmą 5, a pokrywa 4 szczelnie je zamyka. Wewnątrz niego na powierzchni rtęci pływa metalowa płyta 6, która zapobiega

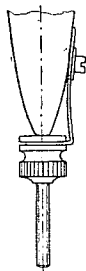
falowaniu rtęci. Przy wzroście temperatury rtęć podnosi się proporcjonalnie do wydłużającego się pręta wahadła. Bywają też takie wahadła o dwóch naczyniach.

Przyjeliśmy, że wpływ temperatury na wahadło rtęciowe jest proporcjonalny do jej zmian. Nie jest to jednak ściśle, ponieważ współczynnik rozszerzalności rtęci zmienia się w różnych temperaturach.

4. Urządzenia regulacyjne

a. Nakrętka regulacyjna

Regulowania zegara wahadłowego dokonuje się najczęściej za pomocą nakrętki regulacyjnej, znajdującej się pod soczewką. Tą nakrętką obniża się lub podnosi soczewkę na pręcie wahadła, czyli podłuża się lub skraca zredukowaną długość wahadła. Jeżeli więc zegar się spieszy, należy soczewkę obniżyć przez odkręcenie nakrętki regulacyjnej, jeżeli natomiast zegar się spóźnia, tę samą nakrętkę podkręca się w górę.



Rys. 697. Nakrętka regulacyjna z klamerką.

Stosunek ilości obrotów nakrętki do różnicy chodu dziennego zegara, jaką chcemy spowodować, zależy od długości pręta, skoku gwintu i innych czynników. Celem ułatwienia orientacji podczas regulowania zegara nakrętka regulacyjna ma zwykle na obwodzie podziałkę. U niektórych zegarów nagwintowany koniec pręta wahadła jest rozcięty, wskutek czego sprężynuje i zabezpiecza nakrętkę regulacyjną od samoczynnego odkręcania się.

Często tak konstruktor jak i zegarmistrz nie przykładają dostatecznej uwagi do nakrętki regulacyjnej. Jeśli urządzenie regulacyjne wykonane jest nieodpowiednio, daremne są wysiłki zegarmistrza: zegar nie będzie dobrze chodził.

Niektóre nakrętki regulacyjne zaopatrzone są w klamerki, dzięki którym soczewka się obniża, gdy chcąc usunąć spieszenie się zegara odkręcamy nakrętkę. Urządzenie to widzimy na rys. 697. Klamerka podczas odkręcania nakrętki pociąga soczewkę na dół.

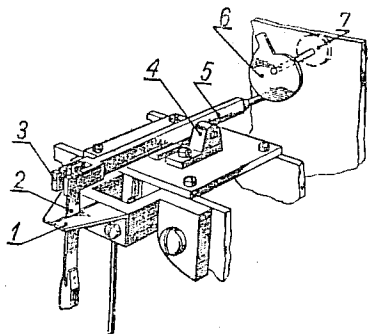
b. Regulacja przeciwsoczewką

Gdy jakiś zegar się spieszy, a nie ma miejsca w obudowie na opuszczenie soczewki w dół, wówczas stosuje się czasem tzw. *wahadło z przeciwsoczewką*. Jest to wahadło, które ma pręt przedłużony w górę i u góry właśnie jest druga, mniejsza soczewka. Dodanie przeciwsoczewki ponad osią wahania wahadła zwiększa jego okres. Wahadła z przeciwsoczewkami spotyka się w małych zegarach, mających obudowy o fantazyjnych kształtach (np. zwierząt, figur ludzkich itp.). Regulację zegara wahadłowego z przeciwsoczewką można też przeprowadzać przesuwaniem górnej soczewki.

Podobne wahadła mają zastosowanie w taktomierzach (metro-
nomach).

c. Regulacja zawieszka

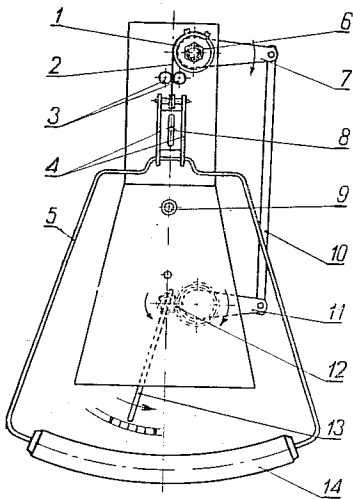
Inny rodzaj regulacji polega na zastosowaniu urządzenia regulacyjnego przy zawieszce. Jest to dobry pomysł, ponieważ umożliwia regulowanie zegara od strony tarczy bez konieczności zdejmowania go z jego stałego miejsca. W niektórych typach, zwłaszcza francuskich, używa się do tego celu śruby z łbem radełkowym lub kwadratowym czopem.



Rys. 698. Urządzenie regulacyjne przy zawieszce.

Przykład jednego z urządzeń regulacyjnych zastosowanych przy zawieszce widzimy na rys. 698. Na wierzchu mechanizmu zegara ułożyskowana jest w podstawce 4 mocna dźwignia 5. Na końcu tej dźwigni umocowana jest zawieszka 3 z długą sprężynką wahadła 2. Sprężynka ta umieszczona jest w szczeliny płytki 1 przykręconej do mostka. Drugi koniec dźwigni 5 wspiera się na obwodzie krzywki 6. Wałek tej krzywki wychodzi przed tarczę i zakończony jest radełkowaną pokrętką 7. Przez pokręcenie tej pokrętki w prawo, krzywka się obraca naciskając koniec dźwigni. Wskutek tego drugi koniec dźwigni się podnosi i pociąga za sobą sprężynkę, co powoduje skrócenie się wahadła. Pokręcenie w stronę przeciwną da skutek odwrotny.

Urządzenie to jest proste i wygodne, jednak nadaje się tylko do lżejszych wahadeł. Należy również zwracać uwagę, żeby dźwignia nie miała żadnych bocznych luzów oraz żeby sprężynki w szczelinie nie była umieszczona za ciasno lub za luźno. Wtedy bowiem urządzenie to nie spełniałoby należycie swego zadania.



Rys. 699. Ulepszone urządzenie regulacyjne zawieszki.

Nowsze i ulepszone, lecz dość skomplikowane urządzenie, oparte na tej samej zasadzie, pokazuje rys. 699. Wahadło w kształcie trapezu z charakterystyczną soczewką 14 i podwójnym prętem 5 wisi na podwójnym haku 4, do którego przymocowana jest dolna oprawka zawieszki. Zawieszka ta składa się z dwóch sprężynek 2, które górnymi końcami nawinięte są na rolki 1 i przymocowane do nich wkrętami. Długość wahadła ograniczają dwa kołki 3, które przytrzymują lekko sprężynki. Widelki wznoszą się od wałka kotwicy 9 w górę i kołkiem 8 znajdującym się w szczelinie haka 4 udzielają impulsów wahadłu.

Obie rolki 1 skrócone są ze sobą sztywno nakrętką 6 i połączone z dźwignią 7, tak jednak, że mogą się obracać w obydwie strony. Dźwignie 7 i 11 łączy drążek 10. Gdy chcemy doregulować zegar, wkładamy klucz 13 do otworu w tarczy i pokręcamy nim w kierunku ruchu wskazówek zegara, aby zegar się nie spóźniał, lub też w odwrotnym, aby się nie spieszył. Pokręcanie kluczem 13 powoduje przechylenie dźwigni 11 za pośrednictwem przekładni zębatej 12.

d. Regulacja amplitudy

Doregulowanie amplitudy przeprowadza się zasadniczo przez zmianę momentu napędowego, a więc np. zmniejszaniem lub zwiększaniem ciężaru obciążnika. Można to łatwo zrobić, jeżeli wiemy, jak duże powinny być wychylenia wahadła, czyli jego amplituda. Dlatego też w lepszych zegarach pod końcem wahadła umieszczona jest podziałka stopniowa, według której możemy sprawdzać amplitudę wahadła. Aby zegar dobrze chodził, amplitu-

da nie powinna być większa, niż to wynika z konstrukcji wychwytu. Na przykład w wychwycie Grahama nie powinna przekraczać sumy kątów: impulsu, spoczynku i drogi straconej, ustalonych przy konstrukcji tego wychwytu.

Sposób obliczenia i wykonania takiej podziałki podaliśmy w 5 części „Zegarmistrzostwa” na str. 244.

e. Regulacja precyzyjna

Oprócz stosowania opisanych urządzeń regulacyjnych konstruktorzy starali się jeszcze w inny sposób usunąć nawet najmniejsze różnice chodu dziennego zegarów. Aby uzyskać najwyższą dokładność wskazań zegarów wahadłowych, Anglik C o n a n t zbudował zegar z większą liczbą wahadeł. Każde wahadło regulowało pracę jednego wychwytu. Wychwyty te były połączone z przekładnią wskazań za pośrednictwem przekładni różnicowych w ten sposób, że główna wskazówka sekundowa pokazywała stale średnią (wypadkową) wskazań uzyskanych przez zespół poszczególnych wychwyty.

Wynalazca w zastosowaniu nie przekroczył liczby czterech wychwyty, ale sądził, że większa ich ilość zwiększy dokładność mierzenia czasu. Owszem, twierdził, że zanikanie błędów rośnie proporcjonalnie do kwadratu ilości wahadeł. Wynalazek ten nie miał jednak szerszego zastosowania.

Do zegarów precyzyjnych sposoby regulowania podane wyżej są za mało dokładne, dlatego uczeni starali się o wynalezienie odpowiedniejszych. Szczególnie cenny jest wynalazek Huygensa.

Obok licznych innych ulepszeń wahadła, Huygens zwrócił uwagę na wpływ, jaki wywierają na wahadło ciężarki dodatkowe i opracował metodę wykorzystania tego czynnika. Stwierdził, że jeśli się dodatkowo obciąży wahadło w środku wahania, jego okres się nie zmieni. Także dodatkowe obciążenie w punkcie obrotu (zawieszenia) wahadła nie pociągnie za sobą żadnego skutku. Jeśli natomiast dodatkowy ciężarek umieścimy między punktem obrotu a środkiem wahania, czyli w połowie pręta, powoduje on niejako skrócenie wahadła, dlatego wpływ obciążenia w tym miejscu jest największy. Pokazuje to krzywa na rys. 700. Można zresztą umieścić dodatkowy ciężarek także pod środkiem wahania; w tym jednak miejscu powoduje on spóźnianie się zegara. Podobny będzie skutek, gdy się umieści ciężarek, jako wahadło z przeciwsoczewką, nad punktem obrotu.

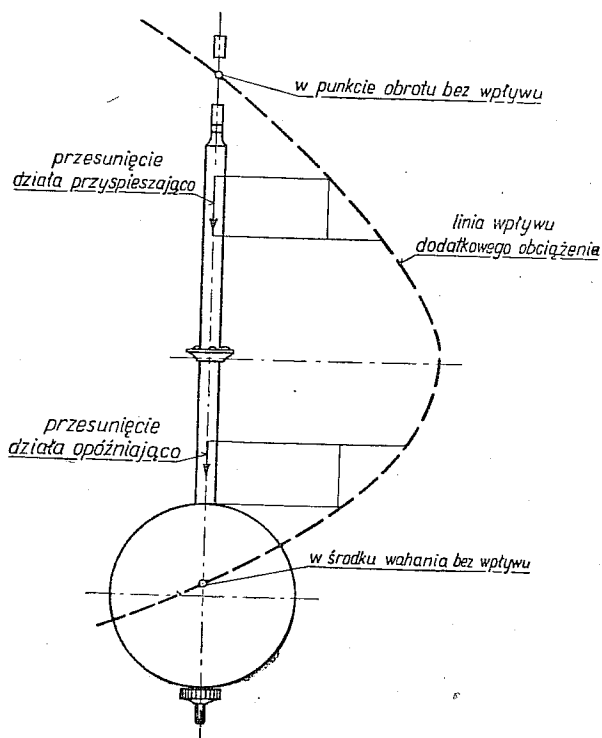
Odkrycie to wyzyskuje się dzisiaj do dokładnego regulowania zegarów precyzyjnych. U tych zegarów w połowie pręta wahadła jest talerzyk, na który można dokładać małe ciężarki. Urządzenie to zapewnia dwie korzyści:

1. Przesunięcie dodatkowego obciążenia w pobliżu połowy pręta wpływa najmniej na chód dzienny zegara, ale zmiana wielkości tego obciążenia wpływa tu najwięcej.

2. Przy zmianie dodatkowych ciężarków nie zatrzymuje się wahadła ani zakłóca jego ruchów.

Regulowanie zegara tylko za pomocą przesunięć soczewki nie dałoby dobrych wyników, gdyż przez obrót nakrętki trudno jest uzyskać tak małe przesunięcie, jakie może być potrzebne. Dlatego dokładnego regulowania zegarów precyzyjnych dokonuje się wyłącznie tylko małymi ciężarkami. Wielkość ciężarków dodatkowych określa się za pomocą odpowiedniej formuły matematycznej. Są w użyciu gotowe ciężarki, już dokładnie wyważone, wyrównujące różnice 0,2 sek., 0,1 sek., 0,05 sek. w ciągu doby.

Należy zaznaczyć, że istnieją jeszcze inne, rzadziej stosowane, sposoby i urządzenia niemechaniczne regulacji precyzyjnej.

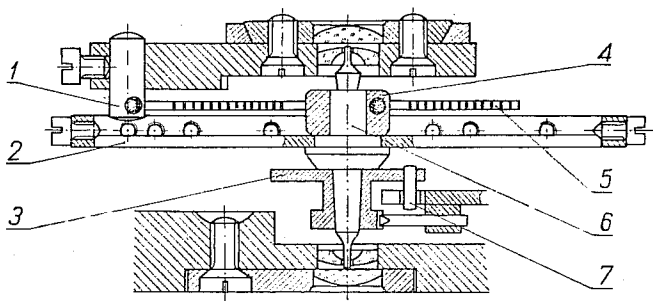


Rys. 700. Wpływ dodatkowego obciążenia wahadła.

B. BALANSE I WŁOSY

1. Opis ogólny regulatora balansowego

Wahadło, które tak znakomicie nadaje się do odmierzania czasu, może być stosowane tylko w szafkowych zegarach stojących i wiszących, czyli zajmujących stałe i nieruchome położenie. Do zegarów przenośnych i do zegarków trzeba było wynaleźć inny regulator, którego działanie byłoby niezależne od położenia. Takim regulatorem jest *regulator balansowy* składający się z kilku części, z których najważniejsze — to *balans*, *oś balansu* i *włós*. Regulator balansowy będziemy też czasem dla uproszczenia nazywali krótko *balansem*.



Rys. 701. Regulator balansowy.

Na rys. 701 widzimy regulator balansowy stosowany w zegarkach. Balans 2 jest to pierścień metalowy, zwany *wieńcem*, z dwoma lub trzema ramionami, osadzony na osi 6. We wieńcu niektórych balansów, zwłaszcza zegarkowych, znajdują się specjalne *wkręty balansowe*, których zadanie później wyjaśnimy. Ze wszystkich części mechanizmu balans musi być ułożyskowany najstaranniej z możliwie najmniejszym tarcieniem.

Aby balans mógł wykonywać wahnięcia, musi być połączony z włosem 5. Włós jest sprężyną spiralną, podobną do sprężyny napędowej, jednak o wiele delikatniejszą. Zewnętrzny koniec włosa umocowany jest w klocku 1, a wewnętrzny w pierścieniu 4 osadzonym na osi nad balansem.

Pod balansem osadzony jest na osi *przerzutnik 3 z palcem przerzutowym 7*. Ponieważ współpracuje on z kotwicą, dlatego mówimy o nim szczegółowo przy opisywaniu działania wychwytu.

Zespołem bezpośrednio współpracującym z regulatorem balansowym jest jeszcze *przesuwka z zamkiem włosa*, których nie uwidoczniło na rys. 701.

2. Działanie i regulacja zwykła

a. Wahanie

Działanie balansu jest podobne do działania wahadła. Jest pewna różnica raczej w przyczynie działania, gdyż wahadło wykonuje ruchy pod wpływem siły ciężkości i bezwładności, na balans zaś działa siła sprężystości włosy. Jednak zasadą działania w obydwu przypadkach jest *ruch harmoniczny prosty*, jako szczególny przypadek ruchu okresowego (drgającego), w którym siły działające na masę ruchomą są proporcjonalne do jej wychyleń.

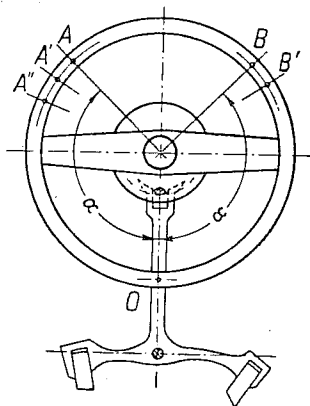
Szczegółowe dane o ruchu harmonicznym można znaleźć w podręcznikach fizyki lub mechaniki, więc nie będziemy tu o nim szerzej mówić, ale przejdziemy od razu do opisu działania regulatora balansowego.

Gdy weźmiemy szkielet zegara z ułożyskowanym w nim balensem i włosiem, ale bez kół przekładni, i wyprowadzimy balans z równowagi o pewien kąt (np. o 90°), a następnie puścimy swobodnie, to balans dzięki sprężystości włosy obróci się prawie o taki sam kąt w kierunku przeciwnym. Będzie się tak wahał w obydwie strony, lecz wahnięcia jego będą coraz mniejsze, a w końcu zupełnie ustaną.

Wyjaśnimy to działanie balansu szczegółowiej posługując się rys. 702. Balans wyprowadzony przez siłę zewnętrzną z *położenia równowagi stałej* (tzw. „punktu martwego”) O do punktu A napręży jednocześnie włos. Jeśli teraz pozwoli się balansowi swobodnie poruszyć z tego punktu, to energia zmagazynowana we włosie odprowadzi balans z powrotem z punktu A do położenia równowagi O . Ponieważ jednak masa balansu na tej drodze, podobnie jak masa wahadła, nabywa energii kinetycznej, balans przekracza punkt równowagi O i obraca się dalej, dopóki energia kinetyczna nie zamieni się w napięcie włosy w przeciwnym kierunku. Teoretycznie musiałoby to nastąpić w *punkcie zwrotnym B*, kątowno tak odległym od położenia równowagi, jak i punkt A . W naprężonym włosie nagromadziłoby się znowu tyle energii, że balans wróciłby do punktu A . Wahnięcia powtarzałyby się i trwałyby w nieskończoność, gdyby nie było do pokonania żadnych oporów. Jednak wskutek tarcia w łożyskach, oporu powietrza i tarcia wewnętrznego w materiale włosy balans nie może dojść do punktu B , lecz np. tylko do punktu B' , a przy powtórnym wahnięciu znowu nie do A' , lecz tylko do punktu A'' . Praktycznie więc po kilku dalszych wahnięciach balans zatrzymałby się całkowicie. Aby wyrównać stratę energii na odcinku od B do B' i od A' do A'' , musi balans w trakcie ruchu otrzymać dopływ energii, np. w postaci impulsu działającego zgodnie z chwilowym kierun-

kiem jego ruchu. Impulsu tego udziela napęd za pośrednictwem przekładni chodu i urządzenia wychwytowego.

Jakkolwiek balans w swym ruchu od A do O ulega przyspieszeniu, a od O do B opóźnieniu, to czasy wahnięć na czterech odcinkach AO , OB , BO i OA są sobie równe jednak pod warunkiem, że nie zmieniają się wpływy zewnętrzne. Wahnięcia balansu są bowiem *izochroniczne* bez względu na wielkość amplitudy, a więc nie tak, jak u wahadła, którego czas wahnięć obarczony jest błędem kołowym.



Rys. 702. Wahanie balansu.

Wahnięciem nazywamy jeden ruch balansu między punktami zwrotnymi, czyli na rys. 702 od punktu A do B . Natomiast wielkość wychylenia balansu od położenia równowagi stałej O do jednego z punktów zwrotnych A lub B nazywamy *amplitudą*. Miarą amplitudy balansu jest rozwartość kąta α . Kąt amplitudy balansu wynosi zwykle $135^{\circ} - 315^{\circ}$. Największy możliwy kąt amplitudy balansu z wychwytem cylindrowym (po odliczeniu grubości kołka odbojowego) może wynosić około 177° , a z wychwytem kotwicowym $315^{\circ} - 330^{\circ}$, przy czym palec przerzutowy jeszcze nie uderzy z przeciwnej strony o rożki widełek.

*Kąt wahan*a balansu jest dwa razy większy od amplitudy. Jego wielkość zależy od siły impulsów i oporów ruchu. Rozróżniamy więc *małe wahnięcia balansu* i *duże wahnięcia balansu*. Małymi nazywamy te wahnięcia, których kąt wynosi mniej niż 440° , dużymi zaś te, których kąt wynosi ponad 440° . Wprowadzenie tego podziału uzasadnimy przy omawianiu regulacji w pozycjach.

Czas, który upływa między dwoma kolejnymi identycznymi fazami ruchu balansu, nazywa się *okresem wahan*a. Czas trwania jednego wahnięcia jest równy połowie okresu.

b. Okres wahanía

Okres wahanía, a tym samym i czas wahnięcia wahadła, zależy jest, jak wiemy, od jego długości i od przyspieszenia ziemskiego, które można uważać w naszych szerokościach geograficznych za wielkość stałą. Określa to znany wzór:

$$T = 2 \pi \sqrt{\frac{l}{g}}$$

gdzie T oznacza okres wahanía, l — długość wahadła, g — przyspieszenie ziemskie.

Jeżeli zaś chodzi o okres wahanía balansu, to w miejsce długości wahadła należy podstawić *moment bezwładności* balansu, oznaczany literą I , a w miejsce przyspieszenia ziemskiego — tzw. *moment kierujący* włosa, oznaczany literą K . Wtedy otrzymamy następujący wzór:

$$T = 2 \pi \sqrt{\frac{I}{K}}$$

Nie będziemy tu szczegółowo wyjaśniać, co to jest moment bezwładności, gdyż określenie to można znaleźć w podręcznikach fizyki lub w poradnikach technicznych w dziale mechaniki, gdzie również podane są sposoby obliczania momentu bezwładności. Powiemy tylko krótko, że jest to wielkość fizyczna, będąca miarą oporu bezwładnego, jaki stawia ciało momentowi sił wprawiających je w ruch obrotowy dokoła określonej osi. W ruchach postępowych miarą tego oporu jest masa ciała (5-31), a w ruchach obrotowych moment bezwładności. Jest on iloczynem masy m przez kwadrat pewnego promienia r , zwanego promieniem bezwładności, czyli:

$$I = m \cdot r^2$$

Łatwo stąd zauważyć, że moment bezwładności jest tym większy, im większa jest masa oraz im dalej jest oddalona od osi obrotu. Wtedy bowiem większy jest promień bezwładności r , a przecież należy go jeszcze podnieść do kwadratu. Wpływ wielkości promienia na moment bezwładności jest więc silniejszy niż wpływ masy. Dlatego też najwięcej masy powinien mieć balans na obwodzie, gdyż jest ona tutaj najskuteczniej wykorzystana. Ramiona zaś i piasta powinny być tak lekkie, jak na to pozwala wytrzymałość i sztywność.

Należy zaznaczyć, że moment bezwładności regulatora balansowego jest równy sumie momentów bezwładności wieńca balan-

su, wkrętów, ramienia, osi, włosa z pierścieniem i przrzutnika. Dla przykładu podajemy niżej te momenty bezwładności obliczone dla pewnego zegarka kieszonkowego:

wieniec balansu z ramieniem	1,101	mgmm ²
wkręty balansu	1,297	"
włos	0,040	"
oś balansu z przrzutnikami	0,000 172	"
razem	2,438 172	mgmm ²

Z tego zestawienia widzimy, że największy moment bezwładności ma sam balans z wkrętami. Dlatego też przy mniej dokładnych obliczeniach regulatora balansowego można brać pod uwagę jedynie moment bezwładności balansu, pomijając oś, włos i przrzutnik. Błąd popełniony w ten sposób przy balansie zegarka wynosi około $1 \div 2\%$, a przy balansie zegara, np. budzika, nie przekracza nawet $0,1\%$.

Momentu bezwładności włosa można na ogół nie brać pod uwagę, przy obliczaniu sumarycznego momentu bezwładności regulatora, mimo że ma on pewien wpływ na okres wahania balansu, o czym dalej szczegółowo powiemy. Natomiast od własności sprężystych materiału włosa i jego wymiarów w dużej mierze zależy okres wahania balansu, i do jego obliczenia wymiary włosa są konieczne.

Wspomnieliśmy już, że do wzoru na okres wahania balansu należy podstawić wartość momentu kierującego włosa K . Otóż moment kierujący włosa jest to moment, jakiego potrzeba do zwinienia włosa o kąt równy jednemu radianowi. Ponieważ włos jest sprężyną spiralną podobnie jak sprężyna napędowa, dlatego moment kierujący włosa możemy określić ze znanego nam już wzoru na moment sprężyny napędowej. Podstawiamy w nim tylko jako kąt zwinienia sprężyny 1 (jedność). Jeżeli więc oznaczymy szerokość taśmy włosa przez b , grubość h , a długość l oraz moduł sprężystości materiału, z jakiego wykonany jest włos, przez E , to wzór na obliczenie momentu kierującego włosa będzie:

$$K = \frac{b \cdot h^3 \cdot E}{12 \cdot l}$$

Podstawiając teraz do wzoru na okres wahania balansu moment bezwładności określony wyrażeniem z prawej strony zamiast I oraz podobnie moment kierujący włosa zamiast K , otrzymamy ostatecznie po przekształceniu wzór na okres wahanja balansu:

$$T = 2 \pi \sqrt{\frac{m \cdot r^2 \cdot 12 \cdot l}{b \cdot h^3 \cdot E}}$$

Stąd możemy zauważyć, że okres wahania balansu zależy aż od sześciu czynników:

1. masy regulatora balansowego — m ,
2. promienia bezwładności¹⁾ — r ,
3. długości włosa — l ,
4. szerokości taśmy włosa — b ,
5. grubości taśmy włosa — h ,
6. modułu sprężystości E materiału, z którego wykonany jest włos.

Wpływ tych czynników na wahanie balansu przedstawia się jak następuje:

Regulator balansowy waha się

wolniej (ma większy okres)	prędzej (ma mniejszy okres)
gdy:	
balans jest cięższy większy włos jest dłuższy węższy cieńszy z materiału o mniejszej sprężystości	balans jest lżejszy mniejszy włos jest krótszy szerszy grubszy z materiału o większej sprężystości

Największy wpływ na okres wahania balansu ma grubość włosa. Aby utrzymać możliwie małą bezwładność, zwoje włosa powinny być ułożone na możliwie małej średnicy, a więc dość blisko siebie. Niektórzy zalecają, aby odstęp między zwojami równał się podwójnej grubości taśmy włosa.

Podobnie jak przy wahadłach, tak samo i przy balansach posługujemy się częściej *ilością wahnień* niż okresem wahania czy też czasem jednego wahnienia.

Ilość wahnień balansu na godzinę w zegarach i w zegarkach bywa różna. Najczęściej balans wykonuje 18 000 wahnień na godzinę, czyli 300 na minutę, a 5 na sekundę. W bardzo małych zegarkach balans robi $5\frac{1}{2}$, a nawet 8 wahnień na sekundę. W zegarkach roskopfowych $4\frac{1}{5}$ i $4\frac{1}{2}$. W zegarkach z angielskim wychwytem kotwicowym $4\frac{1}{2}$. W chronometrach okrętowych 4.

¹⁾ Należy pamiętać, że użyty w tym wzorze promień bezwładności r nie jest bynajmniej równy promieniowi zewnętrznemu balansu. Oblicza go się w dość zawiły sposób, wychodząc z momentu bezwładności obliczonego uprzednio innym sposobem. Sposób ten podają podręczniki mechaniki.

Zegary, których balanse wykonują więcej niż 18 000 wahnięć na godzinę, nazywane są czasem „szybkobieźnymi”.

Zegarek nareczny z większą ilością wahnięć balansu chodzi dokładniej, gdyż wtedy regulator jest mniej wrażliwy na zakłócenia ruchu pochodzące z zewnątrz.

Mały zegarek nie będzie nigdy tak regularnie chodził, jak większy o takiej samej konstrukcji. Można by tej nieregularności uniknąć przez zwiększenie masy balansu. Jednak tego się nie stosuje, gdyż powoduje to zbyt duże tarcie w łożyskach balansu. Zwiększenie średnicy balansu także wpłynęłoby dodatnio, ale i to jest trudne do zastosowania ze względu na ograniczone miejsce. Najlepiej byłoby zwiększyć ilość wahnięć, aby masie nadać większą szybkość. Zastosowanie tego w lepszych zegarkach dało dobre wyniki. Jednak potrzebne przy tym zwiększenie przekładni wywołało inne niedogodności, ponieważ zazębienie w małych zegarkach jest i tak dosyć delikatne. Stąd też w większości zwykłych zegarków damskich nie stosuje się jeszcze tego sposobu.

c. Zwykła regulacja okresu wahanía

W każdym rozwiązaniu konstrukcyjnym regulatora balansowego powinno się znajdować urządzenie do regulacji okresu wahanía. Chociaż bowiem dokładne będą obliczenia, to jednak nieuniknione błędy wykonania spowodują w różnych mechanizmach tego samego typu pewne różnice ich chodu, które trzeba będzie usunąć, a przynajmniej jak najbardziej zmniejszyć, właśnie przez regulację.

Regulacja okresu wahanía balansu może być dokonana przez zmianę masy balansu. Jednak taką regulację można przeprowadzić tylko u balansów z wkrętami, o czym piszemy przy balansach kompensacyjnych.

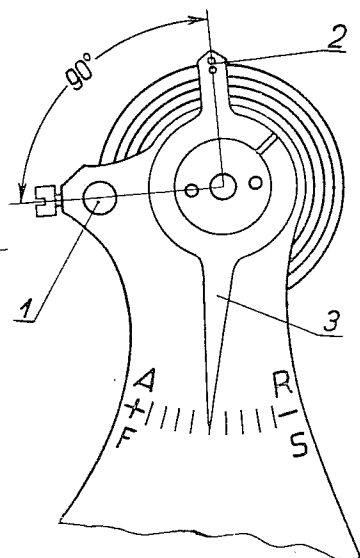
Drugi sposób regulacji okresu wahanía balansu polega na zmianie czynnej długości włosa. Służy do tego przesuwka z zamkiem obejmującym włos, których konstrukcję dalej szczegółowo opisujemy. Sposób ten jest prosty i łatwy, dlatego ma ogólne zastosowanie.

Regulacja przesuwką polega na przesunięciu wskazówki przesuwkowej 3 (rys. 703) w jedną lub drugą stronę, wskutek czego zamek włosa 2, znajdujący się na wystającym przeciwległym końcu przesuwki, oddala się lub zbliża do klocka włosa 1, dzięki czemu czynna długość włosa skraca się lub wydłuża. Na półmoku balansu jest podziałka z odpowiednimi znakami lub literami w celu zorientowania, w którą stronę należy przesunąć wskazówkę. Po jednej stronie są początkowe litery wyrazów: Avance

(franc.), Fast (ang.), Vor (niem.) lub znak +, oznaczające przyspieszanie zegara, po drugiej zaś — początkowe litery wyrazów: Retard (franc.), Slow (ang.), Nach (niem.) lub znak —, oznaczające opóźnianie.

Jeżeli przesuwamy wskazówkę przesuwki w stronę znaku — (czyli litery R lub S lub N), długość czynna włosa wzrasta, okres wahania się zwiększa, wskutek czego następuje zwolnienie chodu. Jeżeli natomiast przesuwamy wskazówkę w stronę znaku + (czyli litery A lub F lub V), dzieje się odwrotnie.

Niektóre podziałki tak są wykonane, że przesunięcie wskazówki o jedną działkę (od kreski do kreski) powoduje zmianę chodu zegarka o 1 minutę na dobę. U większości jednak podziałka ta ma tylko znaczenie orientacyjne przy regulacji.



Rys. 703. Normalne położenie przesuwki.

Gdy włos jest dobrze dobrany i ułożony, wówczas poszczególne zwoje są jednakowo od siebie oddalone (jeżeli nie trzeba było odgiąć zewnętrznego zwoju). Przesunięcie przesuwki nie powinno zmieniać położenia włosa, gdyż wpływa to ujemnie na stałość chodu zegarka i może powodować trudności w regulacji.

Odległość między zamkiem a klockiem włosa, czyli część nieczynna włosa, także odgrywa przy regulacji pewną rolę. Jeżeli część nieczynna włosa jest długa, zachodzi większe tarcie włosa w zamku, wskutek czego powstaje strata energii zmniejszająca wahnięcia. Jeżeli zaś jest zbyt krótka, trudno jest tak ustawić włos, aby zmiana położenia przesuwki nie powodowała zmian w ułożeniu zwojów włosa.

Przesuwka działa najpewniej, jeżeli jej zamek obejmuje włos w oddaleniu około ćwiertci zwoju od klocka (rys. 703).

Po wyregulowaniu zegarka przesuwka powinna być w środku podziałki lub trochę bliżej znaku —, ze względu na częste późniejsze opóźnianie się zegarka.

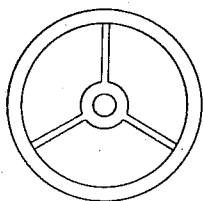
3. Odmiany rozwiązań konstrukcyjnych

a. Balanse

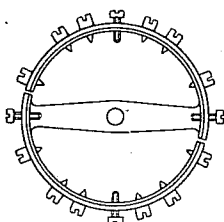
Obecnie stosuje się dwa rodzaje balansów:

*jednometalowy balans nieprzecięty i
dwumetalowy balans przecięty — kompensacyjny.*

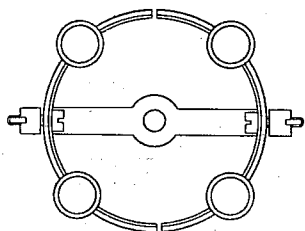
Do budzików i do zegarków z wychwytem cylindrowym stosuje się zwykle jednometalowy balans z trzema ramionami (rys. 704). Natomiast w dobrych zegarach, a zwłaszcza zegarkach balans ma tylko dwa ramiona. Balans do zegarka cylindrowego ma we wieńcu od strony zewnętrznej osadzony *kołek odbojowy*.



Rys. 704. Jednometalowy balans zwykły.



Rys. 705. Dwumetalowy balans kompensacyjny do zegarka.



Rys. 706. Dwumetalowy balans kompensacyjny do chronometru.

Jednometalowy balans, zależnie od jakości zegarka, produkuje się z rozmaitych metali: mosiądzu, stali, niklu, nowego srebra, brązu berylowego i innych. Do tańszych zegarków stosuje się balanse mosiężne, natomiast do kosztowniejszych — z nowego srebra lub brązu berylowego. Ostatni jest prawdopodobnie najlepszym stopem, jakim dziś rozporządzamy w produkcji jednometalowych balansów. Jest on bowiem twardy, a zatem stosunkowo nieczuły na uszkodzenia przy wymianie osi, a oprócz tego jest niemagnetyczny i wysoce odporny na korozję. Takie balanse w połączeniu z włosom o niezmienniej sprężystości (niwaroks) zastępują obecnie dwumetalowe *balanse kompensacyjne* (rys. 705).

Na rys. 706 widzimy dwumetalowy balans kompensacyjny stosowany w chronometrach. O balansach kompensacyjnych piszemy szczegółowo nieco dalej.

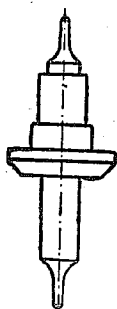
Wielkości balansu w praktyce zegarmistrzowskiej (naprawczej) nie oblicza się, lecz ustala drogą prób lub na podstawie norm, stanowiących zbiór długoletnich doświadczeń.

b. Osie balansu

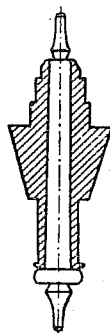
Balans osadzony jest na osi balansu. W zegarkach cylindrowych osią tą jest tzw. cylinder, będący równocześnie jedną

z głównych części wychwyty cylindrowego. Była więc o nim mowa przy opisywaniu wychwyty.

W zegarach i zegarkach z wychwyty kotwicowymi osie balansu bywają różne, zależnie także od konstrukcji wychwyty. W budzikach oś balansu jest gładkim wałkiem stalowym z czopami stożkowymi i wycięciem na środku dla przejścia widełek kotwicy. Balans osadzany na takiej osi powinien mieć dość grubą piastę, aby się nie obluzował. Osie do zegarków kotwicowych (rys. 707) mają kilka podtoczeń i bardzo cienkie czopy lejkowe, o których mówiliśmy już przy ułożyskowaniach. Różne rodzaje osi pokazane są w 2 części „Zegarmistrzostwa” na rys. 84—114.



Rys. 707. Najczęściej spotykana oś balansu.



Rys. 708. Łatwo wymienna oś balansu.

Na rys. 708 widzimy oś balansu produkcji amerykańskiej składającą się z dwóch części. Część zewnętrzna jest tuleją z podtoczeniami na obwodzie jak u zwykłych osi. Wewnątrz tej tulei jest trzpień z dwoma czopami. Konstrukcja ta ma na celu łatwą wymianę trzpienia na wypadek złamania czopa (bez naruszania balansu, przerzutnika i pierścienia włosy).

c. Włosy

Pierwszy zegarek ze sprężyną spiralną, zwaną dziś włosy, zbudował Thuret w Paryżu w r. 1674, według wskazówek Huygensa. Skoro Huygens zażądał we Francji patentu na ten wynalazek, powstał spór o pierwszeństwo. Anglicy przyznali je Robertowi Hooke'owi, we Francji pretendował do niego ks. Hautefeuille. Jednakże pierwszeństwo Hooke'a nie zostało dowiedzione, a co do Hautefeuille'a, wykazano, że jego sprężyna regulująca nie była spiralną, ale prostą czy też falistą.

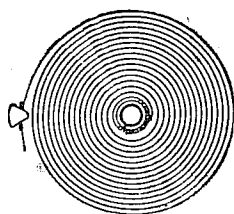
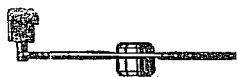
W czasopiśmie „Acta Eruditorum”, wydawanym przez grono uczonych w Lipsku, w jednym tomie z r. 1685 jest artykuł ks. Ada-

ma Kochańskiego T. J. W artykule tym m. in. opowiada ks. Kochański, że przypadek doprowadził go około r. 1672 do zastosowania sprężyny spiralnej podtrzymującej ruch balansu, nazywanego wtedy wahaczem.

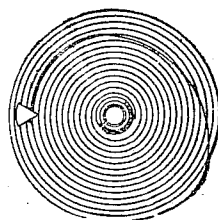
Z uwagi tej można wyciągnąć wniosek, że jeżeli w historii zegarmistrzostwa, oprócz Huygensa wymieniani są Hooke i Hautefeuille, jako wynalazcy włosy, to ks. Kochański winien być stawiany obok nich.

W technice zegarowej rozróżniamy dwa zasadnicze rodzaje włosów: *włos spiralny*, którego zwoje ułożone są w kształcie spirali Archimedesesa, i *włos śrubowy*, którego układ zwojów ma kształt linii śrubowej.

Włos spiralny może być *płaski* (rys. 709), albo *bregetowski* (rys. 710). U włosy płaskiego wszystkie zwoje oraz punkt zamocowania zwoju zewnętrznego leżą w jednej płaszczyźnie. Natomiast u włosy bregetowskiego ostatni zwój zewnętrzny oraz punkt jego zamocowania znajdują się ponad spiralą.



Rys. 709. Włoski płaski.



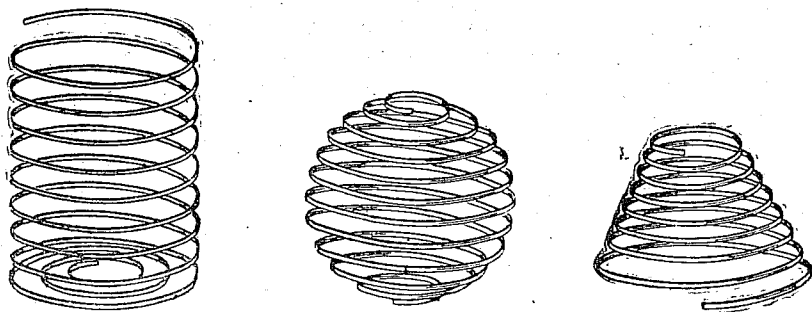
Rys. 710. Włos bregetowski.

Włos płaski w zegarku z wychwytem cylindrowym ma $8 \div 9$ zwojów a w zegarku z wychwytem kotwicowym $10 \div 15$. Powodem stosowania różnej ilości zwojów włosy wymienionych konstrukcji jest różna amplituda wahań obu balansów.

Zakołkowanie włosy płaskiego w klocku i zamku uniemożliwia równomierne przemieszczenie się zwojów włosy w każdą stronę. Ta wada objawia się przede wszystkim przy włosach połączonych z balansami o dużej amplitudzie, a więc w zegarku z wychwytem kotwicowym.

Wymienioną wadę włosy płaskiego usunął Ludwik Breguet (1747—1823). Wynalazł on bowiem włos, którego układ pozwala na równomierne przemieszczanie się zwojów w każdą stronę. Właściwie jest to włos spiralny, którego tylko zewnętrzny zwój jest wygięty do góry i w odpowiednim łuku przybliżony do punk-

tu środkowego. Zwój ten leży równolegle do innych zwojów i jest zakończony w klocku. Włos ten od nazwiska wynalazcy nazwano bregetowskim.



Rys. 711. Włos walcowy. Rys. 712. Włos beczkowy. Rys. 713. Włos stożkowy.

Włos śrubowy może być walcowy (rys. 711), beczkowy (rys. 712) lub stożkowy (rys. 713). Włosy takie są stosowane w chronometrach. Chronometr okrętowy zbudowany około r. 1750 przez J. H a r r i s o n a miał włos śrubowy walcowy tylko o trzech zwojach.

Jeśli włos widziany od tylnej strony zegarka — wychodzący ze środka — jest zwinięty w kierunku obrotu wskazówek, to nazywamy go prawym. Jeśli zaś w kierunku przeciwnym, nazywa się lewym.

Przekrój taśmy włosa jest prostokątem z zaokrąglonymi krawędziami albo też dwa krótsze boki są półokrągłe. Stosunek grubości taśmy włosa do szerokości waha się zwykle w granicach od 1 : 6 do 1 : 12.

Do tańszych zegarów i zegarków włosy wyrabia się z brązu lub ze stali węglowej. Włosy te mają tę stronę ujemną, że zmieniają swą sprężystość pod wpływem temperatury. Ponadto włosy stalowe magnesują się i rdzewieją. Natomiast do zegarków lepszej jakości włosy wykonywane są ze stopów niklowych: *inwaru*, *elinwaru*, lub stopu berylowego zwanego *niwaroksem*. Szczegóły podajemy przy opisywaniu balansów kompensacyjnych.

W zegarach elektrycznych lub przyrządach elektrycznych, w których prąd przepływa przez włos, można stosować brąz fosforowy z domieszką od 1 do 2% kadmu, co powiększa przewodnictwo elektryczne.

Przeprowadzono także próby nad zastosowaniem do chronometrów włosów z kwarcu. Wyniki wypadły dodatnio, lecz ze względu na trudności produkcyjne włosy te nie znalazły szerszego zastosowania.

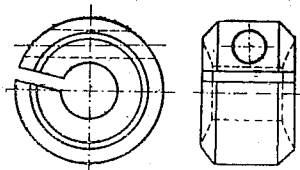
d. Pierścienie włosu

Dla dokładności wskazań zegara byłoby najlepiej, gdyby wewnętrzny koniec włosu można było przeprowadzić dokładnie aż do geometrycznej osi balansu. Jednak byłoby rzeczą niemożliwą, a przynajmniej nadzwyczaj trudną, w razie potrzeby odłączyć włos od osi. Stąd można wnioskować, czym powinien się odznaczać dobry pierścień włosu. Najpierw powinien umożliwiać wewnętrznemu końcowi włosu dostać się jak najbliższej środka. Dalej, pierścień włosu powinien łatwo dać się zdejmować z osi bez narażania przy tym włosu na niebezpieczeństwo zgięcia, a także powinien łatwo dać się z powrotem zakładać jak najdokładniej w to samo miejsce.

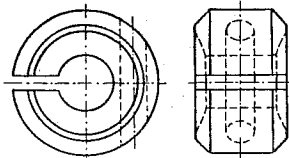
Przecięcie pierścienia powinno być tylko tak szerokie, aby za pomocą najcieńszego wkrętaka można było obracać pierścień w celu ustawienia chodu zegarka, czyli wyrównania amplitud regulatora. Zbyt szerokie przecięcie zakłóca równowagę pierścienia a zatem i balansu.

Średnica zewnętrzna pierścienia włosu powinna być nie za duża, w przeciwnym bowiem razie zmuszeni jesteśmy wyciąć we włosie więcej zwojów wewnętrznych.

Pierścienie włosu wyrabia się zwykle z ciągnionego mosiądzu, gdyż jest on wystarczająco sprężysty a jednocześnie łatwo obrabialny i odporny na korozję.



Rys. 714. Pierścień włosu z otworem poprzecznym obok przecięcia — dobrze.



Rys. 715. Pierścień włosu z otworem poprzecznym naprzeciw przecięcia — źle.

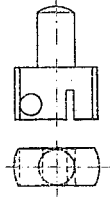
Dobry pierścień włosu przedstawia rys. 714. Otwór poprzeczny służący do umocowania włosu znajduje się tuż obok przecięcia. Środkowa część pierścienia znajdująca się naprzeciwko przecięcia jest bowiem bardziej narażona na zginanie niż jego części boczne. Dlatego otwór w środkowej części pierścienia (rys. 715) osłabia bardziej pierścień.

Otwór poprzeczny do włosu jest zwykle walcowy czasem lekko stożkowy. Oś tego otworu powinna być równoległa do czołowych powierzchni pierścienia.

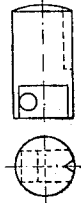
Pierścień włosu widziany z boku ma przeważnie kształt przedstawiony w drugim rzucie na rys. 714. Ścięcie (załamanie krawędzi) konieczne jest przy zdejmowaniu pierścienia.

e. Klocki włosa

Zewnętrzny koniec włosa zamocowany jest w klocku. Klocki włosa bywają różnych kształtów, zależnie od sposobu zamocowania w półmostku balansu. Najczęściej spotykane są pokazane na rys. 716, 717 i 718.



Rys. 716.

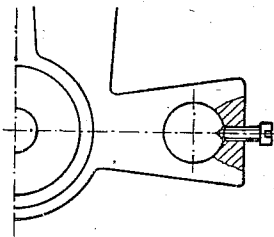


Rys. 717.
Klocki włosa.

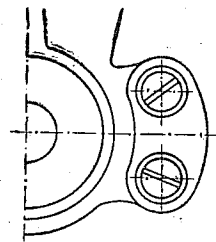


Rys. 718.

Klocki włosa w zwyczajnych zegarkach kotwicowych i cylindrowych mają czopy o przekroju okrągłym lub trójkątnym. Różnica w sposobie umocowania klocków obu rodzajów w półmostku balansu polega na tym, że klocek z czopem o przekroju okrągłym (rys. 716) jest zwykle wciskany od spodu w skrzydło półmostka balansu, jak to najczęściej bywa w zegarkach cylindrowych, następny zaś klocek włosa okrągły (rys. 717) i klocek trójkątny (rys. 718) są zabezpieczone wkrętem wkręconym z boku w skrzydło półmostka. W tanich zegarkach i budzikach, gdzie klocek włosa jest zanitowany, w celu wyjęcia włosa trzeba zewnętrzny jego koniec odkołkować, a po założeniu nie tylko zakołkować, ale włos ułożyć i wyregulować.



Rys. 719. Zamocowanie klocka włosa wkrętem wkręconym z boku.



Rys. 720. Zamocowanie klocka włosa dwoma wkrętami wkręconymi z wierzchu.

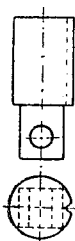
Najlepszym rozwiązaniem jest klocek okrągły z wycięciem na wkręt (rys. 717) utrzymujący go w stałym położeniu. Taki sposób zamocowania klocka przedstawiony jest na rys. 719.

Spotyka się także umocowanie klocka włosa dwoma wkrętami wkręcanyymi z wierzchu, jak to widzimy na rys. 720. Sposób ten ma jednak tę stronę ujemną, że gwint wkrętów łatwo się zrywa, gdyż z konieczności są one tutaj krótsze niż w innych rozwiązaniach. Ten rodzaj umocowania był dobry w grubych precyzyjnych zegarkach kieszonkowych, lecz w cienkich zegarkach, a zwłaszcza w zegarkach naręcznych, jest nieodpowiedni.

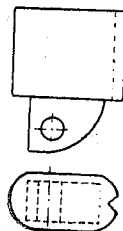
Otwór w klocku dla włosa powinien znajdować się na wysokości ostatniego zwoju, a oś jego powinna dokładnie leżeć w płaszczyźnie zwojów włosa. Otwór ten powinien być tak blisko wewnętrznej ścianki klocka, aby w czasie rozwijania się włosa przedostatni jego zwój nie dotykał klocka.

Najczęściej otwory w klockach włosów są okrągłe. Jednak w angielskich budzikach firmy Smith spotyka się otwory prostokątne. W takim otworze włos równo przylega do ścianki otworu. Kołki w takim przypadku są także o przekroju prostokątnym.

Zdarza się czasem, że włos wskutek wstrząsu zaczepiając o zewnętrzne krawędzie klocka zawiesza się na nim. Można by temu zapobiec przez zaokrąglenie tych ostrych krawędzi.



Rys. 721. Obecny kształt klocka.



Rys. 722. Projektowana zmiana klocka.

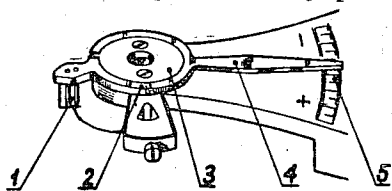
Można np. obecny kształt klocka, przedstawiony na rys. 721, zmienić na kształt pokazany na rys. 722. Przez to osiągnie się prostokątny przekrój klocka zamiast kwadratowego. Na takim klocku można będzie utworzyć skośną i lekko łukową powierzchnię, która uniemożliwi zaczepianie się włosa.

f. Przesuwki i zamki włosa

Przesuwki zwykłe

Przesuwka jest urządzeniem, za pomocą którego można zmieniać chód zegara lub zegarka. Na rys. 723 widzimy przesuwkę najczęściej stosowaną w zegarkach. Składa się ona z pierścienia przesuwki 2, zakończonego wskazówką 4, i z zamka 1, obejmu-

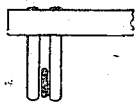
jącego ostatni zewnętrzny zwoj włosa. Przesuwka przymocowana jest obrotowo na półmostku balansu nakrywką 3 przykręconą dwoma wkrętami („kokeretkami“). Koniec wskazówki przesuwkowej spoczywa na podziałce 5 wykonanej na półmostku balansu. Przy końcach tej podziałki są odpowiednie litery lub znaki + i —, w celu zorientowania, w którą stronę należy przesunąć, gdy zegarek spieszy się lub się spóźnia.



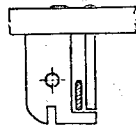
Rys. 723. Przesuwka.

Przez poruszanie przesuwki nie powinny się obluźwiać wkręty w nakrywce, która musi być dobrze przykręcona do mostka. Przesuwka porusza się łatwo i pewnie, jeżeli jest rozcięta na stronie przeciwległej do wskazówki (blisko zamka). Dolna powierzchnia przesuwki powinna być lekko wypukła, aby nie uszkadzała półmostka.

Zadaniem zamka jest ograniczenie ruchu włosa bez zakleszczania, w miejscu ograniczającym czynną długość włosa. Pierwsze przesuwki u zegarków z wychwytem wrzecionowym miały tylko dwa kołki, między którymi umieszczony był włos. Taki zamek (rys. 724) jest obecnie stosowany przy włosie bregetowskim. W późniejszych konstrukcjach zegarków, gdzie większa ilość zwojów powodowała większą wiotkość włosa, zaszła potrzeba zamknięcia zamka, aby zapobiec wyskoczeniu włosa spomiędzy kołków. Można było to uczynić w ten sposób, że jeden z kołków miał zakrzywiony koniec nakrywający włos od dołu, jak to się niekiedy jeszcze spotyka. Lepsza natomiast jest konstrukcja, w której zamiast drugiego kołka od strony zewnętrznej jest *klucz* z wystającym końcem (rys. 725), który nakrywa sąsiedni kołek. Ostatni sposób jest obecnie najbardziej rozpowszechniony.



Rys. 724. Zamek włosa bregetowskiego.

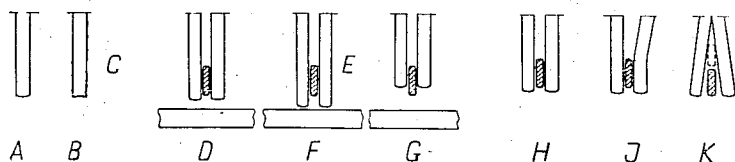


Rys. 725. Zamek włosa płaskiego.

Zamek włosa powinien być tylko tak długi, aby w żadnym wypadku nie dotykał ramion albo wkrętów balansu, lecz by włos

mógł się swobodnie poruszać nad poprzecznym końcem klucza. Żadną miarą zamek nie powinien się chwiać. Łby powstałe z zanitowania zamka powinny być tak krótkie, by nie stykały się z wieczkiem koperty zegarka.

Wcięcie w kluczu służy do otwarcia zamka przez pokręcenie wkrętakiem, jeżeli zachodzi potrzeba wyjęcia włosa bez odkońkowania. Jednak o to wcięcie mogą się również zahaczać zewnętrzne zwoje włosa. Lepiej więc zrezygnować z tego wcięcia, gdyż i tak nie daje ono możliwości otwarcia zamka przed wyjęciem i odwróceniem balansu wraz z półmostkiem. Należy raczej wywiercić w kluczu otwór, który umożliwi za pomocą cienkiego pręcika stalowego otwieranie i zamykanie. Zamek powinien być tak urządzony, żeby po odkręceniu klocka włosa można było wyjąć włos z zamka bez odkońkowania, a następnie zdjąć półmostek, a potem balans. Podczas zdejmowania półmostka wraz z wiszącym na włosie balansem istnieje niebezpieczeństwo pokrzywienia włosa, zwłaszcza wskutek gwałtownego wyciągnięcia.



Rys. 726. Właściwe i wadliwe kołki zamka włosa bregetowskiego.

Na rys. 726 widzimy wadliwe i prawidłowe wykonanie kołków. Pierwsza grupa pokazuje kształt kołków. Kołek A jest prawidłowy: dobrze wygładzony i lekko zaokrąglony, bez zadr w dolnej części. Kołek B ma u spodu zadkę i jest szorstki; włos może się zaczepić w C. Kołki powinny być możliwie cienkie; nie powinny jednak sprężynować pod naciskiem włosa. Przekrój poprzeczny kołka powinien być okrągły.

W następnej grupie zwracamy uwagę na długość kołków. Kołki D są prawidłowe, F za długie i w E za blisko dolnych zwojów włosa, które mogą o nie się ocierać. Kołki G są za krótkie; wada ta może powodować wyskakiwanie górnego zwoju podczas pulsacji.

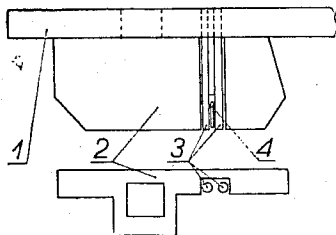
Trzecia grupa wypukła równoległość kołków. H przedstawia dobre rozwiązanie, J także dobre, K wadliwe. Przy zbyt dużym lub małym odstępzie otworów dla kołków wierconych w przesuwce kołki muszą być zgięte i zbliżone, a nie powinny być zwyczajnie tylko końcami przegięte do środka lub na zewnątrz, jak na rys. 726-K, gdyż przy zwykłym dogięciu ich do środka lub na zewnątrz zmienia się *szczelina* zamka (odstęp między kołkiem

a kluczem). Wówczas w pozycji zegarka tarczą na dół szczelina jest inna niż w pozycji tarczą do góry. Przez wygięcie jak na rys. 726-J, uzyskuje się równą szczelinę na wystarczającej długości.

Jeszcze ważniejszym czynnikiem jest wzajemna odległość kołków. Wiemy, że górny zwój włosa bregetowskiego porusza się między kołkami. Otóż jest rzeczą nadzwyczaj ważną, żeby poruszał się bez zbytniego luzu; lecz równie ważne jest, żeby kołki nie zaciskały włosa, ponieważ w takim przypadku każde przesunięcie przesuwki byłoby równocześnie uszkodzeniem włosa.

Szczelina zamka do włosa płaskiego nie powinna być większa niż podwójna grubość włosa. Natomiast do włosa bregetowskiego szczelina między kołkami powinna być tylko tyle szersza od grubości włosa, by włos swobodnie wszedł bez zaciskania się.

Samo jednak prawidłowe rozstawienie kołków nie wystarcza. Trzeba także, aby włos przechodził między nimi całkiem swobodnie, bez naginania, tzn. w ten sposób, że gdybyśmy usunęli kołki, włos nie zmieniłby położenia.



Rys. 727. Ulepszony zamek włosa w automacie IWC.

Widzimy więc, że kołki muszą odpowiadać pewnym wymaganiom, mianowicie powinny być równej długości, dobrze wygładzone, równoległe i bez zadziórów, a także stale czyste, gdyż lepienie się taśmy włosa powoduje stratę energii i tym samym mniejsze wahnięcia.

Tak klucz, jak i kołek wykonuje się zwykle z mosiądzu.

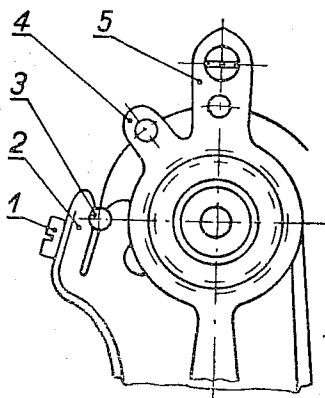
W automacie IWC — kal. 852 spotykamy pomysłowe ulepszenie zamka włosa pokazane na rys. 727. Oba kołki włosa 3 otoczone są blokiem mosiężnym 2, który — równie jak kołki — umocowany jest w przesuwce 1. Profil zamka (rzut pionowy) wyraźnie pokazuje, że blok mosiężny w przejściu taśmy włosa 4 jest na tyle krótszy, by taśma miała wżwyzd dosyć miejsca. Widok z góry (bez przesuwki) uwypukla zręczne umieszczenie kołków włosa w małym wcięciu bloku mosiężnego.

Jaki jest cel tego urządzenia? Wadą włosa bregetowskiego jest to, że przy silniejszych wstrząsach dolne zwoje zaczepiają się o kołki a czasem nawet o koniec przesuwki. Niekiedy włos sam się odczepia, nierzadko jednak potrzebna jest pomoc zegarmi-

strza. Otóż zadaniem bloku mosiężnego jest zapobiegać zahaczaniu się włosa.

Także i kształty przesuwki bywają czasem niewłaściwe. Wskazówka wielu przesuwek jest za delikatna. Taką przesuwką prawie że nie można spowodować małych, sekundowych, zmian chodu zegarka, ponieważ wskazówka sprężynuje, gdy więc silniej ją naciśniemy, posuwa się dalej niż potrzeba. Silniejsza, szersza wskazówka przesuwki złu temu zaradziłaby całkowicie.

Często spotyka się zegarki, w których przesuwka leży wyżej niż koło naciągowe. Jeżeli w takim przypadku wieczko koperty zostanie naciśnięte lub lekko wygięte, ciśnie ono na przesuwkę a przez nią na oś balansu i powoduje zatrzymanie zegarka.



Rys. 728. Ulepszona przesuwka.

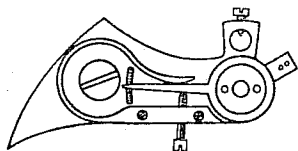
Jeżeli odległość od klocka włosa do zamka jest za duża, to istnieje niebezpieczeństwo wyginania się części nieczynnej włosa a wskutek tego zwiększanie się błędów izochronizmu. Aby temu zapobiec, opatentowano niedawno przesuwkę pokazaną na rys. 728. Oprócz normalnego występu 5 przesuwka ma jeszcze występ 4, w którym znajduje się kołek ze szczeliną obejmującą włos, a tym samym uniemożliwiająca zbędny ruch włosa między zamkiem a klockiem włosa 3.

Warto zwrócić uwagę na charakterystyczne umocowanie klocka włosa w półmostku, jakie już w wielu zegarkach się spotyka. Otwór dla klocka znajduje się nieco z boku i jest przecięty tak, że część zewnętrzna może sprężynować. Wkręt 1 dociska odcięłą część półmostka 2 i w ten sposób przytrzymuje klocek 3.

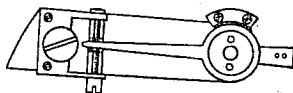
Przesuwki precyzyjne

Przesuwką zwykłą nie można uzyskać małych zmian chodu zegarka, dlatego zastosowano urządzenia precyzyjne, działające za pośrednictwem krzywki lub wkrętu umieszczonego w półmostku.

Przesuwka z tym urządzeniem jest o wiele łatwiej przesuwalna aniżeli bez niego. Przy wszystkich konstrukcjach przemieszczenia przesuwki dokonuje sprężyna. Dlatego opór, jaki stawia przesuwka przy zmianie położenia, musi być dostatecznie mały, aby sprężyna mogła ją bezwarunkowo docisnąć do wkrętu lub krzywki.



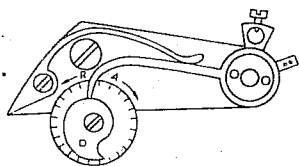
Rys. 729. Przesuwka ze sprężynką „szyjką łabędzia”.



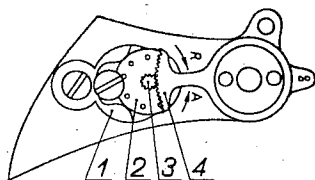
Rys. 730. Przesuwka precyzyjna z wkrętem.

Przesuwkę precyzyjną ze sprężynką zwaną „szyjką łabędzią” widzimy na rys. 729. Tego rodzaju przesuwek spotyka się wiele odmian. Różnią się one przede wszystkim kształtem sprężynki i sposobem jej zamocowania. Na przykład w firmie Felsa skonstruowano przesuwkę, w której sprężynka stanowi całość ze wskazówką przesuwki.

Gdyby przesuwka obracała się za ciasno, sprężynka nie mogłaby jej przesunąć. Tej niepewności nie ma w konstrukcji przedstawionej na rys. 730. Tutaj bowiem wskazówka przesuwki w obydwie strony przesuwana jest wkrętem; sprężynki nie ma wcale.



Rys. 731. Przesuwka precyzyjna z krzywką.



Rys. 732. Przesuwka z wycinkiem zębatym.

Łeb wkrętu regulacyjnego jest przeważnie skierowany ku kołu minutowemu i dlatego trudno dostać się do niego z wkrętakiem. Aby jednak pomimo tego była możliwość wyrównania najmniejszych różnic, przy starannie skonstruowanych przesuwkach łeb wkręta ma najróżnorodniejsze urządzenia, jak np.: przecięcie do wkrętaka, zakończenie kwadratowe w celu łatwiejszego uchwycenia chwytkami, a niekiedy ma on poprzeczne otworki, by przy pomocy cienkich igieł stalowych można było go pokręcić.

Inna odmiana przesuwek precyzyjnych polega na tym, że zamiast wkrętu mają krzywki, obracające się na czopie i połączone z krążkiem zaopatrzonym w podziałkę orientacyjną. Jedną z takich przesuwek widzimy na rys. 731. Działanie ich jest zrozumiałe z samego rysunku. W niektórych konstrukcjach zamiast krzywek przynitowanych do krążka jest wycięcie w tym krążku w kształcie krzywki prowadzącej zagięty koniec wskazówki przesuwki.

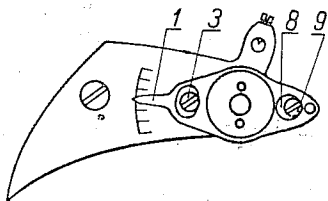
Jedną z konstrukcji przesuwek precyzyjnych widzimy na rys. 732. Wycinek zębaty 4 i zębnik 3 są głównymi częściami tego urządzenia regulacyjnego, które spotykamy w zegarkach firmy Moeris i innych. Sprężynka łukowa 1 swymi dwoma ramionami dociska stale krążek 2, wskutek czego zębnik 3 jest również dociskany do wycinka 4 znajdującego się na końcu przesuwki i w ten sposób unika się luzu międzyzębego.

Są jeszcze i inne przesuwki precyzyjne, którymi można dowolnie regulować wewnętrzny punkt zakończenia włosa. Jednak ogólne zasady konstrukcyjne tych przesuwek nie odbiegają od wyżej opisanych, dlatego ich nie opisujemy, tym bardziej że bardzo rzadko spotyka się je w użyciu.

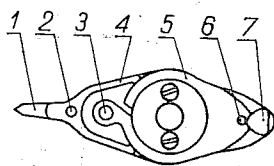
Przesuwki nowoczesne

Luz włosa w szczelinie zamka ma wielki wpływ na dokładność wskazań zegarka. Można to uważać za poważną wadę zamka, gdyż nie ściska on należycie włosa. Dlatego też poczyniono wiele ulepszeń i wynalazków przesuwek nowych konstrukcji, które wspomnianej wady nie mają.

O takiej ulepszonej przesuwce, zwanej „Incastar”, pisaliśmy już w 3 części „Zegarmistrzostwa” na str. 275. Wspomniemy więc



Rys. 733. Przesuwka „Spirofix”.



Rys. 734. Odwrotna strona tej przesuwki.

tylko krótko, że jest to całkiem inna konstrukcja niż normalne przesuwki. Zamek włosa stanowią dwa obrotowe wałki, które włos stale ściskają.

Na tej samej zasadzie opiera się konstrukcja przesuwki „Spirofix”, produkowanej w fabryce zegarków Cortébert. Zaletą tej

przesuwki (rys. 733) jest to, że zaciska włos w szczelnym zamku. Jeśli jednak w celu zmiany czynnej długości włosa przesuwa się przesuwkę, zamek ten go zwalnia.

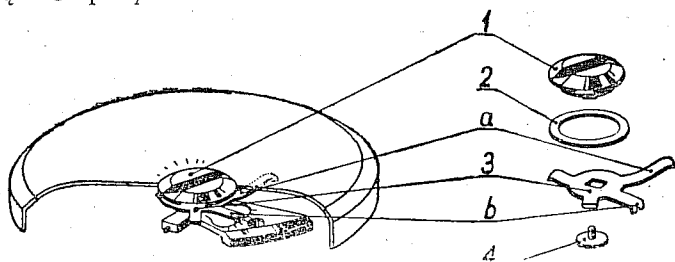
Poprzez sprężynkę 4 (rys. 734) przymocowaną nitami 2 przesuwka 1 wraz z kluczem 7 ulega stałemu dociskaniu w kierunku kołka 6 osadzonego w spodniej części przesuwki 5 i w ten sposób zamek się zamyka, ściskając włos.

Skoro przesuwkę 1 przesuamy w celu dokonania zmiany długości włosa, zamek otwiera się dlatego, że brzeg dużego otworu 8 (rys. 733) ślizga się po mniejszym czopie walcowym 9. Gdy już zamek wystarczająco się otworzy, wówczas otwór 8 przez czop 9 zabiera spodnią część przesuwki 5 wraz z kołkiem 6 i cała przesuwka się obraca.

Widoczny z wierzchu łeb z wcięciem 3 nie jest łbem wkreću, lecz mimośrodem. Przez pokręcenie wkrećtami tego mimośrodów zamek się otwiera i może pozostać w pozycji otwartej, dopóki znowu nie przekrećmy mimośrodu do poprzedniego położenia. Jest to potrzebne przy rozbieraniu i składaniu zegarka.

Inne ulepszenie przesuwki polega na tym, że regulację zegarka przesuwką przeprowadza się bez otwierania koperty. Jest to pożądane szczególnie u zegarków wodoszczelnych, dlatego że ich otwieranie nie jest takie łatwe, zwłaszcza gdy nie ma odpowiednich kluczy, oraz dlatego, że częste otwieranie zmniejsza wodoszczelność.

Pewien autor włoski jeszcze w roku 1920 pisał o kilku takich sposobach przesuwania przesuwki bez otwierania zegarka, dwoma kołkami wystającymi z koperty. W praktyce jednak takich zegarków się nie spotyka.



Rys. 735. Urządzenie do regulacji zegarka bez otwierania koperty (obok rozebрана).

Natomiast w niektórych konstrukcjach zegarków wodoszczelnych firmy Nivada spotykamy urządzenie do przesuwania przesuwki bez otwierania koperty zwane „Reglavit”. Przedstawione na rys. 735 poszczególne części tego systemu znamionują prostą i dlatego silną konstrukcję. Przesuwka w tym zegarku jest taka

sama jak w zwykłych zegarkach, tylko że w wieczku nad przesuwką jest pokrętka regulacyjna 1 z szerokim rowkiem, którą w razie potrzeby można obrócić np. za pomocą monety. Od wewnątrz na kwadratowe zakończenie czopa pokrętki 1 założona jest sprężynka regulacyjna 3 z czterema ramionami, dokręcona wkrętem dociskowym 4. Pierścień uszczelniający 2 zapewnia zupełną hermetyczność koperty zanurzonej w wodzie pod ciśnieniem 3 atmosfer.

Jedno ramię *b* sprężynki regulacyjnej 3 zazębia się z przesuwką mechanizmu, drugie *a* zabezpiecza od nadmiernego przesunięcia, czyli ogranicza kąt obrotu sprężynki, a pozostałe zapewniają jej płaskie położenie.

Tym urządzeniem można regulować chód zegarka z zewnątrz koperty w granicach około 4 min. na dobę.

Należy także wspomnieć o przesuwkach kompensacyjnych, które by wyrównały różnice wynikające ze zmian temperatury. Jednak próby z zastosowaniem takich przesuwek nie dały zadowalających wyników, dlatego w praktyce ich się nie spotyka. Nie omawiamy więc szczegółowo takich przesuwek, mimo że w literaturze można spotkać ich opisy.

4. Zakłócenia wahań balansu

Mimo że wahadło podlega różnym wpływom zewnętrznym, to jednak główna przyczyna jego ruchu, siła ciężkości (przyciągania ziemi), jest praktycznie niezmienna. Oprócz tego — dzięki wielkiej masie soczewki — wahadło ma dużą energię potencjalną w stosunku do energii zużywanej na opory ruchu. Dlatego wskazania zegarów wahadłowych mają na ogół wysoki stopień dokładności. Gorzej pod tym względem przedstawia się sprawa z zegarami balansowymi. Siła sprężystości włosy, będąca odpowiednikiem siły ciężkości u wahadła, podlega stałym zmianom nie tylko wskutek wahań temperatury, ale nawet każdy silniejszy wstrząs wywołuje zmiany we włosie, uwidaczniające się w niejednostajnym chodzie zegara. Wreszcie bezwładność balansu jest bardzo mała w stosunku do oporów wywołanych przez tarcie w łożyskach i oddziaływanie wychwyty. Wszystkie więc niejednostajności tych oporów działają znacznie silniej niż w zegarach wahadłowych. Omówimy więc kolejno wpływy uboczne zmieniające okres wahań balansu.

a. Wpływ wychwyty

Balans współpracuje z wychwytem, od którego otrzymuje impuls uderzeniowy (kinetyczny) w celu podtrzymania swego wahań. Ten kontakt z wychwytem odbywa się w różny sposób,

zależnie od rodzaju wychwyty. Zawsze jednak w mniejszym lub większym stopniu wpływa na okres wahania balansu. Ponieważ tego wpływu nie da się całkowicie uniknąć, dlatego należy się starać, żeby on był jak najmniejszy.

Impuls powinien być silny, a trwać możliwie najkrócej. Działanie impulsu na balans powinno się odbywać wtedy, gdy znajduje się on w pobliżu punktu równowagi. W tym położeniu szybkość balansu jest największa, stąd też działanie wychwyty wpływa wówczas najmniej na okres wahania. Impuls przed punktem równowagi wpływa na okres wahania przyspieszająco, a poza tym punktem — opóźniająco. Oczywiście, działanie impulsu odbywa się zawsze w kierunku zgodnym z chwilowym ruchem balansu.

Gdyby natomiast działały na balans jakieś siły w kierunku przeciwnym do jego ruchu, to wpływ ich byłby odwrotny. Mianowicie przed punktem równowagi powodowałyby opóźnienie, a poza tym punktem — przyspieszenie. Ponieważ uwalnianie ze spoczynku koła wychwykowego wywołuje opór przed punktem równowagi, działa więc opóźniająco na okres wahania.

Wszystkie wspomniane wpływy wychwyty działają tym silniej, im mniejszy jest kąt wahania balansu.

b. Wpływ błędów wyważenia balansu

Działanie balansu zależy także od jego wyważenia. Przed wszystkim balans powinien być tak osadzony na osi, żeby nie wykazywał bicia promieniowego i osiowego. Ale oprócz tego musi on znajdować się w stanie *statycznej równowagi*.

Balans wtedy jest w równowadze, gdy jego środek ciężkości leży na jego osi, tj. kiedy położony swobodnie na wyważniku (3-59) zatrzymuje się we wszystkich nadanych mu położeniach. Każdy balans po wykonaniu i osadzeniu na osi jest sprawdzany, czy znajduje się w równowadze. Sprawdzanie równowagi balansu w spoczynku i doprowadzanie go do tej równowagi nazywamy *wyważaniem statycznym*¹⁾.

1) Sprawdzanie równowagi w ruchu nazywamy *wyważaniem dynamicznym*. Polega ono na wyrównaniu sił odśrodkowych, działających na przedmiot będący w ruchu, tak aby nie tylko ich wypadkowa, ale i ich moment wypadkowy był równy zeru.

Niektóre podręczniki zegarmistrzowskie, zwłaszcza niemieckie, podają, że i balanse powinny być wyważane dynamicznie. Jednak z teorii wynika, że dynamiczne niewyważenie balansu nie wywiera dostrzegalnego wpływu na chód zegarka. Ma ono raczej zastosowanie przy wirnikach długich, np. turbinach parowych lub innych.

Oprócz tego, że — jak już powiedziano — balans nie powinien wykazywać bicia promieniowego i osiowego, przekrój jego wieńca powinien mieć na całym obwodzie jednakową wysokość i grubość. Wkręty obciążeniowe powinny być rozdzielone symetrycznie w stosunku do punktu środkowego balansu. Łby wkrętów obciążeniowych powinny przylegać z jednakowym dociskiem do wieńca balansu. Szczeliny wieńca balansu przeciętego powinny mieć jednakową szerokość i leżeć dokładnie naprzeciw siebie. Wszystkie te szczegóły są ważne i ułatwiają doprowadzenie balansu do równowagi podczas wyważania. Jednak równowaga dokładnie wyważonego balansu podczas pracy zegarka może być zachwiana przez włos. Bliższe wyjaśnienia podamy przy regulacji w pozycjach i opisie włosów.

Trzeba jednak wiedzieć, że nawet po wyważeniu, zwłaszcza mniej dokładnym, balans może wykazywać podczas chodu zegarka mniejsze lub większe błędy wyważenia. Mogą one być bardzo małe, ale mają pewien wpływ na okres wahania balansu.

Przy wzrastającej i malejącej amplitudzie balansu niewyważenie uzewnętrznia się jako siła trwale działająca ku dołowi. Dlatego też wpływ ten zmienia chód zegarka tylko wtedy, kiedy zegarek znajduje się w pozycji pionowej. Stąd ten wpływ na chód zegarka nazywamy *błędem pozycyjnym*.

Możliwe błędy wyważenia dają się najłatwiej stwierdzić i usunąć przy małych kątach wahan, kiedy to w sposób szczególnie silny wpływają na chód, zmieniając wielkość okresu wahań balansu. Ale o tym będzie mowa przy naprawie. Wyjaśnienia dotyczące błędów pozycyjnych podamy nieco dalej przy opisie regulacji w pozycjach.

c. Wpływ włosa

Precyzyjna regulacja wykazuje, że niedokładne wskazania zegarka mogą pochodzić nie tylko od samego włosa, ale nawet od pierścienia, w którym jest zakołkowany. Na przykład za szerokie przecięcie pierścienia włosa powoduje zmienny chód zegarka. W ogóle jest rzeczą bezcelową podejmować się precyzyjnego doregulowania zegarka, którego pierścień włosa jest wadliwy.

Większe jednak uchybienia chodu powstają na skutek przemieszczania się środka ciężkości włosa, o czym będziemy szczegółowo dalej mówić przy opisie regulacji w pozycjach. Tutaj wspomnimy tylko krótko, że środek ciężkości włosa powinien się znajdować na osi obrotu balansu nie tylko podczas spoczynku, ale także podczas pracy (zwijania i rozwijania) włosa.

Jeśli środek ciężkości włosa zarówno w czasie spoczynku jak i pracy ma pozostawać na osi balansu, włos powinien pracować w ten sposób, żeby poszczególne zwoje zwiły się i rozwijały we wszystkie strony równomiernie, nie zmieniając swojego kształtu. Warunków tych nie spełni włos płaski, ponieważ w czasie wahania balansu zmienia kształt w ten sposób, że rozwija się tylko w jedną stronę, zmieniając także ustawicznie odstęp międzyzwojowe. Temu wymaganiu odpowiada włos bregetowski, który pod tym względem jest lepszy od płaskiego.

d. Wpływ zamka włosa

Uchwycenie włosa w zamku, będące prostym sposobem regulacji, jest jednak przeszkodą w swobodnym wahanu balansu. Dlatego zamek powinien być tak wykonany, żeby przeszkody te były jak najmniejsze. Stąd też znaczenie zamka w regulacji jest wielkie. Ogólnie nie docenia się tego czynnika.

Jeżeli włos w czasie spoczynku, tzn. wtedy, gdy balans jest w punkcie równowagi, znajduje się dokładnie w środku szczeliny zamka, to w czasie chodu zegarka przy małych wahaniciach spowoduje opóźnienie, a przy dużych — pospieszenie. Jest to zrozumiałe, gdyż przy małych wahaniciach włos nie dotyka kołków zamka, więc pracuje wówczas na całej swej długości począwszy od klocka włosa, a przy dużych wahaniciach znaczna część wahanicia odbywa się w czasie, gdy czynna część włosa jest skrócona przez dotknięcie do kołka.

Jeżeli natomiast włos dotyka stale tylko jednego z kołków zamka, to całe wahanicie będzie się odbywać przy niezmiennej długości czynnej włosa bez względu na wielkość amplitudy. Dlatego korzystniej jest ustawiać włos przy jednym z kołków zamka, tak jednak, żeby przesuwkę można było swobodnie przesuwać.

O właściwej konstrukcji zamków, tak dla włosa płaskiego jak i dla bregetowskiego, już pisaliśmy.

e. Wpływ tarcia i przylegania

Największe opory i przeszkody w swobodnym działaniu napotyka balans w swych łożyskach. Opory te powstają wskutek tarcia i przylegania. Ogólnie jednak bywają nazywane tarciem.

Tarcie czopów balansu jako ogólny opór wpływa opóźniająco na okres wahanania balansu, gdy znajduje się on przed punktem równowagi, a przyspieszająco poza tym punktem. Dzięki przeciwnemu działaniu opory te teoretycznie znoszą się wzajemnie.

Teoretycznie rzecz biorąc tarcie jako takie nie wpływa na chód zegarka, lecz tylko wymaga większej energii napędowej. Nato-

miast na chód zegarka wpływa zmiana tarcia i wynikająca stąd zmiana amplitudy, gdyż zmiana amplitudy wywołuje błąd z powodu niewyważenia i z powodu wpływu zamka włos.

Aby tarcie było możliwie najmniejsze, czopy balansu powinny być dokładnie wypolerowane, a krawędzie łożysk kamiennych i końce czopów osi balansu zaokrąglone, o czym mówiliśmy szczegółowo przy ułożyskowaniach (rys. 441).

f. Wpływ wstrząsów

Wstrząsy zegarka wpływają na okres wahania balansu, co powoduje spieszenie lub spóźnianie się zegarka, zależnie od kierunku tych wstrząsów.

Rozróżniamy drgania prostoliniowe i obrotowe. Drgania prostoliniowe wpływają mało na chód, gdyż ich wpływ odbija się tylko na kotwicy, która jest zwykle niewyważona. Natomiast drgania obrotowe wpływają więcej. Należy jednak zaznaczyć, że tak drgania prostoliniowe jak i obrotowe, jeżeli są zsynchronizowane z ruchem balansu, tzn. gdy częstość ich jest zgodna z częstością wahnięć balansu, wywierają bardzo silny wpływ na chód zegarka.

Oprócz bezpośredniego wpływu na wahanie balansu wstrząsy powodują zmiany tarcia w łożyskach oraz przemieszczanie się środka ciężkości włos, a także i inne, wtórne przyczyny zakłóceń izochronizmu balansu.

Wpływ wstrząsów jest w ogólności tym mniejszy, im większa jest energia balansu, tzn. wtedy, gdy balans ma duży moment bezwładności, krótki czas trwania wahnięcia i możliwie największy kąt wahan.

g. Wpływ siły odśrodkowej

Działanie siły odśrodkowej na balanse jedometalowe nie powoduje dostrzegalnych zakłóceń w ich wahan.

Końce wieńca balansu przeciętego sprężynują podczas jego wahan, a odchylając się wskutek działania siły odśrodkowej zwiększają jego promień, co powoduje zwiększenie okresu wahan. Wpływ siły odśrodkowej jest o tyle mniejszy, o ile krótsze są części wieńca albo o ile bliżej ramion balansu znajdują się wkręty obciążeniowe lub ciężarki w balansach chronometrych.

h. Wpływ ciśnienia powietrza

Wskutek oporu powietrza powstaje podobnie, jak przy wahadle, zwolnienie wahnięć balansu. Wpływ zmian ciśnienia powietrza na balans zależy od jego wielkości i kształtu. Ponadto istnieje wpływ „pompowania” powietrza przez włos. Dla balansu z wkrę-

tami obciążeniowymi powstaje różnica chodu od 0,01 do 0,02 sek. na dobę przy zmianie ciśnienia powietrza o 1 mm słupa rtęci. Ponieważ jednak wskutek innych zakłóceń i wpływów dzienny chód zegarów balansowych wykazuje znacznie większe różnice, można więc wpływu ciśnienia powietrza w ogóle nie brać pod uwagę.

i. Wpływ magnetyzmu

Jeśli zegarek znajdzie się w silnym polu magnetycznym, to włos stalowy i stalowe części wychwyty namagnesują się, wskutek czego powstają silne i nierównomierne zakłócenia działania mechanizmu, a nawet zegarek w ogóle może się zatrzymać. Głównym powodem tego jest sklejanie się namagnesowanego włosa. Magnetyzm w zegarku wykrywa się za pomocą zwykłej busoli, a najlepiej za pomocą igieł astatycznych. Ponieważ niejednako- we bieguny części namagnesowanych przyciągają się, a jednako- we odpychają się, dlatego odpychanie lub przyciąganie igły jest dokładnym znakiem stwierdzenia magnetyzmu w danej części. Sposób odmagnesowania opisaliśmy w 3 części „Zegarmistrzo- stwa” na str. 220-226.

Ostatnio do wyrobu balansów i włosów zegarkowych używa się stopów berylowych. Właściwością tych stopów jest niewrażliwość na wpływy magnetyczne. Zegarek z włosiem z takiego stopu zatrzymuje się dopiero w polach magnetycznych wynoszących 800 gausów, a po zniknięciu tego pola na nowo zaczyna działać. Natomiast zegarek ze stosowanym dotychczas rodzajem włosa niezależnego od temperatury zatrzymuje się już przy 60 do 80 gausów, a po zniknięciu pola magnetycznego wykazuje uchybie- nia chodu od 10 do 20 sekund dziennie.

j. Wpływ zmian temperatury

Różnice temperatury zmieniają wymiary włosa i balansu, ale zmieniają też sprężystość włosa.

Ciekawe obliczenie wpływu zmian temperatury na regulator balansowy podaje prof. dr K. G i e b e l w swojej książce pt. „Die Feinstellung der Uhren”. Jako przykład podaje oblicze- nie balansu mosiężnego nieprzeciętego ze stalowym włosiem. Wzrost temperatury o 1°C powoduje rozszerzenie tego balansu, wskutek czego zegarek spóźnia się 1,65 sek. na dobę. (Taki sam wpływ na balans inwarowy spowoduje spóźnienie zegarka o 0,1 sek. na dobę). Ale wzrost temperatury spowoduje także zmiany wymiarów włosa; zwiększy się jego długość, szerokość i grubość. Zmiana ta spowoduje spieszenie się zegarka o 1,42 sek. na dobę. Należy tu zauważyć, że mimo wydłużenia się włosa

zegarek będzie się spieszył. Wynika stąd wniosek, że wzrost temperatury wywołuje większy skutek przez powiększenie grubości włosa niż jego długości.

Obydwa wspomniane wpływy: spóźnianie się na skutek rozszerzenia się balansu i spieszenie na skutek powiększenia się wymiarów włosa prawie się wyrównują. Wzrost temperatury wywiera jednak największy wpływ na zmniejszenie się sprężystości włosa, gdyż powoduje spóźnianie się zegarka 12 sek. na dobę. W celu usunięcia tego błędu stosuje się regulatory balansowe kompensacyjne lub włosy mniej wrażliwe na zmiany temperatury.

5. Balanse kompensacyjne

a. Zadania kompensacji

Zauważyliśmy już, że na balans wpływa więcej czynników zakłócających jego wahanie niż na wahadło, ale największe uchybienia chodu, tak samo jak przy wahadle, powodują zmiany temperatury.

Dlatego już od dawna konstruktorzy poszukiwali sposobu usunięcia lub przynajmniej kompensacji, czyli wyrównywania, tego ujemnego wpływu.

Co to jest kompensacja i jakie jest jej zadanie przy wahadle, już wiemy. Podobne też jest jej zadanie przy balansie. Przy wahadle chodziło o zachowanie stałej długości wahadła, żeby jego wahnięcia były jednakowe. Również i przy balansie chodzi o zachowanie stałości jego wahnięć. Jednak wahnięcia balansu zależą nie tylko od jego wymiarów, ale i od wymiarów włosa i jego sprężystości. Największy zaś wpływ wzrostu temperatury objawia się w znacznym zmniejszeniu się sprężystości stalowego włosa. Dlatego też konstruktorzy starają się zastąpić włos stalowy włosem ze stopu nie zmieniającego wcale swej sprężystości lub zmieniającego tylko w bardzo małym stopniu. O takich włosach powiemy później obszernie.

Zanim jednak wynaleziono taki stop, opóźnienie wahanía balansu wskutek straconej sprężystości włosa starano się wyrównać przez automatyczne zmniejszanie się balansu. Były także i inne sposoby kompensacji. Jeden z nich — np. w przypadku wzrostu temperatury — polegał na skróceniu włosa przez zmianę pozycji zamka, która dokonywała się automatycznie dzięki urządzeniu kompensacyjnemu w przesuwce. Sposób ten po dokładnym wypróbowaniu okazał się mało skuteczny, dlatego najbardziej rozpowszechnił się sposób polegający na zmniejszaniu lub zwiększaniu się średnicy balansu.

Balansów kompensacyjnych jest wiele odmian, wszystkie jednak mają to samo zadanie: **w y r ó w n y w a ć z m i a n y**

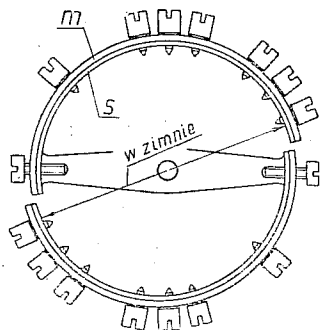
sprężystości stalowego włosa powstające w nim na skutek różnic temperatury. Opiszemy więc tylko niektóre z nich, a zwłaszcza najczęściej spotykane.

b. Stalowo-mosiężny balans kompensacyjny

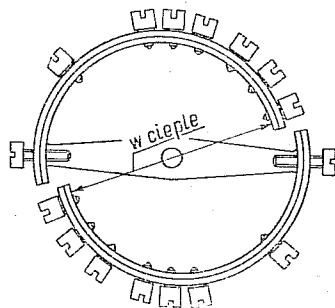
Opis ogólny

Wiemy, że zwiększenie średnicy balansu powoduje spóźnianie się zegarka, a zmniejszenie — spieszenie. Ważną rzeczą było stworzenie warunków, dzięki którym balans mógłby się sam automatycznie zwiększać lub zmniejszać w różnych temperaturach. Dokonanie tego było ważnym wydarzeniem w historii zegarmistrzostwa.

Pierwszym, który wpadł na pomysł budowy balansu kompensacyjnego, był P. L e R o y (1717—1785). Podstawą tego odkrycia jest, tak samo jak i u wahadeł kompensacyjnych, różna rozszerzalność różnych metali na skutek zmian temperatury. Chodziło tylko o dobranie odpowiednich metali i sposób ich zastosowania.



Rys. 736. Balans kompensacyjny w zimnie.



Rys. 737. Balans kompensacyjny w cieple.

W r. 1782 J. A r n o l d (1736—1799) opatentował udoskonaloną przez siebie konstrukcję balansu kompensacyjnego, która zachowała się do dnia dzisiejszego. Balans kompensacyjny ma wieniec dwumetalowy (rys. 736); część wewnętrzna wienca s jest stalowa, zewnętrzna m mosiężna; obie są dokładnie spójone. Wieniec ten jest przecięty w dwóch miejscach obok ramienia balansu. Ramię to jest stalowe. We wiencu znajdują się wkręty,

których zadanie omówimy później. Najpierw zastanówmy się, jakie będzie oddziaływanie wieńca balansu na zmiany temperatury.

Wiemy, że w niższych temperaturach (w zimnie) włos stalowy wskutek większej sprężystości skłonny jest pulsować za szybko. Różnicę wskazań, jaka stąd wynika, może skompensować zwiększenie średnicy balansu (rys. 736). W tym celu część zewnętrzną wieńca wykonujemy z mosiądzu, ponieważ mosiądz więcej się kurczy przy obniżaniu temperatury, a część wewnętrzną ze stali. Takie rozmieszczenie dwumetalowego wieńca powoduje — oczywiście, po rozcięciu wieńca w dwu miejscach — odchylenie się jego półkoli w kierunku odśrodkowym. Dzięki temu balans staje się większy i automatycznie znosi przyspieszenie pulsacji włosa. Taki balans umożliwia więc zegarkowi stały chód nawet w szybko po sobie następujących zmianach temperatury.

Zjawisko odwrotne zachodzi w wyższych temperaturach (w cieple). Chociaż stal pod wpływem ciepła rozszerza się, to jednak mosiądz rozszerza się jeszcze bardziej. Dzięki temu oba półkola zginają się do środka i tym sposobem balans się zmniejsza (rys. 737). Zmniejszenie balansu jest wystarczające, by zrównoważyć opóźnienie zegarka, jakie powstało wskutek zmniejszenia się sprężystości włosa pod wpływem ciepła. Tak więc błąd włosa stalowego został usunięty, dzięki czemu zegarek ma równy chód, zarówno w temperaturze pokojowej jak i na mrozie.

Oczywiście, wykonanie dobrego balansu nie jest rzeczą łatwą, trzeba bowiem wiedzieć, że aby balans mógł należycie spełniać swoją rolę, grubości stalowej i mosiężnej części wieńca, z których on się składa, muszą być starannie dobrane. Łatwo sobie wyobrazić skutki za silnego lub za słabego wyginania się wieńca do wewnątrz lub zewnątrz.

Jeżeli półkola wyginają się za silnie, mówimy, że zegarek jest przekompensowany, tj. spieszy się nawet w cieple. Jeżeli zaś półkola wyginają się za słabo, jest to dowód, że zegarek jest niedostatecznie skompensowany, skutkiem czego spieszy się w zimnie.

Teorię dwumetalowego balansu kompensacyjnego opracował francuski uczony J. VillarcEAU (1813—1883). Wykrył on proporcje dwumetalowego wieńca balansu zapewniającego największe oddziaływanie półkoli na zmiany temperatury.

W celu zapewnienia jak najlepszej kompensacji stosunek grubości obu części wieńca powinien być odwrotnie proporcjonalny do pierwiastka kwadratowego ze stosunku odpowiadających tym metalom modułów sprężystości, czyli:

$$\frac{s_1}{s_2} = \sqrt{\frac{E_2}{E_1}}$$

Jeżeli przyjmiemy moduł sprężystości dla stali $E_1 = 21\,000$ kG/mm², a dla mosiądzu $E_2 = 9\,000$ kG/mm², to otrzymamy:

$$\frac{s_1}{s_2} = \frac{9000}{21000} = \frac{3}{4,5} = \frac{2}{3}$$

Wobec tego grubość stalowej części wieńca będzie wynosić $\frac{2}{5}$, a grubość mosiężnej części $\frac{3}{5}$ całkowitej grubości wieńca.

Najważniejszym problemem w kompensacji jest sprawa proporcji i kształtu dwumetalowych części wieńca balansu. Przeciety balans kompensacyjny jest bowiem szczególnie podatny na niesymetryczne odkształcenia, co powoduje zmiany w stanie równowagi, mimo uprzedniego starannego wyważenia. Jest to jego poważną wadą. Jeżeli więc półkola wieńca nie będą jednakowe we wszystkich miejscach, to wyginanie ich podczas zmian temperatury będzie różne, co spowoduje przesunięcie środka ciężkości balansu. Stąd powstaną zakłócenia izochronizmu balansu. Zakłócenia te są o tyle kłopotliwe, że zależą od amplitudy i występują dopiero podczas pracy balansu w różnych temperaturach. Można je wykręć tylko podczas wyważania w termostatach o regulowanej temperaturze, co przeprowadza się zwykle w fabrykach. Do zegarmistrza należą tylko małe poprawki kompensacji, które polegają na przemieszczaniu wkrętów balansu. Zaznaczamy jednak, że jest to praca poważna i wymaga opanowania wiadomości teoretycznych z precyzyjnej regulacji oraz nabrania pewnej wprawy w wykonywaniu samej czynności.

Wkręty balansu

Na zewnętrznym obwodzie balansu kompensacyjnego znajduje się przeważnie 16 a czasem więcej wkrętów. Rozróżniamy dwa rodzaje wkrętów balansowych:

1. wkręty obciążeniowe;
2. wkręty wyważeniowe.

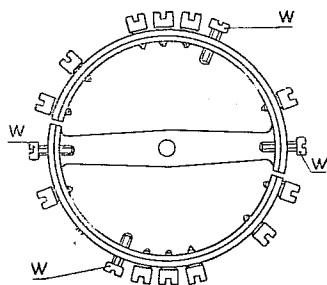
Na rys. 738 wkręty wyważeniowe oznaczone są literą *w*, a pozostałe wkręty obciążeniowe, których jest znacznie więcej, nie są oznaczone.

Łeb wkrętu obciążeniowego jest duży i masywny, a gwintowany trzon (o małej średnicy) jest tak krótki, że tylko niewiele

wystaje poza wieniec balansu. Wkręt wyważeniowy ma łeb mniej więcej o połowę niższy niż wkręt obciążeniowy natomiast ma dłuższy trzon gwintowany i nieco większą jego średnicę. Wkręty obciążeniowe mają tylko jeden rowek; wkręty wyważeniowe, których łeb jest niższy, mają często dwa rowki, przecinające się pod kątem prostym.

Wkrętów obciążeniowych jest przy balansie większa ilość (12 do 18), natomiast wkręty wyważeniowe są zwykle tylko dwa i leżą wzdłuż ramion balansu, a czasami są jeszcze dwa dodatkowe, umieszczone w odstępach o 90° od pierwszych lub jak na rys. 738.

Wkręty wyważeniowe służą, jak nazwa wskazuje, do wyważenia balansu. Wkręty te podczas wyważania wkręca się nieco lub wykręca, ale nie frezuje się ich ani też nie podkłada się pod ich łby podkładek regulacyjnych.



Rys. 738. Wkręty balansu.

Wkręty obciążeniowe służą do obciążenia wieńca balansu i ustalenia jego momentu bezwładności podczas regulacji w fabryce albo po naprawie. Przy tym ciężar balansu może być zwiększany przez podkładanie podkładek regulacyjnych pod łby wkrętów lub zmniejszany przez ujmowanie metalu z wkrętów.

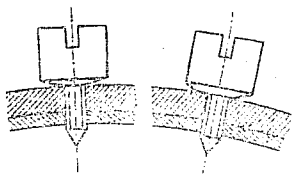
Przemieszczenie wkrętów obciążeniowych bliżej końca półkola wieńca wpływa na zwiększenie kompensacji, dlatego też niektórzy zegarmistrze nazywają te wkręty kompensacyjnymi. Nazwa ta nie jest jednak właściwa, gdyż w niektórych balansach jednometalowych są także wkręty obciążeniowe jak i w balansach kompensacyjnych, a nie działają one tam wyrównawczo przy zmianie temperatury, ale służą jedynie do zmiany ogólnego ciężaru balansu i zarazem do wyważenia. Zresztą wkręty nie mają przecież właściwości kompensacyjnych, lecz są środkiem pomocniczym do obciążenia.

Tak u balansu kompensacyjnego jak i niekompensacyjnego, jeżeli jest za lekki, trzeba podłożyć cienkie podkładki pod wkręty

obciążeniowe. Podkładki te są produkowane w różnych grubościach i wielkościach. Podkładki stosuje się w celu wyrównania większych różnic chodu i nastawienia przesuwki na środku podziałki mostka. Dalsze regulowanie chodu zegarka przeprowadza się przesuwką.

Wkręty obciążeniowe należy dobrze docisnąć, żeby się nie odkręciły; natomiast wkręty wyważeniowe nie powinny być za luźne, żeby mogły pozostawać w każdej pozycji. Nie należy też wkrętów tak dociskać, by wpływały odkształcająco na wieniec balansu. Ich lekko zaokrąglony (rys. 739) lub ścięty od spodu łeb (rys. 740) usuwa, przynajmniej częściowo, możliwość zaistnienia tego niebezpieczeństwa.

Rys. 739. Zaokrąglenie łba wkrętu od spodu.



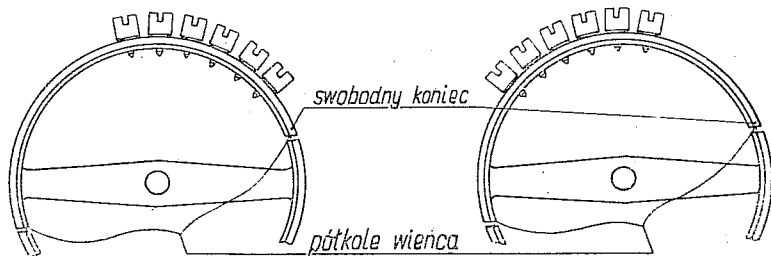
Rys. 740. Ścięcie łba wkrętu.

Jednak nie każdy balans z wkrętami i rozciętym wieńcem działa wyrównawczo, mimo że wyryta jest odpowiednia wzmianka na wieczku koperty. Aby kompensacja była dostateczna, należy swobodny koniec półkola wieńca balansu tak obciążyć wkrętami lub innymi ciężarkami, żeby wpływ tego obciążenia wyrównywał zmiany sprężystości włosa. W każdym poszczególnym zegarku można to osiągnąć doświadczalnie. Jeżeli zegarek z balansem kompensacyjnym tylko nieznacznie reaguje na zmiany temperatury, nie powinno się wprowadzać żadnych zmian przy włosie lub przy balansie.

Takie balanse są stosowane tylko w dobrych i drogich zegarkach. Wszystko, co w tanich zegarkach uważa się za kompensację, jest obliczone jedynie na wprowadzenie w błąd. W balanсах tanich zegarków bywają czasami stosowane fałszywe „wkręty”, tzn. tylko nafrezowane kołki, lub wycięte niskie klocki. Są też balanse dwumetalowe, ale wieniec ich nie jest przecięty całkiem, lecz tylko ma nacięcie do połowy szerokości. Oczywiście, o kompensacji nie ma tu mowy.

Wypadnięcie jednego wkrętu z wieńca balansu powoduje spieszenie się zegarka w pozycji leżącej o 15 ÷ 20 minut w przeciągu doby. W wieńcu balansu jest zazwyczaj więcej otworów niż wkrętów. Wkręty więc można w razie potrzeby przemieszczać. Oczywiście, otwory wywiercone są w równych odstępach od siebie.

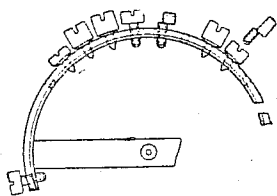
Przesunięcie jednej pary wkrętów mosiężnych o jeden otwór powoduje różnicę chodu wynoszącą $3 \div 4$ sekund w różnych temperaturach w przeciągu doby; wkręty złote zwiększają tę różnicę więcej niż do 8 sekund.



Rys. 741. Umieszczenie wkrętów bliżej swobodnego końca półkola wieńca wzmacnia kompensację.

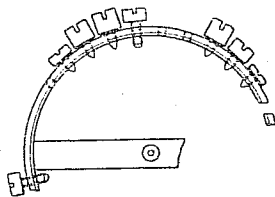
Rys. 742. Umieszczenie wkrętów dalej od swobodnego końca półkola osłabia kompensację.

Przesunięcie wszystkich wkrętów obciążeniowych jak najbliżej swobodnego końca półkola wieńca (rys. 741) wzmacnia kompensację, tzn. że może wyrównać bardzo duże zmiany sprężystości włosa. Natomiast przesunięcie wkrętów dalej od końca półkola (rys. 742) osłabia kompensację, tzn. że wyrównuje tylko małe zmiany sprężystości włosa. Rozmieszczenie tych wkrętów zależy więc od potrzeby kompensacji. Zeby zaś przemieszczenie wkrętów nie zmieniło równowagi balansu, należy zawsze umieszczać je parami naprzeciwko siebie. Gdyby jednak to nastąpiło, należy przywrócić równowagę wkrętami wyważeniowymi.



Rys. 743.

Różne rodzaje wkrętów obciążeniowych.



Rys. 744.

Jeżeli balans jest niewystarczająco skompensowany (tzn., że zegarek się spieszy w niższych temperaturach), odkręca się jeden lub więcej wkrętów i przenosi bliżej wolnego końca półkola balansu.

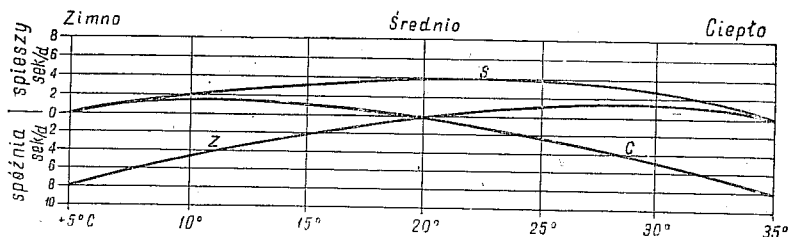
Jeżeli balans jest przekompensowany, postępujemy odwrotnie: przemieszczamy jeden lub więcej wkrętów z końca półkola bli-

zej ramienia balansu. Oczywiście, zegarmistrz musi wpieryw nabyć wiele doświadczenia, zanim będzie wiedział, ile wkrętów trzeba przemieścić i jak daleko, aby uzyskać pożądaný skutek.

W niektórych precyzyjnych zegarkach są w balansie wkręty obciążeniowe z różnymi łbami (rys. 743 i 744), co umożliwia dokładne doregulowanie kompensacji.

Błąd wtórny kompensacji

Uzyskanie kompensacji bardzo dokładnej, dopuszczającej tylko nieznaczne różnice wskazań, jest bardzo trudnym problemem. Balansem z wieńcem dwumetalowym stalowo-mosiężnym nie da się tego osiągnąć. Balans taki wprawdzie pozwala uzyskać wysoki stopień dokładności wskazań w gorącu i zimnie, lecz skoro raz zostanie skompensowany dla tych dwóch temperatur, w temperaturze pokojowej nie będzie zapewniał regularnego chodu, czyli będzie wykazywał tzw. błąd wtórny kompensacji.



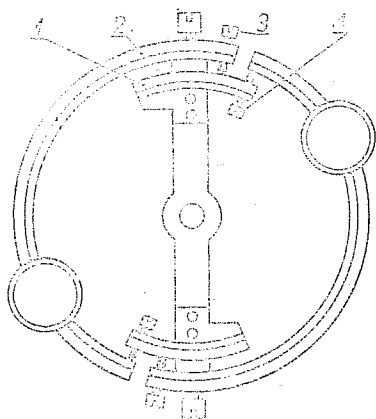
Rys. 745. Wykres błędów wtórnych.

Na rys. 745 podany jest wykres błędów wtórnych. Linia z przedstawia chód zegarka, którego kompensacja tak jest uregulowana, że zegarek w ciepłe, tzn. w temperaturze $+35^{\circ}\text{C}$ i w średniej temperaturze $+20^{\circ}\text{C}$ chodzi punktualnie, natomiast w zimnie, czyli w temperaturze $+5^{\circ}\text{C}$ spóźnia się (4 ÷ 12 sek. na dobę). Linia c przedstawia chód zegarka, który w zimnie i w średniej temperaturze chodzi punktualnie, a w ciepłe się spóźnia. Jeżeli znów tak wyregulujemy kompensację, że zegarek będzie chodził punktualnie w zimnie i w ciepłe, to w średniej temperaturze będzie się spieszył (około 4 sek. na dobę). Chód takiego zegarka przedstawia linia s.

Widzimy więc, że błąd wtórny powoduje spóźnienie w zimnie i w ciepłe, a spieszenie w średniej temperaturze. Błędów tego w zegarku z balansem stalowo-mosiężnym usunąć się nie da. Należy go przypisać własnościom metali, z których wykonany jest balans i włos.

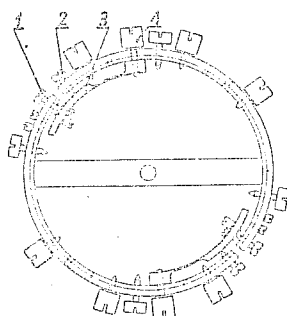
Nad usunięciem lub przynajmniej zmniejszeniem błędu wtórnego pracowało wielu konstruktorów. Wynikiem ich prac były wynalazki różnych balansów z tzw. *pomocniczą kompensacją*. Są to przeważnie balanse do chronometrów, od których wymaga się największej dokładności wskazań.

Na rys. 746 widzimy dwumetalowy balans chronometry T. Mercera (1822—1900) z pomocniczą kompensacją. Urządzenie to polega na zastosowaniu do zwykłego balansu stalowo-mosiężnego dwóch dwumetalowych łuków 1 przymocowanych do ramienia balansu. W końcu łuku 1 wkręcony jest wkręt oporowy 4 dotykający swobodnego półkola wieńca. Przy podwyższeniu się temperatury łuk ten wstrzymuje zbyt silne wyginanie się tego półkola do wewnątrz. Przy obniżaniu się temperatury półkole to bez przeszkody wygina się na zewnątrz, gdyż łuk 1 dociskany jest przez wkręt 3 znajdujący się w wieńcu 2. W ten sposób błąd wtórny jest zmniejszony. Jednak działanie pomocniczej kompensacji działa przerywanie wskutek wkrętów oporowych.



Rys. 746.

Balans stalowo-mosiężny z pomocniczą kompensacją.



Rys. 747.

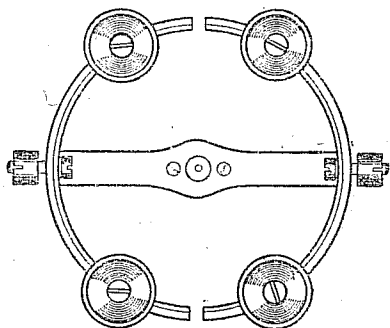
Na tej samej zasadzie działa urządzenie pomocniczej kompensacji stosowanej dawniej w precyzyjnych zegarkach, które widzimy na rys. 747. Zamiast dwumetalowego łuku dodatkowego jest tutaj sprężynująca płytka 3, przykręcona wkrętem 4 do półkola wieńca. Wkręty oporowe 1, 2 (mosiężne lub złote) podczas średnich temperatur dotykają do płytki 3.

Należy zaznaczyć, że pomocnicza kompensacja jest urządzeniem komplikującym konstrukcję balansu i znacznie podwyższa-

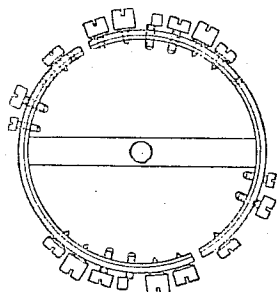
jącym koszty jego wykonania. Wskutek swej złożoności budzi wątpliwość dokładnego działania, tym bardziej, że doregulowanie kompensacji jest tu bardzo trudne. Stąd wielu zegarmistrzów nie chciało się podejmować tej pracy. Obecnie balansów z takim urządzeniem już się nie produkuje, gdyż zastępują je znacznie prostsze i lepiej działające balanse, które niżej opisujemy.

c. Niklostalowo-mosiężny balans kompensacyjny

Kłopoty związane z błędem wtórnym kompensacji udało się ominąć. Francuski uczoney *Guillaume*, wynalazca inwaru (o którym piszemy przy omawianiu wahadeł kompensacyjnych i włosów), skonstruował balans z wieńcem dwumetalowym, którego część wewnętrzna wykonana jest ze stopu zawierającego stal i 44⁰/₁₀₀ niklu (a więc nie z inwaru), a część zewnętrzna z mosiądzu. Balans taki nazywany jest krótko *niklostalowym* albo balensem *Guillaume'a*. Pracuje on ze zwykłym stalowym włosiem.



Rys. 748. Balans niklostalowy do chronometru.



Rys. 749. Balans niklostalowy do zegarka kieszonkowego.

Ponieważ stop ten ma inny moduł sprężystości niż stal węglowa, dlatego wewnętrzna część wieńca musi być grubsza niż w balansach stalowo-mosiężnych. Grubość wieńca tych balansów jest w ten sposób zestawiona, że $\frac{4}{7}$ przypada na pierścień mosiężny a $\frac{3}{7}$ na niklostalowy. Balans niklostalowy można poznać ze stosunku grubości poszczególnych części wieńca oraz po znacznie większej całej jego grubości.

Na rys. 748 widzimy balans niklostalowy do chronometru. Można go po tym odróżnić od zwykłych balansów kompensacyjnych do chronometrów, że wieńiec jego przecięty jest nie tuż przy ramieniu, ale pod kątem prostym do ramienia, czyli w poło-

wie wieńca, oraz po tym, że zamiast dwóch ciężarków ma cztery mniejsze. Dzięki temu ujemne wpływy siły odśrodkowej są tu mniejsze.

U balansów niklostalowo-mosiężnych do zegarków kieszonkowych (rys. 749) nie przecina się wieńców pod kątem prostym do ramienia, gdyż ogólnie wkręty potrzebują więcej miejsca aniżeli ciężarki balansów chronometrycznych. Błąd wtórny takich balansów wynosi tylko najwyżej $\frac{1}{3}$ sek. na dobę na 1° C. Jednakże odpowiednia regulacja wkrętami balansu usuwa tę resztę błędu.

Takie nadzwyczaj dobre wskazania zegarka z balansem niklostalowym są skutkiem nie tylko właściwego stopu obydwóch metali, szczególnie stopu stali z niklem, ale zależą też od rodzaju obróbki termicznej przy wykonywaniu balansu oraz od właściwego stosunku grubości poszczególnych części wieńca. Wskutek tego produkcja takiego balansu jest bardzo skomplikowana a zatem i kosztowna. Jednak w użyciu jest jeszcze wiele zegarków, a zwłaszcza chronometrów okrętowych, z takimi balansami.

d. Balanse jednometalowe

(kompensacyjne)

Uzasadnienie stosowania.

Urządzenie kompensacyjne przy balansie potrzebne jest w celu wyrównywania zmian sprężystości stalowego włosa podczas różnych temperatur. Gdyby więc włos wykonany był z metalu nie zmieniającego swej sprężystości, wówczas balans mógłby być jednometalowy nawet w zegarkach precyzyjnych.

Aczkolwiek i w zegarkach zwyczajnych, a nawet naręcznych nie obejdzie się bez kompensacji, to jednak wymagania co do ich dokładności wskazań nie są tak wysokie. Dlatego zupełnie zrozumiała jest dążność do stosowania w nich regulatorów uproszczonych, choćby nawet pod względem kompensacji były one niezbyt doskonałe.

Możliwość takiego uproszczenia nadarzyła się na przełomie XIX i XX wieku, gdy wynaleziono *inwar*, stop odznaczający się bardzo małą rozszerzalnością cieplną. Wydawało się, że i sprężystość jego nie będzie się zbytnio zmieniać. Jednakże próba zastosowania inwaru do wyrobu włosów się nie udała. Inwar okazał się za miękki.

Szwajcarski zegarmistrz *P e r r e t* pierwszy zauważył możliwość zastosowania jednometalowego balansu łącznie z tzw. autokompensacyjnym (samowyrównawczym) włosem wykonanym nie z inwaru lecz z innego stopu niklowego z zawartością 28% niklu.

Sprężystość takiego włosa zmienia się bardzo mało na skutek zmian temperatury. Włosy Perreta zmniejszyły zależność czasu wahnięć balansu od temperatury mniej więcej 20 razy i znalazły zastosowanie w kieszonkowych zegarkach dobrej jakości. Dziś jeszcze spotykamy zegarki w których jest włos Perreta; a balans jednometalowy z inwaru. Zarówno balans jak i włos mają kolor lekko żółtawy. Dokładność wskazań tych zegarków jest większa i w ciepłe i w zimnie niż zegarków z mosiężnym balansem i włosem ze zwykłej stali.

Jednakże te włosy miały duże braki. Na pierwszym miejscu należy wymienić jeszcze zbyt duży błąd wtórny i znaczne tarcie wewnętrzne w materiale włosa, wskutek czego swobodne wahania balansu szybko zanikały. Amplituda wahnięć balansu z takim włosem była mniejsza niż z włosem stalowym, w innych, równych warunkach. Należy także podkreślić wielkie trudności w sporządzeniu takiego stopu.

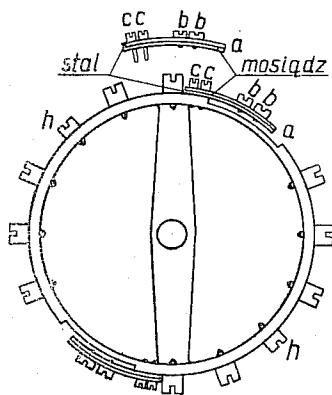
Dopiero Guillaume'owi udało się uzyskać włos prawie nie zmieniający swej sprężystości, wykonany z wynalezionego przez siebie stopu stali z niklem, zwanego *elinwarem*. Ponieważ inwar w różnych temperaturach nie zmienia swych rozmiarów, a elinwar sprężystości, dlatego balans inwarowy i włos elinwarowy stanowią zespół balansowy prawie nie wykazujący uchybienia chodu wskutek zmian temperatury. Taki właśnie balans jednometalowy stosuje się — i to całkiem właściwie — w średnich a nawet dobrych zegarkach.

Włos elinwarowy jest tani, natomiast inwarowy balans nawet w prostszym wykonaniu, takim np. jak w zegarkach cylindrowych, jest stosunkowo drogi, inwar bowiem z trudnością daje się obrabiać. Dlatego też spotyka się różne balanse jednometalowe z włosami o stałej sprężystości, zależnie od jakości zegarka.

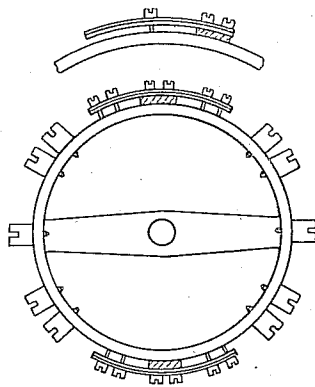
Tak więc metalurgiczne badania umożliwiły wyprodukowanie włosów, które dzięki odpowiedniemu składowi stopu prawie nie zmieniają swej sprężystości wskutek zmian temperatury. Najbardziej znanymi włosami tego rodzaju są włosy *niwaroksove*, wykonane ze stopu stali z niklem z dodatkiem berylu. Mają one dziś ogólne zastosowanie w jednometalowych balansach. Zanim podamy szczegółowe opisy tych włosów, omówimy jeszcze kilka typów balansów jednometalowych. Ponieważ zegarki zaopatrzone w te włosy wykazują jeszcze pewne uchybienia chodu w różnych temperaturach, dlatego balanse jednometalowe do zegarków precyzyjnych i do chronometrów mają także urządzenie kompensacyjne wyrównujące tę resztę błędu temperaturowego.

Balans Ditisheima

Na rys. 750 widzimy balans jednometalowy z dodatkową kompensacją (zwaną kompensacją „affix”) wynaleziony przez D i t i s h e i m a. Włos tego balansu jest zwykle elinwarowy; wieńiec i ramię mosiężne. Wkręty w tym balansie służą tylko do jego wyważenia. Rys. 750 pokazuje właśnie, że wkręty *h h* skrócono, aby uzyskać pożądaną dokładność chodu. Miejsce wkrętów *h h* na wieńcu tego balansu — w przeciwieństwie do większości innych balansów — jest obojętne.



Rys. 750.



Rys. 751.

Balans Ditisheima.

W dwu miejscach balansu są zagłębienia, nad którymi do wyższych jego krawędzi przytwierdzone są wkrętami *c c* krzywe sztabki *a a*, wykonane z dwóch metali: stali i mosiądzu — podobnie jak wieńce balansów przeciętych. W miarę zwiększania się temperatury wolny koniec sztabki *a* zakrzywia się do środka, umożliwiając kompensację. Wkręty *b b*, stanowiące obciążenie sztabki, można według potrzeby przemieszczać; można jeżeli zachodzi potrzeba, po jednym z nich (przeciwległe) całkiem usunąć. Jeśli wskutek zmiany sprężystości włosa w ciepłe zegarek się spieszy, jeden lub oba wkręty przesuwa się ku wolnemu końcowi sztabki. Uchybienia chodu powstałe wskutek zmian temperatury usuwa się tak samo jak we wszystkich balansach przeciętych.

Promień bezwładności tego balansu jest równy także w czasie wahań temperatury, byleby tylko wkręty *b b* były na swoim miejscu. Miejsce to wyszukuje się doświadczalnie — jak we wszyst-

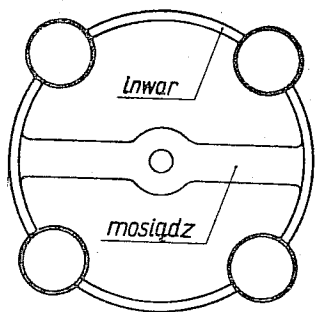
kich balansach kompensacyjnych — w temperaturze ciepłej i średniej. Tak wyregulowany balans zwykle i w zimnie zapewnia zegarkowi stały chód.

Nieco inny balans Ditisheima do zegarków kieszonkowych wysokiej jakości widzimy na rys. 751. W tym balansie dwumetalowe sztabki przykręcone są środkiem na wierzchu wieńca. W razie potrzeby mogą być przykręcone i końcem, jak to obok pokazano.

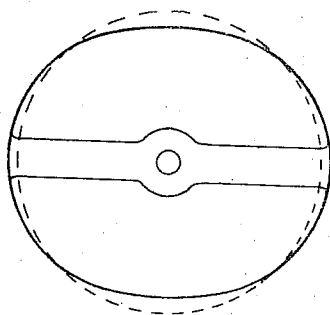
Do regulacji takich balansów powinny być różne dwumetalowe sztabki: jedne z mosiądzem od wewnątrz a stalą od zewnątrz, drugie z mosiądzem od zewnątrz a stalą od wewnątrz. Jeżeli przy wzroście temperatury zegarek spóźnia się, należy przykręcić sztabki z mosiądzem od zewnątrz. W przeciwnym wypadku, tzn. gdy przy wzroście temperatury zegarek spieszy się, należy przykręcić sztabki z mosiądzem od wewnątrz (a stalą od zewnątrz). Dokładne dalsze doregulowanie kompensacji przeprowadza się przemieszczaniem wkrętów w tych sztabkach.

Balans Voleta

W roku 1910 V o l e t skonstruował balans z wieńcem stalowym (później inwarowym) nieprzeciętym, a ramieniem mosiężnym (rys. 752). W ciepłe ramię silniej się rozszerza niż wieńiec, wskutek czego kolisty balans przybiera postać elipsy, czyli średnica prostopadła do ramienia staje się krótsza. Przemieszczenie mas, jakie dzięki temu następuje, umożliwia kompensację. Proces ten, silnie przesadzony, przedstawia rys. 753.



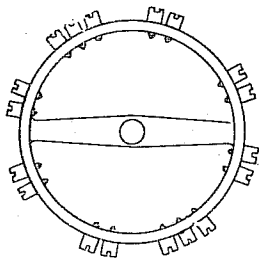
Rys. 752. Balans Voleta do chronometru.



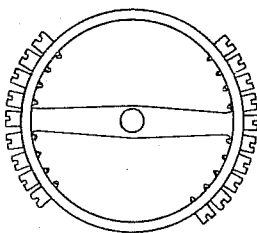
Rys. 753. Zasada działania kompensacji w balansie Voleta.

Na rys. 754 pokazano balans Voleta do zegarków kieszonkowych. Na jego obwodzie widzimy 18 wkrętów obciążeniowych służących do regulacji kompensacji. Gdybyśmy wkręty przemie-

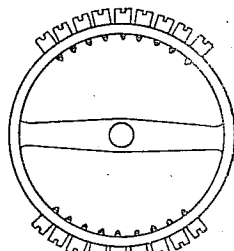
ścili w pobliże końców ramienia, jak na rys. 755, to jeżeli wieniec jest mosiężny a ramię inwarowe (nie odwrotnie), zegarek będzie się spóźniał 10 ÷ 15 sek. przy zmianach temperatury w granicach 30°C. Gdybyśmy natomiast wkręty przemieścili w środkowe położenie półwieńca, jak na rys. 756, to zegarek będzie się spieszył 10 ÷ 15 sek. przy zmianach temperatury w granicach 30°C. Stąd wynika, że współczynnik temperaturowy¹⁾ tego balansu wynosi 0,5 sek.



Rys. 754.



Rys. 755.



Rys. 756.

Regulacja kompensacji balansu Voleta.

Przy tych balansach należy zwrócić uwagę na przyleganie łbów wkrętów do wieńca, aby nie zmieniać jego kształtu zbyt silnym dociskiem. Otwory do wkrętów nie powinny być owiercane, a łby powinny być równo podtoczone.

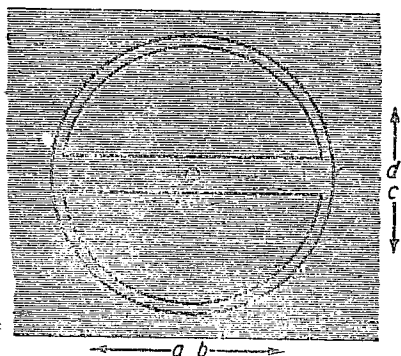
Balans Straumanna

W roku 1928 Straumann uprościł trudną dotychczas produkcję balansu Voleta. Wiadomo że cynk krystalizuje się w sześcioboczne słupki których rozszerzalność w kierunku osi głównej jest o wiele większa niż w kierunku osi pobocznej. Otóż podczas walcowania stale w jednym kierunku płyty cynkowej (lub stopu zawierającego niewielką domieszkę miedzi) większość kryształów układa się podłużnie w kierunku walcowania, jak to pokazano kreskami na rys. 757. Tak obrabiona płyta ma w przybliżeniu 3 razy większą rozszerzalność w kierunku walcowania *ab*, czyli wzdłuż, niż w kierunku *cd*, czyli w poprzek.

Jeśli tedy wykonamy z tej płyty balans tak, że w jego ramieniu struktura kryształów będzie podłużna, balans ten będzie reago-

1) Współczynnik temperaturowy jest to uchybienie chodu zegarka liczone w sek. na dobę, spowodowane zmianą temperatury o 1° C.

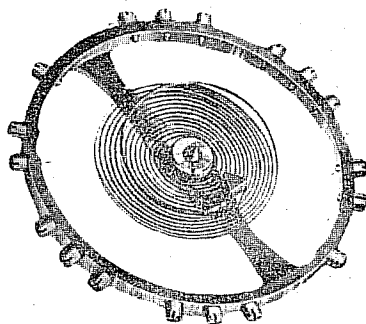
wał na zmianę temperatury tak samo jak balans Voleta. Balans Straumanna umożliwia kompensację błędu temperaturowego wynoszącego $1 \div 2$ sekund na dobę przy zmianie temperatury o 1°C .



Rys. 757. Zasada kompensacji w balansie Straumanna.

Balanse ze stopu berylowego

Dość szerokie zastosowanie w zegarkach mają obecnie balanse nieprzecięte, jednometalowe (rys. 758), ze stopu berylowego, znanego w handlu pod nazwą *berydur* lub *glucydur*. Balanse takie odznaczają się czerwonym kolorem. Są one zupełnie niemagnetyczne, a przez odpowiednią obróbkę cieplną stają się znacznie twardsze od balansów mosiężnych lub z nowego srebra.



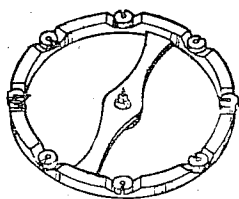
Rys. 758. Balans glucydurów z włosiem niwarokowym.

Balanse te nie wyrównują błędów powstałych wskutek zmian temperatury, wymagają więc włosa o niezmiennej sprężystości i dlatego pracują w połączeniu z włosiem niwarokowym. Taki zespół balansowy zapewnia zegarkowi dokładne wskazania w różnych temperaturach. Regulacja temperaturowa jest tu niemożliwa, dlatego rozmieszczenie wkrętów jest dowolne; służą one tylko do obciążenia balansu i do wyważenia.

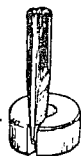
Balanse aerodynamiczne

Znana firma Patek et Philippe wprowadziła nowy typ balansu pod nazwą „Gyromax”. Jest to balans jednometalowy z włosiem niwarokowym. Nie ma on wcale wkrętów na swym wieńcu. Aerodynamiczny ten balans stawia dużo mniejszy opór, aniżeli balans normalny z wkrętami.

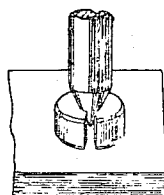
Na górnej stronie wieńca tego balansu (rys. 759) znajduje się osiem zagłębień, w które wciśnięte są kołki. Na tych kołkach, ustawionych pionowo, są osadzone ciasnoobrotowo małe, walcowe ciężarki z nowego srebra przecięte z jednej strony. Dzięki powiększeniu średnicy wieńca, moment bezwładności tych balansów jest znacznie większy niż moment balansów stosowanych dotychczas, o takim samym ciężarze. Jest to tym korzystniejsze, że to zwiększenie momentu bezwładności udało się osiągnąć bez powiększenia ciężaru. W tym wypadku uniknięto strony ujemnej ciężkiego balansu, jaką jest zwiększony nacisk na łożyska i związane z nim większe tarcie.



Rys. 759. Balans „Gyromax”.



Rys. 760. Zdejmo- wanie ciężarka.

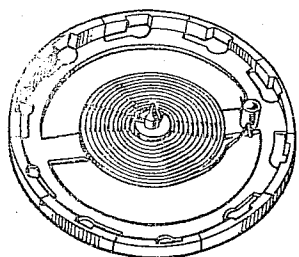


Rys. 761. Szlifowanie ciężarka.

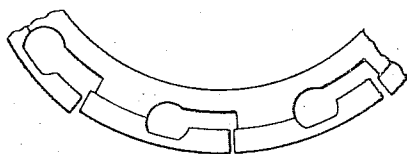
Wycięcia ciężarków zwrócone są względem siebie na zmianę parami do wewnątrz i na zewnątrz. Pół obrotu, w którąkolwiek stronę, naprzeciwległych dwu ciężarków wpłynie na zmianę we wskazywaniu czasu wynoszącą około 20 sekund na dobę. Skierowanie wycięć w kierunku zewnętrznym wieńca balansu powoduje spieszenie się zegarka, a zwrócenie ich do wewnątrz — spóźnianie.

Jeśli po naprawie takiego zegarka zachodzi potrzeba ponownego wyregulowania balansu, to ciężarek można zdjąć narzędziem podobnym do wkrętaka, jak to widzimy na rys. 760. Gdyby trzeba było zmniejszyć jego ciężar, trzeba go zeszlifować. Ciężarek należy trzymać w czasie ścierania za ostrzonym narzędziem, jak to wskazuje rys. 761.

Na każdym z ośmiu punktów po dolnej stronie balansu, można usuwać metal za pomocą wiertła. Jeśliby w ten sposób balans uległ za dużej korekcji, można dodać podkładkę pod odpowiedni ciężarek.



Rys. 762. Balans aerodynamiczny.



Rys. 763. Szczegół wieńca.

Przed paru laty na rynku szwajcarskim ukazały się zegarki z innym nieco balansem aerodynamicznym (rys. 762). Jest to balans jednometalowy bez wkrętów. W jego wieńcu są podłużne otwory. Przy jednym końcu każdego otworu wieńiec jest przecięty. Powstałe w ten sposób odcinki wieńca można w celu wyważenia i wyregulowania balansu doginać lub odginać, jak to wskazuje rys. 763.

Nieco inny jest balans aerodynamiczny firmy Rolex. W szerokim wieńcu tego balansu są zagłębienia, w które wchodzi łyby wkrętów, tak że równają się prawie z powierzchnią obwodową wieńca.

e. Włosy ze stałą sprężystością (autokompensacyjne)

Mówiliśmy już o tym, że błędy powstające we wskazaniach zegarka wskutek zmian temperatury w przeważającej większości pochodzą od stalowego włosa. Wprawdzie błędy te można kompensować, ale skomplikowana konstrukcja balansów kompensacyjnych i koszty z tym związane oraz trudności regulacji były powodem ciągłych poszukiwań innego metalu lub stopu, który by zapewniał niezmienną sprężystość włosa. Poszukiwania te, jak już wiemy, zostały uwieńczone pomyślnymi wynikami.

Z chwilą wynalezienia *inwaru* w r. 1897 przez Guillaume'a zaczęły się próby stosowania na włosy zegarkowe najpierw *inwaru*, a potem innych stopów niklowych. Używano więc różne gatunki

stopu niklostalowego o zawartości 27 ÷ 36% niklu. Osiągnięto już wtedy pewne zmniejszenie błędu temperaturowego, ale włosy te były mniej sprężyste, wskutek czego wahanie balansu łatwiej się tłumilo. Dopiero zastosowanie *elinwaru*, a zwłaszcza *niwaroksu*, dało zadowalające wyniki.

Ponieważ włosy takie stosowano w połączeniu z balansem jednometalowym, niekompensacyjnym, dlatego otrzymały one nazwę *autokompensacyjnych*, albo *samowyrównawczych*. Nazwa ta nie jest jednak ścisła, gdyż nie określa właściwości tych włosów. Włos taki nie kompensuje błędów temperaturowych, gdyż one w nim nie powstają, albo są tak małe, że nie potrzeba ich kompensować. W regulatorze balansowym z włosiem stalowym błędy temperaturowe powstają we włosie, i to głównie wskutek zmiany jego sprężystości, a balans kompensacyjny je wyrównuje. Natomiast właściwością tych włosów jest to, że nie zmieniają swej sprężystości w różnych temperaturach, albo zmieniają tylko w stopniu tak małym, że zmian tych nie potrzeba kompensować. Stąd też właściwa nazwa takich włosów powinna być: *włosy ze stałą sprężystością*. Wprawdzie nie jest to stałość absolutna, na tyle jednak niezmienna, że włos taki nie wymaga kompensacji. Lecz tamte nazwy są jednowyrazowe dlatego częściej ich używamy.

Włosy elinwarowe

W dalszych swoich pracach Guillaume osiągnął wspaniałe wyniki w sporządzaniu stopów na autokompensacyjne włosy zegarkowe. Badając stalowo-niklowe stopy, zauważył, że najlepiej wpływają na niezmiennosc sprężystości molibden a zwłaszcza chrom. Około r. 1920 udało mu się osiągnąć stop ze stałą, prawie niezależną od temperatury sprężystością, który otrzymał nazwę *elinwar*. („Elinvar” — z franc. „*élasticitée invariable*” = „sprężystosc niezmienna”).

Chcemy tu jeszcze wyraźnie zaznaczyć, że aby wahanie balansu było izochroniczne mimo zmian temperatury, włos musi mieć prawie stały moduł sprężystości (E), a nie współczynnik rozszerzalności. Są to dwa odrębne pojęcia, których nie należy mieszać. Wiemy bowiem, że inwar ma mały współczynnik rozszerzalności, a na włosy się nie nadaje. Natomiast *elinwar* ma prawie stałą sprężystość. Nie znaczy to jednak, że sprężystość *elinwaru* jest bardzo duża, jak to niektórzy autorzy piszą; jest ona mniejsza nawet niż sprężystość stali, ale nie zmienia się w różnych temperaturach.

Elinwar składa się z 36% niklu, 12% chromu, małej ilości manganu i wolframu — resztę stanowi stal. Właściwości tego stopu mało są zależne od niedokładności dozowania składników. Przy procentowej zmianie niklu osiąga się moduł sprężystości mało zmieniający się w różnych temperaturach. Utwardza się go przez walcowanie na zimno.

Rozróżniamy trzy rodzaje włosów elinwarowych. Barwa ich jest jednakowa: biaława lub niebieskawa. Różnią się jednak współczynnikiem temperaturowym. W laboratorium Szwajcarskich Zjednoczonych Fabryk Włosów Zegarkowych były badane zegarki z elinwarowymi włosami i jednometalowymi balansami z mosiądzu albo z nowego srebra. Wyniki tych badań podajemy w osobnej tablicy która wskazuje zmiany chodu dziennego tych zegarków przy różnicy temperatury o 1° C.

Liczne doświadczenia wykazują, że przy dokładnym wykonaniu balansu inwarowego i włosa elinwarowego można otrzymać współczynnik temperatury około 0,15 sek. na dobę, podczas gdy ten sam współczynnik włosa stalowego złączonego z balansem mosiężnym wynosi 11 sek. na dobę. Ma jednak elinwar także i ujemne strony, do których należy przede wszystkim wielkie tarcie wewnętrzne (międzyzłazeczkowe), z powodu którego wahanie balansu silnie zanika; oprócz tego elinwar jest magnetyczny. Udało się jednak i temu zaradzić. Te właściwości usunięto przez dalszy rozwój ulepszeń, w wyniku których powstał nowy stop pod nazwą *metelinwar* (czytaj: met/elinwar). Współczynniki termiczne i barwy trzech jakości metelinwarowych włosów są prawie takie same jak i elinwarowych, ale włosy te są niemagnetyczne.

Włosy niwaroksove

W celu uzyskania stopu na włosy zegarkowe lepszego od elinwaru, a więc o mniejszym tarcu wewnętrznym i niemagnetycznego inż. S t r a u m a n n, współpracownik laboratorium fabryki zegarków Thomen S. A. Waldenburg, w r. 1932 przeprowadził szereg badań, które wykazały, że za pomocą domieszek różnych rzadkich metali można ulepszyć jakość stopu. Najlepsze rezultaty osiągnięto, gdy do badanego stopu dodano berylu.

Stopy stali, niklu i berylu z domieszką chromu albo molibdenu okazały się zupełnie odpowiadające wszystkim postawionym warunkom i otrzymały ogólną nazwę *niwaroks*. Nazwa ta powstała z początkowych sylab wyrazów określających właściwości tego stopu — „*nicht variabel-oxydabel*” — „*nivarox*”, to znaczy: niezmienny i nie oksydujący się.

Tablica włosów

Rodzaj włosa	W połączeniu z balansem	Barwa	Współczynnik temperaturowy sek/dobę 1°C	Błąd wtórny kompensacji sek/dobę	Właściwości fizyczne					
elinwar 1 elinwar 1	głucydururowym z pomocniczą kompensacją	biaława lub niebieskawa	0 do 0,5	0 do 3	mało magnetyczny i nie oksydujący się					
						elinwar 2 elinwar 3	głucydururowym nikłowym	"	0 do 0,5 0,5 do 2	0 do 3 0 do 3
parelinwar 1 parelinwar 2	"	"	2 do 4	0 do 4	"					
						elinwar 4 elinwar 5	głucydururowym nikłowym	"	0 do 4 0 do 5	"
metelinwar 1 metelinwar 3 metelinwar 4 metelinwar 5	"	niebieskawa lub biaława	0 do 0,5	0 do 3	praktycznie niemagnetyczny i nie oksydujący się, bardzo dobra sprężystość					
						metelinwar 2	głucydururowym nikłowym	"	0 do 3 0 do 4	"
isowal 1 isowal 2	"	niebieskawa lub biaława	0 do 0,5	0 do 3	praktycznie niemagnetyczny i nie oksydujący się, bardzo dobra sprężystość					
						metelinwar 5	głucydururowym nikłowym	"	0 do 3 0 do 3	"
niwaroks I niwaroks I niwaroks II niwaroks III niwaroks IV niwaroks V niwaroks przilma I a	głucydururowym (albo berylowym) nikłowym	niebieskawa brunatnoczerwona biaława niebieskawa	0 do 0,5	0 do 3	niemagnetyczny i nie oksydujący się, b. dobra sprężystość					
						niwaroks I	głucydururowym (albo berylowym)	"	0 do 0,5 0 do 1	0 do 3 0 do 8
						niwaroks II	"	0 do 2	0 do 8	
						niwaroks III	"	2 do 4	0 do 8	
						niwaroks IV	"	4 do 6	0 do 8	
niwaroks V	"	6 i więcej	0 do 8							
niwaroks przilma I a	stalowo-mosiężnym przeciętym	niebieskawa	0 do 0,10	--	niemagnetyczny, nie oksydujący się i kwasoodporny					

Niwaroks składa się z 30 ÷ 60% niklu i 10 ÷ 20% chromu z dodatkami tytanu, berylu, manganu, molibdenu, krzemu, węgla i żelaza. Procentowe ilości tych składników oraz jeszcze innych dodatków zmieniają się zależnie od jakości stopu.

Włosy niwaroksove produkowane są w pięciu jakościach, których współczynniki temperaturowe i barwy podajemy w tablicy. Oprócz tego wytwarzany jest niwaroks prima, stop na włosy do balansów kompensacyjnych przeciętych. Składa się on z 60% niklu, 15% chromu, 15% żelaza, 6,5% molibdenu, 2% manganu, 0,65% berylu, resztę stanowi węgiel. Stосуje się go zamiast hartowanych włosów stalowych. Jest on koloru niebieskiego.

Odkrycie choćby nieznacznych śladów różnicy w wyglądzie włosów niwaroksowych różnych jakości, nawet przy użyciu silnie zwiększających lup, jest zupełnie niemożliwe, istotne bowiem różnice tkwią w samym stopie.

Wszystkie włosy z niwaroksu są niemagnetyczne, odporne na działanie kwasów i nie oksydują się. Pod względem sprężystości i tarcia wewnętrznego włosy z niwaroksu są prawie równe hartowanym włosom stalowym. Natomiast pod względem twardości włosy z niwaroksu przewyższają nieznacznie hartowane włosy ze stali.

Niwaroks jest wytrzymały na działanie wilgotnego powietrza lądowego i morskiego. Przewodność elektryczna jest dość duża i wynosi 21% przewodności miedzi, z tego względu niwaroks nadaje się do wyrobu sprężynek doprowadzających prąd w elektrycznych przyrządach pomiarowych. Elektrolityczne posrebrzenie powierzchni sprężynki umożliwia użycie takich sprężyn w aparaturze wysokiej częstotliwości.

Według danych fabryki Thommen S. A. Waldenburg wszystkie rodzaje niwaroksu są łatwe do obróbki w stanie wyżarzonym (odhartowanym). Ostateczną twardość i sprężystość otrzymują przy wykończeniu kształtu włosa i zahartowaniu. Stopień twardości i sprężystości może być łatwo zmieniony tak przez odpowiedni dobór składu stopu jako też sposobem termicznego ulepszenia.

Włosy z niwaroksu najlepszego gatunku dzięki wyjątkowo wysokiej sprężystości i trwałości mogą mieć mniejsze rozmiary niż włosy stalowe. Oprócz tego z powodu wyjątkowo małego wewnętrznego tarcia, okres wahania balansu z niwaroksowym włosem w innych równych warunkach nie jest mniejszy niż z włosem stalowym równej sprężystości.

Wynalezienie elinwaru a później niwaroksu wywołało ukazanie się nowych, prostszych i tańszych, konstrukcji regulatorów balansowych, pracujących z włosami z tych stopów i z balansa-

mi jednometalowymi. Dają one lepsze wyniki w różnych temperaturach, niż balanse dwumetalowe z włosem stalowym lub palladowym.

6. Regulacja zegarka w pozycjach

a. Izochronizm balansu

Błędy pozycyjne

Zegarek należy wyregulować nie tylko w różnych temperaturach, ale także w różnych pozycjach. Regulacja w temperaturach nie ma nic wspólnego z regulacją w pozycjach: są to dwie różne sprawy.

Mówimy ogólnie, że zegarek wtedy chodzi dobrze, gdy balans waha się izochronicznie. Wiemy jednak, że wahnięcia tylko wtedy byłyby izochroniczne, gdyby balans wahał się zupełnie swobodnie, tzn. bez żadnych wpływów zewnętrznych. Praktycznie jednak jest to nieosiągalne, gdyż konieczne jest przecież stałe doprowadzanie energii w celu podtrzymania wahań regulatora, a to jest równocześnie jednym z głównych źródeł zakłócających jego izochronizm.

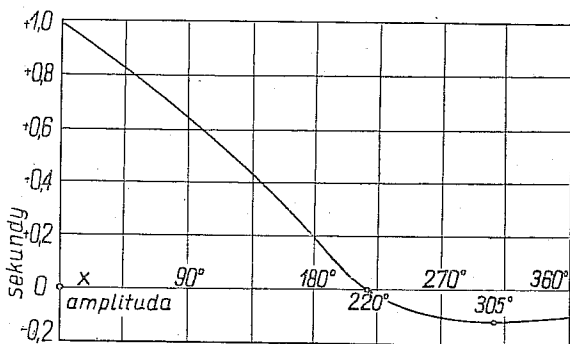
Prawie wszystkie wpływy zewnętrzne na balans, powodują różne uchybienia chodu zegarka, które zmieniają się zależnie od jego pozycji. Dlatego też regulujemy zegarki w różnych pozycjach, aby zbadać błędy pozycyjne i całkowicie je usunąć lub przynajmniej zmniejszyć. O precyzyjnej regulacji zegarków i sposobach usuwania błędów będziemy mówić w jednej z dalszych części „Zegarmistrzostwa”. Tutaj natomiast przedstawiamy niektóre spostrzeżenia konstruktorów podczas badania przyczyn błędów pozycyjnych oraz wyjaśnienia, jak one wpłynęły na konstrukcję regulatora balansowego, zwłaszcza włosa, a nawet wychwytu.

Zegarek może się znajdować w wielu różnych pozycjach. Przede wszystkim mogą być dwie główne pozycje: pozioma i pionowa, tzn. że tarcza zegarka jest wtedy w pozycji poziomej lub pionowej. W pozycji poziomej zegarek może leżeć tarczą do góry lub na dół. Natomiast w pozycji pionowej zegarek może być „12” (dwunastką) ¹⁾ w górę, w dół, w prawo lub w lewo.

Największą przyczyną błędów pozycyjnych jest *nierównowaga balansu* lub włosa. Jeśli balans nie jest dokładnie wyważony, dobrego wyregulowania zegarka nie da się osiągnąć. Wielkość błędu pozycyjnego wywołanego nierównowagą balansu zależy jednak od amplitudy. Wyjaśnimy to posługując się wykresem

¹⁾ Lepiej jest brać pod uwagę „12” niż główkę zegarka, gdyż w zegarkach naręcznych i niektórych kieszonkowych główka jest naprzeciw trójki, w niektórych zaś automatach główki wcale nie ma.

(rys. 764), gdzie obrazem tych błędów jest krzywa przecinająca w jednym miejscu oś x , na której odmierzona jest amplituda balansu. Jeżeli balans będzie wykonywał małe wahnięcia, o amplitudzie np. $90 \div 180^\circ$, to błąd, wywołany nierównowagą balansu i powodujący spieszenie (znak $+$), będzie zawarty w granicach $0,6 \div 0,2$ sek. na dobie. Gdy amplituda wynosi 220° (dokładnie $219^\circ 32' 27''$), błąd równa się zero. Przy dalszym wzroście amplitudy aż do około 305° niewyważenie powoduje spóźnianie (znak $-$). W pobliżu tego punktu krzywa przebiega prawie poziomo, więc błąd, mimo że istnieje, jest jednak prawie stały.



Rys. 764. Zależność błędów wyważenia balansu od amplitudy.

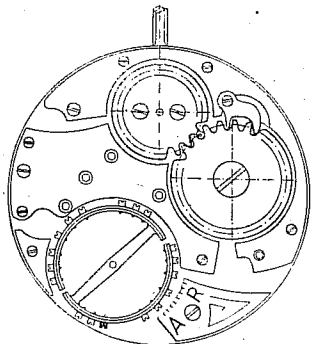
Z powyższego widzimy, jaka amplituda jest najodpowiedniejsza dla balansu oraz dlaczego mówi się o małych i dużych jego wahnięciach.

Należy jednak wiedzieć, że jeśli zegarek jest w pozycji poziomej, nierównowaga balansu nie ma dostrzegalnego wpływu na jego chód. Jeśli jednak taki zegarek znajdzie się w pozycji pionowej, będzie się spieszył lub spóźniał, zależnie od pozycji przewagi balansu. Wyjaśnimy to szczegółowiej na przykładzie.

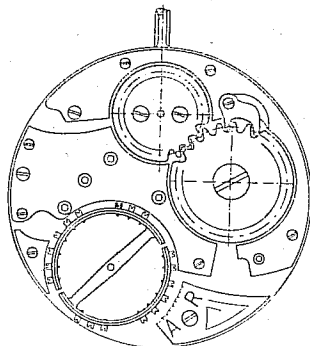
Na rys. 765 przedstawiony jest zegarek z nie wyważonym balansem w pozycji spoczynkowej. Wkręt zamalowany na czarno oznacza punkt przewagi balansu w dół. Jak taki zegarek chodzi? Otóż jeśli amplituda wahań balansu przekracza 220° (duże wahnięcia), zegarek w pozycji pionowej będzie się spóźniał; jeśli amplituda jest mniejsza niż 220° , będzie się spieszył.

Zwróćmy teraz uwagę na rys. 766. Tutaj przewaga balansu będącego w spoczynku znajduje się po przeciwnej stronie, tj. u góry (pozycja zegarka i balansu taka sama). Jak chodzi taki zegarek?

Otóż jeżeli kąt amplitudy wynosi stale i dokładnie 220° , nieważenie balansu nie ma dostroczalnego wpływu na chód zegarka. Jednakowoż jest rzeczą niemożliwą, by wahnięcia balansu były stale równe, ponieważ sprężyna daje zmienny moment napędowy. Jeżeli zaś balans wykonuje wahnięcia duże, tj. takie, których amplituda przekracza 220° , zegarek będzie się spieszył; jeżeli zaś małe, tj. takie, których amplituda nie dochodzi do 220° , zegarek będzie się spóźniał.



Rys. 765. Przewaga balansu na dole.



Rys. 766. Przewaga balansu u góry.

Z powyższego wynika, że gdybyśmy zapewnili balansowi stałą amplitudę o kącie równym 220° , to zegarek chodziłby dokładnie we wszystkich możliwych położeniach. Jednak praktycznie jest to niemożliwe. Można tylko znacznie ograniczyć zmiany amplitudy urządzeniami wyrównującymi moment napędowy sprężyny, zastosowaniem odpowiednich smarów, zmniejszeniem średnic czopów i innymi sposobami. Wobec tego należy możliwie zmniejszyć błędy pozycyjne i starać się, aby były jednakowe we wszystkich pozycjach zegarka.

Najlepiej jest, gdy amplituda wahań balansu jest stale zawarta w granicach od 270° do 315° . Wpływ amplitudy na okres wahań balansu jest wówczas najmniejszy. Chociaż więc amplituda będzie się zmieniać w tych granicach na skutek nierównomiernego momentu napędowego, to jednak zmiany chodu będą niewielkie.

Przy regulacji w pozycjach należy jeszcze mieć to na uwadze, że wahnięcia balansów zegarków kieszonkowych w pozycji pionowej są zwykle mniejsze o 40 do 90° niż w pozycji poziomej.

Lepsze zegarki opuszczają fabrykę zwykle po wyregulowaniu w kilku pozycjach. Niektóre firmy zaznaczają to wyraźnie na me-

chanizmie. Czasami na jednym z mostków obok liczby kamieni (Rubis, Jewels) wskazana jest także liczba pozycji, w których zegarek wyregulowano. Informacja ta ma zwykle postać: 2, 3 lub 4 Adjts (adjustements).

Zwróćmy jeszcze uwagę na ciekawe wyniki błędów pozycyjnych zegarka, badanego w czterech pozycjach pionowych. Przypuśćmy, że balans w tym zegarku jest źle wyważony, wskutek czego w pozycji pionowej „12” do góry zegarek się spóźnia. Jeżeli ten zegarek umieścimy w pozycji pionowej „12” na dół, to błąd wskutek źle wyważonego balansu będzie taki sam, lecz ze znakiem przeciwnym, czyli poprzedni błąd będzie wyrównany. Gdy zaś ten zegarek umieścimy „12” na lewo, to znowu powstanie błąd, np. spieszenie. Natomiast umieszczenie zegarka „12” na prawo da taki sam błąd ze znakiem przeciwnym, tzn. że błąd poprzedni będzie wyrównany.

Wynika stąd, że gdyby zegarek stałe w jednakowych odstępach czasu zmieniał swe pozycje, to błędy pozycyjne zostałyby wyrównane. Zanim poznano lepsze i prostsze sposoby usuwania błędów pozycyjnych, wykorzystywano tę właściwość do budowy zegarków o specjalnej konstrukcji, o których piszemy niżej.

Urządzenie obiegowe wychwytu: karuzelowe, tourbillon

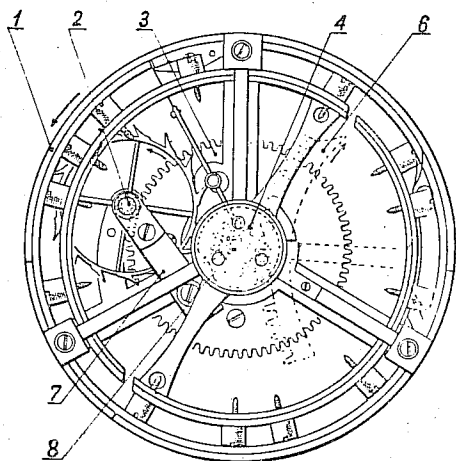
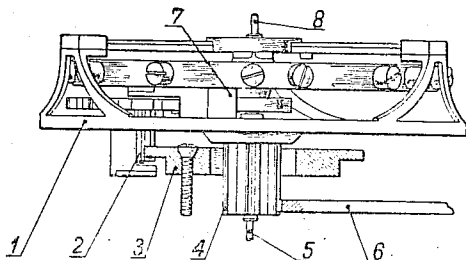
Już dawno zauważono, że w pozycji wiszącej zegarki chodzą inaczej aniżeli w leżącej. Wiedzano wprawdzie, co na to wpływa, ale nie umiano temu skutecznie zaradzić. Zwrócono uwagę i na to, że zegarek w rozmaitych pozycjach pionowych — a więc „12” do góry, na dół, w prawo, lub w lewo — dawał znowu różne wskazania. Niedomagania te pochodziły w znacznej części od wewnętrznego punktu zakołkowania włosa, od kształtu jego wygięcia i położenia, od tarcia czopów, jak również od działania i rodzaju wychwytu. Bardzo wielki wpływ miała także zmiana środka ciężkości balansu powstająca podczas chodu zegarka. Trudność ta była wprost niepokonalna. Ogólna jakość ówczesnych balansów nie mogła zasadniczo iść w porównanie z obecnymi. Oczywiście, starano się wyważać balans jak najstaranniej, ale po pewnym okresie chodu zegarka środek ciężkości znowu zmieniał położenie. Przyczyną tego było wyginanie się przeciętego balansu. Ponieważ wówczas błędów balansu nie umiano usuwać radykalnie, dlatego tej bezradności należy przypisać wynalezienie przez B r e g u e t a *urządzenia obiegowego wychwytu zwanego tourbillon* (czyt. turbiją).

Na rys. 767 widzimy urządzenie obiegowe tourbillon przedstawione w dwóch rzutach, a na rys. 768 jego perspektywiczny wi-

dok. Urządzenie to polega na tym, że wychwyty i balans zegarka umieszczone są w obrotowej klatce, która obraca się naokoło swej osi raz na minutę. Podczas tego obrotu wychwyty obiegają wokół osi balansu, który także musi zmieniać swoje położenie, dzięki czemu wyrównuje błędy pozycyjne.

Wadą tourbillonu jest trudna produkcja. Wszystkie bowiem części należące do urządzenia obrotowego muszą być sztywne i zarazem lekkie, a zatem muszą być możliwie najcieńsze, co utrudnia ich wykonanie.

Oprócz tego chcąc osiągnąć dokładne wskazania, należy do tourbillonu zastosować wychwyty chronometryczne, który, jak wiadomo, jest także trudny do wykonania. Również zęby koła wychwytyowego pracujące w tourbillonie bardziej narażone są na zużycie niż w zwykłych zegarkach.

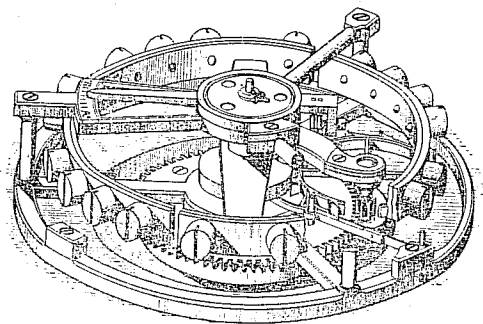


Rys. 767. Tourbillon w dwóch rzutach: 1 — klatka obrotowa, 2 — zębnik wychwytyowy, 3 — koło sekundowe (przykręcone na stałe do płyty mechanizmu), 4 — zębnik sekundowy, 5 — czop dla sekundnika, 6 — koło pośrednie, 7 — półmostek wychwytyowy, 8 — czop sekundowy tylny.

Aby złagodzić tę niedogodność, próbowano tworzyć różne nowe konstrukcje. Za najbardziej znaną z nich uchodzi zegarek-karuzela B o n n i k s e n a, produkowany przeważnie w Anglii. Ma on tę wspólną cechę z tourbillonem Bregueta, że balans wraz z wychwytem umieszczony jest w klatce. Różni się jednak tym, że jeden obrót tej klatki trwa około 1 godz. (dokładnie 52,5 min.). Oczywiście, błędy pozycyjne wskutek tego także się wyrównują.

Jednak stroną ujemną tej konstrukcji jest za długi czas trwania jednego obiegu. Wprawdzie podczas obserwacji w rozmaitych

pozycjach zegarek ten chodzi dobrze, ale w noszeniu nie stanowi on większej wartości niż normalny zegarek kotwicowy. Ponieważ obrót klatki trwa całą godzinę, więc na wyrównanie błędu pozycyjnego balansu potrzeba aż 30 minut. Wobec tego chociaż produkcja zegarka-karuzeli nie jest zbyt trudna, to jednak użytkowa jego wartość jest niewielka.



Rys. 768. Perspektywiczny widok tourbillonu.

Należy zaznaczyć, że wskutek nieciągłego obrotu koła wychwytowego klatka wraz z balensem i wychwytem obraca się nie równo, ale skokami. Wskutek tego obrót klatki stwarza dodatkowy impuls, działający na balans i naruszający jego izochronizm.

W obecnych czasach zegarki z urządzeniami obiegowymi wychwyty nie mają zastosowania, gdyż błędy pozycyjne zegarka przy obecnym stanie precyzyjnej regulacji usuwa się bardziej prostymi sposobami, bez dodatkowego komplikowania mechanizmu zegarka. Nowoczesne sprawdzarki elektronowe pozwalają w ciągu kilku minut zbadać błędy pozycyjne zegarka, a nawet określić ich przyczynę. Znając zaś wielkość i charakter błędów, łatwiej już przeprowadzić regulację konieczną dla ich usunięcia.

b. Środek ciężkości włosa

Włos płaski

Gdy włos jest swobodny, nie naprężony przez balans, odległości między jego zwojami są równe (rys. 769). Podczas obrotu balansu w jednym kierunku włos się zwiija, a w drugim — włos się rozwija; w czasie tych działań włos jest naprężony.

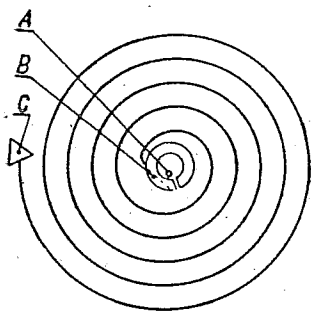
Podczas wahania balansu włos zmienia swój kształt, przy czym zmieniają się promienie poszczególnych zwojów. Jednak zmniejszanie się promienia włosa podczas zwiijania (rys. 771) nie jest równe jego zwiększaniu podczas rozwijania (rys. 770). Włos bowiem umieszczony jest w zegarku w ten sposób, że jego koniec wewnętrzny zakończony jest w pierścieniu osadzonym na osi

balansu, a zewnętrzny — w nieruchomym klocku. Wskutek tego, że końce włosa pozostają w jednakowej odległości od osi balansu, zniekształcanie (deformacja) włosa odbywa się w stronę przeciwną od punktów zakołkowania, co wywołuje jego ekscentryczne zwijanie się i rozwijanie. Ta ekscentryczna praca włosa powoduje trzy różne skutki:

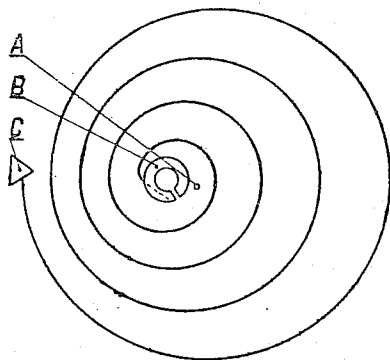
1. dodatkowy nacisk czopów na łożyska i wskutek tego zwiększenie tarcia;
2. dodatkowy moment bezwładności;
3. ustawiczne przemieszczanie się środka ciężkości włosa.

Dodatkowy nacisk czopów, powstający wskutek zniekształcenia włosa, w porównaniu do nacisku pochodzącego od ciężaru balansu jest tak mały, że powstające stąd tarcie i jego wpływ na okres wahania balansu może być pominięty.

Dodatkowy moment bezwładności powoduje spóźnianie się zegarka, zwłaszcza przy większych wahaniciach. Jednak wpływ ten ma pewne znaczenie jedynie w chronometrach z włosami śrubowymi. Natomiast w zegarkach z włosami spiralnymi wpływ ten powoduje różnicę chodu tylko $2 \div 3$ sek. na dobę. Ponieważ ogólne uchybienia chodu zegarków z takimi włosami wynoszą $10 \div 12$ sek. w różnych położeniach, dlatego i tego wpływu można nie brać pod uwagę. Przejdziemy więc do punktu trzeciego, który chcemy omówić szczegółowiej.



Rys. 769. Włos w spoczynku.

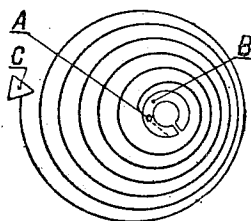


Rys. 770. Włos rozwinięty.

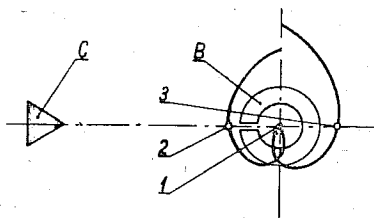
Rys. 769 przedstawia włos płaski w stanie swobodnym. Normalnie jest o 2 lub 3 zwoje więcej. Środek ciężkości włosa śrubowego w stanie swobodnym znajduje się w środku osi balansu, a włosa spiralnego — nieco z boku tej osi po stronie ostatecznego zewnętrznego półzwoju (punkt A); przesunięcie to jest jed-

nak bardzo małe. Tak jest istotnie, lecz — podkreślamy — tylko w tym czasie, kiedy zegarek stoi. Z chwilą, gdy zegarek zaczyna chodzić, włos przestaje być ciałem sztywnym: rozwija się i na przemian zwiija, czyli rytmicznie zmienia swój kształt. Wobec tego w czasie pulsacji jego środek ciężkości zmienia swoje położenie.

Rys. 770 przedstawia włos rozwinięty wskutek działania balansu. Środek ciężkości takiego włosa oddala się coraz bardziej od środka pierścienia *B* do punktu *A*. W czasie rozwijania się włosa rozszerza się jego część znajdująca się naprzeciw klocka *C* i na tę część przesuwa się też środek ciężkości włosa.



Rys. 771. Włos zwinięty



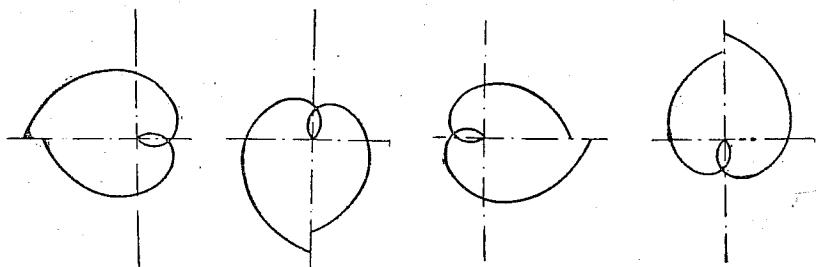
Rys. 772. Różne położenia środka ciężkości włosa.

Podczas zwijania się włosa dzieje się przeciwnie. Spójrzmy tylko na rys. 771, który pokazuje nam moment zwijania się włosa. Ponieważ klocek *C* jest nieruchomy, masa włosa przesuwa się w przestrzeń zawartą między pierścieniem *B* a klockiem *C*. Ze środka ciężkości *A* podąża w to miejsce, to rzecz oczywista. Teraz środek ciężkości włosa mamy bliżej klocka *C*.

Jednak to przemieszczanie się środka ciężkości podczas funkcjonowania włosa, nie odbywa się po linii prostej, ale po krzywej przedstawionej na rys. 772. Początkowo, u włosa swobodnego, środek ciężkości jest w punkcie 1, tj. mniej więcej w środku pierścienia. Wskutek zwijania się włosa środek ciężkości przesuwa się najpierw w dół, a potem na lewo i w górę przez punkt 2, aż do końca krzywej; coraz bardziej oddalając się od osi balansu. Następnie wraca z powrotem tym samym torem do punktu 1. Z powodu rozwijania się włosa przesuwa się on znowu w dół, lecz nieco więcej niż przedtem, a potem na prawo i znowu w górę przez punkt 3 do końca krzywej, następnie wraca z powrotem. W ten sposób czynność powtarza się ciągle.

To ustawiczne przemieszczanie się środka ciężkości włosa zmienia równowagę balansu, a tym samym powoduje zmianę chodu zegarka, zależnie od pozycji zakołkowania wewnętrznego końca włosa i od pozycji zegarka.

Na rys. 773—776 pokazano przemieszczanie się środka ciężkości włosa lewego w zegarku ustawionym „12” do góry w pozycji pionowej. (W poziomej, jak wiemy, zmiana równowagi balansu nie wpływa na okres jego wahania). Jeżeli w położeniu równowagi balansu punkt zakołkowania włosa w pierścieniu znajduje się u góry, to przy pewnej amplitudzie przemieszczanie się środka ciężkości (rys. 773) spowoduje np. małe spóźnianie się zegarka. Gdy zaś w tym samym położeniu zegarka i balansu punkt zakołkowania włosa będzie po lewej stronie, wówczas przemieszczanie się środka ciężkości włosa (rys. 774) spowoduje silne spóźnianie się zegarka. Jeżeli natomiast punkt zakołkowania będzie u dołu (rys. 775) otrzymamy słabe spieszenie się zegarka, a jeżeli po prawej stronie (rys. 776) to wynikiem będzie silne spieszenie się zegarka (około 6 sek. na dobę).



Rys. 773.

Rys. 774.

Rys. 775.

Rys. 776.

Przemieszczanie się środka ciężkości włosa w zależności od miejsca zakołkowania go w pierścieniu.

Dotychczasowe rozważania pozwalają nam zrozumieć — bez konieczności uciekania się do długich obliczeń i formuł matematycznych — zasadę działania włosa.

Widzimy, że środek jego ciężkości się zmienia, i rozumiemy, że zupełnie dokładne wyregulowanie zegarka z włosiem płaskim jest niemożliwe.

Włos bregetowski

Konstruktorzy zegarków już od dawna przemysłiwali nad tym, jakby usunąć wady włosa płaskiego. Wysiłki ich nieustannie zmierzały do przewyciężenia tej przeszkody. Stąd też wynalezienie przez A. B r e g u e t a (1747—1823) włosa niezmiennącego swego środka ciężkości było ukoronowaniem długoletnich poszukiwań.

Włos bregetowski (rys. 710) tym różni się od innych włosów, że ostatni jego zewnętrzny zwój wygięty jest do góry i na pew-

nym odcinku tego zewnętrznego zwoju linia jego jest ukształtowana według specjalnej krzywej, złożonej z odcinków łuków kołowych o różnych promieniach a czasem i prostych. Dzięki temu specjalnemu kształtowi włosa środek jego ciężkości nie zmienia się w czasie zwijania i rozwijania. O zakończeniach tych, zwanych *krzywymi końcowymi*, piszemy szczegółowej.

Oprócz tego, że włos bregetowski nie zmienia swego środka ciężkości podczas pracy, ma też i tę stronę dodatnią, że nie powoduje dodatkowego nacisku czopów osi balansu na łożyska, gdyż zmiana promieni poszczególnych jego zwojów we wszystkich punktach jest jednakowa.

Włos Bregueta ma także i strony ujemne, które wprawdzie nie dotyczą jego funkcjonowania, lecz z którymi trzeba się liczyć. Jest on mianowicie znacznie droższy oraz zajmuje więcej miejsca wżwyz niżeli włos płaski. Trzeba jednak przyznać, że praktyczne korzyści przemawiają stanowczo za włosem bregetowskim, umożliwiał on bowiem znaczne podniesienie stopnia dokładności wskazań zegarka.

W małych zegarkach naręcznych obecnie stosuje się raczej włosy płaskie. Prawdopodobnie włos bregetowski nie zwiększa w dostatecznym stopniu dokładności wskazań małego zegarka naręcznego, a ponieważ zegarek znacznie pogrubia, dlatego chętnie zastępuje się go włosem płaskim.

c. Krzywe końcowe włosa

Zewnętrzna

Regulator balansowy waha się izochronicznie, jeżeli włos rozwija się koncentrycznie. Ażeby to osiągnąć punkt zakołkowania włosa nie powinien być sztywny, lecz sprężynujący. Gdyby jednak to się zastosowało, urządzenie zakołkowania włosa również by się wahało, co znowu spowodowałoby pewne błędy. Dlatego sprężynujące umocowanie włosa wykonuje się bezpośrednio z końca taśmy włosa, odpowiednio go wyginając, przez co powstaje tzw. krzywa końcowa (rys. 780).

Krzywe końcowe znane były już dosyć dawno. Można wymienić wielu znaczniejszych zegarmistrzów, którzy je stosowali. I tak np. *H a r r i s o n* zastosował krzywą końcową około r. 1750, *A r n o l d* w r. 1776, *B r e g u e t* około r. 1800 i wielu innych. Kształt tych krzywych osiągnęli oni drogą długich doświadczeń i wielu prób. Dopiero *E. P h i l l i p s* (1821—1889) opracował w r. 1860 teoretyczne zasady krzywych końcowych i sposoby ich obliczania.

Lecz *Phillips* zajmował się tylko krzywymi końcowymi włosów śrubowych i jego bardzo zręczne, choć nie takie proste, oblicze-

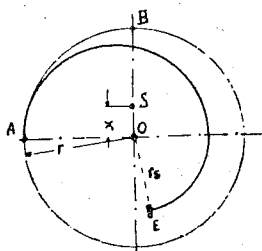
nia określały warunki koncentrycznego rozwijania się takich właśnie włosów. Są one następujące:

1. Punkt ciężkości S (rys. 777) krzywej końcowej musi leżeć na promieniu OB biegnącym prostopadłe do promienia początkowego OA krzywej.

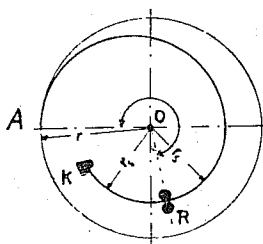
2. Odległość x punktu ciężkości S od środka włosa O musi się równać kwadratowi zewnętrznego promienia włosa r podzielonemu przez długość l krzywej końcowej, czyli:

$$x = \frac{r^2}{l}$$

Rozwiązanie tego problemu podanym tu wzorem nie obejmuje wprawdzie całkowicie tego zagadnienia, ale jest najprostsze i zarazem najważniejsze.



Rys. 777. Krzywa końcowa bez przesuwki.



Rys. 778. Krzywa końcowa z przesuwką.

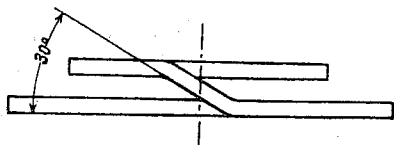
W celu uniknięcia możliwych nieporozumień wypada tu z naciskiem podkreślić, że kształt krzywej zewnętrznej (także i wewnętrznej) nie jest wynikiem fantazji, lecz zasadza się na obszerniejszych obliczeniach matematycznych. Byłoby rzeczą naprawdę ciekawą i pouczającą przedstawić tu wszystkie te obliczenia, lecz jakkolwiek nie są one bardzo skomplikowane, to jednak zrozumienie ich wymaga sporo czasu i dość dobrego opanowania zasad matematyki i mechaniki. Opuścimy je więc, tym bardziej, że przeciętny zegarmistrz mało by z nich skorzystał.

Natomiast J. G r o s s m a n n (1829—1907) zasady krzywych końcowych opracowane przez Phillipsa dla włosów śrubowych przystosował do włosów bregetowskich. Występuje tu wprawdzie pewna nieścisłość, ale jest bardzo mała. Punkt ciężkości krzywej nie leży tutaj dokładnie na promieniu prostopadłym do promienia początkowego krzywej, lecz u zewnętrznej krzywej jest nieco dalej od punktu zgięcia, a u wewnętrznej, o której

piszemy dalej, nieco bliżej tegoż punktu. To przesunięcie środka ciężkości krzywej u przeciętnego włosa wynosi mniej niż 0,03 mm. Zmiana odległości osi jest jeszcze mniejsza, mianowicie wynosi znacznie mniej niż 0,001 mm. Te odchylenia są tak małe, że Grossmann, który z taką skrupulatną starannością brał pod uwagę najmniejsze szczególiki, ten jednak pominął.

Krzywa końcowa powinna umożliwiać łatwe nastawienie przesuwki, dlatego jej koniec powinien być ukształtowany według łuku kołowego (rys. 778), którego punkt środkowy leży na osi balansu O i którego promień jest równy średniej odległości r , od obydwóch kołków zamka. Nastawianiem przesuwki włos nie powinien być zniekształcony. Należy tu zaznaczyć, że u włosów bregetowskich lepiej jest, gdy przesuwka jest przesuwana tylko o bardzo małą odległość od pozycji środkowej.

Krzywe nie powinny mieć ostrych zagięć, gdyż wskutek tego występuje dodatkowe usztywnienie włosa. Zagięcia te powinny być wykonane pod kątem najwyżej 30° (rys. 779). Dolne i górne zagięcia nazywamy *kolanem dolnym* i *kolanem górnym*.



Rys. 779. Właściwie wygięte kolana krzywej włosa.

Wyżej wspomnianym warunkom, określonym przez Phillipsa, odpowiada wiele krzywych końcowych o najrozmaitszych kształtach. Kształt krzywej zależy od średnicy włosa i od odległości między osią balansu a kołkami zamka w przesuwce. Dlatego też w praktyce spotyka się wiele odmian krzywych końcowych.

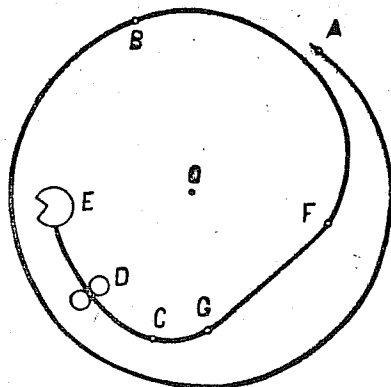
Najpierw przedstawimy krzywą końcową zewnętrzną w znacznym powiększeniu. Przypatrzmy się uważnie rysunkowi 780. Od A do B mamy ostatni spiralny zwój włosa. W B włos wznosi się do góry; od tego też punktu aż do C krzywa przybiera szczególny swój kształt.

W D widzimy dwa kołki zamka przesuwki. W E jest klocek włosa. Od C do E krzywa końcowa przybiera kształt koncentryczny; tak że przesuwka przesuwając się podczas regulowania zegarka nie odchyła włosa.

Należy zapamiętać ogólną zasadę, że jeżeli odległość od środka balansu O do D , tj. do zamka, jest wielka — taka mniej więcej jak na rys. 780 — część krzywej końcowej od G do F ma kształt linii prostej. Gdyby zaś kołki zamka były jeszcze dalej odsunięte,

część ta wydłuża się, a punkty przejścia do normalnej krzywej stają się ostrzejsze. Przeciwnie, im zamek jest bliżej środka, tym część od G do F bardziej się zaokrągla, by w końcu stać się zupełnie kolistą.

W celu ułatwienia rozpoznania krzywych końcowych, których w praktyce jest ponad 500, każda krzywa, oprócz rozróżnienia na zewnętrzne i wewnętrzne, oznaczona jest numerem. Charakterystyką każdej krzywej jest *numer*, *kąt objęcia* (wyjaśnienie niżej) i *kierunek* (dla prawego, czy lewego włosa).



Rys. 780. Krzywa końcowa zewnętrzna włosa bregetowskiego.

Numeracja krzywych końcowych następuje według procentowego stosunku między promieniem końcowym r_s (rys. 778) i promieniem początkowym r krzywej. Wobec tego numer N krzywej obliczamy ze wzoru:

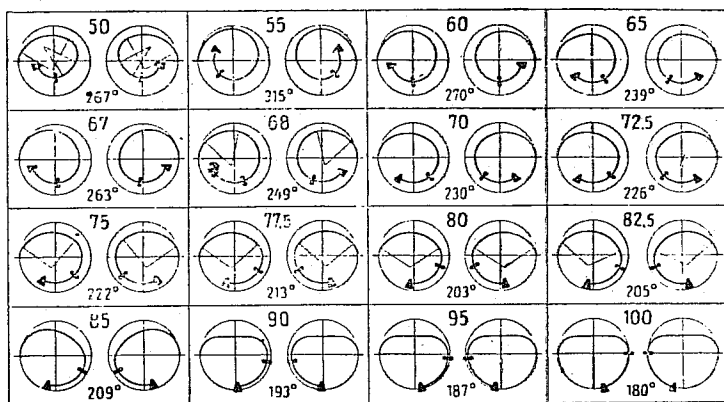
$$N = \frac{r_s}{r} \cdot 100$$

Podczas wykonywania krzywej końcowej najbardziej racjonalną metodą jest posługiwanie się szablonami lub modelami. Ponieważ jednak zegarmistrz w swojej pracy spotyka się z setkami różnych krzywych, powinien więc mieć odpowiednią liczbę szablonów. Mniej więcej zupełny zbiór szablonów powinien obejmować 520 ÷ 570 różnych ich wzorów.

W praktyce wypróbowane krzywe końcowe podawane są w tablicach. Istnieją kompletne zbiory rysunków krzywej. Każda szkoła, każdy zakład zegarmistrzowski powinien mieć do dyspozycji taki zbiór, tym bardziej że nie jest on drogi, a oddaje cenne usługi.

Zbiór takich tablic obejmuje możliwie wszystkie krzywe. Każda tablica jest uporządkowana według średnicy włosa i numerów użytkowych krzywych, tak dla włosów prawych jak i lewych.

Wśród wielu nowo opracowanych, po wojnie zostały wydane tablice Helwiga, z których najważniejsze numery (dla średnicy włosa 9 mm) podajemy na rys. 781. Nad każdą krzywą duże liczby oznaczają numer krzywej końcowej. Natomiast liczby podane niżej oznaczają kąt objęcia AOR (rys. 778), który zawarty jest między początkowym promieniem r i końcowym promieniem r_s (w środkowym położeniu przesuwki). Wielkość tego kąta zmienia się zależnie od numeru krzywej w granicach $180 \div 315^\circ$. Między przesuwką i klokiem włosa najczęściej przyjmuje się kąt około 70° , który zmienia się zależnie od konstrukcji zegarka. U poszczególnych krzywych (nr 50, 68 i 75 do 82,5) cienkimi liniami prostymi zamknięty jest odcinek krzywej, której początkowy kształt włosa zachowany jest bez zmiany.

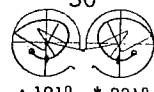
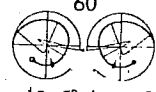

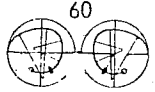
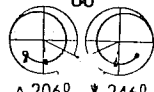

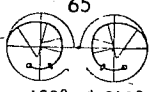
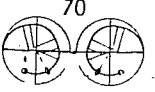
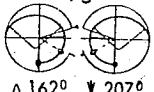
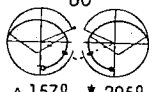

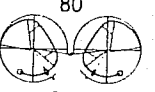
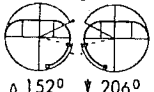
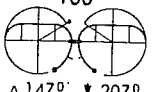
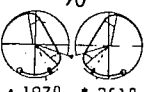
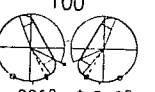


Rys. 781. Tablica krzywych końcowych według Helwiga.

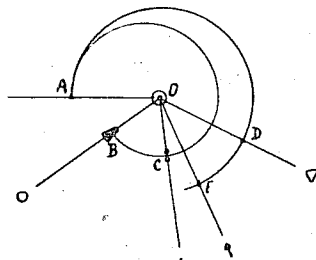
Łatwiej jest wykonać krzywą końcową włosa, gdy mamy podany nie tylko kąt objęcia, ale i inne kąty potrzebne do jej wykonania. Takie właśnie tablice krzywych opracował inż. H. Grenda. Jedną z nich dla średnicy włosa 9 mm podajemy na rys. 782.

Po lewej stronie tej tablicy zamieszczone są dotychczas stosowane krzywe Phillipsa, natomiast po prawej są odpowiednie krzywe według inż. Grendy. Szczególnie wygodne w tych tablicach jest to, że pod rysunkami krzywych umieszczone są wszystkie kąty, które są potrzebne do wykonania krzywej. Za inż. Grendą podajemy następujące oznaczenia tych kątów:

1. Kąt AOB (rys. 783), od pierwszego kolana do klocka włosa — oznaczony przez \circ
2. Kąt AOC , od pierwszego kolana do kołków przesuwki — oznaczony przez \circ
3. Kąt AOD , od pierwszego kolana do końca krzywej ekscentrycznej — oznaczony przez Δ
4. Kąt AOE , od pierwszego kolana do punktu uchwycenia włosa przy odliczaniu — oznaczony przez \downarrow

 $\Delta 191^\circ \downarrow 221^\circ$ $: 267^\circ \circ 327^\circ$	 $\Delta 186,5^\circ \downarrow 222,5^\circ$ $: 252^\circ \circ 312^\circ$	 $\Delta 175^\circ \downarrow 205^\circ$ $: 240^\circ \circ 300^\circ$	 $\Delta 178^\circ \downarrow 214^\circ$ $: 240^\circ \circ 300^\circ$
 $\Delta 206^\circ \downarrow 246^\circ$ $: 263^\circ \circ 323^\circ$	 $\Delta 175,5^\circ \downarrow 217,5^\circ$ $: 228^\circ \circ 288^\circ$	 $\Delta 180^\circ \downarrow 219^\circ$ $: 240^\circ \circ 300^\circ$	 $\Delta 182^\circ \downarrow 224^\circ$ $: 240^\circ \circ 300^\circ$
 $\Delta 162^\circ \downarrow 207^\circ$ $: 212^\circ \circ 272^\circ$	 $\Delta 157^\circ \downarrow 205^\circ$ $: 203^\circ \circ 263^\circ$	 $\Delta 185^\circ \downarrow 230^\circ$ $: 240^\circ \circ 300^\circ$	 $\Delta 189^\circ \downarrow 237^\circ$ $: 240^\circ \circ 300^\circ$
 $\Delta 152^\circ \downarrow 206^\circ$ $: 193^\circ \circ 253^\circ$	 $\Delta 147^\circ \downarrow 207^\circ$ $: 180^\circ \circ 240^\circ$	 $\Delta 197^\circ \downarrow 251^\circ$ $: 240^\circ \circ 300^\circ$	 $\Delta 205^\circ \downarrow 265^\circ$ $: 240^\circ \circ 300^\circ$

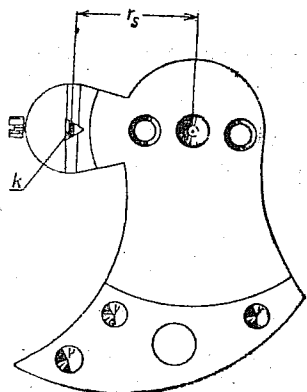
Rys. 782. Tablica krzywych końcowych według inż. Grendy.



Rys. 783. Oznaczenia kątów do tablicy krzywych końcowych według inż. Grendy.

U wszystkich krzywych kąt COB , zawarty między przesuwką C i klockiem B , przyjmuje się 60° .

Jeżeli już mamy pewną liczbę szablonów (tablice) krzywej, wystarczy tylko zmniejszyć lub zwiększyć proporcjonalnie dany typ, by dostosować do zegarka danej wielkości, albo odwrócić go, zależnie od tego, czy włos jest lewy, czy też prawy.



Rys. 784. Wymiar dla włosu bregetowskiego.

Szukając potrzebnego szablonu, trzeba najpierw znaleźć grupę krzywych dla tej średnicy, jaką ma włos, którego zamierzamy użyć. Następnie zmierzwszy cyrklem odległość r (rys. 784) klocka k od środka włosa, dobieramy kształt krzywej. Wyszukujemy wreszcie szablon, na którym klocek znajduje się w odpowiedniej odległości, którą należy jeszcze raz sprawdzić. Dalsze czynności i sposoby wykonania omówimy przy naprawie.

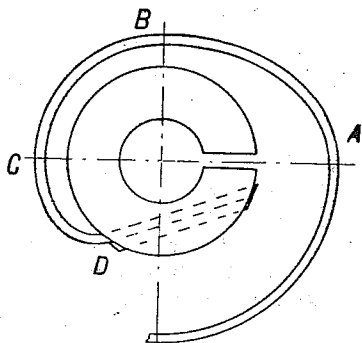
Krzywa wewnętrzna

Oprócz krzywej zewnętrznej, tj. wykonanej na zewnętrznym końcu włosa, mamy także krzywą wewnętrzną, ukształtowaną w odległości mniej więcej $\frac{3}{4}$ zwoju od punktu zamocowania włosa w pierścieniu. Różni się ona od krzywej zewnętrznej tym, że znajduje się w jednej płaszczyźnie z włosiem, a nie wystaje do góry ponad niego.

Wewnętrzna krzywa ma to samo zadanie, co i zewnętrzna, mianowicie zapobiec zmianie środka ciężkości włosa, a przez to umożliwić zegarkowi jak najdokładniejsze wskazania zwłaszcza w różnych pozycjach. Wykonanie jej jest niezmiernie trudne, szczególnie u małych zegarków, dlatego też stosuje się ją wyjątkowo, jedynie do zegarków precyzyjnych i do chronometrów, w których są zwykle włosy walcowe.

W przeciwieństwie do krzywej zewnętrznej kształt krzywej wewnętrznej nie zmienia się. Zmienne są tylko jej rozmiary. Okoliczność ta nieco ułatwia jej wykonanie.

Narysowanie krzywej wewnętrznej w powiększeniu nie jest takie trudne, ale zabiera dużo czasu. Dlatego stosuje się tu metody mechaniczne (przykładanie do wzorów).



Rys. 785. Krzywa wewnętrzna.

Podajemy tu powiększony rys. 785 poprawnie wykonanej krzywej wewnętrznej, który bez wątplenia ułatwi zegarmistrzowi pracę. Część krzywej od D do C stanowi równo zaokrąglone przejście od umocowania w pierścieniu do odcinka koncentrycznej. Część C B, obejmująca około ćwierć zwoju, jest koncentryczna, tzn. że każdy punkt włosa jest w równej odległości od pierścienia. Od B do A krzywa jest nieco wyprostowana, zaś przy A przechodzi w zwykłą spiralę. Korzyści wypływające z zastosowania krzywej wewnętrznej wyrażają się poprawą wskazań wynoszącą zaledwie kilka sekund na dobę. Z tego względu poprzestaniemy tylko na tej krótkiej wzmiance.

d. Pozycja zakołkowania wewnętrznego końca włosa

Poświęćmy teraz nieco uwagi miejscu zakołkowania wewnętrznego końca włosa. Teoria łącznie z praktyką dowodzą, że pozycja zakołkowania wewnętrznego końca włosa ma pewien wpływ na dokładność wskazań zegarka. Wpływ ten jest wprawdzie bardzo mały, ale w każdym razie większy niż krzywej wewnętrznej. Dlatego zagadnienie to warto jest, by zadać sobie nieco trudu na zaznajomienie się z nim.

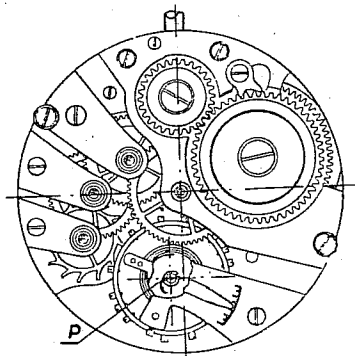
Zewnętrzny koniec włosa umocowany jest w klocku. W środku zaś jest mosiężny pierścień, w którym zakołkowany jest wewnętrzny koniec włosa. Obserwując tak zakołkowany włos w zegarku możemy zauważyć, jeśli mamy do porównania większą liczbę wykonanych zegarków tej samej marki i rozmiarów, że w jednym zegarku punkt wewnętrznego zakołkowania włosa jest nad pierścieniem (gdy trzymamy go „12” do góry),

w innym na lewo lub na prawo, jeszcze w innym poniżej; krótko mówiąc: punkt ten może się znajdować w każdej z wielu możliwych pozycji.

Jednakowoż jedna jest pozycja najlepsza dla zegarków precyzyjnych. Stąd wniosek, że pozycję zakołkowania włosa przeznaczonego dla zegarków wysokiej jakości powinno się dobierać świadomie.

Zakołkowanie wewnętrznego końca włosa w odpowiednim miejscu umożliwi doregulowanie zegarka w różnych pozycjach. Skutek jednakże ogranicza się w zegarkach naręcznych do 8, niekiedy 15 sekund na dobę.

Specjalne dobieranie pozycji wewnętrznego końca włosa dla osiągnięcia takiego rezultatu w zegarku zwyczajnym byłoby marnowaniem czasu, lecz jeśli chodzi o zegarki wyższej jakości, praca ta zupełnie się opłaca.



Rys. 786. Pozycja zakołkowania lewego włosa.

Zamieszczona obok tablica umożliwi nam dokładne zrozumienie wpływu punktu P (rys. 786) na chód zegarka w różnych pozycjach. Spójrzmy na rys. 787. Są tu właściwie dwie kolumny tablicy: jedna dla włosów prawych, druga dla włosów lewych. Zapamiętajmy, że pierścienie z włosami na tablicy tak są przedstawione, jak je widzimy od tylnej strony mechanizmu, a informacje co do pozycji zegarka należy zawsze tak rozumieć, jak byśmy nań patrzyli od strony tarczy.

Przypuśćmy, że mamy zegarek z włosem prawym, tj. takim, jaki widzimy na tablicy w pierwszej kolumnie rys. 787. U góry widzimy zegarki ułożone w czterech różnych pozycjach. Pierwsza lewa kolumna pokazuje nam kolejno różne pozycje punktu zakołkowania włosa. Znak 0 (zero), umieszczony pod pierwszym zegarkiem, wskazuje, że pozycja zakołkowania uwidoczniiona obok, na lewo, nie zmieni chodu zegarka wiszącego z „12” skierowaną

w lewo. Nie wpływa również, gdy zegarek odwrócony jest „12” na prawo. Lecz gdy ten sam zegarek powiesimy pionowo „12” do góry, będzie się spieszył, to znaczy będzie szedł w przybliżeniu tak jak w pozycji poziomej. Powieszony natomiast „12” do dołu, chodzi nawet wolniej niż zwykle.

Zegarek nareczny w pozycji pionowej najczęściej się znajduje „12” w lewo. Wybieramy tedy tę pozycję punktu zakołkowania włosa, która powoduje spieszenie się zegarka wiszącego „12” w lewo.

Pozycja zegarka patrzac od strony tarczy									
Prawe wtasy patrzac od tytu					Lewe wtasy patrzac od tytu				
		0	0	+		-		0	0
	0	0	-	+		0	0	+	-
	-	+	0	0		+	-	0	0
	+	-	0	0		-	+	0	0

Rys. 787. Wpływ punktu zakołkowania włosa na regulację w pozycjach.

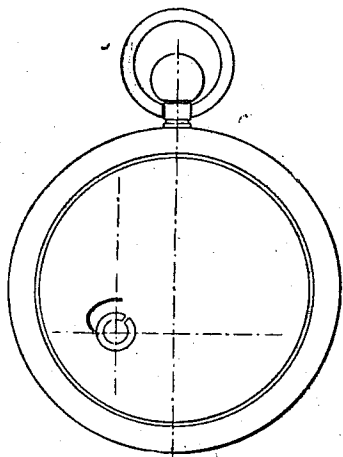
Zegarki kieszonkowe znajdują się zazwyczaj w pozycji pionowej „12” do góry, dlatego właśnie dla zegarków dobieramy taki punkt zakołkowania włosa, który działa na chód zegarka przyspieszająco.

Posługując się tablicami możemy łatwiej rozstrzygnąć, która pozycja w danym wypadku najlepiej nam odpowiada.

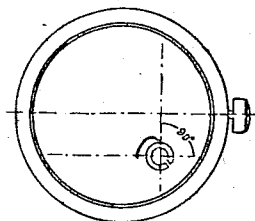
Należy zaznaczyć, że błędy pozycyjne wynikające z wewnętrznej punktu zakołkowania włosa zależą także od amplitudy wahań, o czym już pisaliśmy szczegółowo.

Jeżeli włos ma dokładnie wykonane krzywe końcowe zewnętrzna i wewnętrzna, to wewnętrzny punkt zakołkowania włosa teoretycznie nie ma żadnego wpływu na izochronizm balansu. Wówczas jest obojętne, z której strony punkt ten się znajduje.

U zegarków kieszonkowych wewnętrzny zwój włosa w położeniu zegarka „12” do góry powinien wychodzić do góry, a punkt zakołkowania powinien leżeć na prostopadłej do linii pionowej (rys. 788). U zegarków naręcznych wewnętrzny punkt zakołkowania lewego włosa powinien się znajdować w środku między przesuwką a klockiem włosa; czyli mniej więcej pod kątem 90° do wałka naciągowego (rys. 789).



Rys. 788. Pozycja zakołkowania włosa w zegarku kieszonkowym.



Rys. 789. Pozycja zakołkowania włosa w zegarku naręcznym.

7. Balanse wiszące

a. - Uwagi ogólne

Oprócz balansów łożyskowanych normalnie w łożyskach, spotyka się także w zegarach regulatory balansowe zawieszane na sprężynkach, podobnie jak wahadła, lecz wykonujące ruchy wahadłowe wkoło osi pionowej. Ze względu na charakter ich pracy i sposób zawieszenia nazywamy je *balansami wiszącymi*. Są to przeważnie regulatory zegarów rocznych i „Atmosów”, nazywane przez niektórych zegarmistrzów (niesłusznie) „wahadłami torsyjnymi”.

Inny rodzaj balansów wiszących — to balanse łożyskowane na mocno napiętym cienkim stalowym drucie, zamocowanym pionowo w dwóch końcach. Są to właściwie dopiero próby zastosowania tego rodzaju zamocowania balansu. Niżej omówimy oddzielnie poszczególne rodzaje balansów wiszących.

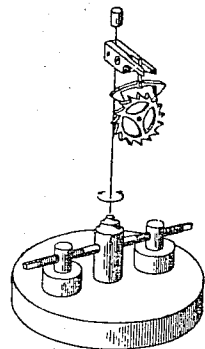
b. Balanse wiszące zegarów rocznych

Opis ogólny

Balanse zegarów rocznych, o których pisaliśmy na początku tej książki (rys. 24 i 25), oraz „Atmosów” (rys. 27) zawieszane są na długiej wąskiej sprężynce ze stali lub brązu fosforowego.

Pierwotnie balansem w tych zegarach był masywny mosiężny krążek z odpowiednim umocowaniem do sprężynki, jak to widzimy na rys. 790. Obecnie jest on ażurowy. Wewnątrz ma kilka pierścieni wytłoczonych z cienkiej żelaznej blachy. Ilość pierścieni jest tak dobrana, żeby po zawieszeniu uzyskać czas wahnięcia równy 7,5 sek. w każdą stronę. Krążek waha się wokół pionowej osi. W zawieszeniu tym nie ma ani łożyska ani czopów, a sprężynka nie tylko podtrzymuje ciężar balansu, lecz stanowi ponadto sprężysty element zwrotny, przyjmujący energię kinetyczną balansu „na przechowanie” i oddający ją przy ruchu powrotnym podobnie jak włos w zegarku. Czas wahnięć zależy od momentu bezwładności balansu i sprężystości sprężynki.

Wahanie balansu wiszącego jest izochroniczne i nie zależy od wielkości amplitudy, która zresztą jest zwykle duża i zmienna w wąskich granicach. Opór powietrza podczas wahanía takiego balansu jest bardzo mały, dlatego wystarczy niewiele energii, aby to wahanie podtrzymać. Wielu wytwórców takich zegarów w późniejszych seriach stosuje do nich balanse z wielkimi wystającymi gałkami i ornamentami różnych kształtów i rozmiarów. Oczywiście, opór powietrza wzrasta wówczas, lecz ze względu na małą szybkość ruchu tych balansów (bardzo długi okres wahanía) nie powoduje to poważniejszych różnic w ich działaniu.



Rys. 790. Balans wiszący zegara rocznego.

Przy obliczaniu zegara rocznego zakłada się zwykle, aby balans w ciągu minuty wykonał 8 wahnięć, czyli jedno wahnięcie w ciągu 7,5 sekundy. Kąt amplitudy przyjmuje się ogólnie 270° , a zatem cały obrót balansu wynosi około 540° .

Dla pierwszych zegarów rocznych wybrano wychwyty wrzecionowy. Później stosowano wychwyty: cylindrowy, nożycowy, Grahama, a ostatnio wychwyty wolny szwajcarski, który najbardziej jest rozpowszechniony.

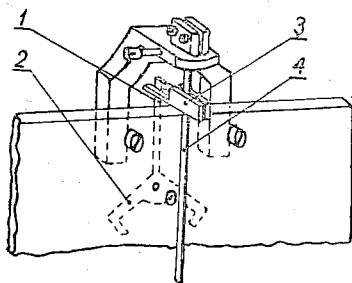
Należy zaznaczyć, że w zegarach rocznych kotwica ma większy spoczynek, aniżeli w zwykłych zegarach, przez co zapobiega się niebezpieczeństwu przedwczesnego uwolnienia przez widełki umocowane na sprężynce balansu.

Im wyżej znajdują się widełki na sprężynce balansu, tym mniejszy kąt obrotu wykonują przy tej samej amplitudzie balansu i tym

większą drogę musi odbywać balans, by osiągnąć uwolnienie koła wychwykowego. Im bardziej widełki są oddalone od zawieszki, tym łatwiej balans pokonuje ich opór. Nadmierne obniżenie widełek powoduje zmniejszenie wahania poniżej ustalonej wartości.

Połączenie balansu z wychwytem

Współpraca balansu z wychwytem odbywa się w ten sposób, że przechylenie się kotwicy przekształca się w wahanie balansu. Dokonuje się to za pomocą ramienia zwanego drążkiem widełek 1 (rys. 791), który stanowi całość z kotwicą 2. Drążek ten zazębia się z widełkami 3 umocowanymi prostopadle do niego na sprężynce 4. Przy każdym ruchu kotwicy porusza się drążek 1 z pozycji środkowej kolejno na prawo i lewo zabierając ze sobą widełki, które obracają się przy tym około swej osi. Ponieważ oś tę tworzy sprężynka balansu, wobec tego krótki obrót widełek przechodzi na sprężynkę a tym samym na zawieszony na niej balans, który, raz wprowadzony w ruch wahadłowy wokół osi pionowej, potrzebuje tylko nieznacznego impulsu, aby go zachować.

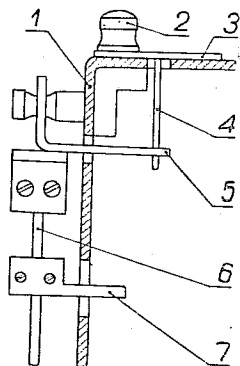


Rys. 791. Połączenie kotwicy z balansem zegara rocznego.

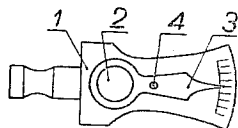
Balans po otrzymaniu impulsu obraca się jeszcze dalej wskutek bezwładności. Natomiast drążek widełek wraz z widełkami stoi już spokojnie, gdyż ząb koła wychwykowego spoczął na palcu. Sprężynka skręca się przy tym, dopóki nie stawi zbyt silnego oporu bezwładności balansu. Wtedy sprężynka odkręca się z powrotem, a wraz ze sobą odwraca i balans, zabiera przy tym widełki i drążek oraz uwalnia następny ząb koła wychwykowego. Tymczasem po drugiej stronie kotwicy następuje impuls i praca wychwytu w ten sposób trwa dalej.

Urządzenie do regulacji drogi straconej widzimy na rys. 792. Półmostek zawieszki 1 jest wygięty kątowo ku górze. Na tej górnej części jest umocowana przesuwka 3 z wkrętem nastawczym 2. Do przesuwki przynitowany jest kołek 4. Przechodzi on poprzez wycięcie półmostka 1 i wchodzi w szczelinę widełek

regulacyjnych 5, do których przynitowana jest górna oprawka sprężynki balansu 6. Przesuwając przesuwkę 3 z kołkiem 4 przekręca się nieco tę sprężynkę z każdorazowego jej położenia, a przez widełki 7 wpływa się w odpowiednim stosunku również i na drogę straconą. Podziałka wytłoczona na półmoku 1 pozwala na odczytanie każdorazowego stopnia nastawienia i ułatwia regulację.

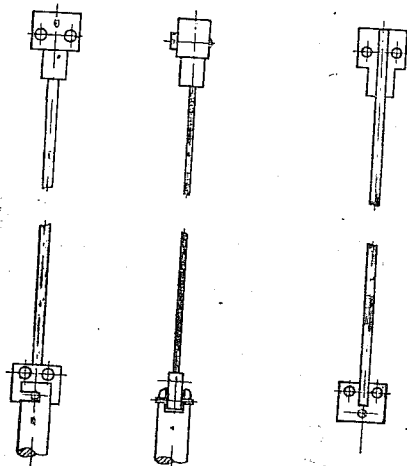


Rys. 792. Urządzenie do regulacji drogi straconej.



Sprężynka balansu

Sama sprężynka balansu (włos) — to taśma ze stali (lub z brązu fosforowego) długości zwykle około 150 mm. Grubość jej wynosi $0,08 \div 0,1$ mm, a szerokość $0,6 \div 1$ mm. Obydwa końce sprę-



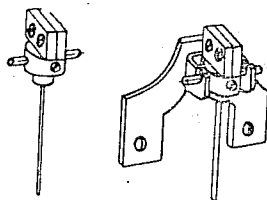
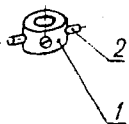
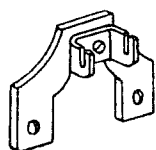
Rys. 793.

Rys. 794.

Umocowanie sprężynki balansu.

żynki umocowane są w mosiężnych oprawkach (rys. 793), z których górna służy do zawieszenia, dolna zaś utrzymuje na sobie balans.

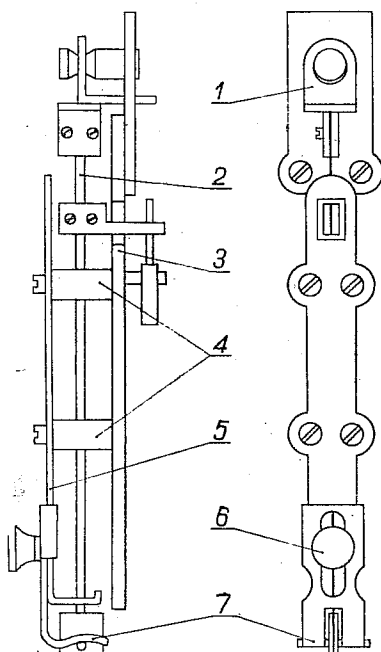
Jak wszystkie oprawki zawieszek tak i ta w miejscu połączenia ze sprężynką musi dobrze przylegać. Należy też uważać, żeby końce sprężynki były przykręcone w środku oprawki, i to pod kątem prostym. Jak daleko końce sprężynki powinny wchodzić w oprawkę, widzimy to na rys. 794.



Rys. 795. Siodełko łożyskowe.

Rys. 796. Ułożyskowanie górnej oprawki zawieszki.

Sztywne zawieszenie górnego końca sprężynki przedstawiałoby dla niej nie tylko niebezpieczeństwo uszkodzenia podczas przesuwania zegara, lecz nie pozwalałoby także na pewno rozpoznać, czy naciągnięta silnie przez balans sprężynka nie została w swym górnym końcu obrócona. D a u p h i n pierwszy posłużył się tzw. siodełkiem łożyskowym (rys. 795), w którym pierścień zawieszki 1 z dwoma czopami 2 swobodnie się obraca. Ten pierścień, jak to widać na rys. 796, utrzymuje na sobie górną oprawkę sprężynki i pozwala, zawieszonemu balansowi na wolne, prostopadłe obracanie sprężynki bez jej naprężania. Dzięki temu pierścieniowi sprężynka zabezpieczona jest od uszkodzenia nawet podczas przechylenia się zegara, co może się zdarzyć w czasie przenoszenia.



Rys. 797. Urządzenie zabezpieczające sprężynkę balansu.

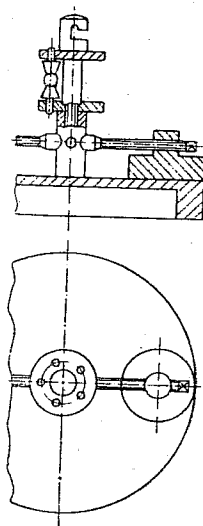
W celu zabezpieczenia sprężynki w czasie transportu zegara znajduje się odpowiednie urządzenie w postaci uchwytu szczękowego, przymocowanego na płycie mechanizmu.

Przed puszczeniem mechanizmu w ruch należy oczywiście to zabezpieczenie wyłączyć, żeby sprężynka odzyskała swobodę ruchów. Takie zabezpieczenie przedstawione jest na rys. 797 widziane z boku i przodu. Na czterech małych słupkach 4 zamocowanych w tylnej płycie 3 przykręcony jest płaskownik 5. Między tylną płytą a płaskownikiem przebiega sprężynka 2 zawieszona w siodełku 1. Na rysunku urządzenie przedstawione jest w takiej pozycji, w jakiej się je ustawia, gdy zegar przygotowany jest do transportu. Kołek osadzony w dolnej oprawce sprężynki jest wówczas dociskany przez przestawną szczękę 7 zabezpieczającą sprężynkę od uszkodzenia w czasie transportu. Za pomocą wkrętu nastawczego 6 szczęka może być przestawiana w górę lub w dół, przez co uzyskuje się zaciśnięcie lub uwolnienie sprężynki balansu bez konieczności odkręcania płaskownika.

Ciężarki balansu.

W dawniejszych konstrukcjach mało na to zwracano uwagi, by masa główna balansu znajdowała się na skraju, wskutek czego balanse te były ciężkie w stosunku do ich momentu bezwładności. Z rozpoczęciem stosowania balansów z ciężkim brzegiem zewnętrznym i lekką piastą (rys. 798) wypełniono warunek właściwego wykorzystania ciężaru, dzięki czemu zmniejszył się ciężar balansu obciążający sprężynkę, na której jest on zawieszony.

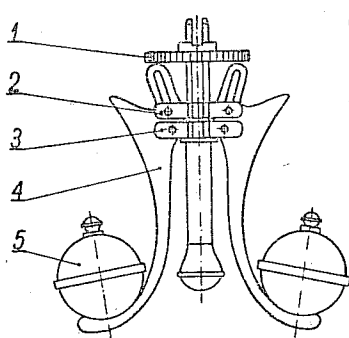
W późniejszych zegarach rocznych masę balansu uformowano w postaci kul umieszczonych na ruchomych ramionach. Takie balanse produkowała również firma Kienzle. Są to zresztą najbardziej znane balanse zegarów rocznych. Na rys. 799 i 800 widzimy ciężarki balansu zegara rocznego w dwóch pozycjach. Ciężarki 5 w postaci kul o średnicy 23,5 mm, ważące 50 g, są umieszczone na 4 ruchomych ramionach 4, które przez obracanie śruby regulacyjnej 1 umożliwiają, zależnie od potrzeby, zbliżanie lub oddalanie czterech ciężarków w stosunku do osi, tzn. pozwalają na przeniesienie masy balansu w kierunku do wewnątrz lub na zewnątrz.



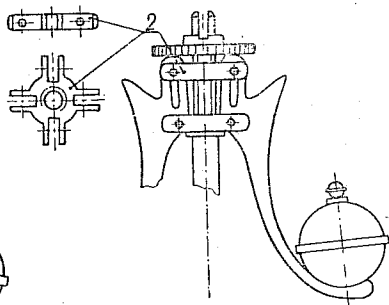
Rys. 798. Ciężarek balansu z ciężkim wieńcem.

Na tych rysunkach chodzi głównie o wyjaśnienie konstrukcji ramion 4 umożliwiającej przemieszczanie masy balansu oraz połączenia z urządzeniem regulacyjnym. Dolny krzyżak 3, można by powiedzieć, jest oparciem dla czterech ruchomych ramion 4, a górny krzyżak 2 ma za zadanie dokonywać zmiany położenia wszystkich ramion przez swoje przesunięcie podczas regulacji.

Na rys. 799 ramiona wraz z ciężarkami osiągnęły swe największe zbliżenie do osi obrotu. Podczas regulowania zegara należy starać się, żeby ciężarki stały pionowo. Jednak nie zawsze da się to osiągnąć.



Rys. 799. Ciężarki zbliżone do osi balansu — okres zmniejszony.



Rys. 800. Ciężarki odsunięte od osi balansu — okres zwiększony.

Ta konstrukcja i różne jej odmiany do dziś znajdują się w użyciu. W całym okręgu Szwarcwaldu, gdzie budowa zegarów rocznych może najbardziej jest rozwinięta, opisana powyżej konstrukcja jest najbardziej znana. Ale zaprowadziłoby to nas zbyt daleko, gdybyśmy chcieli się rozwodzić na temat każdego szczegółu licznych konstrukcji.

Kompensacja balansu zegara rocznego

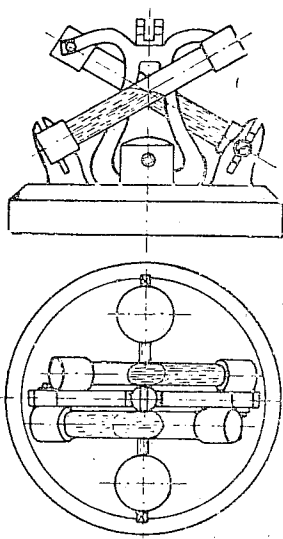
Spośród wielu urządzeń kompensacyjnych, jakie znalazły zastosowanie w zegarach rocznych, zachowały się w praktyce tylko zaledwie dwa, które tutaj opisujemy.

Pierwszy z nich — to balans kompensacyjny firmy Huber, przedstawiony w dwóch rzutach na rys. 801. Ogólny ciężar wieńca tego balansu wynosi tylko 70 g, a 60 g ważą oba ciężarki regulacyjne.

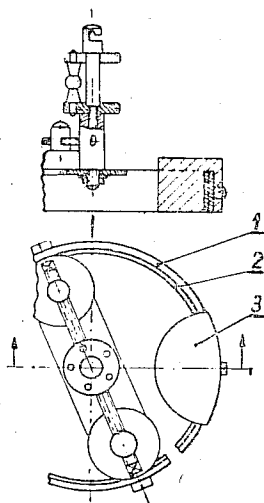
Przewidziana tu kompensacja polega na tym, że rtęć wypełniająca obie szklane rurki do połowy, wznosząc się wraz z temperaturą, przesuwa się w kierunku środka balansu lub nawet dalej

poza środek. Wskutek tego moment bezwładności balansu ulega zmniejszeniu, okres wahania zmniejsza się, a tym samym zmniejsza opóźnianie się zegara wywołane przez spadek elastyczności sprężynki balansu.

Naturalnie, właściwe wyrównanie można stwierdzić za pomocą prób. Aby móc ograniczyć lub zwiększyć działanie kompensacji, należy przestawić kąt nachylenia rurek. Balans ten należy stosować tylko w dobrym mechanizmie z należycie wykonanym wychwytem.



Rys. 801. Balans kompensacyjny firmy Huber.



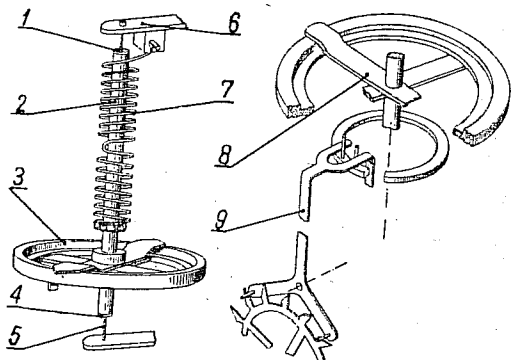
Rys. 802. Balans kompensacyjny firmy Hauck.

Drugi natomiast — to balans kompensacyjny firmy Hauck, przedstawiony na rys. 802. Pominąwszy sprawę kompensacji, ma on tę zaletę, że mimo dużego momentu bezwładności jest bardzo lekki. Przez to zapobiega również szkodliwemu wpływom wstrząsów miejsca, na którym znajduje się zegar.

Kompensacja dokonuje się tu w sposób identyczny jak w opisanych poprzednio balansach dwumetalowych. Spojone podwójne pary półkoli wieńca 1 i 2, są na końcach — ze względu na tańszą produkcję — przykręcone do ramienia. Jeśli balans ten nie wyrównuje dostatecznie różnic wskazań, przesuwa się ruchome ciężarki wyrównawcze 3 nieco bliżej przecięcia wieńca.

c. Balanse wiszące na napiętym drucie

Bardzo interesującym z punktu widzenia technicznego jest nowe rozwiązanie konstrukcji balansı wiszącego wykonanego w roku 1953 przez niemiecką firmę Blesch und Hettich. Balans ten współpracuje z wychwytem kołkowym, a zastosowany jest w zegarach kuchennych.



Rys. 803. Balans wiszący firmy Blesch.

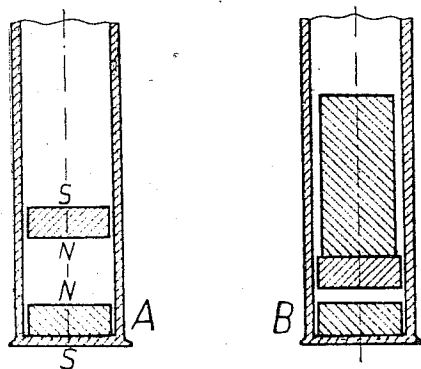
Oś balansı wiszącego nowej konstrukcji stanowi rurka mosiężna 2 (rys. 803), na której umocowany jest balans 3. W tę rurkę, u góry i u dołu, wciśnięte są kamienie łożyskowe 1 i 4. Przez nią i przez kamienie łożyskowe przebiega drut stalowy 5 o średnicy 0,25 mm. Drut ten, silnie naprężony, umocowany na półmostku balansı 6, zastępuje czopy osi balansı. Sam półmostek balansı po zluzowaniu obu nakrętek filarków może być zdejmowany wraz z kompletnym balansom. Jest to więc swego rodzaju przystawka balansowa.

Na rurce mosiężnej znajduje się włos walcowy 7 z niwaroksu drugiej jakości. Jeden jego koniec zakończony jest w zwykłym pierścieniu włosa, a drugi również w zwykły sposób w klocku włosa. Dolna połowa włosa jest zwinięta w lewo, a górna w prawo. Ta odwrotność kierunków zwinięcia jest konieczna dla zapewnienia balansomu niezmiennej wysokości w czasie wahań. Przy stałe zmieniającym się położeniu wysokościowym balansı współdziałanie palca przerzutowego lub kołków z widełkami kotwicy nie byłoby prawidłowe. Wyważone widełki 9 kotwicy są wygięte pod kątem prostym i zazębiają się z kołkami przerzutowymi wystającymi poniżej wieńca balansı. Luźno na włosie zawieszony balans i sprężynująco napięty drut stalowy przy współdziałaniu obu kamieni łożyskowych powodują, że straty energii w czasie wahań balansı pochodzą jedynie od tarcia wewnętrznego w materiale włosa. Jest ono bardzo małe, tak że ogólne opory ruchu, mimo dużego ciężaru balansı, są znikome.

Zewnętrzna strona wieńca balansu jest radełkowana. Natomiast strona wewnętrzna wieńca ma kształt mimośrodowy. Na każdej z obu sprężynek płaskich 8 znajduje się mały ciężarek. Gdy się przytrzyma jedną ręką wieńiec balansu, a drugą przekreśli obie sprężynki, wtedy oba ciężarki wskutek prowadzenia przez mimośród balansu przemieszczają się ku wewnątrz lub na zewnątrz, zależnie od kierunku obrotu. Zatem moment bezwładności balansu ulega zmianie, przy czym zegar spieszy się, jeśli ciężarki zostaną przemieszczone ku wnętrzu, a spóźnia, jeśli ciężarki przemieści się w kierunku na zewnątrz.

Główną zaletą tego urządzenia jest tak małe tarcie, że nie wymaga smarowania, oraz niewrażliwość na błędy wyważenia balansu, gdyż pracuje on w pionowej pozycji osi, a wtedy błędy równowagi nie powodują dostrzegalnej zmiany chodu zegara.

W roku 1955 firma Junghans zastosowała takie samo ułożyskowanie do swoich zegarów, lecz wprowadziła tu bardzo interesujące ulepszenie. Wiadomo, że magnesy zwrócone do siebie biegunami jednoimiennymi odpychają się. Siły magnetyczne niektórych metali są tak wielkie, że z dwu krążków średnicy 12 mm i wysokości 6 mm odpychają górny krążek na wysokość 20 mm — jeśli nie jest obciążony (rys. 804-A) — lub na wysokość 3 mm — jeśli spoczywa na nim 30-gramowy ciężarek (rys. 804-B).

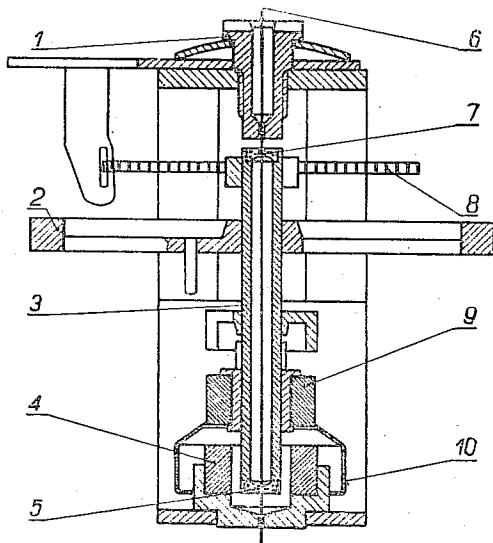


Rys. 804. Odpychanie się jednoimiennych magnesów.

Tę właściwość odpychania się magnesów wyzyskano właśnie do ułożyskowania regulatora balansowego Junghans-Exacta w celu utrzymania balansu w zawieszeniu ponad dnem łożyska. Regulator ten widzimy na rys. 805. Balans 2 i włos 8 osadzone są na mosiężnej rurce 3. Końce jej zaopatrzone są w kamienie łożyskowe 5, 7, które jednakże służą tylko za łożyska prowadzące. Przez

nie przechodzi nierdzewny cienki drut 6 napięty wkrętem 1. Wokół tego drutu rurka 3 może się łatwo obracać i wzdłuż niego przesuwac. Jest on więc stałą osią prowadzącą.

Na rurce osadzony jest magnes stały 9. Naprzeciw niego w płycie tkwi drugi magnes stały 4 równych wymiarów. Dzięki ich odpychaniu się rurka z balansem unosi się ponad dnem łożyska. Zadaniem łożyska jest więc tylko boczne prowadzenie rurki. A zatem smarowanie jest zupełnie zbędne. Łożysko jest niewrażliwe na wstrząsy, bo magnesy działają jak piłki gumowe, i na zakurzenie, tym bardziej że chroni je osłona 10.



Rys. 805. Ułożyskowanie balansu Junghans — Exacta.

Tarcie jest tak małe, że regulator zużywa tu trzy razy mniej energii niż przy łożyskach poziomych. Prawie że cały zasób energii pochłania włos i opory powietrza. Materiał, z którego stałe magnesy są wykonane, odznacza się dużą indukcją i dużą ściślnością, tak że w polu magnetycznym istnieje wielka i niezmienna siła. Pole magnetyczne tego ułożyskowania nie wywiera niekorzystnego wpływu na funkcjonowanie zegara.

Włos 8 jest płaski, niwarokosowy, antymagnetyczny. Przesuwka znajduje się na wierzchu tej nowoczesnej przystawki balancej, którą można zastosować do zegarów ściennych i stołowych. Oczywiście, ułożyskowanie to działać będzie poprawnie tylko w niezmiennym pionowym położeniu.

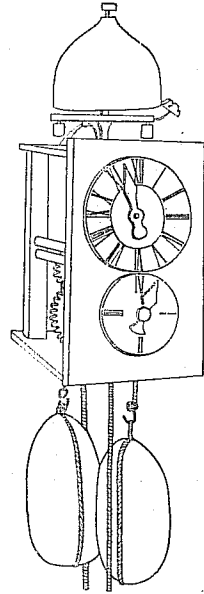
X. TARCZE I WSKAZÓWKI

A. UWAGI OGÓLNE

Dawniej, w początkach zegarmistrzostwa, sposoby wskazywania czasu, mierzonego przez mechanizm zegarowy, były różne. Z czasem najprostsze i najpraktyczniejsze okazały się *tarcze ze wskazówkami*. Dziś więc stosuje się je niemal wyłącznie.

Tarcza zaopatrzona jest w podziałkę, a przed nią w pewnej odległości znajduje się wskazówka, osadzona na jednej z osi mechanizmu. Przy tym są dwie możliwości: tarcza jest stała, a wskazówka ruchoma, albo odwrotnie: wskazówka jest stała, a tarcza ruchoma. Pierwszy i drugi sposób ma zastosowanie. Jednak w zwykłych zegarach i zegarkach stosuje się tarczę stałą a ruchome wskazówki.

Ilość wskazówek, rodzaj podziałki, kształt tarczy i wskazówek oraz ich wykonanie zależą od przeznaczenia zegara i stawianych mu wymagań technicznych oraz estetycznych.



Rys. 806. Dwie tarcze — godzinowa i kwadransowa — drewnianego zegara z w. XVIII.

Najstarsze tarcze zegarowe były wykonane bezpośrednio na drewnianej płycie zegara. Miały one zwykle tylko jedną wskazówkę — godzinową. Później dodano drugą, ale umieszczoną na oddzielnej tarczy, jak to widzimy na rys. 806. Górna wskazówka pokazuje godziny, a dolna kwadranse.

Gdy dokładność zegarów z biegiem czasu się polepszała, wprowadzono wskazówkę minutową. Umieszczono ją jednak już nie na oddzielnej tarczy, ale nad wskazówką godzinową, na tej samej

csi obrotu jak to się obecnie w zwykłych zegarach i zegarkach ogólnie praktykuje. Przykłady takich współczesnych tarcz widzimy na wielu rysunkach umieszczonych na początkowych stronach tej książki.

Obecnie także stosuje się dla każdej wskazówki oddzielną tarczę, ale tylko u zegarów przeznaczonych do specjalnych celów, np. u zegarów astronomicznych. Taką tarczę widzimy na rys. 814.

Tarcze zegarkowe, podobnie jak i zegarowe, również przeszły swoją ewolucję. Pierwsze zegarki kieszonkowe, zapoczątkowane około r. 1500, miały tylko jedną wskazówkę, mianowicie godzinową. Wskazówka minutowa ukazała się około roku 1687 (5-258), a sekundniki datują się dopiero od roku 1800.

Wszystkie dawniejsze zegarki były kryte, tzn. miały nad tarczą metalowe wieczko, czasem z dwunastoma ozdobnymi otworami, przez które było widoczne położenie wskazówki w stosunku do cyfr godzinowych.

Najwcześniejsze tarcze były ściślej połączone konstrukcyjnie z kopertami aniżeli obecne. Wykonywano je przeważnie z tego samego materiału, co i kopertę. Nadawano im zwykle kształt wy pukły, obficie je rzeźbiono, żłobiono lub rytowano.

Na starych tarczach zegarkowych często spotykało się wypukłe kresy, po jednej przy każdej godzinie. Na takim zegarku z grubą i silną wskazówką, lecz bez wieczka, można było określić pozycję wskazówki względem kres nawet w ciemności, macając palcami. Mógł więc być używany także przez niewidomych. Godzinę 12 oznaczano zwykle dwiema kreskami, a jeżeli była tylko jedna, to punktem orientacyjnym było uszko umocowane w kopercie.



Rys. 807. Ozdobna tarcza zegarkowa z w. XIX.

W dekorowaniu tarcz wykazywano tak wiele pomysłowości, że aż czytelność cyfr i widoczność wskazówek silnie na tym cierpiały ginąc w przesadnych ornamentach i dekoracjach. Typowy przykład takiego przesadnego ozdabiania tarcz przedstawia rys. 807.

Jest to zegarek kieszonkowy fabryki Patek i Czapek, założonej przez Polaków w Genewie. Tę patriotyczną dekorację tarczy wykonano według projektu Oleszczyńskiego. Zegarek ten znajdował się w r. 1953 na wystawie „Dzieje Zegara” w poznańskim Muzeum Narodowym.

O ileż lepiej spełniają swój cel nasze współczesne zegarki, których czytelność tarcz jest bez porównania lepsza. Kilka rysunków takich zegarków zamieściliśmy w dalszych opisach tarcz oraz na początku tej książki.

B. TARCZE

1. Rodzaje

Rozróżniamy kilka rodzajów tarcz: drewniane, szklane, emaliowane, metalowe, papierowe oraz z tworzyw sztucznych (mas plastikowych).

Tarcze emaliowane mają budowę trójwarstwową. Warstwę środkową stanowi blacha miedziana, której grubość wynosi kilka dziesiątych milimetra, zależnie od wielkości. Blacha ta pokryta jest z obydwu stron emalią. Przednia warstwa emalii jest zwykle grubsza niż sama blacha, tylna zaś nieco cieńsza.

Tego rodzaju tarcza jeśli jest chroniona od uderzeń i zgięć długo zachowa swój piękny wygląd. Jednak najmniejsze nawet wygięcie powoduje pęknięcia, które jeśli nawet zrazu są niedostrzegalne, to z czasem, gdy w szczeliny dostanie się trochę brudu, stają się widoczne.

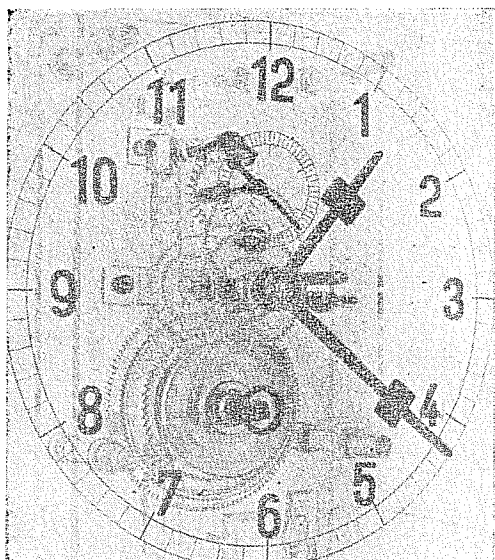
Spotyka się też tarcze emaliowane, zwykle w zegarkach, z jednym płytkim zagłębieniem o promieniu wskazówki godzinowej a drugim — sekundowej. Okrąg sekundowy i część środkowa tarczy są wówczas często oddzielnie wykonywane i wstawiane.

Tarcza emaliowana nie może być tak cienka jak metalowa, ponieważ spod zbyt cienkiej warstwy emalii miedź prześwieca, nadając jej odcień różowy. Z tego powodu nie mogą być one stosowane w zegarkach cienkich, gdzie zależy na zmniejszeniu wymiarów każdego elementu zegarka.

Z początkiem w. XX emaliowane tarcze zaczęły zanikać, a wchodziły na rynek praktyczniejsze i łatwiejsze do masowej produkcji tarcze metalowe. Jednak jeszcze i teraz niektóre firmy wykonują tarcze emaliowane, głównie jednak do zegarów biurkowych. W Szwajcarii np. firma Imhof produkuje efektowne zegary biurkowe z artystycznie emaliowanymi tarczami. Często stanowią one zręczną imitację antyków.

Tarcze metalowe mogą być wykonane z różnych metali, ale najczęściej bywają z miedzi pokrytego powłokami metalowymi, albo barwionego chemicznie, albo też lakierowanego natryskowo. Z powłok metalowych najczęściej stosuje się srebro, miedź lub złoto. Są one dość trwałe i dobrze przyjmują nadruki wykonywane metodą litograficzną lub fotograficzną. Tarcze lite złote lub srebrne ze względu na ich cenę stosuje się tylko do niektórych droższych zegarków.

Grawerowane tarcze metalowe zachowały się w zegarkach przez długi okres czasu. Domaganie się użytkowników zegarków większej łatwości odczytywania czasu oraz upatrywanie wartości artystycznych raczej w prostocie form stało się przyczyną wprowadzenia białych emaliowanych tarcz z czarnymi cyframi. Lecz



Rys. 808. Tarcza zegara z „plexiglasu”.

nawet i obecnie dekoracja tarcz jest sztuką, a piękne efekty nakładania i kolorowania metalu i emalii są często spotykane. Tarcza metalowa góruje nad emaliowaną wieloma zaletami: może być bardzo cienka, więc dla zmniejszenia grubości zegarka ma to pewne znaczenie; można ją barwić w najrozmaitsze odcienie i dlatego wygląd jej może być bardziej efektowny. Jednakże tarcza metalowa, zwłaszcza gorszej jakości, łatwo się odkształca, a szczególnie wtedy, gdy jest większa. Stąd też tarcze metalowe do większych zegarów domowych wykonuje się z dwóch blach,

w celu usztywnienia. Właściwą tarczę wykonuje się zwykle z blachy mosiężnej lub aluminiowej i przymocowuje na znacznie grubszej podkładce usztywniającej wykonanej z blachy stalowej.

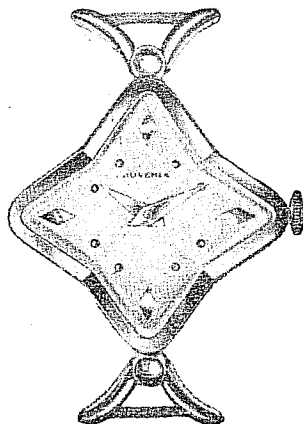
Tarcze papierowe ładnie się prezentują, gdyż techniką drukarską można je wykonać bardzo starannie i efektownie, ale szybko się niszczą, zwłaszcza podczas napraw lub czyszczenia. Dawniej były one stosowane częściej, nawet do zegarków. Obecnie można je spotkać tylko w najtańszych budzikach popularnych. W polskich budzikach łódzkiej produkcji były w różnych okresach stosowane zarówno tarcze papierowe jak i metalowe.

Tarcze z tworzyw sztucznych ze względu na większą grubość nadają się raczej do zegarów. W ostatnich latach zaczęto stosować do zegarów przezroczyste tworzywa sztuczne (najczęściej jest to metakrylit, tzw. „plexiglas”) nie tylko na szkła, ale i na tarcze. Przykład zastosowania widzimy na rys. 808. Tarcze takie oprócz swej oryginalnej nowości mają i tę zaletę, że dzięki dobrej obrabialności tego tworzywa nie trudno je wykonać.

2. Wygląd zewnętrzny tarcz

a. Kształty

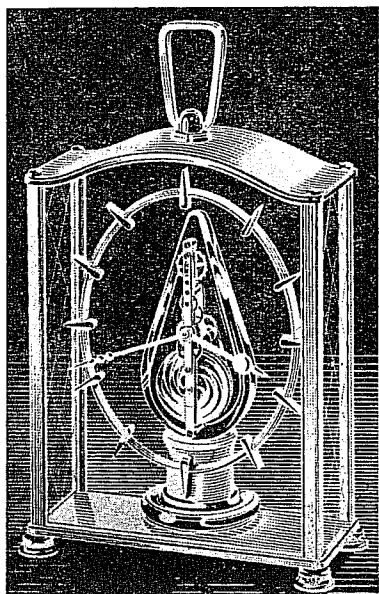
Ogólnie znane są tarcze okrągłe, kwadratowe i prostokątne. Oczywiście, że dokładne odczytanie wskazań jest najłatwiejsze na tarczy okrągłej. Inne kształty stosowane są właściwie jedynie dla celów zdobniczych, w zależności od chwilowo panującej mody, której łatwo ulegają nabywcy. Rzadziej natomiast spotyka się tarcze kształtowe, jak wieloboczne, owalne itp. Jedną z takich tarcz o wyjątkowym kształcie widzimy na rys. 809. Dokładne odczytanie wskazań jest na niej tak utrudnione, że zrezygnowano nawet z podziałki minutowej. Trzeba jednak przyznać, że wygląd jej jest nader efektowny.



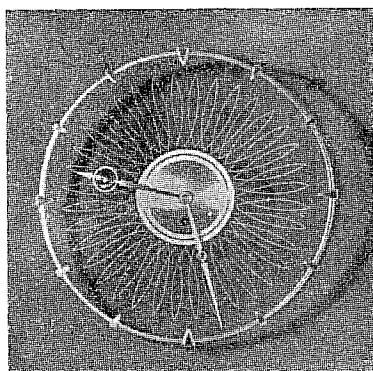
Rys. 809. Tarcza o wyjątkowym kształcie.

We współczesnych zegarach kominkowych i biurkowych kształt tarczy odpowiada kształtowi całej obudowy albo też tar-

cza jest okrągła. Ostatnio do ozdobnych zegarów stołowych i ściennych stosuje się coraz częściej tarcze ażurowe (rys. 810 i 811).



Rys. 810.



Rys. 811.

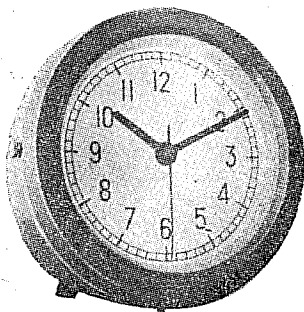
Nowoczesne zegary z tarczami ażurowymi.

b. Kolory tarcz

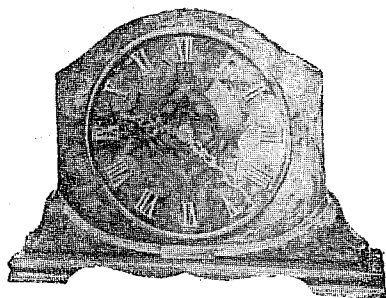
Wygląd zewnętrzny tarcz ulegał zmianom, w zależności od okresów czasu. Duży wpływ miały też wymagania krajowe. Na przykład we Francji domagano się tarcz jaskrawo i obficie malowanych. W Niemczech i Anglii większym wzięciem cieszyły się tarcze malowane delikatniej lub nawet nie malowane.

Łatwość i szybkość odczytania czasu na tarczy zegara czy zegarka wymaga odpowiedniego dobrania kolorów. Jest to ważne szczególnie w zegarach, gdzie refleksy świetlne na tarczach, a bardziej jeszcze na szklach przed tarczami, utrudniają, a nawet uniemożliwiają odczytanie (rys. 813). Jasne lub całkiem białe powierzchnie, ale bez połysku, z kontrastowymi cyframi są najodpowiedniejsze (rys. 812).

Badania psychotechniczne wykazały, że najłatwiejsze odczytanie czasu jest na czarnej tarczy z jasnymi (świeącymi) wskazówkami i podziałką. Dlatego to w samolotach, samochodach i na innych tablicach rozdzielczych zegary mają takie tarcze. Również znaczna ilość zegarków noszonych, zwłaszcza naręcznych-sportowych, jest wyposażona w ciemne tarcze (1-rys. 31).



Rys. 812. Tarcza łatwoczytelna.



Rys. 813. Tarcza trudnoczytelna.

Jednak odczytanie białych cyfr na czarnym tle jest najlepsze tylko przy dobrym oświetleniu. Natomiast przy złym oświetleniu (ciemne wnętrza) najlepsze odczytanie otrzymujemy przy ciemnych cyfrach na białym tle. Odnosi się to raczej do zegarów domowych.

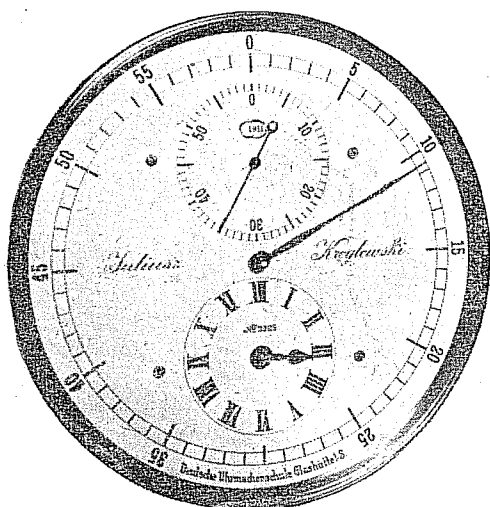
Tarcza powinna być bez skaz i plam, mieć wyraźne cyfry i znaki podziałki i być współśrodkowa z osią minutową.

3. Podziałki i cyfry

Tarcze zegarowe, a zwłaszcza zegarkowe, mają na swym okręgu podziałkę. Okrąg zwykłej tarczy podzielony jest na 12 równych odcinków, czyli działek, po 30° każda. Kreski oddzielające działki są oznaczone kolejnymi cyframi (arabskimi lub rzymskimi) oznaczającymi godziny, od 1 do 12. Każda taka działka jest podzielona na pięć działek elementarnych odpowiadających minutom.

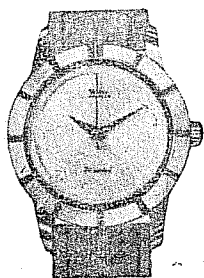
Wielkość i styl cyfr uzależniane bywają od wymiarów, kształtu i stylu tarczy. Różne epoki czasów i mody też narzucały swoje wymagania. Dawniejsze i współczesne okazy odznaczają się dużą różnorodnością. Na różnorodność oznaczeń godzinowych na tarczach składa się wiele przyczyn. Na jednych tarczach podziałka i oznaczenia godzinowe zależą od przeznaczenia zegara lub zegarka, na innych chodzi głównie o stronę estetyczną, gust nabywców lub modę.

Na przykład u zegarów astronomicznych chodzi głównie o dokładne wskazania i łatwe ich odczytanie, dlatego tarcza ma zwykle trzy oddzielne podziałki, co widzimy na rys. 814. Podziałka godzinowa, oznaczona tylko cyframi rzymskimi, znajduje się na dole tarczy, a sekundowa u góry.

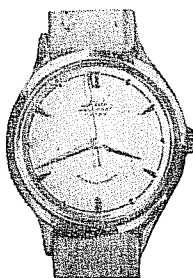


Rys. 814. Tarcza zegara astronomicznego.

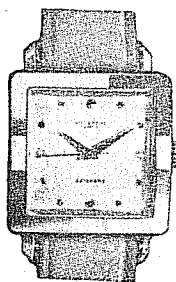
Tarcze zegarów kominkowych i niektórych ściennych zwykle nie mają podziałki minutowej, lecz tylko same cyfry godzinowe (np. rys. 22, 28, 29). Natomiast tarcze budzików większości zegarów biurkowych i wszystkich starszych zegarków mają podziałki minutowe i cyfry godzinowe.



Rys. 815.



Rys. 816.



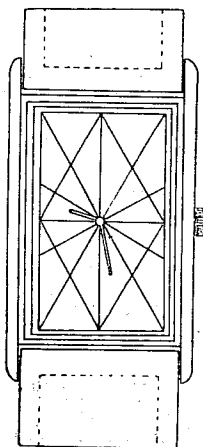
Rys. 817.

Podziałki współczesnych tarcz zegarkowych.

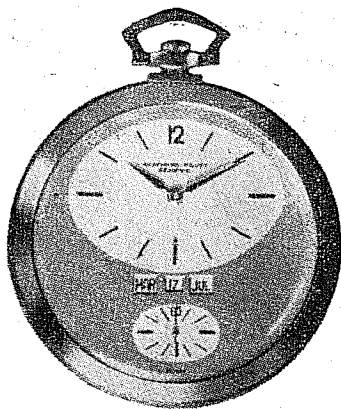
Cyfry na tarczach metalowych do zegarków są trawione, graferowane, malowane oraz nakładane z metalu lub masy świecącej. Tarcze emaliowane mają cyfry wykonane bezpośrednio w emalii lub nakładane masą świecąca.

Produkuje się też tarcze z nakładanymi cyframi. Cyfry wycina się z metalu szlachetnego i umocowuje nitami. Tarcza jest matowa, a tylko cyfry polerowane. Tarcze z nakładanymi cyframi należą do luksusowych i na ogół są bardzo drogie. Znacznie tańsze są z wypukłymi prasowanymi cyframi, tzw. „reliefami”, o wyglądzie podobnym do nakładanych.

W nowszych zegarkach i niektórych zegarach miejsce cyfr zastępują często tylko punkty lub grubsze kreski, i nie zawsze jest ich 12, gdyż współczesnemu człowiekowi, zżytemu z zegarkiem, wystarcza samo spojrzenie na układ wskazówek, żeby określić godzinę. Takie nowoczesne podziały tarcz zegarkowych widzimy na rys. 815, 816 i 817.



Rys. 818. Projekt podziały kątowej.



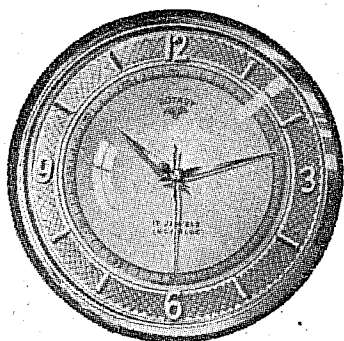
Rys. 819. Oryginalna podziałka.

Jednak nie wszystkie tarcze bezcyfrowe są praktyczne. Jeden z projektów nieodpowiedniej tarczy widzimy na rys. 818. Zastosowano tu wycinki kątowe zamiast cyfr lub innych znaków. Ponieważ linie kątowe są tu zbyt grube, a wskazówki za wąskie, dlatego trudno je odróżnić i wskutek tego tarcza nie jest czytelna.

Oryginalny sposób podziału tarczy widzimy na rys. 819. W górnej części umieszczona jest podziałka godzinowa ze wskazówkami, pośrodku znajduje się kalendarz, a niżej podziałka sekundowa z sekundnikiem.

Podziałka sekundowa u zegarków z sekundnikiem centralnym niekoniecznie musi być poza cyframi godzinowymi; może też być przed nimi na mniejszym okręgu, jak to widzimy na rys. 820.

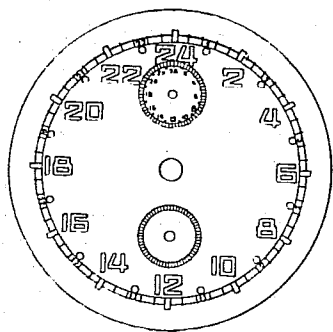
Niektóre zegary mają 24-godzinową podziałkę tarczy (rys. 821). Odpowiada ona podziałowi doby na godziny i z tego względu jest praktyczna. Cyfry parzyste na tej tarczy są większe, nieparzyste zaś znacznie mniejsze. Ułatwia to bardzo odczytanie wskazań wskazówki minutowej. Dodatkłą cechą budzików z tarczą 24-godzinową jest to, że wskazówkę nastawczą mechanizmu budzenia można dowolnie nastawiać o każdej porze dnia, a nie tak jak w zwykłym budziku co najwyżej na 10 godzin przed nastawioną porą sygnału.



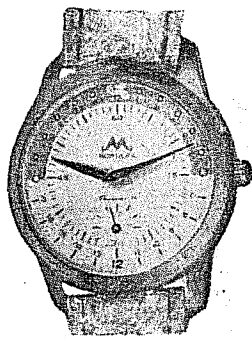
Ostatnio na rynkach zagranicznych pojawiły się także zegarki nareczne o tarczach z podziałką 24-godzinową. Jeden z takich zegarków widzimy na rys. 822. Zaciemniona część podziałki oznacza godziny nocne. Przed podziałką godzinową na mniejszym okręgu znajduje się podziałka minutowa.

Rys. 820. Podziałka dla sekundnika centralnego na mniejszym okręgu.

Całkiem inną odmianę stanowią podziałki dla wskazówek o ruchu nieciągłym, tzn. nie obracających się stale w jedną stronę, ale cofających się co pewien okres czasu. Rys. 823 przedstawia zegar



Rys. 821. Tarcza budzika o 24-godzinowej podziałce.

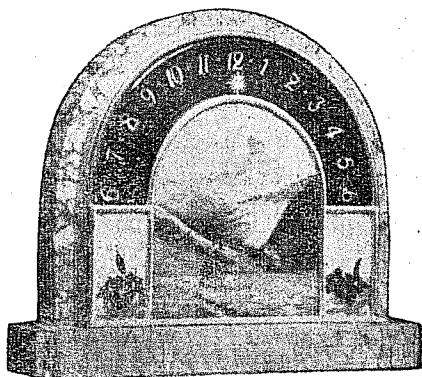


Rys. 822. Tarcza zegarka narecznego o 24-godzinowej podziałce.

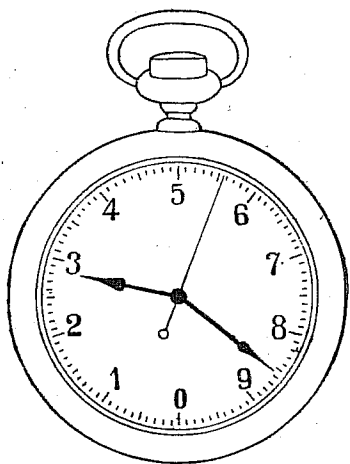
biurkowy w obudowie marmurowej, z tarczą emaliowaną z taką właśnie podziałką w kształcie półkola, nad którą jest tylko jedna wskazówka. Sposób posuwania się wskazówki jest taki sam, jak

u zegara szenbruńskiego (5-354). Wskazówka po dojściu do końca podziałki błyskawicznie cofa się do pozycji wyjściowej.

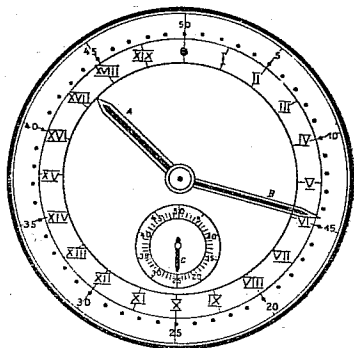
Przed pierwszą wojną światową produkowano zegarki z tarcząmi o podziałce dziesiętnej (rys. 824). Podziałka „godzinowa” tej tarczy obemuje 10 „godzin” oznaczonych cyframi 0 ÷ 9, a podziałka „minutowa” — 100 „minut”. Między każdą „godziną” jest więc 10 „minut” na podziałce. Zero znajduje się u dołu, gdzie w zwykłych zegarkach bywa godzina 6. Wskazówka „godzinowa” obraca się raz na dobę, „minutowa” 10 razy, a „sekundowa” 1000 razy (a więc w ciągu doby 100 000 „sekund”, zamiast jak zwykle 86 400).



Rys. 823. Zegar z podziałką dla wskazówki o ruchu nieciągłym.



Rys. 824. Zegarek z podziałką dziesiętną.



Rys. 825. Inny układ podziałki dziesiętnej.

Rys. 825 przedstawia projektowaną odmianę podziałki dziesiętnej. Według tego podziału doba miałaby 20 „godzin”, „godzina” 50 „minut”, a „minuta” 50 „sekund”. Układ wskazówek na rysunku określa: 17 godzina 14 minut i 25 sekund.

4. Umocowanie tarcz

Przymocowanie tarczy do mechanizmu powinno być starannie rozwiązane z uwzględnieniem konstrukcji szkieletu mechanizmu i możliwości łatwego montażu i demontażu. Nieodpowiednie umocowanie tarczy może być powodem niedokładnych wskazań zegara, a nawet jego zatrzymania.

Tarcza zegarowa znajduje się zwykle w pewnej odległości od płyty przedniej, dlatego może być przymocowana do niej tylko za pomocą kołków osadzonych w tarczy, które nazywamy *stopkami*.

Jednak nie wszystkie tarcze mają stopki. W budzikach na przykład, lub w zegarach biurkowych, mechanizm (szkielet) przymocowany jest do obudowy za pomocą pierścienia (rys. 133). Do niego więc przymocowuje się bezpośrednio tarczę, która w tym przypadku nie ma stopek.

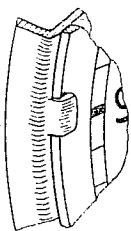
W zegarkach tarcza zawsze spoczywa na płycie. Ale i tu stosuje się tarcze ze stopkami lub bez stopek.

Ogólnie można powiedzieć, że takie umocowanie jest dobre, które zapewnia całkowitą sztywność tarczy i umożliwia łatwe oraz wielokrotne jej odejmowanie bez zmiany położenia w stosunku do mechanizmu.

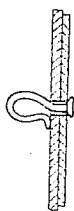
a. Umocowanie tarcz zegarowych

Sposoby przymocowania tarczy zegarowej bez stopek do pierścienia (lub specjalnych skrzydełek) są proste, ale nie wszystkie praktyczne. Podajemy tu opisy i rysunki najczęściej spotykanych.

Sposób pokazany na rys. 826 polega na tym, że na obwodzie tarczy są trzy wcięcia, a z pierścienia wystają wypustki zagięte



Rys. 826.



Rys. 827.



Rys. 828.



Rys. 829.

Różne sposoby przymocowania tarczy bez stopek.

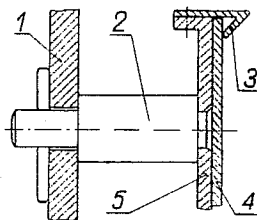
pod kątem prostym. Tarcza leży na pierścieniu w ten sposób, że każde jej wycięcie pasuje do wypustki, której zagięty koniec przytrzymuje tarczę.

Następne dwa rysunki pokazują sposoby przymocowania tarczy przez otwory wywiercone w niej i w pierścieniu. Przez te otwory przechodzi zwykły cienki gwoździć, zagięty od tylnej strony, jak to widzimy na rys. 827. Takie umocowanie spotykamy np. w budzikach łódzkich.

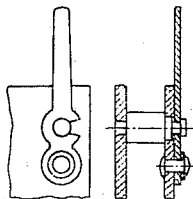
Stosuje się też zawleczkę z drutu (rys. 828). Nadaje się ona jednak tylko tam, gdzie otwór jest tak blisko brzegu tarczy, że ramka szkła przykrywa zawleczkę.

Wszystkie trzy wspomniane sposoby nie są praktyczne, gdyż po niewielu odgięciach (a czasem nawet po pierwszym) zakrzywione końce się urywają. Jeżeli zdarzy się to u gwoździka lub zawlecзки, to jeszcze można zastąpić je nowymi, ale z wypustką jest gorzej. Jednak w tanich zegarach, zwłaszcza w budzikach popularnych, te sposoby często się stosuje.

Bardzo wygodne i pewne jest zastosowanie do mocowania tarcz małych wkrętów, jak to pokazuje rys. 829. Zapewniają one sztywne umocowanie tarczy i nie sprawiają trudności przy rozbieraniu i składaniu mechanizmu. Lepiej jest stosować przebijane otwory pod gwint, gdyż są dłuższe od wierconych i dzięki temu gwint nie niszczy się tak szybko nawet po wielokrotnym odkręcaniu i przykręcaniu tarczy.



Rys. 830. Umocowanie tarczy za pomocą kołków.



Rys. 831. Umocowanie tarczy za pomocą haków

Tarcze większych zegarów domowych, np. podłogowych, ściennych i kominkowych, umocowane są z reguły na stopkach. Ze względu na potrzebę większej sztywności takiej tarczy składa się ona, jak już mówiliśmy, z dwu blach: pierwsza, stanowiąca właściwą tarczę 4 z podziałką (rys. 830), bywa zwykle mosiężna lub aluminiowa, natomiast druga 5 jest stalowa. Obie blachy połączone są wyoblonym pierścieniem 3, który je usztywnia i utrzymuje zarazem stały odstęp między szkłem a tarczą. Takie tarcze są stosowane np. w niektórych zegarach toruńskich. Jedne końce stopiek 2 zanitowane są w blasze 5, drugie zaś osadzone w przedniej płycie 1 i podobnie umocowane jak filarki, a więc zakołkowane, jak na rys. 830, albo przykręcone wkrętami.

W niektórych, zwłaszcza angielskich, zegarach tarcze są umocowane za pomocą haków zahaczanych o wytoczenie w stopkach (rys. 831). Urządzenie takie zaoszczędza dużo czasu przy samym umocowywaniu i pozwala na odjęcie tarczy bez wyjmowania mechanizmu. Jest jednak kosztowniejsze i dlatego rzadziej stosowane.

Podobnie praktyczne urządzenie stosuje w swoich budzikach szwajcarska fabryka Mignon. Tarczę przytrzymują tu zaczepy bagnetowe, które umożliwiają szybkie jej odjęcie i założenie. Nakładą się tarczę na 3 słupki z rowkami na obwodzie i przez mały jej obrót uzyskuje się sztywne umocowanie.

b. Umocowanie tarcz zegarkowych

Najłatwiejszy sposób przymocowania tarczy zegarkowej bez stoppek pokazuje rys. 832. Na krawędzi tarczy są dwa lub trzy małe wycięcia. Na przeciwko tych wycięć osadzone są w płycie krótkie kołki mosiężne i zagięte na tarczę. Nie powinny one być za długie, żeby spod ramki szkła nie były widoczne.

W tanich zegarkach przymocowuje się tarcze wypustkami, podobnie jak w zegarach. Np. niemiecka firma Thiel stosuje do umocowania tarczy 3 takie wypustki.

Wadą obydwu wspomnianych sposobów jest to, że po kilkakrotnym przygięciu i odgięciu końce się łamią.



Rys. 832. Przymocowanie tarczy zagiętymi kołkami.



Rys. 833. Przymocowanie tarczy wkrętami.



Rys. 834. Połączenie tarczy z płytą — pierścieniem.



Przykręcanie tarcz zegarkowych wkrętami (rys. 833) od przedniej strony spotyka się dosyć często. Jest ono bowiem niezbyt trudne, a zapewnia sztywne umocowanie tarczy bez przylutowywania stoppek. Zegarmistrz chętnie stosuje ten rodzaj umocowania, jeśli wypadnie mu założyć nową, metalową tarczę. Łby wkrętów powinny być skryte, tak ażeby ramkę szkła można było szczelnie zamknąć bez nacisku na mechanizm.

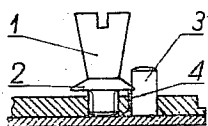
Zdarza się też, że przy umocowaniu tej samej tarczy stosuje się kombinację jednej lub dwóch wypustek z jednym wkrętem wkręcanym w płytę przez tarczę.

Na rys. 834 widzimy połączenie tarczy z płytą pierścieniem mosiężnym, stosowane często w dawnych dobrych zegarkach kie-

szonkowych. Kołek ustalający, osadzony w płycie zwykle nad „12”, zabezpiecza tarczę od przesunięć. Sposób ten szczególnie nadaje się do tarcz emaliowanych, gdyż zapewnia sztywne umocowanie tarczy i równe dociśnięcie jej do płyty bez odprysnięcia emalii, czego nie osiągnie się wkrętami. Ważne jest i to, że tarcza nie ma tu stopek, a wiemy że większość uszkodzeń tarcz powstaje właśnie w miejscu ich przylutowania.

Najwięcej jednak tarcz zegarkowych umocowuje się na dwóch lub trzech stopkach, przylutowanych do tarczy. Sposoby zabezpieczenia końców stopek przed wysunięciem się są różne. Opisujemy tu częściej spotykane.

Już od dawna, i może najczęściej, tarczę zegarkową ze stopkami przymocowuje się wkrętem kołnierzowym (rys. 835). Wkręt 1 z kołnierzem 2 wówczas jest prawidłowy, gdy po całkowitym wkręceniu go, wycięcie w kołnierzu znajduje się nad otworem 4, wywierconym w płycie mechanizmu. W celu przytwierdzenia tarczy należy wstawić ją stopkami 3 w otwory 4, a potem wkręty 1 nieco odkręcić (nie przykręcić!). Odkręcenie to, powodujące usztywnienie tarczy, nie powinno przekraczać $\frac{3}{4}$ obrotu wkrętu.



Rys. 835. Umocowanie tarczy wkrętem kołnierzowym.



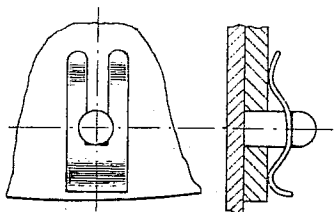
Rys. 836. Najlepszy kształt kołnierza.

Kołnierz wkrętu dobrze trzyma stopkę tarczy, jeżeli jego promień stopniowo się zwiększa (rys. 836). Wkręty takie mają tę wadę, że gdy w celu silnego przytwierdzenia tarczy nieco się je odkręca, a ich część gwintowana jest za krótka, to gwint może puścić i wkręt wpada między ruchome części mechanizmu. Jeśli wycięcie w stopce tarczy jest za blisko końca, wypadek taki może się tym łatwiej zdarzyć.

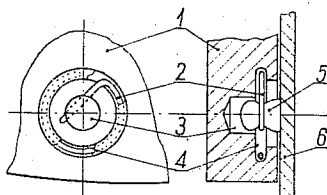
Zamiast wkrętów kołnierzowych można też zastosować wkręty z łbem płaskim (2-rys. 169). W tym jednak przypadku wyfrezowanie w stopce musi być trochę szersze, gdyż łeb jest zwykle grubszy niż kołnierz wkrętu.

Na rys. 837 widzimy umocowanie tarczy za pomocą zasuwki sprężystej. Utrzymuje ona tarczę elastycznie, lecz tak silnie, że się nie obluzuje. Po obu stronach stopki są małe nacięcia, w które wchodzi łąpki zasuwki.

Wadą tego sposobu jest to, że zasuwka zabiera zbyt dużo miejsca, o które w zegarku ze szkieletem mostkowym nie tak łatwo. Dlatego stosuje się je tylko w zegarkach ze szkieletem płytowym.



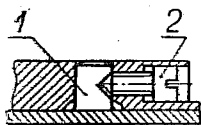
Rys. 837. Umocowanie tarczy zasuwką sprężystą.



Rys. 838. Umocowanie tarczy sprężynką zatraskową.

Rzadziej spotyka się umocowanie tarczy sprężynkami zatraskowymi, jakie były np. w naręcznych „Omegach” oraz dawnych zegarkach kieszonkowych firmy Longines, mimo że ten sposób w użyciu jest dość praktyczny. Szczegóły tego umocowania pokazuje rys. 838. W płycie 1 wywiercony jest otwór 3 mający u wierzchu wytoczenie 4. W tym wytoczeniu znajduje się sprężynka 2, której zagięty koniec mieści się we wcięciu stopki 5 przyłutowanej do tarczy 6. Sprężynki tylko wówczas sztywno przytrzymują tarczę, gdy wcięcia w stopkach wykonane są w odpowiedniej odległości od tarczy.

Jednym z lepszych i dość często spotykanych sposobów jest boczne umocowanie tarczy (rys. 839). Polega ono na tym, że tarcza ze stopkami przykręcona jest wkrętami wkręconymi z boku mechanizmu. Jeżeli w stopce 1 wykona się skośne wcięcie tak dopasowane, żeby stożkowy koniec wkrętu 2 trafiał w górną ściankę tego wycięcia, to dokręcany wkręt lepiej dociągnie tarczę do płyty.



Rys. 839. Boczne umocowanie tarczy.

Do tego umocowania powinno się stosować wkręty dość długie. Krótkie nie są praktyczne, ponieważ się szybko wypracowują i często gubią. Stąd też stopki tarczy nie powinny być za blisko brzegu, aby poprzeczny gwintowany otwór w płycie był wystarczająco długi. Ujemną stroną tej konstrukcji jest to, że w celu odjęcia tarczy, trzeba wyjmować mechanizm z koperty.

C. WSKAZÓWKI

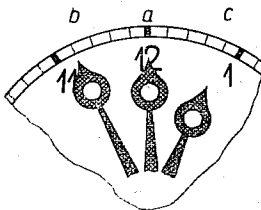
1. Materiał i kolor

Wskazówki wycina się wykrojnikami z blachy stalowej lub mosiężnej, czasem zaś złotej.

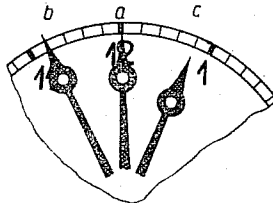
Wskazówki stalowe po wypolerowaniu ich powierzchni i krawędzi oksyduje się, czyli wywołuje się na nich barwę nalotową, najczęściej ciemnoniebieską, albo też pokrywa się lakierem. Mosiężne zaś poddaje się polerowaniu, a czasem pozłaca lub posrebrza. Dla tarcz o jasnym kolorze stosuje się wskazówki złote, ciemnoniebieskie, fioletowe lub czarne. Jeżeli zaś tarcza jest ciemna, używa się wskazówek pozłoconych, posrebrzonych albo miedziowanych, uwzględniając często miejsce dla masy świecącej.

2. Wymiary i proporcje

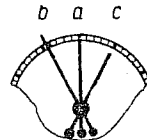
Długość wskazówek uzależniona jest od podziałki. Zwykle wskazówka minutowa zegarka jest dłuższa od godzinowej. Długość wskazówki godzinowej trudno określić, zwłaszcza w zegarkach różnych kształtów. Zegarmistrz musi tu kierować się zmysłem praktyczno-estetycznym¹⁾.



Rys. 840.



Rys. 841.



Rys. 842.

Długości wskazówek: *a* — właściwe, *b* — za długie, *c* — za krótkie.

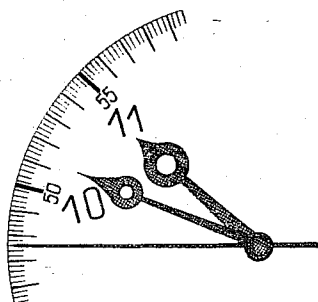
W normalnych zegarkach o tarczy okrągłej wskazówka godzinowa winna dosięgać cyfr, jak to wskazuje litera *a* na rys. 840. Jeżeli je zakrywa — *b* lub ich nie dosięga — *c*, jest niewłaściwie dobrana.

Podobnie jest ze wskazówką minutową. Jeżeli nie ma na tarczy podziałki minutowej, to powinna ona dosięgać zewnętrznego obwodu cyfr. W zegarkach z podziałką minutową ma pokrywać $\frac{1}{2}$ a najwyżej $\frac{2}{3}$ tej podziałki, jak na rys. 841 — *a*. Nigdy jednak nie

1) Pomocą w ustaleniu odpowiednich proporcji wskazówek zegarowych lub zegarkowych może być również opis i rysunek zamieszczony w 5 części „Zegarmistrzostwa” na str. 260.

powinna przysłaniać całkowicie podziałki — b , lub nie dostawać do niej — c , żeby można było odczytać nawet ułamki minut. Ponieważ wskazówka minutowa pokrywa cyfry, dlatego musi być odpowiednio cienka. Natomiast godzinowa może być masywniejsza.

Wszystkie zasady dopasowania wskazówki minutowej dotyczą również sekundnika (rys. 842), który tym się tylko różni, że jest cieńszy i ze względów estetycznych ma zwykle małą przeciwwagę.



Rys. 843. Należyście dobrana długość wskazówek.

Na rys. 843 widzimy należyście dobrane długości wskazówek do zegarka z sekundnikiem centralnym. Gdy wskazówki nie są odpowiednio dobrane pod względem długości, albo gdy nawet tylko jedna z nich jest za krótka, wówczas dokładne odczytanie czasu jest utrudnione. Oczywiście, w dużej mierze zależy to także od kształtu, a zwłaszcza zakończenia wskazówek.

Względy praktyczne wymagają też unikania wskazówek zbyt wąskich albo zbyt szerokich. Pierwsze bowiem nikną z pewnej odległości i trudno odróżnić, która jest godzinowa, a drugie utrudniają dokładne odczytanie czasu przez zbyt liczne zasłanianie. Również zbyt ozdobne wskazówki niepotrzebnie pokrywają tarczę i utrudniają orientację, szczególnie wtedy, gdy są blisko siebie.

3. Style wskazówek

W stosowaniu wskazówek zwraca się uwagę nie tylko na stronę techniczną, ale i na estetyczną. Stąd prawie niezliczona mnogość ich stylów i kształtów.

Oprócz wskazówek wymienionych w 2 części „Zegarmistrzstwa” na str. 139—142 (ludwikowskie, bregetowskie, katedralne, gruszkowate, łopatkowate i pałeczkowate), przedstawiamy tu jeszcze, na rys. 844—855, inne częścię spotykane. Nazwy poszczególnych stylów wskazówek umieszczono pod rysunkami. Pochodzą one od kształtów: liściowe, iglicowe itp.; od kraju czy miasta:

tureckie, paryskie; lub wreszcie od rodzaju zegarka: roskopfowe. Wszystkie te wzory dają Czytelnikowi jasne wyobrażenie o różnorodności stosowanych wskazówek.

Współczesne dążenia do celowości objawiają się i w upraszczaniu wskazówek. Jak cyfrowe oznaczenia, tak i wskazówki stają się coraz prostsze, co ułatwia szybkie i dokładne odczytanie czasu.

Wzory wskazówek do zegarów i zegarków.



Rys. 844.
Liściowe.



Rys. 845.
Iglicowe.



Rys. 846.
Prostokątne.



Rys. 847.
Prostokątne szkieletowe.



Rys. 848.
Trójkątne.



Rys. 849.
Drutowe.



Rys. 850.
Piryamidowe.



Rys. 851.
Roskopfowe.



Rys. 852.
Tureckie.



Rys. 853.
Paryskie.



Rys. 854.
Amerykańskie.



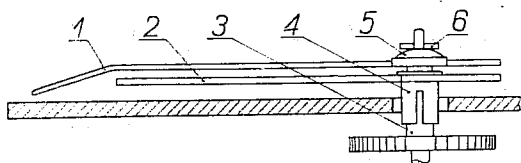
Rys. 855.
Ozdobne.

Wskazówki sekundowe i inne służące do dodatkowych wskazań nie są tak różnorodne. Wszystkie, z małymi wyjątkami, można sprowadzić do cienkiej, prostej strzałki z małą przeciwwagą. Chociaż ostatnio i tutaj można zauważyć dążność do urozmaiceń. Na przykład firma Juvenia w jednym ze swych kalibrów zamiast centralnej wskazówki sekundowej wprowadziła obracający się

raz na minutę krążek, tak zasłaniający środkową część tarczy, że tylko końce wskazówek godzinowej i minutowej są widoczne. W krążku tym są dwa wycięcia, które przesuwać się nad podziałką sekundową, spełniają zadanie sekundnika.

4. Umocowanie wskazówek

Wskazówka godzinowa powinna być tak osadzona na tulei koła godzinowego, żeby można było ją ustawić odpowiednio do wskazówki minutowej, ale żeby przesunięcie nie nastąpiło samo wskutek jakiegoś wstrząsu. Dlatego w zegarach wskazówka godzinowa 2 (rys. 856) ma dość długą tulejkę 4 przeciętą na końcu. Sprężynujące końce tej tulejki dobrze obejmują tuleję godzinową 3.



Rys. 856. Umocowanie wskazówek zegarowych.

Wskazówka minutowa do zegarów również ma tulejkę, ale znacznie krótszą niż godzinowa i nie przeciętą. U tych zegarów, których wskazówki nastawia się pokrętką — wskazówkę minutową wciska się dosyć silnie, lecz umiarkowanie, na walcowy czop osi minutowej. Natomiast u tych, których wskazówki nastawia się bezpośrednio palcami, wskazówkę minutową 1 (rys. 856) osadza się na czopie kwadratowym (osi minutowej lub ćwiertnika, zależnie od konstrukcji) i zabezpiecza się kołkiem 6, pod który daje się wygiętą podkładkę sprężystą 5. Oczywiście, w tym przypadku, otwór w tulejce wskazówki minutowej jest również kwadratowy.



Rys. 857.



Rys. 858.

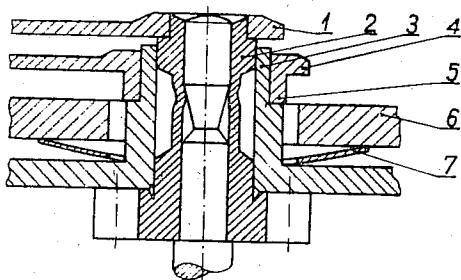


Rys. 859.

Przekroje czopów wskazówek minutowych.

Kołki i wygięte podkładki do zabezpieczenia wskazówek minutowych u zegarów zastępuje się obecnie nakrętkami. Kołki bowiem pod wpływem ruchów i drgań często obluźwiają się, a powstałe przez to chwianie się wskazówek może spowodować ich zaczepianie się. Nakrętka zaś utrzymuje stale sztywno wskazówki. Starannie wykonana nakrętka, gdy jest platerowana lub posrebrzana, ma bardziej estetyczny wygląd aniżeli kołek.

W niektórych zegarach czopy do wskazówek minutowych są również o takich przekrojach, jak na rys. 857, 858 i 859. Oczywiście, taki sam kształt ma wtedy również otwór wskazówki. Zapobiega to przestawieniu wskazówki przy zakładaniu, co w zegarach bijących jest niedopuszczalne.



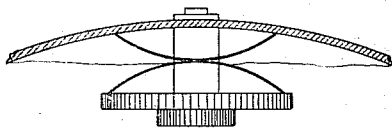
Rys. 860. Umocowanie wskazówek zegarkowych.

Wskazówki zegarkowe minutowe nie mają tulejek, lecz tylko zgrubienia wokół otworu, będące jakby piastą. Właściwie osadzone wskazówki widzimy na rys. 860. Wskazówka godzinowa 4 osadzona na tulei godzinowej 3, ma piastę 5 znacznie dłuższą niż wskazówka minutowa 1, osadzona na tulei ćwiertnika 2. Prętka 7 utrzymuje koło godzinowe, a tym samym i wskazówkę godzinową w jednakowej odległości od tarczy 6.

Wskazówki powinny być tak umocowane, żeby nie przeszkadzały sobie wzajemnie, ani też nie ocierały się o tarczę. Jest rzeczą ważną, zwłaszcza przy zegarkach, by wskazówki podczas obracania miały zawsze tę samą odległość od tarczy. Uniknie się przez to zaczepień, jako jednej z dość częstych przyczyn zatrzymywania się zegarka. Należyte odległości między wskazówkami i tarczą pokazuje rys. 861.



Rys. 861. Właściwe odległości między wskazówkami i tarczą.



Rys. 862. Dwie prętki pod tarczą wypukłą.

Coraz częściej fabryki produkują zegarki o wypukłych tarczach. W takich mechanizmach muszą być dwie prętki, zwrócone do siebie wypukłościami, jak to widzimy na rys. 862.

Spotyka się także koła godzinowe z kołnierzami u nasady tulei, wskutek czego przestrzeń między tarczą a kołem jest zmniejszona, dzięki czemu i przy wypukłej tarczy wystarczy jedna prętka.

Szczególną uwagę należy zwrócić na osadzenie wskazówki sekundowej. Powinna się ona swobodnie obracać ponad tarczą, ale też nie może zbyt wystawać, aby uniknąć zaczepienia o nią wskazówki godzinowej. Lekkie nawet dotknięcie łatwo może spowodować zatrzymanie się zegarka.

Tulejka sekundnika nie powinna sięgać aż do zagłębienia smarowego w płycie, gdyż w takich warunkach wskutek włoskowości smar przechodzi z zagłębienia pod tulejkę, a łożysko zostaje suche.

D. TARCZE I WSKAZÓWKI ŚWIECĄCE

Oświetlenie tarcz i wskazówek jest bardzo wygodne, gdyż nawet w ciemności można odczytać, która jest godzina. Rozwiązanie tej kwestii u zegarków i zegarów nie napotyka na tyle trudności, co u zegarów wielkich, np. wieżowych. Jeżeli do oświetlenia zegarów wielkich stosowane bywają urządzenia: elektryczne, gazowe, naftowe, oraz osobne miejsce na ich umocowanie, to problem oświetlenia zegarów i zegarków, dzięki postępowi techniki, udało się rozwiązać w bardziej praktyczny i estetyczny sposób.



Tarcz zegarkowych i wskazówek właściwe się nie oświetla, lecz pokrywa się je tzw. *masą świecącą*, której właściwości świetlne szczegółowo opisano w 2 części „Zegarmistrzostwa” na str. 81—86.

Rys. 863. Nowoczesna tarcza świecąca.

Początkowo nakładano masę świecącą na całe cyfry godzinowe. Niektóre firmy stosują jeszcze ten system, zwłaszcza u budzików. Często nakłada się masę tylko na podziałkę minutową,

naprzeciw każdej cyfry, w postaci dużego punktu. Natomiast większą ilością masy oznacza się jedynie godziny: 3, 6, 9 i 12.

Najnowszy sposób nakładania masy świecącej na podziałkę zegara widzimy na rys. 863. Znaki godzinowe są wypukłe, a w zagłębieniach ich podstaw znajdują się świecące punkty. Takie rozmieszczenie masy jest czytelne i estetyczne.

Spotyka się też i inne rozwiązanie oświetlania tarcz. Zamiast świecących punktów niektórzy producenci umieszczają na tarczy świecące pierścienie z przerwami na znaki godzinowe.

Cyfr i wskazówek pokrytych masą świecąca nie należy dotykać ręką nawet podczas ich zakładania. Zaleca się strzec je przed wilgocią i nie wystawiać na silne działanie światła. Czyszczenie szmatką jest niewłaściwe. Przy odkurzaniu najlepiej używać waty, miękkiego pędzelka lub dmuchawki gumowej. Kwasy i inne środki do czyszczenia są szkodliwe dla masy świecącej. Na trwałość tarcz i wskazówek świecących dodatnio wpływa uszczelnienie szkieł środkiem odpornym na kwasy.

W zegarkach skomplikowanych, mających zwykle więcej wskazówek, nie ma miejsca na dostateczną ilość masy świecącej. Wobec tego w Szwajcarii rozpoczęto produkcję szkieł, na których umieszcza się w odpowiednich punktach masę intensywnie fosforyzującą. Punkty te oświetlają tarczę kilkakrotnie lepiej, niż znaki świecące nałożone bezpośrednio na nią.

Wynaleziono również samoświecące płyty szklane pod nazwą „Panelite”. Jeśli taką płytę połączy się ze źródłem prądu, wówczas fluoryzuje i w razie użycia jej na szkła do zegarów oświetla wystarczająco tarczę zegara.

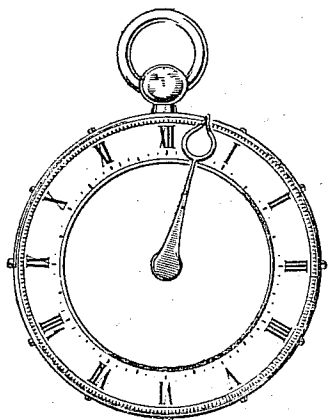
E. NIEZWYKŁE TARCZE I WSKAZÓWKI

1. Dla niewidomych

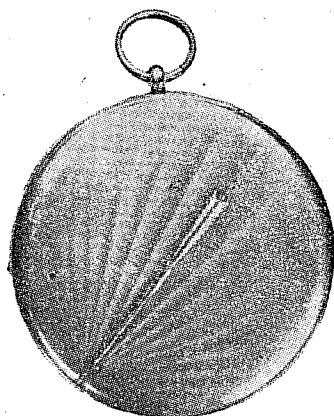
Tarcze i wskazówki dla ociemniałych wymagają budowy odpowiadającej celowi. Niektóre ulepszenia w zegarmistrzostwie wynikały z pobudek osobistych. Natomiast podniętą do umożliwienia korzystania z zegarków grupie ludzi upośledzonych była jedynie miłość bliźniego. Zaslugi w tym kierunku położył L. B r e g u e t, który pracował wspólnie z L. B r a i l l e m, wynalazcą pisma dla ociemniałych.

Niewidomy odczytuje czas na zegarku dla ociemniałych (rys. 864) przez dotykanie, dlatego cyfry podziałki muszą być wypukłe, a wskazówka, która zwykle jest tylko jedna, odpowiednio silna i nierdzewna.

Podobny zegarek widzimy na rys. 865. Skonstruował go A. L. Breguet. Na tylnej pokrywce tego zegarka jest wypukła strzałka. Chcąc się dowiedzieć, która godzina, niewidomy obraca pokrywę aż do oporu, a z pozycji strzałki i wypukłości na obwodzie koperty orientuje się w czasie.



Rys. 864



Rys. 865.

Zegarki dla ociemniałych.

Istnieją także nowoprodukowane zegarki kieszonkowe dla ociemniałych z dwiema wskazówkami i wypukłymi guziczkami na tarczy zamiast cyfr. Oczywiście, zegarek taki szkła nie ma.

W Związku Radzieckim na Uralu produkuje zegarki dla ociemniałych Złotoustowska Fabryka Zegarów.

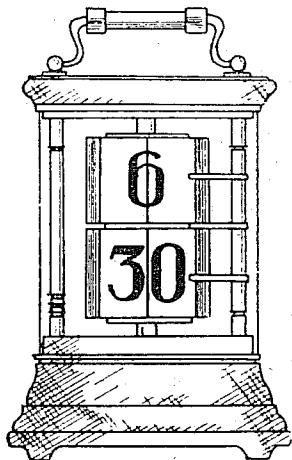
2. Zegary okienkowe

Rzadko wprawdzie, ale buduje się zegary wskazujące czas liczbami, które zmieniają się w okienkach według minut i godzin lub też w innych odstępach czasu. Zegar taki widzimy na rys. 866

W innej konstrukcji przekładnia wskazania napędza tarczę liczbową, obracającą się naokoło osi.

Są też zegary w rodzaju okienkowych zaopatrzone w ruchomy pierścień z cyframi wyciętymi. Oświetlona jest górna część tarczy od tyłu. Przez wycięcie cyfrowe przechodzi światło i czyni je widocznymi. Są to tzw. zegary nocne. W czasie chodu zegara pierścień obraca się, a każda z cyfr przechodzi kolejno przed otworem wyciętym w obudowie, natomiast dalsze cyfry będące w cieniu są niewidoczne.

Spotyka się także zegarki nareczne okienkowe i inne, a nawet damskie (sportowe); produkuje je A. Schild.



Rys. 866. Zegar z tarczą okienkową.

Odmianą zegarów okienkowych są zegary biurkowe produkowane w Szwarzwaldzie, których obudowy przedstawiają pieska lub sowę (rys. 867 i 868). W Szwajcarii zaś opatentowano zegarek nareczny z wyobrażeniem twarzy ludzkiej w środku tarczy. Gałki ocne poruszają się mimośrodowo zgodnie z ruchami mechanizmu. Prawe oko wskazuje godziny, a lewe minuty.



Rys. 867.

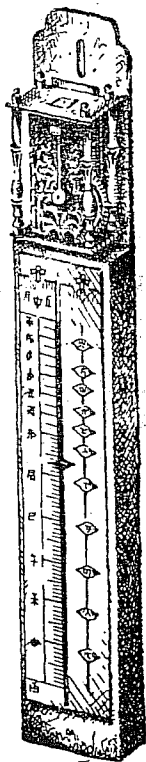


Rys. 868.

Zegary wskazujące czas „oczami”.

3. Wskazówki obciążnikowe

Do Chin i Japonii wprowadzili Jezuici w wieku XVI zegary mechaniczne, a później zegarki kieszonkowe, także bardziej skomplikowane. Z końcem wieku XVIII Holandia, Szwajcaria i Anglia eksportowały do Chin tak wielką ilość zegarów, że niektóre wytwórnie pracowały tylko dla chińskiego rynku. Obudowy wytwarzano na miejscu. W zegarach obciążnikowych wykorzystano obciążniki do wskazywania czasu. Mianowicie do obciążnika przymocowano wskazówkę, która na pionowej podziałce wskazywała godziny, jak to widzimy na rys. 869. Znaki godzinowe znajdowały się na ruchomych płytkach, ustawianych stosownie do czasu miejscowego. U takiego zegara obciążnik należało podciągać zawsze o jednej określonej porze dnia.



Rys. 869. Japoński zegar ze wskazówką obciążnikową.

4. Tarcze kameleonowe

Ażebym chodzący zegarek jeszcze bardziej upiększyć, szwajcarska wytwórnia Ernest Borel zastosowała ciekawe zestawienie dwóch obrotowych tarcz kolorowych, zaopatrzonych w ażurowe desenie. Jedna z tych tarcz umocowana jest na tulei koła godzinowego, a druga na ćwiertniku. Różne szybkości ich obrotów dają wiele rodzajów barwnych deseni, w zależności od ich wzajemnego położenia, powodując nieoczekiwane efekty.

Zegarki z takimi tarczami były jedną z największych sensacji na wystawie w Bazylei w r. 1953 i znane są pod nazwą „Coctail”. Z powodu ciągłej zmiany swego wyglądu nazywamy je *kameleonowymi* ¹⁾.

Na rys. 870 widzimy trzy fazy tarczy kameleonowej. Oczywiście, ilustracja ta nie oddaje w pełni piękna tego zegarka, gdyż trudno przedstawić efekty ciągłej zmiany kolorów i wyglądu, jakim zegarek kameleonowy podlega.

¹⁾ Kameleon — to odmiana jaszczurki, która przy podrażnieniu zmienia barwę skóry.

Również zegary stołowe produkuje się z tarczami kameleonowymi.



Rys. 870. Trzy fazy tarczy kameleonowej.

5. Tarcze i wskazówki ozdobne

Do tarcz niezwykłych należy też zaliczyć tarcze ozdobione kolorowymi obrazkami i widoczkami. Dawniej znane były one pod nazwą *zegarów obrazowych*. Tarcza takiego zegara była właściwie obrazem, w ozdobnych ramach, przedstawiającym zwykle jakąś monumentalną budowlę, na której umieszczone były małe tarcze ze wskazówkami.

Obecnie firma Imhof produkuje podobne zegary biurkowe z pięknymi kolorowymi tarczami obrazowymi, ale wskazówki i podziałka są na nich normalne.

W ostatnich latach pojawiły się zegarki damskie z tarczami lusterkowymi, w których panie mogą się przeglądać, i zegarki męskie o tarczach z mapami niektórych krajów wykonanymi w różnych kolorach.

Szwajcarska fabryka Juvenia wyprodukowała w r. 1955 męski zegarek naręczny z uproszczonym suwakiem logarytmicznym. Wokół znaków minutowych umieszczono podwójną podziałkę stałą, a na obrzeżu szkła obracalnego znajduje się podziałka ruchoma. Zamiast okienka jest wskaźnik nad „12”. Ustawianiem szkła dokonuje się szybko mnożenia lub dzielenia.

Tarcze stoperów, tachometrów, pulsometrów itd. należą do zegarków skomplikowanych i dlatego będą opisane w jednej z dalszych części „Zegarmistrzostwa”.

XI. OBUDOWY ZEGARÓW I ZEGARKÓW

A. UWAGI OGÓLNE

Zegarek przeznaczony do celów naukowych, np. obserwatorium astronomicznego, laboratorium lub do biura, ma przede wszystkim jak najdokładniej wskazywać czas, a jego wygląd zewnętrzny może być najprostszy. Jeżeli zaś zegar przeznaczamy do mieszkania lub do osobistego użytku, to staje się on jakby przyjacielem, który stale z nami przebywa i ustawicznie przypomina nam o upływającym czasie. Dlatego jego wygląd zewnętrzny powinien nam się podobać i być ozdobą naszego mieszkania. Z tego więc względu we wszystkich okresach wytwórcy wysilali się, by nadać mu miły i przyjemny wygląd, wyrażający się głównie w obudowie i tarczy.

Zasadniczym zadaniem obudowy jest ochrona mechanizmu przed ujemnymi wpływami zewnętrznymi, ale oprócz tego spełnia ona też rolę zdobniczą. Zewnętrzne wyglądy współczesnych obudów zegarów i zegarków przedstawione są na początku tej książki.

B. DAWNE STYLE OBUDÓW

1. Określenia

Obudowa nie jest konieczna mechanizmowi do spełniania jego zasadniczej funkcji. Sama jednak, chociaż po wyjęciu mechanizmu nie traci wartości artystycznych (jeśli je posiada), staje się przedmiotem martwym, pozbawionym swego przeznaczenia. Mechanizm jest dziełem nauki i techniki lub rzemiosła. Obudowa zaś, zwłaszcza dawna, to dzieło rzemieślnika-artysty, nieraz artysty plastyka, malarza lub rzeźbiarza. Układ wzajemnych stosunków między tymi dwoma członami zegara rozmaicie kształtował się w dziejach zegarmistrzostwa. Zależało to od epoki i stylu w niej panującego.

Stylen nazywamy zespół cech formalnych, wspólnych dziełom kultury opartym na tych samych zasadach kształtowania, jako odbicie pojęć o pięknie charakterystycznym dla epoki i środowiska.

2. Style okresu starożytnego i średniowiecznego¹⁾

Omawiając style obudów zegarów, wypada nawiązać do czasów starożytnych, jesteśmy bowiem spadkobiercami kultury grecko-rzymskiej.

Jak wiemy z historii, Rzym pokonał Grecję. Podziwiając jej sztukę, wywoził jej dzieła i sprowadzał greckich mistrzów, zlecając im wykonanie nowych przedmiotów. W ten sposób stopiły się dwa światy w jeden — *starożytnego klasyku*.

W r. 395 naszej ery państwo rzymskie rozpadło się na dwie części: zachodnią — ze stolicą w Rzymie i wschodnią — ze stolicą w Bizancjum (Konstantynopol). *Styl bizantyjski* oparł się na sztuce grecko-rzymskiej. Gdy patrzymy na bizantyjską świątynię z góry, widzimy, że ma kształt równoramiennego krzyża, a kopułę w formie kulistej czaszy.

Plastykę bizantyjską charakteryzuje odziedziczone po Grecji zamiłowanie do kompozycji figuralnej, do barwności — znamienne dla całego średniowiecza, ale najsilniej zaakcentowane na Wschodzie — a wreszcie do przepychu i drogich materiałów. W dekoracji tej epoki obok klasycznych motywów zdobniczych występują obficie motywy charakterystyczne dla okresu starochrześcijańskiego, jak plecionki, ażury i wić roślinna.

Pewnym przeciwstawieniem stylu bizantyjskiego jest *styl romański*. Powstał on około r. 1000 naszej ery we Francji i stąd rozpowszechnił się szeroko. Stopił w sobie pierwiastki rzymski i północnej Europy. Znamionuje go surowy ład. Świątynia w tym stylu widziana z góry ma formę krzyża łacińskiego (pięć kwadratów w jednym rzędzie, a po bokach drugiego po jednym kwadracie). Okna dzielono kolumnkami na dwa lub trzy sklepione otwory o półkolistym kształcie, co jest cechą charakterystyczną stylu romańskiego.

Kiedy w Polsce kwitnął w pełni styl romański (w. XII), na zachodzie Europy, najpierw we Francji, nastąpiła zmiana. Rycerstwo krzyżowe ujrzało w czasie wypraw do Azji Mniejszej nowe wzory, które z powodzeniem zastosowało w swoich świeckich budowlach. Tak powstał *gotyk*. Zasadniczymi elementami tego stylu są: sklepienie krzyżowo-żebrowe, system podpór (szkarp) i łuk ostry. Połączenie tych elementów daje konstrukcje wnętrza doskonale zwarte, lekkie, jasne i przejrzyste.

Sztuka zdobnicza nie towarzyszyła zegarowi mechanicznemu od początku jego istnienia. Pierwsze zegary mechaniczne nie mia-

1) Średniowiecze, jest to okres od upadku Imperium Rzymskiego do odkrycia Ameryki (r. 476—1492).

ty miejsca na dekorację. Szkielet zegara domowego składał się z żelaznej podstawy, na której umocowany był mechanizm bez obudowy. Zegary publiczne wbudowywano w mury budynków, nie dbając zbytnio o względy estetyczne.

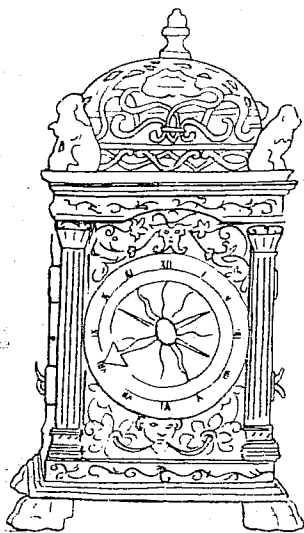
Najstarsze średniowieczne zegary domowe zachowały się dopiero z XV wieku. Obserwujemy na nich stopniowe wzbogacanie obudowy zegara motywami dekoracyjnymi, zaczerpniętymi z bogatego zasobu zdobnictwa architektury gotyckiej. Obudowa gotyckiego zegara domowego jest przezroczysta — ukazuje oczom widza cały mechanizm, którego funkcjonowaniem człowiek jeszcze się nie nacieszył.

Przykładem gotyckiej luksusowej obudowy stołowego zegara domowego jest zegar Filipa Dobrego, księcia burgundzkiego, z r. 1430 (1—28). Pomimo bogatej architektonicznej obudowy, przypominającej przekrój trójnawowego kościoła z 2 wieżami, zwieńczonymi herbowymi lwami, zasada niezastłania mechanizmu została zachowana.

Lecz już na przełomie XV i XVI w. pojawiają się też obudowy zegarów całkowicie zastłaniające mechanizm. Niewątpliwie jedną z przyczyn była potrzeba silniejszej ochrony wrażliwego mechanizmu z napędem sprężynowym. Około r. 1500 wysmukły kształt zegara zaczyna się rozszerzać. Zdobnicze motywy gotyckie utrzymują się do około 1525 roku.

3. Style okresu nowożytnego

(Od odkrycia Ameryki do rewolucji franc.: r. 1492—1789)

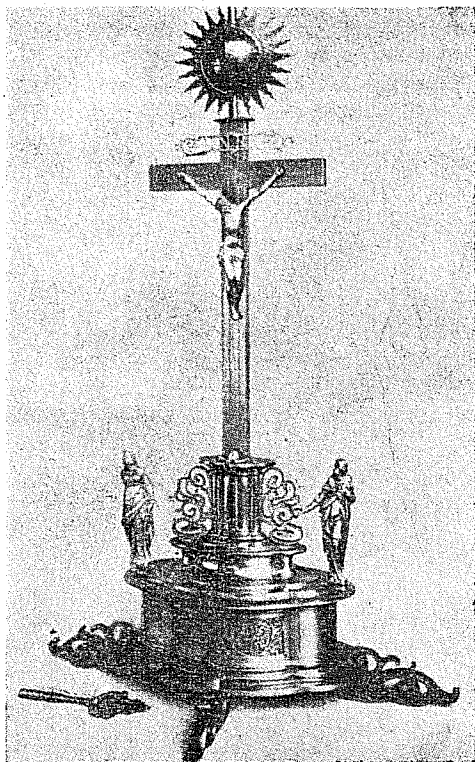


Po surowym średniowieczu nadchodzi czas *odrodzenia* (w. XIV—XVI). Przypomniano sobie żłobkowane kolumny greckie i łagodne łuki rzymskie. Gotyk nazbyt przypominał humanistom surową dyscyplinę Kościoła. Zapragnęli dać wyraz swym uczuciom przez formę architektoniczną bardziej świecką.

W dziedzinie obudów zegarowych styl odrodzenia uwydatnił się tak, jak to widzimy na rys. 871. Cała szafka wykonana jest z pozłoczonej miedzi, kolumnienki są w stylu doryckim, ażurowe ornamenty przedstawiają głowy faunów, tarcza jest grawerowana o jednej tylko wskazówce godzinowej.

Rys. 871. Zegar stołowy w stylu odrodzenia.

Z biegiem lat styl ten staje się coraz bogatszy. Zamiast prostokąta widzimy zaokrąglenie, zamiast owalu często występuje elipsa. Mieszają się proporcje, zanika umiar, ludzie łakną przepychu. To już oznaki *baroku* — stylu reprezentacyjnego XVII i XVIII wieku.



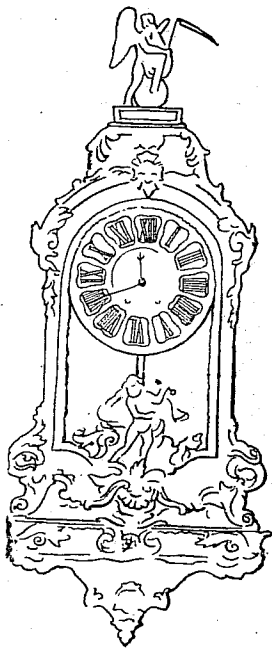
Rys. 872. Zegar w stylu późnego odrodzenia.

Wiek XVI przynosi różne kształty zegarów domowych, zegarów kieszonkowych i naszyjnikowych. Popularne i efektowne są zegary stołowe w kształcie wież. W związku z uchwałami soboru trydenckiego (1545—1563), prądami reformacji i kontrreformacji powstaje w tym okresie szczególnie wiele zegarów w obudowach przypominających przedmioty kultu religijnego: monstrancje, pasyjki, krzyżyki, książeczki do nabożeństwa. Również zdobnictwo opiera się na tematyce religijnej: wizerunki świętych, sceny biblijne, sceny męczeństwa — to najczęstsze motywy dekoracyjne tego okresu. Na rys. 872 widzimy charakterystyczny dla tego okresu zegar w kształcie krzyża. Wykonano go w Niemczech około r. 1670. Ma 50 cm wysokości. Oś minutowa tego zegara

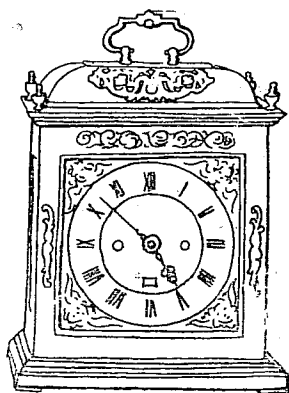
sięga od podstawy mechanizmu do kuli na szczycie, która ma znaki godzinowe, a wskazówką jest nieruchomy „południk”.

W okresie *baroku* święci triumfy alegoria. Typowo barokowy jest zegar przedstawiony na rys. 873, pochodzący ze zbiorów Ludwika XIV (1638—1715). Ozdoby jego wykonane są z szylkretu, miedzi, srebra, hebanu w technice A. Ch. Boulle'a (czyt. Bula). Styl barokowy cechuje dążenie do okazałości, przerosu form, daleko wybiegających poza granice powagi i harmonii, które cechowały renesans.

Zastosowanie w w. XVII wahadła do zegara powoduje wydłużenie obudów. W tymże czasie wprowadza się również tarczę metalową, na której umocowane są płytki z emaliowanymi cyframi rzymskimi.



Rys. 873. Zegar barokowy z okresu Ludwika XIV.

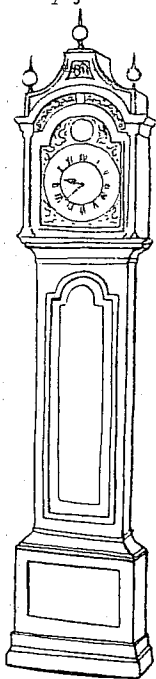


Rys. 874. Zegar stołowy typu „religieuse”.

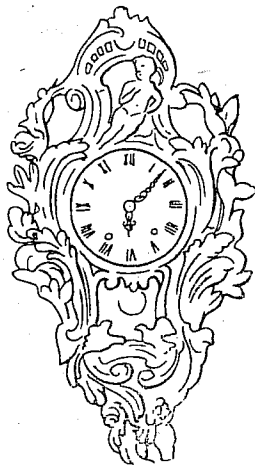
Pod koniec XVII stulecia, w którym dokonano tak ważnych udoskonaleń mechanizmów, francuskie zegarmistrzostwo, które zaczyna podbijać Europę, stwarza nowy typ obudowy zegarów stołowych odznaczającej się skromnością dekoracji i dlatego zwanej „religieuse” (czyt. religiez). Ten model, który widzimy na rys. 874 spotyka się około roku 1650. Obudowa jego, szafkaowa, ozdobiona była różnobarwną mozaiką techniki Boulle'a, stosowaną w sprzętarstwie w czasach Ludwika XIV i później. Efekt tej inkrustacji podnosiły figuralne dekoracje i okucia ze złożonego brązu. Rów-

nocześnie, jako skromny, praktyczny odpowiednik tego kosztownego zegara, powstaje w Anglii typ szafkowego zegara podłogowego (rys. 875). Jest to klasyczny zegar mieszczański.

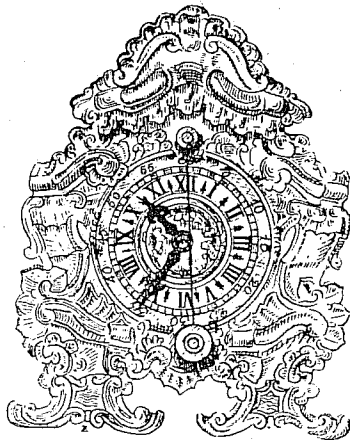
Ale budownicowie barokowych pałaców i kościołów rychło się nużą barokiem. Wyrazem przesytu jest *styl rokoko*. Pokręcone filarki, muszle, rozety, kratki, złocenia — jakże daleko odeszliśmy już od prostych form renesansowych. Feudalizm u schyłku swych dni przyobleka się w przesadne i skomplikowane formy architektoniczne. Barok był jeszcze stylem, przynajmniej potencjalnie. Od rokoka począwszy należałoby mówić raczej już tylko o modach.



Rys. 875. Zegar podłogowy typu angielskiego w stylu Ludwika XIV.



Rys. 876. Kartel w stylu rokoko.

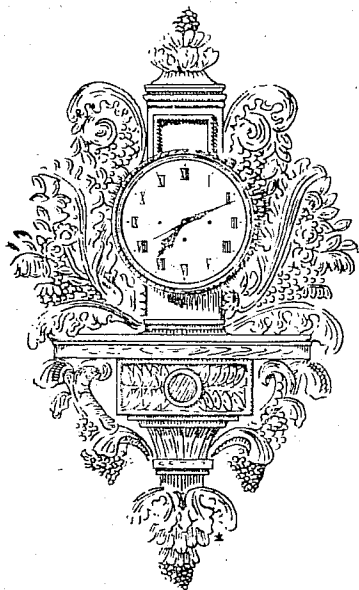


Rys. 877. Zegar rokokowy z XVIII w. wyrobu B. Gilewskiego z Jarosławia.

Rokoko dorzuca do dziejów obudowy zegara swoje lekkie, swobodne, asymetryczne kształty w postaci *karteli* (rys. 876), wykonywanych z brązu lub drewna lakierowanego w pastelowe tony, ze złoceniami lub okuciami ze złoczonego brązu i niesfornym ornamentem z fantastycznych motywów muszlowych, girland kwiatowych i motywów figuralnych. Wynalazkiem tego czasu jest również dewizka („*chatelain*”), rodzaj łańcuszka do zegarków kieszonek (rys. 902).

Także zegarmistrzostwo polskie ma również swoje piękne tradycje. W ubiegłych wiekach zegarmistrz polscy wytwarzali wiele

pięknych i stylowych obudów, znanych i cenionych nawet poza granicami kraju. Jedną z nich widzimy na rys. 877. Jest to obudowa zegara kominkowego ze srebrzoną tarczą, przed którą jest umieszczone małe wahadło, a na tarczy napis: B. Gilesky Jarosław. Zegar ten znajduje się w Muzeum Czartoryskich w Krakowie.



Rys. 878. Ozdobny zegar ścienny wykonany przez G. Krosza w Krakowie.



Rys. 879. Zegar kominkowy z Chronosem, również wyrobu G. Krosza.

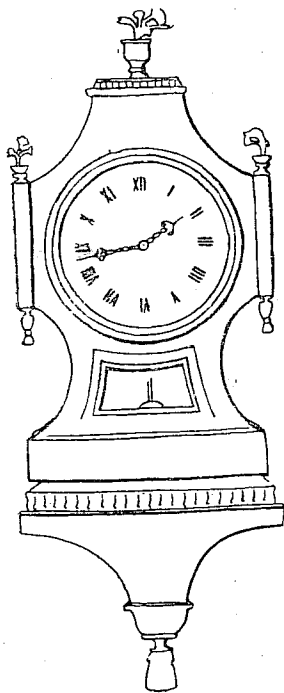
Wśród wyrobów polskiego zegarmistrzostwa ocalałych z licznych wojen i zamieszek mamy jeszcze piękny zegar ścienny w stylu rokoko, pokazany na rys. 878. Wykonano go w pracowni G. Krosza w Krakowie z początkiem XIX w. Bije on kwadransie i godziny oraz wskazuje dni.

Ta sama wytwórnia wykonała zegar kominkowy drewniany przedstawiający Chronosa¹⁾ dźwigającego na barkach tarczę zegara (rys. 879). Wokół emaliowanej tarczy jest ornament rokocowy, a na niej napis: Gottfr. Krosz Horloger du Roy a Cracovie.

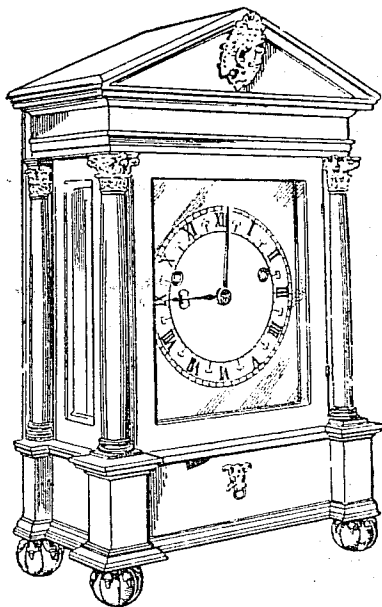
¹⁾ Chronos — grecki bóg czasu.

4. Style okresu nowoczesnego (od rewolucji franc. do końca w. XIX)

Z wybuchem rewolucji francuskiej kończy się styl rokoko. Do głosu dochodzą nowi ludzie, pragnący nowych form życia. Rewolucja ta wprowadziła do zdobnictwa zegarów swoje motywy emblematy, napisy i hasła, skierowała zdobnictwo zagubione w skostniałej tematyce świata antycznego ku wypadkom i sprawom współczesnych przemian i zagadnień. Odtąd życie będzie coraz częściej znajdowało swój wyraz w zdobnictwie. Na tarcze zegarów wtargnie karykatura polityczna, motywy związane z wydarzeniami dziejowymi, portrety bohaterów narodowych.



Rys. 880. Zegar wahadłowy w stylu dyrektoriatu.

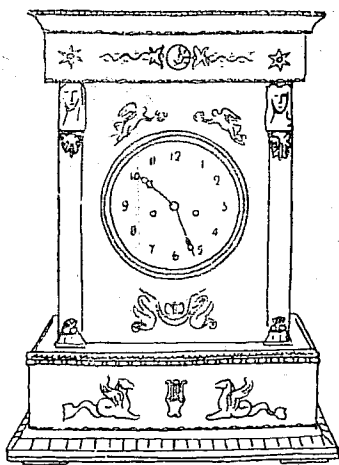


Rys. 881. Obudowa zegara w stylu nowoklasycyżnym.

Rys. 880 przedstawia zegar typowy z okresu rewolucji. Jest on w stylu *dyrektoriatu*. Styl ten nie jest jednak nowym w całym tego słowa znaczeniu, gdyż zawiera cechy stylów minionych epok, a wyróżnia się jedynie większą prostotą i surowością.

Znużenie formami rokokowymi daje się odczuwać już od połowy XVIII w. Mnożą się nawoływania do porzucenia bezsensownych i dowolnych wykrętasów i powrotu do form jasnych, jak koło, prostokąt, owal itp.

Mody nie rozwijają się ewolucyjnie jedna z drugiej, ale każda następna pragnie się przeciwstawić poprzedniej, która już się znużyła. Tak więc liniom krzywym przeciwstawiono linie proste; wyдутym powierzchniom — płaszczyzny; dowolności zdobniczej — dyscyplinę i umiar; brakowi rozczłonowania — podziały wyraźne i zdecydowane. To zwróciło uwagę ówczesnych ludzi na *klasycyzm*, który rozpoczął triumfalny pochód przez Europę. Styl ten, zwany nowoklasycyznym, wprowadza do kształtów i zdobnictwa obudów zegara (rys. 881) motywy antyczne, architektoniczne, figuralne i dekoracyjne.

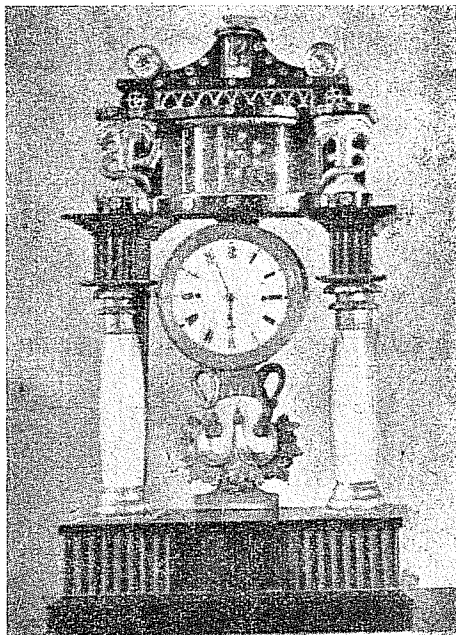


Rys. 882. Zegar kominkowy w stylu empirowym.

Za Napoleona I powstał styl tzw. *empirowy* (cesarstwa). Charakterystyczną jego cechą jest zimne, sztywne naśladowanie zewnętrznej formy klasycznej, toteż z tego okresu takimi są meble i zegary (rys. 882), nie pozbawione jednak pewnej oryginalności i smaku. W stosunku do okresu Ludwika XVI, okres cesarstwa wykazuje coraz bardziej wzrastającą ilość tematów w budowie szafek zegarowych. Do tematów mitologicznych, figur alegorycznych dołączają się kształty świątyni, wazonów, lir itp.

Pod koniec wieku XIX krystalizuje się *styl biedermajerski*. W stylu tym powstały pełne wdzięku meble i ozdoby, które zdo-

były cały świat. W okresie panowania tego stylu obudowy zegarów (rys. 883) utrzymują się na poziomie szczęśliwie łączącym spokojnie, proste, często klasycystyczne jeszcze kształty portyków z alabastrowymi kolumnami z wkradającym się już tanim efekciarstwem.



Rys. 883. „Biedermajerowska” obudowa zegara.

5. Style współczesne

Wreszcie około r. 1900 powstaje styl *secesyjny*, panujący szczególnie w zdobnictwie i sztuce wnętrz. Styl ten wyróżniają naturalistyczne dekoracje stylizowanych roślin i zwierząt, linie falujące niczym włosy, wazy i pomniki.

Wiek dwudziesty poszedł w kierunku surowego uproszczenia form zdobniczych w zegarmistrzostwie. Szuka kształtów jak najpraktyczniejszych i jak najbardziej odpowiadających wymaganiom solidnego zabezpieczenia precyzyjnego i dokładnego mechanizmu przed uszkodzeniem lub zanieczyszczeniem. Praktyczny kształt i walory odpowiednio przygotowanego tworzywa są ozdobą zegarów. Na tych założeniach opiera się produkcja wielu dzi-

sięjszych, a między nimi i polskich ośrodków wytwórczych. Proste w kształtach obudowy zegarów ściennych i stołowych, lekkie, praktyczne w użyciu, odznaczają się gładkimi powierzchniami lakierowanego drewna.

C. OBUDOWY WSPÓŁCZESNYCH ZEGARÓW

Współczesny styl architektury, tak budowli, jak i wewnątrz oddziaływa również na unowocześnienie konstrukcji i wyglądu obudów zegarów. Nie produkuje się już prawie dużych zegarów podłogowych, nie mówiąc już o ich bogatym zdobnictwie, ale raczej zegary kominkowe z kurantowym biciem (rys. 28—31) lub zegary ściennie o dużych widocznych tarczach i krótkich a gładkich obudowach (rys. 12, 15 i 16). Obudowy takie ułatwiają utrzymanie czystości i higieny, a produkcja ich jest łatwiejsza.

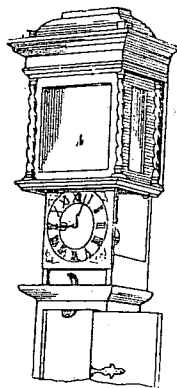
1. Obudowy zegarów podłogowych i ściennych

O obudowach i zabezpieczeniu zegarów astronomicznych piszemy na początku tej książki. Wygląd obudów zegarów podłogowych też omówiliśmy poprzednio. Teraz należy jedynie dodać dane dotyczące ich wielkości w stosunku do mechanizmu zegara.

a. Konstrukcja

Szerokość i głębokość szafki wynika z wymiarów mechanizmu, a nie ze względów estetycznych. Natomiast przy obliczaniu wysokości musimy wziąć pod uwagę wysokość opadu obciążnika, wysokość samego obciążnika i średnicę tarczy.

Sposób obliczenia wysokości opadu obciążnika podano w rozdziale o napędach obciążnikowych. Jeśli więc średnica tarczy wynosi np. 20 cm, długość obciążnika 15 cm, a obliczony opad 110 cm, to wewnętrzna wysokość szafki łącznie z odpowiednim luzem powinna mieć 155 cm.



Rys. 884. Obudowa zegara z kapturem.

W Polsce rzadko się spotyka, ale zagranicą często widuje się rozbierane szafki zegarów podłogowych i ściennych (rys. 884).

Mianowicie, część górna, tzw. kaptur jest ruchomy. Kaptur ten spoczywa na głównej części szafki. Zdejmuje się go przez wyciągnięcie do przodu lub przez podniesienie do góry. Obudowy tak rozbierane ułatwiają pracę zegarmistrzom.

W zależności od wymiarów, kształtu i zadania zegarów, stosujemy różne materiały na ich obudowy. Głównymi są: drewno, metal, tworzywo sztuczne, szkło.

b. Drewno na szafki

Obudowy zegarów podłogowych i ściennych stanowią szafki. Do ich wyrobu używa się przeważnie różnych gatunków drewna krajowego, jak: świerk, jodła, topola, olcha, jesion, brzoza, buk, wiąz, klon, dąb, orzech i wiśnia; a z drewna zagranicznego: heban, mahoń, paduk, palisander, tuja itp.

Rozróżnia się szafki z drewna:

- zwykłego (o kolorze naturalnym i malowane),
- półszlachetnego („fornirowane”) i
- szlachetnego.

Na szafki z drewna zwykłego, a więc jodłowego, bukowego, olchowego, świerkowego, topolowego, nakłada się politurę przezroczystą — bezpośrednio lub na bejcę. Zależnie od koloru bejcy, mogą one wyglądać jak dębowe, orzechowe, mahoniowe, wiśniowe.

Półszlachetnym nazywamy drewno zwyczajne pokryte okleiną (fornirem), tj. cieniutką deseczką z szlachetnego drewna. W szafkach okleinowych części toczone, listwy i ozdoby rzeźbione (te ostatnie coraz rzadziej stosowane) wykonuje się oczywiście z drewna pospolitego, tylko przez odpowiednie barwienie nadaje mu się podobieństwo do drewna szlachetnego.

Zagranicą do wyrobu szafek zegarowych zaczęto stosować tzw. tworzywa sztuczne¹⁾. Szafki te odznaczają się trwałością oraz estetycznym wyglądem i różnorodnością kolorów.

c. Akustyka szafek

Dźwięczność tonów bicia zegara zależy nie tylko od mechanizmu, lecz także od kształtu i materiału obudowy, a w szczególności

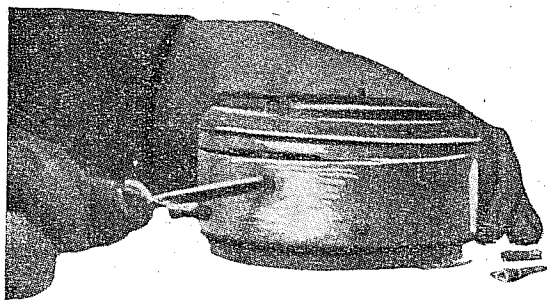
1) Istnieje wielka różnorodność tworzyw sztucznych. Niektóre z nich odznaczają się cennymi własnościami, jak wytrzymałością, pięknym wyglądem, przezroczystością; a nadto — ze względu na dostępność surowców, z których się je wytwarza — są tanie. Do najbardziej znanych należą tworzywa typu fenolowego (bakelity) oraz typu mocznikowego (aminoplasty). Te ostatnie odznaczają się szczególną łatwością zabarwienia we wszystkich odcieniach. W ostatnich czasach nastąpił wielki rozwój przemysłu tworzyw sztucznych także i w Polsce.

od ścianki, do której jest przymocowany gong. Ścianki z twardego drewna są dla efektu dźwiękowego niekorzystne wskutek zlewania się tonów, a tak samo niekorzystne są ścianki podwójnie klejane, gdyż klej powoduje zanik dźwięczności. Sęki w drewnie również źle oddziałują na dźwięk. Najlepszy rezonans dają cienkie ścianki jodłowe, których słoje roczne są wąskie i prostopadłe do powierzchni deski.

2. Obudowy zegarów stołowych

Jedną z głównych grup zegarów stołowych tworzą budziki. Dlatego w dalszym ciągu opisy będą dotyczyły głównie tego typu zegarów. Oczywiście, prawie wszystko to, co powiemy o obudowach budzikowych, można zastosować i do innych zegarów stołowych.

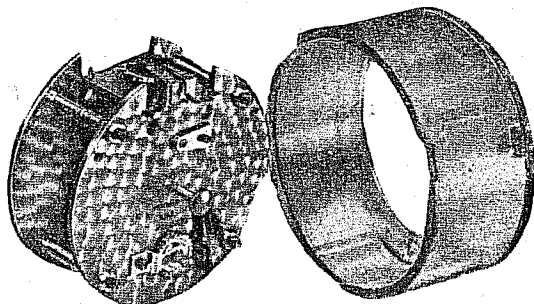
Obudowy do tych zegarów wykonuje się przeważnie z blachy stalowej lub barwnych tworzyw sztucznych. Powierzchnie zewnętrznych i wewnętrznych części obudowy należy zabezpieczyć przed korozją przez odpowiednią obróbkę lub pokrycie. Pokrywa mechanizmu nie powinna wypadać z obudowy i poruszać się przy braniu budzika do rąk. Do solidnego wykończenia obudów budzikowych należy również zasłonięcie otworu przesuwki sprężynującej zasuwką lub kłapką oraz uszczelnienie otworów do kluczy naciągowych i pokrętek. Uszczelnienia te zmniejszają zakurzenie mechanizmu, utrudniają dostęp wilgoci i wpływają dodatnio na konserwację smaru.



Rys. 885. Mimośród ułatwia odejmowanie tylnej ścianki w budziku.

Rysunek 885 uwidacznia konstrukcję umożliwiającą odejmowanie pokrywy za pomocą wkrętaka. Między nóżkami budzika znajduje się wkręt, który wewnątrz połączony jest z krążkiem mimośrodowym. Po odkręceniu kluczy, trzeba tylko ten wkręt obrócić, a tylna ścianka sama odskoczy.

Tarcza zegara zwykle jest zaopatrzona w szklaną szybę ochronną. Szkła do zegarów zaczęto stosować z początkiem w. XVII. Ale blisko sto lat wcześniej spotyka się płytki kryształu górskiego zakładane do obudów w celu ochrony tarczy i wskazówek. Osłona tarczy powinna być bezbarwna i przezroczysta, bez fal, rys, smug i pęcherzy. Musi też być tak szczelnie dopasowana, żeby nie mogła się przesuwać przy poruszaniu budzika lub dotykaniu osłony.



Rys. 886. Obudowa z przezroczystego tworzywa sztucznego.

Oprócz szkła często stosowane są szyby z przezroczystych niełukujących się tworzyw sztucznych (np. metakrylitu znanego pod nazwą „plexiglasu”). Z tego materiału wykonuje się także tarcze, jak o tym już pisaliśmy, a nawet całe obudowy. Rysunek 886 przedstawia całą obudowę mechanizmu zrobioną właśnie z przezroczystego tworzywa sztucznego.

Coraz częściej spotykamy budziki i inne zegary stołowe w obudowach z kolorowych tworzyw sztucznych. Są one o tyle lepsze, że nie wymagają specjalnych powłok ochronnych, a prezentują się bardzo ładnie. Natomiast wadą ich jest łatwość stłuczenia w razie spadnięcia, gdyż większość tworzyw sztucznych używanych na obudowy jest krucha (bakelity).

D. KOPERTY ZEGARKÓW KIESZONKOWYCH

1. Wiadomości ogólne

a. Kształt kopert

Techniczny postęp w wytwórczości mechanizmów zegarkowych wywarł wpływ również i na kopertę zegarka kieszonkowego. Przed rokiem 1800 miała ona kształt pękaty, zbliżony do jaja, później stawała się coraz bardziej płaska.

W okresie romantyzmu (w. XVIII-XIX) zegarki niemal przesadnie ozdobne cieszyły się szczególną popularnością. Na wiecz-

ku grawerowano najrozmaitsze motywy. Od r. 1860 koperty przybierały znowu na grubości, ponieważ w uszku zaczęto umieszczać główkę naciągową. Następnie nastał czas, kiedy sądzono, że każdemu krajowi powinien odpowiadać specjalny rodzaj zegarków, przeto produkowano koperty rozmaitych kształtów i z różnymi dekoracjami.

Zegarek kieszonkowy pozostawał w ogólnym użyciu aż do pierwszej wojny światowej. Dzisiaj widzi się już tylko duże kieszonkowe chronometry dla celów naukowych lub zegarki robotnicze o dużej wytrzymałości oraz płaskie i cienkie zegarki luksusowe, które noszą mężczyźni przy eleganckich ubraniach wieczorowych.

b. Zdobnictwo kopert kieszonkowych

Dekoracje nie zawsze podnoszą estetyczną wartość zegarka, jednakże niektóre z nich są może o tyle pożądane, że koperta zaopatrzona w nie, jest bardziej odporna na uszkodzenie niż koperta gładka. Właściwość tę nadaje np. gilosz. Jest to ozdoba składająca się z linii równoległych, prostych lub falistych symetrycznie się przeplatających lub przecinających.

Cyzelowanie, czyli ręczne rzeźbienie w metalu, czyni niewidocznymi drobne uszkodzenia powstające podczas użytkowania. Kosztowne to zdobienie obecnie zastępuje się tanim i wygodnym wyłaczaniem, które polega na tym, że najpierw ryje się motyw zdobniczy w twardej stali i uzyskany tym sposobem wklęsły obraz, zwany matrycą, odciska się w metalu. Tą metodą dziś jeszcze zdobi się koperty ze srebra i innych metali.

Do ozdób koperty należą też monogramy, które mogą być wypukłe, wklęsłe lub wykonane przy użyciu emalii. W razie zastosowania tego ostatniego sposobu, pokrywa się kopertę emalią różnokolorową. Swego czasu sztuka emaliowania doszła w Genewie do wielkiego rozkwitu i dziś znowu zaczyna się tam odradzać.

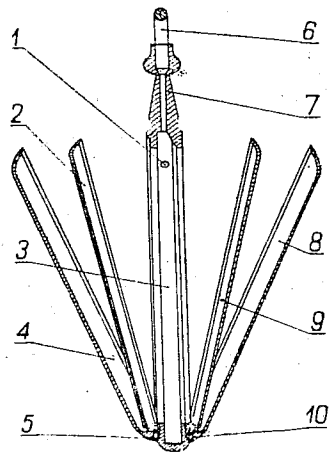
c. Materiały na koperty

Koperty zegarków kieszonkowych i narecznych bywają ze stali, argentań, stali nierdzewnej, srebra, złota, złota-Doublé, platyny, złota platynowego. Wyrabia się też koperty z kości słoniowej, agatu, a nawet z drewna.

Kopert srebrnych dzisiaj prawie wcale nie spotyka się na rynku. Zbyt miękkie srebro, na którym łatwo tworzą się czarne siarczki z powodu związków siarki znajdujących się w pocie ludzkim, zastąpiła najpierw stal chromowana a później nierdzewna, z której wyrabia się obecnie wszystkie koperty nawet średniej jakości. Metal ten odznacza się twardością, odpornością na korozję i pięknym wyglądem.

d. Części składowe kopert

Koperta krytego zegarka kieszonkowego składa się z sześciu głównych części (rys. 887). Korpus 3 — to pierścień środkowy koperty, w którym umocowany jest mechanizm. Szyjka 7 z uszkiem 6 jest przylutowana do korpusu. Przez nią przechodzi wałek naciągowy. Ramka 2 jest przednią częścią koperty, w której umocowane jest szkło. Wieczko wewnętrzne 9 chroni bezpośrednio mechanizm przed pyłem. Wieczko 8 jest pokrywką przykrywającą wieczko wewnętrzne. Wieczko odskokowe 4 znajduje się tylko w zegarkach krytych.



Rys. 887. Koperta krytego zegarka kieszonkowego.

Elementami uzupełniającymi, nie zawsze stosowanymi, są: zwiaski 10, zderzaki 5, wargi wieczka (do ułatwienia otwierania), tłoczek z ochroną 1 służący do nastawiania wskazówek oraz sprężynki odskokowe i zatraskowe.

e. Rodzaje kopert

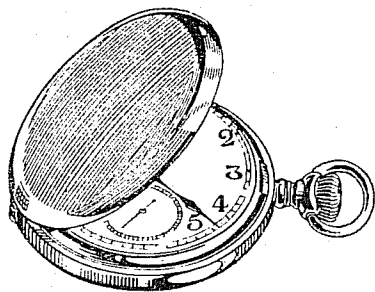
Zegarek, którego oszkloną tarczę osłania metalowe wieczko odskokowe, nazywamy *krytym*. Jeżeli w takim wieczku ochronnym jest mały oszklony otwór dla odczytania godziny, zegarek nazywa się *półkrytym*.

Zegarek kieszonkowy z jednym wieczkiem zewnętrznym, oszklony od strony tarczy, nazywamy *otwartym*. W zależności od tego, mówimy także o kopertach zegarków krytych, półkrytych i otwartych.

2. Koperty zegarków krytych

Chcąc odczytać czas w zegarku krytym (rys. 888), trzeba otworzyć wieczko. W tym celu naciska się główkę lub tkwiący w niej guzik. Elementy te zwalniają sprężynkę odskokowo-zatrząskową, ukrytą w korpusie koperty, a sprężynka odchyła wieczko.

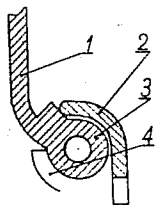
Dosyć szczelne zamknięcie koperty w znacznym stopniu przyczynia się do trwałości i dobrego funkcjonowania zegarka krytego. Jasne, że wieczko nie przylegające ściśle i lekko się otwierające łatwo przepuszcza kurz i kusi do częstego otwierania koperty, co wcale nie jest pożądane. Szkła (2-140, 137) do zegarków krytych są bardzo cienkie, co utrudnia ich wprawienie. Szkła te — odmiennie do szkieł innych rodzajów — są różnej wysokości, zależnie od wypukłości wieczka.



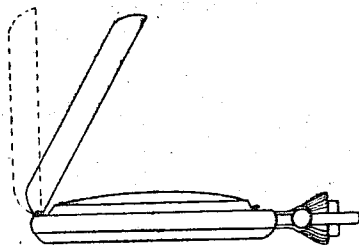
Rys. 888. Zegarek kryty.

Koperta z wieczkiem odskokowym jest nieco skomplikowana. Sprężynki są częstym powodem defektów.

Koniec sprężynki odskokowej 2 (rys. 889), który odpycha wieczko 1 powinien być jak najkrótszy, musi jednak prowadzić wieczko aż do zderzaka 4 bez wolnego ruchu. Często jednak sprężynka ta opiera się już o zawiaskę 3 i wieczko nie otwiera się dalej.



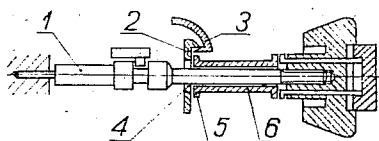
Rys. 889. Działanie sprężynki odskokowej.



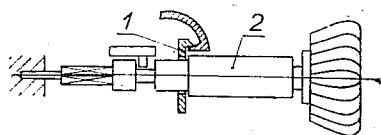
Rys. 890. Stopień odchylenia się wieczka odskokowego.

Sprężynka odskokowa za silna — jak to się często zdarza — zbyt gwałtownie rzuca wieczko na zderzak, co powoduje szybkie zużycie się zawiasów. Wieczko zegarka leżącego poziomo nie powinno otwierać się całkowicie (rys. 890). Ponieważ właściciel

zegarka otwierając kopertę pochyła go zazwyczaj, wystarczy więc nacisnąć na sprężynkę, by wieczko się otworzyło. Sprężynka zatraskowa 2 (rys. 891) powinna trzymać wieczko 3 niezawodnie. Jeśli tulejka naciskowa 6 jest zbyt długa, sprężynka nie zatrzymuje wieczka dostatecznie, które otwiera się zbyt łatwo. Zatrask (łaczykowy koniec sprężynki zatraskowej) powinien być tak długi, by dosyć daleko zachodził na krawędź wieczka.



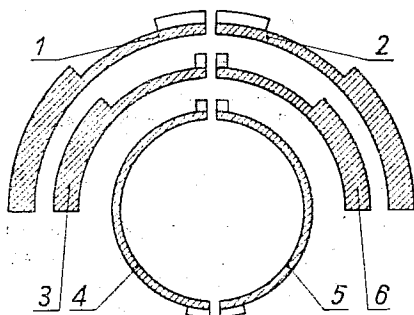
Rys. 891. Konstrukcja tulejki naciskowej.



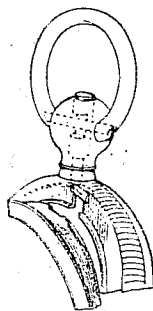
Rys. 892. Konstrukcja zatrasku bez tulejki naciskowej.

Przez otwór 4 w sprężynce zatraskowej 2 przechodzi wałek naciągowy 1. Tulejka naciskowa 6 uruchomiana kołkiem lub główką, obejmuje luźno cieńszą część wałka. Jeżeli średnica końca 5 tulejki jest za mała, może ona łatwo wsunąć się w otwór 4 sprężynki zatraskowej, której funkcjonowanie w takim przypadku staje się niepewne.

W prostszych urządzeniach naciskowych (rys. 892) nie ma tulejki naciskowej, lecz wałek naciągowy w pewnej części jest nieco grubszy i to właśnie zgrubienie 2 uruchamia sprężynkę zatraskową 1. Tutaj — w przeciwieństwie do innych rodzajów urzą-



Rys. 893. Sprężynki zatraskowe i odskokowe.



Rys. 894. Tłoczek do otwierania wieczka.

dzenia — wałek naciągowy porusza się w kierunku podłużnym. Z tego względu specjalna główka naciskowa jest zbędna.

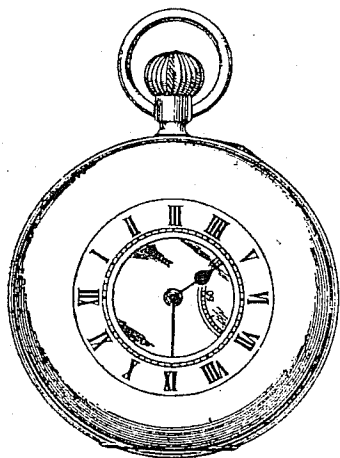
Sprężynki zatraskowe 1, 2 i odskokowe 3, 6 (rys. 893) są: lewostronne 1, 3 i prawostronne 2, 6, o działaniu: jednokońcowym

1, 2, 3, 6 lub obukoncowym 4 i 5 (odskok i zatrask). Sprężynki są zazwyczaj przykręcone wkrętem do koperty. Powinny jednak siedzieć i bez wkrętów, w przeciwnym bowiem razie wskutek własnej prężności mogą się odchylać i działać zawodnie. W nowszych zegarkach stosuje się jednolite sprężynki dla odskoku i zatrasku. Są one lepsze, bo nie trzeba ich przykręcać.

Inny rodzaj tłoczka do otwierania wieczka kopert zegarków krytych (starych kluczkowych zegarków bez główki naciągowej) widzimy na rys. 894. W tych zegarkach uszko jest zwykle połączone wkrętem. Tłoczek, jak to widzimy na rysunku, musi mieć wycięcie do połowy swej grubości, by ominąć wkręt znajdujący się na tej samej osi szyjki zegarka.

3. Koperty zegarków kieszonkowych półkrytych i otwartych

Mały otwór w wieczku odskokowym i z liczbami godzin na brzegu otworu umożliwia odczytywanie czasu bez otwierania zegarka. Początek takiemu półkrytemu zegarkowi dał podobno Napoleon I, który wyciął w wieczku otwór, by w ten sposób ułatwić sobie obserwację.

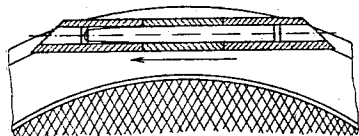


Rys. 895. Koperta zegarka kieszonkowego półkrytego.

Najwięcej jest jednak zegarków kieszonkowych w kopertach otwartych. Są one praktyczniejsze i wykonanie ich jest łatwiejsze.

Niektóre wieczka (zewnątrzne) dawniejszych zegarków, oprócz tego, że są dopasowane do brzegów koperty za pomocą wręgi (felcu), mają także zawiasy. Na ogół jednak zawiasów — ze względów oszczędnościowych i dla zapewnienia kopercie jednolitej linii — obecnie nie stosuje się. Trzpień zawiasy wbija się zawsze od

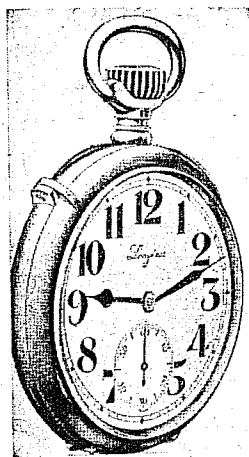
strony prawej do lewej, gdy trzymamy zegarek zawiasą do góry i wieczkiem do przodu. Kierunek ten wskazuje strzałka na rys. 896. Jeżeli koperta zegarka jest złota, to i trzpień zakryty jest złotymi kołkami.



Rys. 896. Trzpień zawiasy koperty.

Bywają też koperty zegarków kieszonkowych, których wieczko i ramka szkła zakręcają się na gwint podobnie jak u kopert wodoszczelnych. System ten często się spotyka w starych zegarkach wytwórni amerykańskich.

Trafiają się jeszcze inne zamknięcia. Oto koperty, zawierające skomplikowane urządzenie tourbillon, wynalazca (A. L. Breguet) zaopatrzył tego rodzaju zamknięciem, że koperta tylko wtedy dała się otworzyć, gdy wskazówkę minutową cofnięto do oznaczonego miejsca. Chodziło mu bowiem o to, by tylko wtajemniczeni mogli się dostawać do wnętrza tych zegarków.

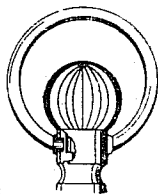


Rys. 897. Zegarek kieszonkowy z uchami do zaplombowania.

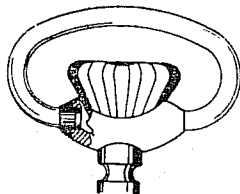
Podobnie fabryka Longines, gdy swego czasu wytwarzała zegarki kieszonkowe dla kolejarzy włoskich i udzielała gwarancji dokładnego chodu tych zegarków przez okres kilkunastu lat, zaopatrywała ramkę szkła i wieczko koperty w specjalne ucha (rys. 897), przez które zakładano plombę. Celem okresowego czyszczenia i smarowania zegarka upoważniony przez fabrykę zegarmistrz zdejmował te plomby i zakładał później nowe.

4. Uszka zegarków kieszonkowych

Kształt (fason) uszka powinien być dostosowany do kształtu główki (rys. 898 i 899). I tak np. przy główce okrągłej ma być okrągłe uszko. Powinno być ciasno wprawione, w przeciwnym razie łatwo może się wyrwać. Niektóre uszka utrzymywane są nie tylko ich własną prężnością, lecz także wkretami.



Rys. 898.

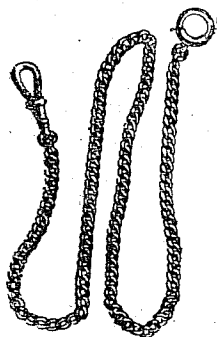


Rys. 899.

Kształty uszek odpowiednio dostosowane do fasonu główek.

5. Łańcuszki i pochewki

Zegarki kieszonkowe zabezpiecza się w kieszeni za pomocą łańcuszków (rys. 900), pasków (rys. 901) lub dewizek (rys. 902). Na jednym końcu łańcuszka, paska lub dewizki jest tzw. *zatrzaśnik*, na który zaczepia się uszko zegarka. Drugi koniec dewizki ma ozdobny „wisiołek”, łańcuszek zaś ma *pierścień zatrzaskowy* do zapięcia go przy ubraniu, a pasek zwykłą sprzączkę.



Rys. 900.
Łańcuszek.



Rys. 901.
Pasek.



Rys. 902.
Dewizka.

Fachowcy — na podstawie doświadczenia — twierdzą, że pochewki na zegarki, blaszane lub skórzane, są pożądane nie tylko

dla żołnierzy i ludzi zajętych przy ciężkich i brudnych pracach, ale i w normalnym użyciu. Dzięki takiej pochewce zegarek może być rzadziej czyszczony i naprawiany, gdyż pochewka chroni go w znacznej mierze od uderzeń, kurzu, a częściowo nawet od wilgoci, w ogóle — przedłuża się czas użyteczności zegarka.

E. KOPERTY ZWYKŁYCH ZEGARKÓW NARĘCZNYCH

1. Zdobnictwo kopert naręcznych

Koperty zegarków naręcznych różnią się od kopert zegarków kieszonkowych głównie tym, że mają dwa uszka do przymocowania paska lub bransoletki, gdyż zegarki te nosi się na przegubie ręki. Są one więc jednocześnie przedmiotami ozdobnymi. Jednak na miejsce dawniejszych nadmiernych ozdób, jakimi pokrywano koperty zegarków kieszonkowych, pojawiły się na kopertach naręcznych gładkie, polerowane płaszczyzny. Kształty nowoczesnych kopert wykazują jasne, zdecydowane linie, tarcze harmonizują z obudową, a bransoletki dodają całości swoistego piękna.

Do ozdobnych zegarków naręcznych stosuje się też często koperty platynowe upiękzone kamieniami szlachetnymi, przeważnie brylantami. Kwitnący niegdyś, zegarkowy przemysł zdobniczy dziś znacznie się zmniejszył. Przyczyny tego są różne:

— wielkie rozpowszechnienie zegarka naręcznego, na którym brak po prostu miejsca na ozdoby;

— maszyna, która wytwarza większość tanich kopert;

— upodobanie w prostych liniach, gładkich, jednorodnych płaszczyznach i w geometrycznych kształtach.

Jednak i w obecnych czasach wytwarza się pewną ilość cennych przedmiotów roboty jubilerskiej, w których skład wchodzi m. in. zegarek, lecz zegarek ten jest właściwie tylko pozorem, gdyż całość, bogato ozdobiona wielkimi i mniejszymi kamieniami szlachetnymi, pomyślana jest jako klejnot.

2. Materiały na koperty

Do wyrobu kopert naręcznych stosuje się obecnie następujące metale: platynę, stopy złota i srebra, nikiel, pallad, rod, aluminium czyste, nowe srebro, mosiądz (oba ostatnie stopy często się chromuje) i stal nierdzewna.

Obecnie koperty srebrne są niemal całkowicie wypierane przez koperty ze stali węglowej i chromowane. Mają one jednak tę stronę ujemną, że wskutek potu łatwo się oksydują. Aby temu zaradzić, często wieczko koperty wyrabia się ze stali nierdzewnej. Tego rodzaju koperty zegarków naręcznych są obecnie najczę-

ściej używane, zwłaszcza jako wodoszczelne. Ale często także cała koperta jest wykonana ze stali nierdzewnej.

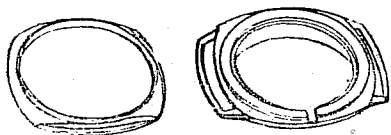
Stal stopową zaczęto chętnie stosować, gdy stwierdzono, że ma ona cenniejsze właściwości, aniżeli stal zwykła, a swoimi cechami zbliża się do metali szlachetnych. Stali tej zaczęto używać tuż przed pierwszą wojną światową.

Z różnych odmian stali stopowych najbardziej znane w zegarmistrzostwie są tzw. stale nierdzewne. Zasadniczo są to stale chromowe o niewielkiej zawartości węgla. Są one odporne na działanie wód naturalnych, czynników atmosferycznych, pary wodnej, roztworów alkalicznych i rozcieńczonych kwasów organicznych. Natomiast na działanie większości kwasów nieorganicznych, stężonych roztworów niższych kwasów organicznych (np. octowego lub mrówkowego) i kwaśnych roztworów solnych stale te nie są całkowicie odporne. Największą odporność wykazują one w stanie ulepszonym cieplnie i polerowanym. Istnieją jednak nierdzewne stale kwasoodporne zawierające znaczną ilość niklu i chromu, odznaczające się praktycznie całkowitą odpornością na działanie nawet bardzo aktywnych czynników chemicznych.

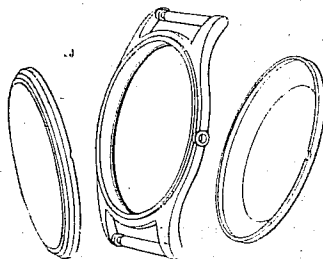
Obecnie wyrabia się koperty także z aluminium czystego. Dzięki dużemu zgniotowi takie aluminium jest twarde. Powłoka tlenku aluminium chroni je od korozji. Aby tę odporność wzmoczyć, poddaje się je sztucznie pokryciu tlenkiem, przez tak zwany proces eloksydacji. Powłoki eloksydowane dają się pięknie barwić. Zabarwiane na kolor ciemnożółty, do złudzenia przypominają złoto.

3. Konstrukcja kopert narecznych

Z początku przez długi czas zegarki nareczne były okrągłe, potem miały kształt beczkowaty, prostokątny, wreszcie były kwadratowe i tzw. fasonowe.



Rys. 903. Koperta dwudzielna starszego typu do zegarka narecznego.



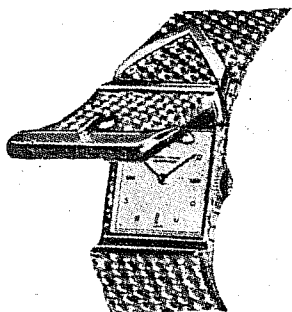
Rys. 904. Koperta trójdzielna nowszego typu do zegarka narecznego.

Jeśli chodzi o konstrukcję kopert zegarków narecznych dzielimy je na dwie grupy: koperty dwudzielne i koperty trójdzielne.

Koperta dwudzielna pokazana jest na rys. 903. Ramka szkła stanowi tu jedną część, a reszta, tj. korpus łącznie z wieczkiem — drugą. Uszka są przymocowane do ramki szkła albo do korpusu.



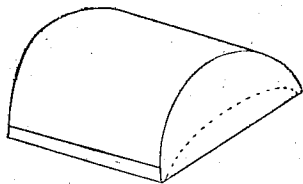
Rys. 905. Kryty zegarek naręczny z odchylanym na bok wieczkiem odskokowym.



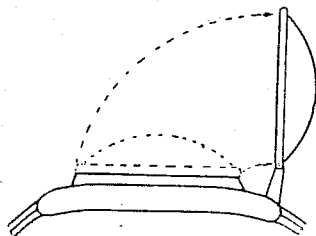
Rys. 906. Kryty zegarek naręczny z wieczkiem odchylanym wzdłuż bransoletki.

Koperta trójdzielna nowszego typu (tzw. „lotnicza”) przedstawiona jest na rys. 904. Ramka szkła, wieczko i korpus stanowią tu trzy oddzielne części.

W ostatnich latach produkuje się zagranicą również kryte zegarki naręczne. Konstrukcja ich polega na tym, że do normalnego zegarka z bransoletką dorobione jest wieczko odskokowe, jak to widzimy na rys. 905 i 906. Jednak stosuje się je wyłącznie do kopert ozdobnych, harmonizujących z bogatą bransoletą, wykonaną ze złota lub platyny.



Rys. 907. Szkło „buldoczkowe” — obok jego przekrój.



Rys. 908. Szkło dodatkowe powiększające tarczę.

Cenniejsze mechanizmy zegarków naręcznych umieszcza się niekiedy w dwu kopertach. Kopertę wewnętrzną często nazywamy *pyłochronną*.

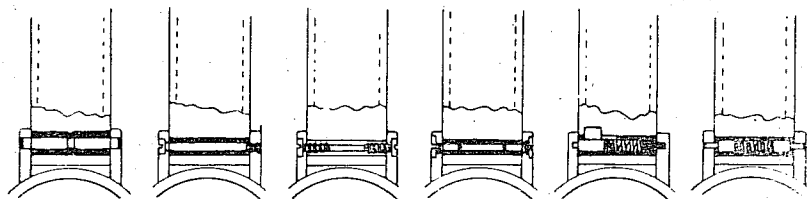
Szklą zegarków narecznych różnią się od szkieł zegarków kieszonkowych jedynie wymiarami. Stosuje się też ostatnio, zwłaszcza do małych zegarków w prostokątnych kopertach, szkła wykonane z „plexiglasu” o charakterystycznym kształcie (rys. 907), czyli tzw. szkła „buldoczkowe”. Odznaczają się one znaczną wypukłością i grubością.

W Szwajcarii opatentowano zegarek nareczny, który, oprócz normalnego szkła, ma dodatkowe szkło powiększające w kształcie soczewki. Powiększa ono znacznie wskazówki i tarczę, przez co ułatwia odczytywanie (rys. 908).

4. Uszka kopert narecznych

Podobnie jak u kopert kieszonkowych tak i tutaj (rys. 904) część korpusu koperty, do której przymocowuje się pasek lub bransoletkę, nazywamy uszkiem. Natomiast część uszka objętą paskiem nazywamy kołkiem. Wystające elementy korpusu koperty (stanowiące uszko), w których osadzone jest kołek, nazywamy występami.

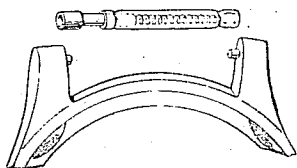
Kołki u małych i tanich zegarków są zalutowane. Przy zmianie paska trzeba stary rozpinąć, a nowy zapinać lub nawet przyszywać. Ponieważ przyszywanie sprawia pewne niedogodności, zastosowano kołki wyjmowane (tzw. „maszynki”). Kołek taki, zwykle sprężynujący, stanowi tuleję, która bywa zamocowana różnymi sposobami.



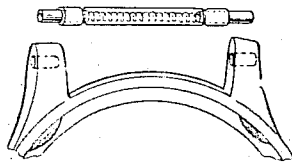
Rys. 909. Rys. 910. Rys. 911. Rys. 912. Rys. 913. Rys. 914.
Sposoby umocowania kołków w występach koperty.

Rysunki 909-914 przedstawiają główne typy kołków, w których tuleję podtrzymuje: wysuwalny kołek (rys. 909); wkręt (rys. 910); dwa wkręty (rys. 911) — nagwintowane jest tu tylko wnętrze tulei; dwa wkręty zaopatrzone są w czopy (rys. 912), na których tuleja się obraca, a nagwintowane są tylko występy koperty; kołki sprężynujące (rys. 913) stosowane najczęściej (czasem kołek zaopatrzone jest w języczek, który w celu wyjęcia kołka należy odchylić); dwa czopy rozdzielone po środku sprężynką spiralną (rys. 914) — wyjmuje się je przez naciśnięcie każdego z nich.

Kołki sprężynujące do kopert naręcznych przedstawione na rys. 915 nazywają się gniazdowymi a przedstawione na rys. 916 — czopowymi.



Rys. 915. Kołki sprężynujące gniazdowe.



Rys. 916. Kołki sprężynujące czopowe.

Na łamach prasy fachowej spotyka się uwagi zegarmistrzów, że sprężynujące kołki uszek zegarków naręcznych często się łamią, zwłaszcza w tańszych wytworach, i zegarek spada na ziemię. Dlatego przeczorniejsi zegarmistrze zmieniają lichsze i słabsze kołki sprężynujące na zwykle masywne kołki stalowe.

F. KOPERTY WODOSZCZELNE

1. Wiadomości ogólne

Gdyby zegarek w zwyczajnej kopercie dostał się do wody, ujemne skutki tego nie dałyby na siebie długo czekać, chyba że proces działania wilgoci zostałby rychło przerwany.

Już dawniej były wykonywane koperty wodoszczelne, lecz przy zegarkach kieszonkowych nie miały większego zastosowania. Dopiero gdy weszły w użycie zegarki naręczne, gdy nadto sport wodny zyskał na popularności, zagadnienie wodoszczelności zegarków stało się aktualne.

Pierwszy zegarek wodoszczelny opatentował A. L. D e n n i s o n w roku 1874. Ramka szkła i wieczko przykręcały się u tego zegarka na gwint; główka naciągowa była uszczelniona lepką substancją kitującą. W miarę rozwoju przemysłu ponawiały się próby skonstruowania zegarka w hermetycznej obudowie. Niektóre jego modele szybko jednak zniknęły z rynku. O ile bowiem szczelne zamknięcie zegarka na krótki tylko czas nie jest zadaniem zbyt kłopotliwym, o tyle masowa produkcja zegarków, z trwałą szczelnością kopert, jest problemem trudnym.

W r. 1926 firma Rolex wypuściła na rynek pierwszy nowoczesny zegarek wodoszczelny pod nazwą „Rolex-Oyster”. Od roku 1930 zgłoszono większą ilość patentów. Niektóre metody uszczelnienia okazały się bardzo skuteczne.

Zegarki wodoszczelne zdobywają sobie coraz większe zaufanie. Należy jednak pamiętać, że koperta po to jest wodoszczelna, by chronić mechanizm w czasie przypadkowego przebywania w wo-

dzie. Jak w gumowych butach czy płaszczu nieprzemakalnym nie wchodzimy do kąpieli, tak i przetrzymywanie zegarka w wodzie nie miałyby sensu.

Wodoszczelna koperta przedstawia pełną wartość wtedy, gdy umieszczony w niej mechanizm ma naciąg automatyczny. W większości bowiem wodoszczelnych kopert zwykłych zegarków wałki naciągowe mają uszczelnienia w szyjce lub w główce, które przez codzienne nakręcanie zegarka zużywają się i z biegiem czasu zegarek staje się coraz mniej wodoszczelny.

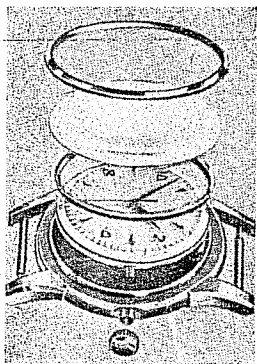
Samo nakręcanie zegarków w kopertach wodoszczelnych wykazuje jeszcze i tę wadę, że z początku, gdy wałek naciagowy jest silnie uszczelniony, nakręcający nie zawsze wyczuje moment, w którym sprężyna już jest naciągnięta i dlatego zegarka nie dokręca albo urywa sprężynę.

Uszczelnienie kopert przeprowadza się zasadniczo w trzech miejscach, tj. przy szkle, przy wieczku i przy główce. Uzyskuje się je przez dokładne dopasowanie lub za pomocą uszczelek.

2. Sposoby uszczelnień

a. Uszczelnienie szkła

Szkło na ogół się nie uszczelnia, lecz pasuje się je dokładnie i wciska w ramkę. Dopiero po kilku latach, gdy szkło z tworzywa sztucznego utraci sprężystość i do- cisk jego krawędzi do ramki przez to osłabnie, należy je zmienić. Czasami przy naprawie zegarka uszczelnia się szkła, ale o tym będzie mowa później.



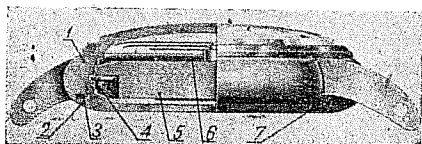
Rys. 917. Koperta wodoszczelna z uszczelnianym szkłem.

Są jednak starsze typy kopert wodoszczelnych bez wieczka, do których mechanizm wkłada się od strony szkła. W takich kopertach na tarczę nakłada się uszczelkę, na nią szkło, a wszystko do- ciska się ramką, jak pokazuje rys. 917.

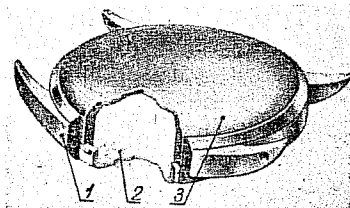
b. Uszczelnienie wieczek i ramek

Uszczelnienie wieczka — to najważniejszy problem. Spotykamy tu wiele wynalazków i ulepszeń. Opiszemy jednak tylko niektóre z nich, zwłaszcza częściej stosowane.

Szeroko rozpowszechniony typ koperty wodoszczelnej przedstawiony jest na rys. 918. Zakręcane wieczko 2, naciska na uszczelkę 3 ze stopu ołowiowo-cynowego. W miarę odkręcania



Rys. 918. Dawniejszy typ koperty wodoszczelnej.

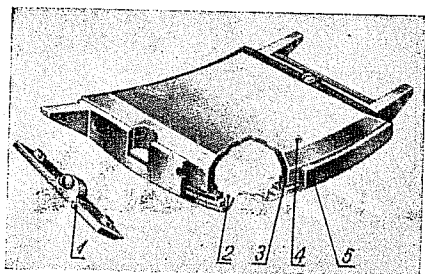


Rys. 919. Koperta wodoszczelna bez gwintów i uszczeltek.

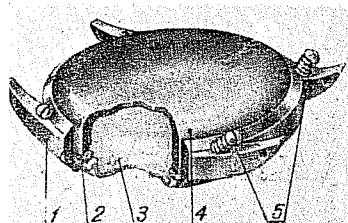
wkrętu kopertowego 4 wywiera on nacisk na szkielet 5, wskutek czego obrzeże tarczy 6 dociskane jest do występu korpusu 1. Przez 7 oznaczone jest jedno z wcięć, w które się wkłada klucz do zaciskania wieczka.

Ujemną stroną tej koperty jest to, że po kilkakrotnym jej odkręceniu i zakręceniu uszczelka się łatwo wyciera.

W kopercie przedstawionej na rys. 919 nie stosuje się uszczelki. Szkło 2 wprawione jest między brzeg wieczka 3 i korpus 1. Jest tu więc tylko jedno dopasowanie bez gwintów i uszczelki.



Rys. 920. Wodoszczelna koperta kształtowa.

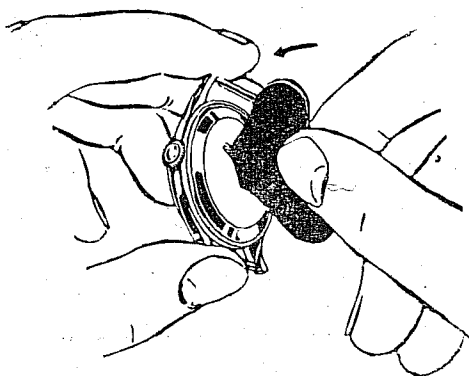


Rys. 921. Wodoszczelne połączenie koperty wkrętami.

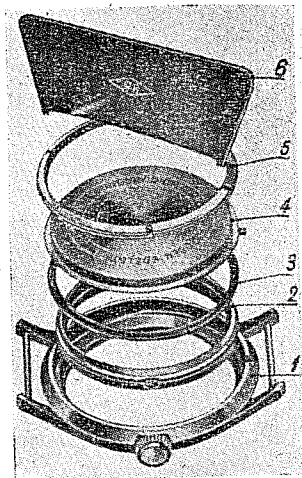
Osiągnięcie wodoszczelności koperty kształtowej, widocznej na rys. 920, jest o wiele trudniejsze. System tu przedstawiony stosuje się do zegarków kwadratowych łukowych. Poszczególne części są tak wykonane, że ich ścianki dokładnie przylegają do siebie. Szkło 2 z uszczelką 3 wprawione jest na wpust między wieczko 4 a korpus 5. Dokręceniem wkrętu mostka 1 zapewniamy szczelne połączenie tych elementów.

Jeszcze inny typ przedstawia rys. 921. Tutaj występy korpusu 1 zaopatrzone są we wkręty. Pod ich naporem zbliżają się wieczko 4 i korpus 1 zaciskając wraz z uszczelką 2 obrzeże szkła 3. Wkręty 5 są nieco odkręcone.

Powstało jeszcze wiele różnych konstrukcji, w których dążono wciąż do uproszczenia. Wieczko koperty, przedstawionej na rys. 922, ma cztery występy zaczepowe wchodzące w szczeliny korpusu i zaciskające się bagnetowo przez obrócenie kluczem. Dzięki temu nie ma tu wkrętów, a uszczelka nie tak łatwo się wyciera.



Rys. 922. Koperta wodoszczelna z zaczepami bagnetowymi.



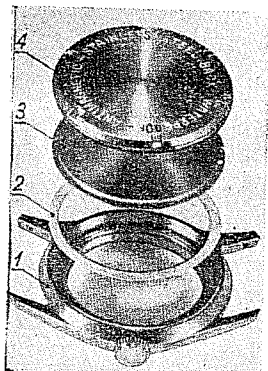
Rys. 923. Koperta wodoszczelna zamykana nagwintowanym pierścieniem.

Lepszy typ koperty wodoszczelnej widzimy na rys. 923. Mimo że jest dosyć złożona, ma jednakże niezaprzeczone zalety. Mechanizm zegarka umocowuje się w pierścieniu 2, który wkłada się do korpusu 1 i zakłada normalnie wałek naciągowy. Następnie umieszcza się uszczelkę 3, przyciska ją wieczkiem 4 w ten sposób, by mały występ wieczka mieścił się w wycięciu korpusu. Wieczko to dociska się nagwintowanym pierścieniem 5 za pomocą prostego klucza.

Znacznym ulepszeniem tej koperty jest to, że mechanizm jest sztywno umocowany w kopercie oraz że tarcza mieści się swobodnie w obudowie i nie służy za oparcie mechanizmowi, a — co najważniejsze — wieczko przy zamykaniu nie obraca się po uszczelce, lecz ją tylko dociska.

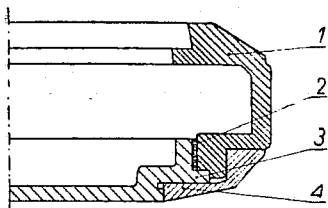
Na rys. 924 widzimy dalsze uproszczenie tego systemu. Nie ma tu bowiem oddzielnego pierścienia do mechanizmu, ani gwintowa-

nego pierścienia dociskowego. Szeroką uszczelkę 2 wkłada się w odsadzenie korpusu 1 i nakrywa szczelnie przylegającym wieczkiem dociskowym 3, które dociska się zakręcanym wieczkiem 4. Oprócz tego przestrzeń między wieczkami tworzy komorę izolacyjno-kompensacyjną zmniejszającą niebezpieczeństwo zasysania kurzu i wody.

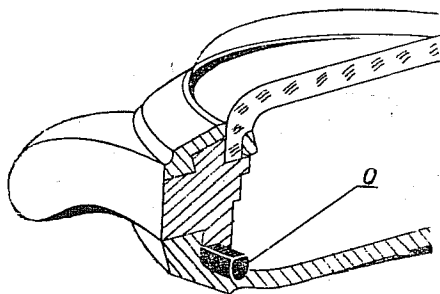


Rys. 924. Koperta wodoszczelna „Adorex”.

Ostatnie kalibry zegarków „Omega”, np. 30.10 i 28.10, mają koperty wodoszczelne skonstruowane w ten sposób, że nie ma w nich żadnych gwintów ani wkrętów. Fragment przekroju tej koperty widzimy na rys. 925. Uszczelką jest tu pierścień 2 z masy plastycznej, który prawie się nie zużywa i nie starzeje, tak że uszczelki tej właściwie nie potrzeba wymieniać. Wieczko 3 dopasowane jest do korpusu 1 z dokładnością do 0,01 mm. Wkłada się je tylko na wcisk. Dla zabezpieczenia nakłada się pierścień zabezpieczający 4, który jeszcze pewniej łączy wieczko z korpusem. Zaletą tej konstrukcji jest to, że zegarek otwiera się zwykłym otwierakiem nożowym bez specjalnego klucza i że wodoszczelność jest bardziej długotrwała, gdyż wieczko się nie obraca.



Rys. 925. Fragment koperty wodoszczelnej „Omega”.



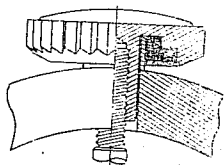
Rys. 926. Inna koperta wodoszczelna „Omega”.

W r. 1955 wprowadzono tu jeszcze pewne uproszczenie. Mianowicie uszczelka 0 (rys. 926) z masy plastycznej jest grubsza, o przekroju półokrągłym, a metalowego pierścienia zabezpieczającego już nie ma.

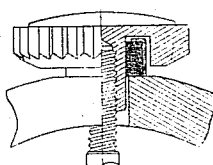
c. Uszczelnienie główek

Uszczelnienie najczęściej stosowanych główek w kopertach wodoszczelnych można by podzielić na trzy grupy: uszczelnienie w główce (rys. 927), uszczelnienie w szyjce (rys. 928) i uszczelnienie w korpusie (rys. 929). Uszczelnienie „Rubberless”¹⁾ (rys. 930) jest połączeniem tych typów. Każdy z nich ma swoje zalety i wady.

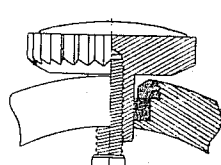
Rodzaje uszczelnień:



Rys. 927. W główce.



Rys. 928. W szyjce.

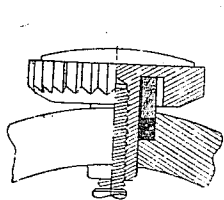


Rys. 929. W korpusie.

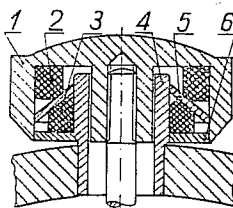
Szczególnie typ „Rubberless” (rys. 930) cieszy się dodatnią opinią fachowców. Nie ma w nim bowiem uszczelek z mas plastycznych, lecz metalowe. Uszczelka taka nie ulega wpływom gorąca, zimna i korozji oraz ma mniejszy współczynnik tarcia niż uszczelki plastyczne.

Inny typ wodoszczelnej główki widzimy na rys. 931. W wytoczeniu główki 1 mieszczą się dwie uszczelki 2 i 3: jedna dotyka szyjki 4, a druga leży na dnie wytoczenia główki. Obydwie uszczelki podzielone są ukośną ścianką 5, która osiowo naciska pierścienia 6 zamienia na docisk promieniowy. W miarę wycierania się, zwłaszcza uszczelki 3, głębsze dociśnięcie pierścienia 6 przywraca dawną wodoszczelność.

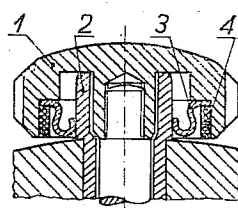
Sposoby uszczelnienia główek:



Rys. 930. Systemem „Rubberless”.



Rys. 931. Podwójną uszczelką.



Rys. 932. Wygiętym pierścieniem.

Dosyć ciekawy sposób uszczelnienia główki w kopertach wodoszczelnych widzimy na rys. 932. W główce 1 osadzony jest wygięty pierścień metalowy 3 dociśnięty wkładką 4. Pierścień

¹⁾ Ang: rubberless znaczy bez gumy.

ten sprężynuje dotykając stale do szyjki 2 i w ten sposób uszczelnia.

3. Rosa pod szkłem zegarka wodoszczelnego

Po omówieniu konstrukcji kopert wodoszczelnych zastanówmy się z kolei, jaka przyczyna tego, że w pewnych okolicznościach tworzy się rosa na wewnętrznej stronie szkielek tych zegarków, a nawet rdzewieją ich mechanizmy.

Zjawisko to było przez dłuższy czas przedmiotem szczegółowych badań, które doprowadziły do wykrycia dwu przyczyn — naszym zdaniem uzasadnionych.

Pierwszą przyczyną jest rozszerzalność gazów, wskutek której wewnątrz wodoszczelnej koperty w razie oziębienia powstaje podciśnienie, gdyż powietrze kurczy się około 100 razy więcej niż metal. Ma to miejsce np. wtedy, gdy zegarek ogrzany na ręce zanurzymy w chłodną wodę. Wówczas przez najmniejszą nawet szczelinę przy szkiełku, wieczku lub wałku naciągowym zostaje zassana pewna ilość wody. Ilość ta choćby była bardzo nieznaczna, wystarczy jednak, by przy ponownym ogrzaniu się i następnym ochłodzeniu zegarka powstała rosa pod szkiełkiem. Aby temu zapobiec, czynione są próby stosowania kopert kompensacyjnych, tj. zaopatrzonych w urządzenie wyrównujące zmiany ciśnienia.

Koperta taka, wykonana z jednolitego materiału, z tylnej strony jest zamknięta elastyczną przeponą, którą chroni dziurkowane wieczko metalowe. Pomiędzy przeponą a wieczkiem znajduje się przestrzeń wyrównawcza dla powietrza. Przepona w przestrzeni wyrównawczej może się wyginać do pewnego stopnia i wyrównywać ciśnienie między wnętrzem koperty a otaczającą atmosferą. Jednak praktyczność tych kopert nie jest jeszcze dostatecznie sprawdzona.

Drugą przyczyną powstawania rosy na szkle od wewnątrz koperty wodoszczelnej, zdarzającą się o wiele częściej, jest to, że w czasie zamykania koperty już jest wewnątrz pewna ilość wilgoci. Zachodzi to zwłaszcza wtedy, gdy zegarek wodoszczelny zamykamy w pracowni ciepłej i o dużej wilgotności powietrza. Wiadomo bowiem, że ciepłe powietrze może zawierać o wiele większą ilość wilgoci aniżeli zimne. Na przykład 1 m³ powietrza o temperaturze — 10° C może zawierać 2,36 g wody, a o temperaturze +10° C już 9,35 g, natomiast o temperaturze +40° C może mieć aż 30,20 g.

Zdarza się też czasem, że niektórzy zegarmistrze masę świecąca rozpuszczają wodą, zamiast specjalnym lakierem (2—83), co również może wpływać na późniejsze tworzenie się rosy. Jeżeli do tego, przy zamykaniu zegarka wodoszczelnego w wilgotnej przestrzeni, jeszcze się w niego nachucha, to zawartość wilgoci znacznie się w nim zwiększy.

4. Sprawdzanie kopert wodoszczelnych

a. Przez ogrzewanie

Koperty z przykręconymi wieczkami ogrzewa się do około 50°C . Jeśli wewnątrz nie są zupełnie suche, to po ostudzeniu para wodna osiada na szkle.

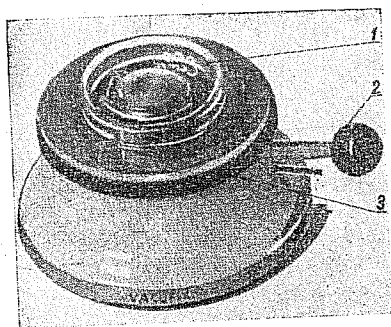
Sprawdzanie kopert można także przeprowadzić używając eteru. Kropla tego płynu umieszczona na szkle ochładza je i powoduje skroplenie się w tym miejscu pary w postaci rosy, jeżeli koperta nie jest wewnątrz sucha.

b. Sprawdzanie kopert pod ciśnieniem

Koperty wkłada się do wypełnionej wodą sprężarki (3—235), gdzie wytwarza się ciśnienie do 3 atmosfer. Odpowiada to zanurzeniu zegarka w wodzie na głębokość 30 m. Jeśliby koperta była nieszczelna, woda wciśnie się do niej. Tym sposobem sprawdza się również próżne koperty, które pozostają pod ciśnieniem około dwu godzin.

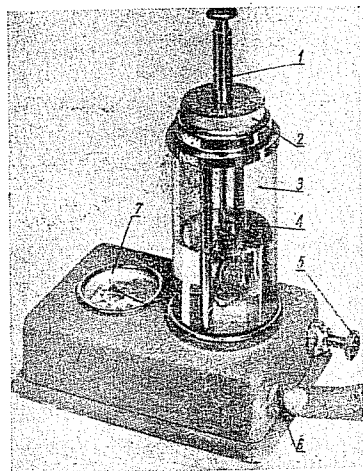
c. Sprawdzanie kopert w próżni

Koperty zanurzamy do wody w specjalnym aparacie lub sprężarce. Gdy następnie nad wodą obniżymy ciśnienie, powietrze, które jest wewnątrz koperty, rozpręża się i uchodzi na zewnątrz w postaci pęcherzy. Sposób ten umożliwia wygodne wykrycie miejsca, w którym nieszczelność powstała.



Rys. 933.

Aparat do sprawdzania szczelności kopert.



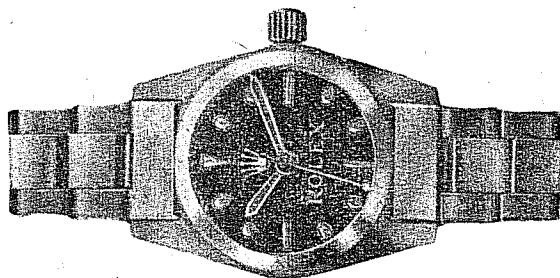
Rys. 934.

Gdy koperty wytrzymają powyższe trzy próby, wracają one znowu na grzejnik. Jeśliby któraś z nich przyjęła choćby trochę

wilgoci, a nie zauważono by tego, to po ogrzaniu i ostudzeniu pojawi się na szkle para i taką kopertę się odłącza.

Można też sprawdzać wodoszczelność kopert przez wytwarzanie próżni i to bez zanurzania ich w wodzie. Służy do tego aparat „Vacufix”, przedstawiony na rys. 933. Przed badaniem powleka się kopertę, zwłaszcza w miejscach połączeń, specjalnym płynem, tzw. „Vacufix-Fluid”. Następnie wkłada się ją pod przezroczysty kloz 1 i naciska się dźwignię 2, która wygina w dół gumową płytę 3 tworząc tym samym pod klozłem próżnię. Wówczas powietrze uchodząc z zegarka, tworzy w nieszczelnych miejscach koperty trwałe bańki różnych wielkości.

Szwajcarska Fabryka Mido w Biel wyprodukowała uproszczony aparat do badania szczelności kopert. Aparat ten (rys. 934) wskazuje miejsce nieszczelności bez powlekania koperty „fluidem”. Po napełnieniu szklanego zbiornika 3 zwykłą wodą, zawieszona się zegarek na haku 4, zakręca się pokrywę 2 i pompką 5 wytwarza się w zbiorniku ciśnienie około 4 atmosfer (co wskazuje manometr 7). Wówczas zegarek zanurza się za pośrednictwem rączki 1 do wody, po czym naciskając powoli guzik 6 likwiduje się w zbiorniku ciśnienie, wskutek czego zgęszczone w zegarku powietrze wydostaje się przez szczeliny w formie baniek i wskazuje nieszczelne miejsca w kopercie, którą zaraz z wody należy wyjąć. Brak baniek dowodzi, że koperta jest w porządku.

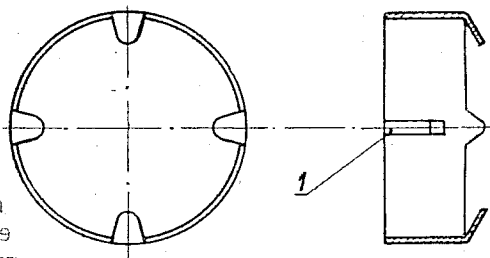


Rys. 935. Doświadczalny zegarek wodoszczelny „Rolex”.

Normalnie fabryki sprawdzają koperty wodoszczelne w wodzie pod ciśnieniem — jak wiemy — trzech atmosfer. Ale korzystając z planowanego na rok 1953 zagłębienia się prof. Piccarda w Morze Śródziemne szwajcarska fabryka Rolex zbudowała eksperymentalny zegarek wodoszczelny (rys. 935), który Piccard zabrał ze sobą na głębokość 3150 m. Próba powiodła się. Mimo że na tej głębokości ciśnienie wynosiło 315 atmosfer, zegarek chodził i nie stwierdzono wewnątrz śladów wilgoci.

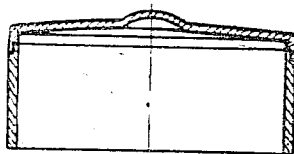
5. Umocowanie mechanizmów w kopertach wodoszczelnych

W zwykłych zegarkach kieszonkowych mechanizm przykręca się wkrętami kopertowymi. Natomiast mechanizm zegarków wodoszczelnych przeważnie wkłada się tylko do koperty i dociska pierścieniem dociskowym (rys. 936).



Rys. 936. Pierścień dociskowy mechanizmu w kopercie wodoszczelnej.

Pierścień taki ma też swoje wady. Zdarza się czasem, że dokręcanie wieczka pociąga ten pierścień, a wycięcie 1 dla wałka naciągowego silnie naciska wałek. Dopiero po zakręceniu wieczka stwierdzamy, że wałek naciągowy nie daje się wyciągnąć. Wskutek tego nie można regulować wskazówek. Oprócz tego uszczelnienie w główce nie może być długotrwałe, gdyż wskutek silnego nacisku bocznego przedwcześnie się wyciera. Często nawet wałek naciągowy się łamie.



Rys. 937. Wieczko dociskowe zamiast pierścienia dociskowego.

Wieczka dociskowe (rys. 937) stanowią dość dobre rozwiązanie. Wieczko koperty naciska wieczko dociskowe w środku, dzięki czemu nie jest przez nie pociągane. Dla cienkich zegarków jest ono, niestety, mniej praktyczne, ponieważ wymaga więcej miejsca w kierunku wysokości.

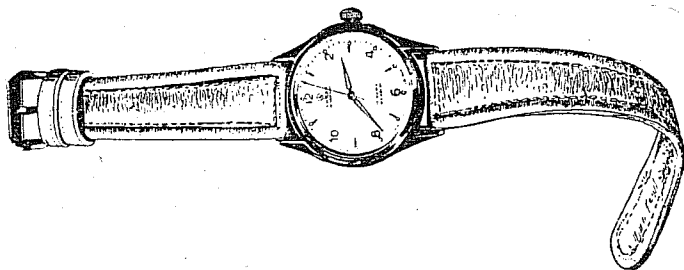
G. UMOCOWANIE ZEGARKA NA RĘCE

Wraz z pojawieniem się zegarka naręcznego należało również rozwiązać zagadnienie umocowania go na przegubie ręki. Najpiew próbowano stosować różne rodzaje klamer i haków. Później dopiero ustalili się obecny sposób noszenia zegarków na paskach

i bransoletkach, które są jakby częścią składową zegarka naręcznego i tworzą z nim, jeśli chodzi o wygląd zewnętrzny, zestroszoną całość.

1. Paski skórzane

Podstawowym surowcem do wyrobu pasków jest nadal skóra. Od skóry króliczej, koziej, cielęcej, aż do wołowej, która ze względu na swą grubość bywa rozcinana, można stosować niemal każdy rodzaj skóry, a nawet z rekinów i węzów.



Rys. 938. Skórzany pasek podwójny.

Ze skór zwierzęcych do wyrobu pasków najlepiej się nadaje skóra cielęca. Delikatność skóry zależy od wieku zwierząt. Skóra juchtowa jest to skóra cielęca wyrabiana początkowo w Rosji. Garbuje się ją przy pomocy wyciągu z kory wierzbowej, a następnie zaprawia olejem ze smoły brzozej.

Skóra aksamitna, zwana szwedzką, jest skórą cielęcą, której górna strona ma pozorne cechy aksamitu osiągnęte przez tarcie na krążku szmerglowym lub na szcztotce.

Skóra wieprzowa odznacza się szczególną zwartością i dobrze odpowiada celom zegarmistrzowskim. Często zachowuje się jej kolor naturalny.

Skórę kozią spotyka się w gładkim wykonaniu lub w postaci safianu. Niefarbowana skóra kozia służy także do pasków jako podkładka (podszewka).

Skóry owczej używa się często jako imitacji lepszych gatunków skór. Lecz swe główne zastosowanie znajduje ona jako materiał uzupełniający.

Skóra zamszowa jest z reniferów, jeleni i sarn; jest ona szczególnie miękka i giętka.

Skóra z gadów dzięki swemu naturalnemu i niezacieralnemu kolorowi, gładkim i dającym się polerować zmarszczkom wyróżnia się trwałością i pięknnością.

Skóra krokodylowa pochodzi z aligatorów hodowanych w specjalnych fermach Ameryki Środkowej. Dużym płaskim łuskom można nadawać delikatny szlachetny połysk. Uchodzi ona słusznie za jedną z najszlachetniejszych skór.

Skóra nappa, albo tzw. skóra rękawiczkowa, jest szczególnie miękką skórą owczą lub kozią, stosowaną często w produkcji pasków zegarkowych.

Skóra na paski do zegarków naręcznych bywa często farbowana na czarno, ciemnobrunatno, żółto (kolory naturalne), szaro, czerwono itp.

Od czasu pojawienia się zegarka wodoszczelnego zegarmistrz interesuje także odporność skóry na wodę. Tę zaletę można jej nadać tylko na pewien czas przez woskowanie i lakierowanie. (Chociaż dobra skóra może do pewnego stopnia uchodzić za wodoszczelną).

W masowej produkcji wygarbowaną i odwołioną skórę tnie się na paski. Cienką skórę skleja się składając dwa płaty tak, że strony odwołione są na zewnątrz. Gdy nóż prasy wykroi pasek i wytłoczy w nim dziurki, brzegi jego pikuje się na maszynach do szycia, następnie uzupełnia się go sprzączkami i pętlami do przetknięcia jego końców. Kolor paska bywa dostosowany do koloru tarczy.

Szerokość paska powinna pasować do uszek koperty. Obecnie używa się pasków o szerokości od 6 do 22 mm. Zakładając pasek, część ze sprzączką umieszczamy na uszku przy „12”.

Praktyczny i szybki sposób umocowania paska na uszku polega na zahaczeniu jego końca uzbrojonego wewnątrz cienkim drutem. Dzięki temu nie odhacza się on łatwo i nie przedziera.



Rys. 939. Ulepszona sprzączka i uproszczone zaczepienie paska.

Inny sposób zaczepienia paska pokazuje rys. 939. Nie wymaga on żadnych nitów i zszywania ani wyjmowania sprężynujących uszek. Wystarczy bowiem jego usztywniony wewnątrz koniec przełożyć za uszko i włożyć do pochewki.

Sprzączki do pasków zostały ostatnio ulepszone w ten sposób, że ostry język sprzączki, niszczący najbardziej rękawy koszul i marynarek, zabezpieczony jest ruchomą nakrywką (rys. 939).

2. Paski nylonowe

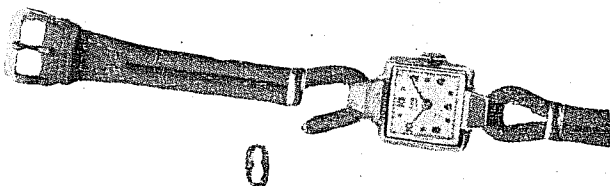
Paski nylonowe nie bardzo się przyjęły w praktyce, gdyż po krótkim czasie twardnieją, zmieniają kolor i łatwo się uszkadzają.

Natomiast wchodzi w użycie pasek tkany z włókien nylonowych, więc nie potrzebują dziurek do języczka sprzączki, gdyż może on być w każdym miejscu zaczepiony bez uszkodzenia paska. Paski takie są bardziej odporne na uszkodzenia i ładnie się prezentują.

3. Paski sznurkowe

Współczesna moda przepisuje sznurkowy pasek do zegarków damskich. Były to najpierw sznurki jedwabne, obecnie jednak coraz częściej stosuje się sznurki skórzane.

Do złotych zegarków damskich małego kalibru dawniej używano także pasków jedwabno-rypsowych.



Rys. 940. Pasek sznurkowy.

Jeśli zegarki mają normalne uszka, to wymiana paska nie przedstawia trudności. Natomiast sprawa jest gorsza, gdy chodzi o uszka z okrągłymi otworami, np. w „buldoczkach”, gdyż pasek sznurkowy musi być przez nie przeciągnięty.

Sposoby umocowania tych pasków są różne. Jeden z nich widzimy na rys. 940.

4. Bransoletki

Wśród bransoletek metalowych rozróżnia się głównie:

- bransoletki plecione z drutu;
- bransoletki owijane metalową tasiemką;
- bransoletki ogniwkowe.

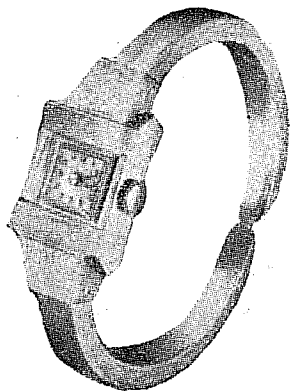
Produkcja bransoletek plecionych odbywa się automatycznie na specjalnych maszynach, natomiast ogniwa do bransoletek ogniwkowych są pojedynczo wycinane, polerowane, a następnie składane.

Do umocowania bransoletki przy kopercie służą zaczepy dostosowane do wielkości uszek koperty.

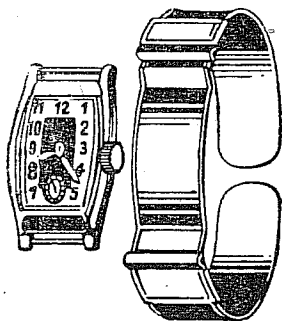
Oddzielny dział tworzą bransoletki rozciągliwe o różnych konstrukcjach. Jednak większość z nich można skraćć przez wyłączenia odpowiedniej ilości poszczególnych ogniw.

Sposoby zapinania bransoletek są najrozmaitsze. Konstrukcja ich jest jednak zawsze tak prosta, że nie wymaga specjalnych opisów. Kilka rysunków zamków bransoletkowych zamieściliśmy w 2 części „Zegarmistrzostwa” na str. 150.

Bransoletki zegarkowe nie zawsze muszą być zamykane na zamki, bo jak widzimy na rysunku 941, są tego rodzaju bransoletki, że mają sprężynujące zatrzaski w uszkach zegarka. Oczywiście zamknięcia tego rodzaju są stosowane tylko w droższych fabrykatch przeznaczonych dla pań.



Rys. 941. Bransoletki sprężynujące bez zamków.



Rys. 942. Bransoletki z jednorodnej blachy nierdzewnej.

U zegarków tańszych, tak męskich jak i damskich oraz dla osób jednorękich, stosowane są bransoletki ze specjalnej blachy nierdzewnej (rys. 942), do których przymocowuje się zegarek za pomocą oddzielnych uchwytów. Bransoletki te muszą być dobre lub dopasowane tak do wielkości przegubu ręki, jak i do wielkości zegarka.

XII. MECHANIZMY SYGNALIZUJĄCE

Istnieją zegary i zegarki, które oprócz zwykłego wskazywania czasu, informują nas w sposób łatwo poznawalny o upływie oznaczonej pory. Zegary takie są zaopatrzone w dodatkowe urządzenie, zwane *mechanizmem sygnalizującym*.

Sposoby sygnalizacji mogą być różne. Jednak w praktyce stosuje się przeważnie *mechanizmy akustyczne*, czyli *dźwiękowe*. Rozróżniamy trzy zasadnicze grupy mechanizmów sygnalizujących:

- a. mechanizmy budzenia;
- b. mechanizmy bicia (godzin; półgodzin i godzin; kwadransów, półgodzin i godzin);
- c. mechanizmy grania (pozytywki, kuranty).

Do bardzo rzadkich okazów należą budziki z *sygnalizacją świetlną* lub *dotykową*. W tych ostatnich sygnał polega na uderzeniu, kluciu lub drapaniu.

Szczególnym rodzajem mechanizmów sygnalizujących są zegary wydające charakterystyczne dźwięki kukania. Są one jakby odmianą zegarów bijących.

Sygnalizacja upływającego czasu w zegarach nowoczesnych może następować również przez wypowiedanie mijających godzin. Mechanizm bicia napędza urządzenie, w którym znajduje się magnetofonowa taśma bez końca. Dzięki takiemu urządzeniu, co godzinę lub co kwadrans zegar mówi, zamiast bić.

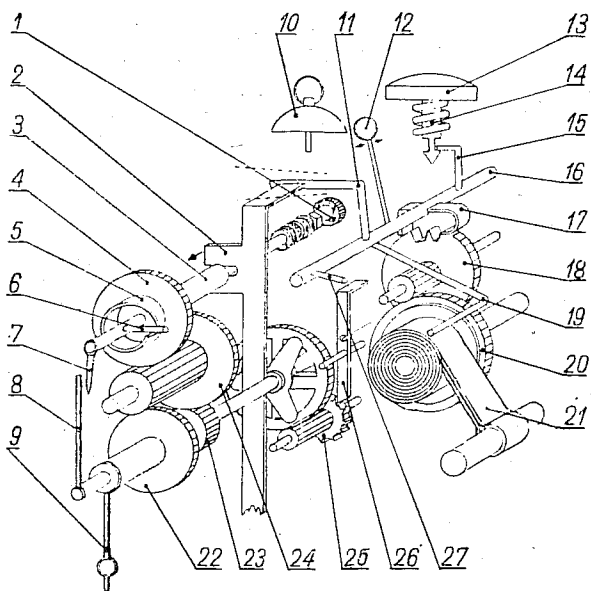
Wszystkie zegary z mechanizmami sygnalizującymi można by zaliczyć do grupy zegarów specjalnych i skomplikowanych, obejmującej przede wszystkim stopery, chronografy, zegarki kalendrzowe, figuralne itp., ale o nich będziemy mówić w oddzielnej książce.

A. MECHANIZMY BUDZENIA

1. Opis ogólny mechanizmu budzenia

Od dawna już starano się wynaleźć sposób punktualnego budzenia czy też przypominania chwili rozpoczęcia lub zakończenia danej czynności w czasie z góry określonym. Był już wprawdzie mechanizm wskazujący czas, chodziło jednak o to, żeby do niego dodać urządzenie sygnalizujące. W wyniku tych starań powstał *budzik*, który dlatego tak się nazywa, że jego sygnalizację najczęściej wykorzystuje się do budzenia.

Obecnie jest już w użyciu wiele różnych typów budzików, lecz ich zasada konstrukcyjna jest jednakowa. Najpospolitszy jest budzik popularny (stołowy). Ogólne opisy budzików podaliśmy w pierwszym rozdziale tej książki. Tu natomiast opisujemy same mechanizmy budzenia. Na rys. 943 przedstawiono schematycznie



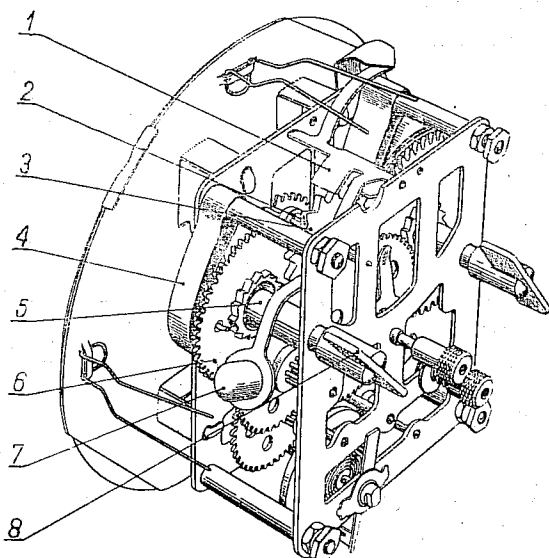
Rys. 943. Schemat mechanizmu budzenia: 1 — pokrętka nastawcza, 2 — sprężyna włączająca, 3 — tulejka koła włączającego, 4 — koło włączające, 5 — krzywka włączająca, 6 — kołek nastawczy, 7 — wskazówka nastawcza, 8 — wskazówka minutowa, 9 — wskazówka godzinowa, 10 — dzwonek, 11 — ramię włączające, 12 — młotek, 13 — przycisk zastawki, 14 — zastawka sygnału, 15 — ramię zastawki, 16 — wałek kotwicy, 17 — kotwica, 18 — koło wychwytowe, 19 — ramię wyłączające, 20 — koło napędowe, 21 — sprężyna napędowa, 22 — koło godzinowe, 23 — ćwiertnik, 24 — koło zmianowe, 25 — koło repetiera, 26 — dźwignia repetiera, 27 — ramię repetiera.

poszczególne części składowe mechanizmu budzenia oraz ich wzajemną zależność. W podpisie podano nazwy tych części.

W mechanizmie budzenia, podobnie jak w mechanizmie chodu, można rozróżnić poszczególne zespoły, mianowicie: napęd i przekładnię, wychwyty oraz — dodatkowo — urządzenia: nastawcze, włączające, zastawiające i wyłączające. Niektóre z nich, np. napęd, przekładnia i wychwyty, są prawie takie same jak w mechanizmie chodu.

Napęd gromadzi energię do napędzania całego mechanizmu i przekazuje ją za pośrednictwem przekładni dalszym zespołom. Sprężyna tego napędu jest zwykle krótsza i węższa niż w mechanizmie chodu budzika.

Zadaniem wychwyty jest tutaj wprawianie w ruch młotka. Nazwy dalszych zespołów mówią jednocześnie o funkcji, jaką spełniają w mechanizmie. Zanim opiszemy szczegółowo konstrukcję i działanie tych zespołów przyjrzyjmy się wpierw działaniu mechanizmu budzenia.



Rys. 944. Mechanizm budzika.

Na rys. 944 widzimy mechanizm budzika popularnego. Zawiera on dwa odrębne mechanizmy: chodu — po prawej stronie, i budzenia — po lewej. Każdy z nich ma własny napęd sprężynowy, dlatego są tu dwie sprężyny. Mechanizm budzenia czerpie energię napędową od sprężyny 4, nawijanej kluczem 8 na wałek 5. Sprężyna 4, przez koło 6 i zębnik 2, porusza koło wychwytowe 3, które swymi zębami za pomocą kotwicy 1 wprawia w ruch młot-

tek 7. Młotek ten uderzając w ściankę obudowy powoduje dźwięki sygnałowe. Czas trwania sygnału po całkowitym naciągnięciu sprężyny nie powinien być krótszy niż 15 sekund.

Po tym ogólnym opisie przejdziemy do omówienia różnych rozwiązań konstrukcyjnych poszczególnych zespołów mechanizmu budzenia.

2. Zespoły mechanizmu budzenia i ich działanie

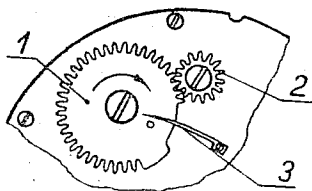
a. Napęd i przekładnia

Konstrukcja i działanie napędu mechanizmu budzenia w budziku z dwoma oddzielnymi mechanizmami, z oddzielną sprężyną dla mechanizmu chodu i oddzielną dla mechanizmu budzenia (rys. 944), niczym nie różnią się od konstrukcji i działania napędu mechanizmu chodu, które już poprzednio opisaliśmy.

Istnieją jednak takie konstrukcje, zwłaszcza w zegarkach, w których jedna sprężyna napędza oba mechanizmy, o czym także już mówiono. Ponieważ sprężyna napędowa może działać obydwoma końcami, dlatego rozwiązanie takie jest możliwe.

Jednakże jest tu konieczne urządzenie zapobiegające wyczerpaniu się całego zapasu energii sprężyny wyłącznie na dzwonienie, gdyż inaczej mechanizm chodu musiałby się zatrzymać. Tego rodzaju urządzenia mogą być różne. Bardzo prosta i często tu stosowana jest *zastawka zębata napędu*, pokazana na rys. 945.

Na wałku sprężyny osadzony jest zębnik 2, który podczas dzwonięcia obraca w kierunku strzałki koło 1. Lecz to jest możliwe tylko przez pewien czas, ponieważ bezwzględna część tego koła zatrzymuje zębnik, wskutek czego sygnał alarmowy ustaje. Przy powtórny nakręcaniu zegarka obracają się wszystkie części w odwrotną stronę, dopóki wielki wręb nie dojdzie do zębника. Koło 1 nie może się już obracać, gdyż dalej nie ma zębów, więc pozostaje w tej pozycji, gotowe do współdziałania przy następnym sygnale.

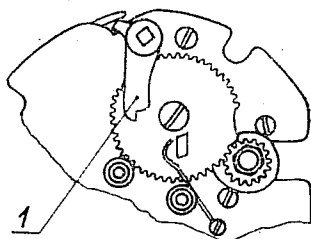


Rys. 945. Zastawka przy napędzie chodu i budzenia jedną sprężyną.

Sprężynka 3 zapobiega całkowitemu wyzębieniu się koła 1 z zębnikiem 2. Gdyby nie było tej sprężynki, mogłoby się zda-

rzyć, że po nakręceniu zegarka ostatni ząb straciłby połączenie z zębnikiem 2 i przy następnym alarmie nastąpiłoby całkowite rozwinięcie się sprężyny napędowej.

W małym budziku „Jaz”, mającym także jedną wspólną sprężynę do napędu mechanizmu chodu i budzenia, zastawka jest tak urządzona, że dźwignią 1 (rys. 946) można mechanizm budzenia nastawiać na krótkie lub długie dzwonienie lub w ogóle go zablokować. Gdy mechanizm budzenia jest zablokowany, budzik chodzi po jednym nakręceniu 60 godz., gdy zaś nastawiony jest na krótkie dzwonienie, chodzi 53 godz., natomiast przy długim dzwonieniu tylko 40 godzin.



Rys. 946. Zastawka napędu budzika „Jaz”.

Jeżeli chodzi o przekładnie mechanizmów budzenia, to najczęściej są one tak urządzone, że koło napędowe zazębia się bezpośrednio z zębnikiem wychwytowym budzenia, jak to pokazuje rys. 943 i 944. Bywają jednak także przekładnie mające o jedną parę kół zębatych więcej, mianowicie o zębni i koło pośrednie. W pierwszym przypadku sprężyna może być słabsza, dzwonienie zaś jest szybkie i krótkie, natomiast w drugim sygnał jest dłuższy i łagodniejszy, lecz sprężyna musi być nieco silniejsza.

b. Wychwyt

W mechanizmach budzenia stosuje się przeważnie wychwyty hakowe, lub rzadziej Brocota, których zasady konstrukcyjne już poznaliśmy. Ponieważ koło wychwytowe w tych mechanizmach szybciej się obraca niż w mechanizmach chodu, a wałek kotwicy jest bardziej obciążony, dlatego zęby tego koła szybciej się wypracowują. Kotwice są zwykle z grubej blachy stalowej, rzadziej masywne.

Wielkość odpadu po obu stronach oraz kątów impulsu odgrywa tu rolę podrzędną. Rzeczą istotną jest takie zazębianie się kotwicy z kołem wychwytowym, by młotek umocowany na jej wałku miał wystarczającą swobodę ruchów. W tym celu kąt drogi straconej musi być znacznie większy niż w wychwytach mechanizmu chodu.

W celu ułatwienia regulacji głębokości zazębienia kotwicy z kołem wychwytowym łożysko kotwicy jest umieszczone w wyciętym z płyty przedniej jakby „języku”, którym, przez odginanie reguluje się odległość kotwicy od koła wychwytowego.

c. Nastawianie i włączanie

Po nakręceniu budzika nastawiamy go na godzinę, o której ma zadzwonić. Do tego celu służy urządzenie nastawczo-włączające, będące zespołem mechanizmu budzenia.

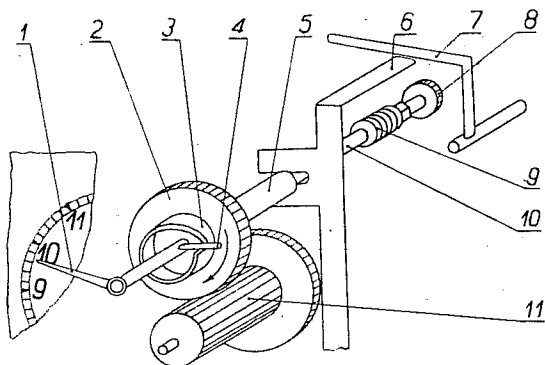
Na rys. 947 widzimy takie urządzenie w budziku mającym osobną podziałkę budzenia. Na tej podziałce są zaznaczone godziny od 1 do 12. Koło włączające 2, umocowane na tulejce 5 i osadzone luźno na wałku nastawczym 10, zazębia się z zębniakiem zmianowym 11; obraca się ono 2 razy na dobę, gdyż ma tyle zębów, co i koło godzinowe. Do tego koła przymocowana jest krzywka (czołowa) włączająca 3. Sprężynka śrubowa 9 rozprężając się utrzymuje wałek 10 w nastawionej pozycji i zabezpiecza go od samoczynnego obrotu. Natomiast sprężyna włączająca 6 za pośrednictwem tulejki 5 stale dociska krzywkę 3 do kołka nastawczego 4. Docisk ten nie jest jednak zbyt silny, tak że koło włączające, łącznie z umocowaną na nim krzywką, obraca się na unieruchomionym przez sprężynkę 9 wałku nastawczym (pod działaniem napędowym zębniaka zmianowego 11). Gdy kołek 4 znajdzie się w chwili budzenia w podcięciu krzywki 3, tzn. w takiej pozycji, jak na rys. 947, wówczas koniec sprężyny włączającej 6 tak oddali się od ramienia włączającego 7, osadzonego w wałku kotwicy, że ramię to może się poruszać a młotek może uderzać w dzwonek. Gdy zaś wskutek obrotu wałka 10 lub koła 2, kołek wyjdzie z podcięcia krzywki 3, wtedy koniec sprężyny 6 oprze się o ramię 7 i nie pozwoli na poruszanie się młotka osadzonego na tym samym wałku.

Nastawiając budzik, należy pokrętką 8 obracać wałek nastawczy 10 w prawo, tzn. tak, żeby wskazówka nastawcza 1 obracała się w kierunku przeciwnym do normalnego obrotu wskazówek zegarowych. Zresztą, w drugą stronę wałek nastawczy może się tylko dotąd obracać, dopóki kołek nastawczy 4 nie oprze się o podcięcie krzywki 3. Gdybyśmy dalej silnie kręcili, to pokrętka 8, wkręcona zazwyczaj na lewy gwint, odkręci się z wałka.

Po nastawieniu budzika, np. na godz. 9 min. 45, jak na rys. 947, wałek nastawczy 10 stoi w miejscu. Natomiast koło włączające 2, napędzane zębniakiem zmianowym 11, obraca się w kierunku strzałki; w tym czasie krzywka ślizga się stale po kołku nastawczym 4. Gdy koło 2 obróci się wraz z krzywką do takiej pozycji,

że podcięcie krzywki znajdzie się tuż przy kołku, wówczas przesunie się ona wzdłuż wałka nastawczego razem z kołem włączającym na głębokość tego podcięcia, gdyż dociska ją sprężyna 6. Wskutek tego wzdłużnego ruchu tulejki 5 sprężyna włączająca 6 wyzwala ramię włączające 7, osadzone w wałku kotwicy, umożliwiając przez to jego ruchy, a zarazem uderzenia młotka w dzwonek — następuje sygnał.

Za silna sprężynka śrubowa 9 utrudnia nastawienie, za słaba powoduje, że wałek nastawczy ze wskazówką obraca się razem z kołem włączającym.



Rys. 947. Urządzenie nastawczo-włączające.

W budzikach z krzywką przymocowaną do koła włączającego (rys. 947) niezmienna głębokość podcięcia krzywki umożliwia ruch sprężyny włączającej. Podobnie bywa w budzikach z centralną wskazówką nastawczą mechanizmu budzenia. Wskazówka ta osadzona jest na kole włączającym. Różnica polega tylko na tym, że z krzywką współpracuje nie kołek, lecz występ koła godzinowego.

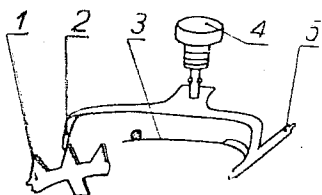
Niektóre, zwłaszcza małe, budziki z centralną wskazówką nastawczą nie mają tej krzywki, ale ich koło godzinowe zaopatrzone jest w odpowiedni występ, który wpada w wycięcie koła włączającego znajdującego się pod tarczą. Występ ten powinien być wystarczająco długi i wysoki oraz wpadać bez trudności na dno wycięcia.

Wskazówka nastawcza jest przeważnie z przodu tarczy, czasem tylko na stronie odwrotnej, tuż pod zastawką sygnału. Powinna ona znajdować się dokładnie w środku podziałki. W przeciwnym bowiem razie w pewnych godzinach zegar będzie dzwonił dokładnie, w innych zaś mogą występować bardzo znaczne odchylenia od oznaczonego czasu.

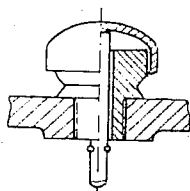
Budzik można nastawiać na oznaczoną godzinę prawie o tyle godzin naprzód, ile godzin ma podziałka tarczy. Zwykle o jedną do dwóch godzin mniej, gdyż tyle potrzeba czasu, by kołek nastawczy lub występ opuścił podcięcie na krzywce. Praktycznie więc budzik z podziałką 12-godzinową na godzinę 6 rano można nastawić najwcześniej o 8 wieczorem, a budzik z tarczą 24-godzinową (rys. 821 i 822) lub taką podziałką nastawczą można nastawić o 8 rano na 6 poranka następnego.

d. Zastawianie i wyłączanie

Budzik powinien mieć urządzenie do łatwego i szybkiego wyłączenia sygnału. Takim urządzeniem jest *zastawka sygnału*. Nie jest to zastawka służąca do ograniczania rozwijania się sprężyny napędowej, o której mówiliśmy w rozdziale o napędach, ale urządzenie całkiem inne i stanowiące oddzielny zespół mechanizmu budzenia.



Rys. 948. Zastawka sygnału.



Rys. 949. Przycisk zastawki.

Zastawkę najczęściej spotykaną w budzikach popularnych pokazuje rys. 948. Jest ona w całości wycięta z blachy i odpowiednio wygięta. Część poprzeczna 5 ma dwa czopy, którymi ułożyskowana jest w płytach. Koniec 2 zahacza się o zęby koła wychwytowego 1, gdy przyciśniemy przycisk 4. Sprężynka 3 służy do podnoszenia zastawki, gdy nakręcimy ponownie budzik.

Kształty tego typu zastawek są rozmaite, zależnie od konstrukcji całego budzika. Również przyciski są różnie skonstruowane. Jedno z rozwiązań pokazuje rys. 949.

Zastawkę zwykle umieszcza się w górnej części budzika. W starych budzikach „Baby”, z dzwonkiem u góry (rys. 41), zastawką jest dźwignia z haczykiem, którym bezpośrednio zatrzymuje się młotek.

Często także ucho służy za zastawkę sygnału: w pozycji pionowej nie wstrzymuje dzwonienia, w poziomej zastawia je. Jednakże po następnym nastawieniu trzeba pamiętać o podniesieniu ucha, tak samo zresztą, jak i o odhaczeniu dźwigni, gdyż w przeciwnym razie budzik nie będzie dzwonił.

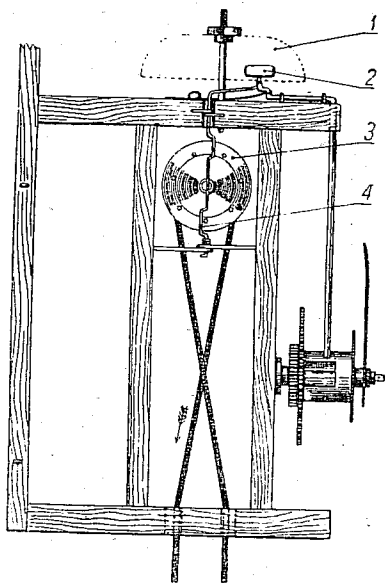
W innych natomiast systemach zastawek chcąc, aby nakręcony, lecz zastawiony budzik ponownie dzwonił, trzeba przynajmniej nieznacznym pokręceniem sprężyny napędowej mechanizmu budzenia zmniejszyć nacisk koła wychwykowego na zastawkę. Spowoduje to jej odchylenie przez specjalną sprężynkę, zbyt słabą, aby mogła to wykonać przy pełnym nacisku zęba koła wychwykowego na zastawkę.

3. Różnice konstrukcyjne budzików

a. Budziki ścienne

Mechanizmy budzenia, o jakich dotychczas pisaliśmy, stosowane są w budzikach stołowych. Są jednak i budziki ścienna, chociaż, co prawda, coraz rzadziej się je spotyka, gdyż budziki popularne są tańsze i wygodniejsze w użyciu.

Niektóre starsze zegary szwarcwaldzkie też były wyposażone w mechanizmy budzenia. Główną częścią takiego mechanizmu jest koło kołkowe 3 (rys. 950) zazębiające się z drucianym wrzecionem 4 (namiastką kotwicy), które na górnym końcu ma młotek 2 uderzający w dzwonek 1. Koło kołkowe 3 napędzane jest oddzielnym obciążnikiem zawieszonym na łańcuchu lub sznurku.



Rys. 950. Mechanizm budzenia zegara szwarcwaldzkiego.

Zegary z takim mechanizmem budzenia są już teraz właściwie okazami muzealnymi i dlatego nie wdajemy się w bliższe ich opisywanie. Jednak stosownie do potrzeby i w naszych czasach wykonuje się pojedyncze zegary szafkowe z mechanizmami budzenia. Przykładem tego jest zegar Seminarium Warszawskiego, wykonany przez ks. Koryckiego, o którym pisaliśmy już w pierwszej i drugiej części „Zegarmistrzostwa”.

b. Budziki noszone

Budziki noszone znane były już pod koniec XVI wieku. W zastosowaniu okazały się bardzo praktyczne, a ciągłe ich udoskonalania uczyniły je powszechnymi w użyciu. Szczególnie praktyczny jest budzik podróżny w futerał-portfelu albo w skórzanej okładce.

Mechanizmy budzenia budzików podróżnych nie różnią się prawie od mechanizmów budzenia opisanych już budzików popularnych. Większe natomiast różnice zwłaszcza w nastawianiu i włączaniu, spotykamy u budzików kieszonkowych, szczególnie zaś u budzików naręcznych, dlatego dokładnie opiszemy najbardziej znane.

Budzik naręczny „Vulcain-Cricket”

Rys. 951 przedstawia urządzenie nastawcze szwajcarskiego budzika naręcznego marki „Vulcain-Cricket”. Jest on wyposażony w dwa odrębne napędy sprężynowe ze wspólnym urządzeniem naciągowym. Oprócz zwykłej główki 14, zegarek ten ma tłoczek 12. Tłoczek i główka są współzynn timer złączone. Za naciśnięciem główki wysuwa się tłoczek i odwrotnie — nacisk na tłoczek wysuwa główkę. Naciśnięcia są dwustopniowe. Po pierwszym naciśnięciu tłoczka główka wysuwa się do pozycji 2, po drugim — do pozycji 3 (najdalej od koperty). Podobnie w kierunku przeciwnym.

Tłoczka nie wolno wyciągać bezpośrednio, ale zawsze wysuwać pociskaniem główki 14; główkę natomiast można też wyciągać. Można więc uzyskać kilka różnych pozycji zespołu „główka — tłoczek”, które mają swoje specjalne zadania. Opiszemy je poniżej. Rysunek 951 przedstawia pozycję 2—II.

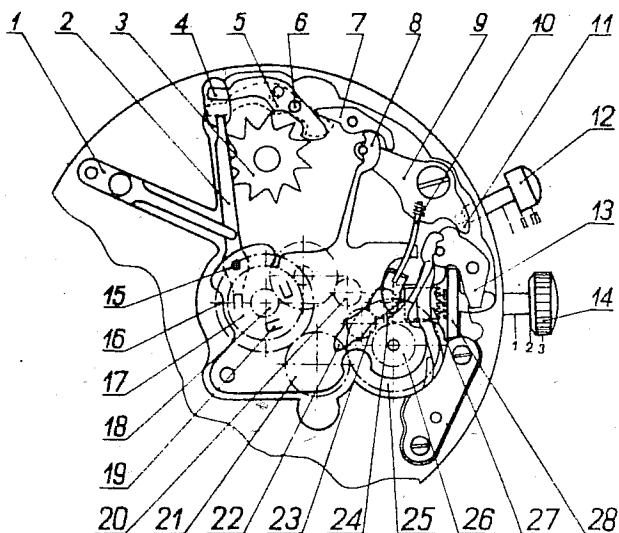
Pozycja 1—III — nakręcanie. Pozycję tę uzyskujemy przez zupełne wciśnięcie główki. Teraz pokręcając nią naciągamy sprężyny: w lewo — mechanizmu chodu, w prawo — mechanizmu budzenia. Opór w jedną lub drugą stronę świadczy o naciągnięciu danej sprężyny. Urządzenie mechanizmu naciągowego jest normalne. W konstrukcji jest tylko ta różnica, że w sprężęle zamiast skośnych kłów są kły proste, które dlatego mogą pracować w obydwie strony.

Pozycja 3—III — nastawianie wskazówek chodu. Wciśniętą w pierw główkę wyciągamy do pozycji 3 i pokręcamy ją w lewo. Mechanizm przy tym działa podobnie jak w zwykłych zegarkach, tzn. powoduje obrót wskazówek minutowej i godzinowej. Po nastawieniu wskazówek, główkę 14 należy wcisnąć.

Pozycja 3—I — nastawianie wskazówki nastawczej. Przez dwukrotne naciśnięcie tłoczka 12 główka otrzymuje pozycję 3 a tło-

czek pozycję I. Główką pokręcamy w prawo w celu nastawienia wskazówki nastawczej.

Działanie. Gdy naciskamy tłoczek 12, napiera on na drugi nastawnik 9, który wskutek tego końcem 11 wywiera nacisk na pierwszy nastawnik 13, dzięki czemu główka 14 się wysuwa. Nastawnik 9 ustalony jest sprężynką nastawnika 8, a sprężynka 10 przesuwą chybotkę 22 do takiej pozycji, żeby drugie koło nastawcze 23 nie zazębiało się z trzecim 20, lecz z pośrednim zębniakiem nastawczym mechanizmu budzenia 26. Na zębniku tym osadzone jest koło 25, zazębiające się z kołem 21, które z kolei zazębia się z kołem włączającym 16, znajdującym się luźno na kole godzinowym 17. Po nastawieniu wskazówki nastawczej główkę trzeba wcisnąć zupełnie.



Rys. 951. Urządzenie budzika naręcznego „Vulcain-Cricket”.

Pozycja 2—II — zablokowanie lub przerwanie dzwonienia (rys. 951). Pierwsze naciśnięcie tłoczka do pozycji II powoduje wysunięcie główki do pozycji 2 w ten sposób, że drugi nastawnik końcem 11 naciska pierwszy. Ponieważ do drugiego nastawnika 9 przylega zapadka 7, przeto przechyla się ona i drugim końcem naciska równocześnie na kotwicę 5. Z tego powodu koło wychwyto-we 3 nie może się obracać, powodując unieruchomienie mecha-nizmu budzenia. W pozycji tej zegarek chodzi normalnie, ponie-waż sprzęgnik 28 nie zazębia się z pierwszym kołem nastaw-czym 24.

Urządzenie włączające mechanizm budzenia. W kole włączającym 16 (znajdującym się na tulejce koła godzinowego 17) występują trzy otwory 19 w różnych odległościach od osi, którym odpowiadają trzy otwory w kole godzinowym 17. Dzięki temu urządzeniu oba te koła utrzymują się zawsze równolegle. W chwili określonej wskazówką nastawczą (która osadzona jest na tulei koła włączającego 16) występy wpadają w otwory, co umożliwia kołu godzinowemu 17 ześlizgiwanie się do przodu po tulejce ćwiertnika 18 pod wpływem dźwigni włączającej 2, ułożyskowanej ruchomo na czopie 15. Na dłuższy koniec tej dźwigni napiera sprężynka 1, krótszy zaś sprężynuje pod kołem godzinowym usiłując podnieść je do góry. Następuje to w chwili wypadnięcia występow w otwory. Wtedy długi koniec dźwigni włączającej 2 uwalnia koniec 4 kotwicy 5, która dotychczas była nieruchoma. Pod wpływem koła wychwytowego 3, którego zębnik zażębia się bezpośrednio z kołem napędowym, kotwica poczyna się wahać. Wałek 6 kotwicy jest połączony z młotkiem, który uderza w słupek dzwonka.

Budzik naręczny „Memovox”

Podobny budzik naręczny (rys. 76) wyprodukowała w roku 1950 szwajcarska fabryka Jaeger-Le Coultre. Mechanizm jego, składający się z 160 części, nie zajmuje więcej miejsca niż mechanizm o średnicy 12,5", czyli 28,5 mm.

Zegarek ten ma dwie główki naciągowo-nastawcze: jedną, naprzeciw godziny 2, do nakręcania mechanizmu chodu; drugą, naprzeciw 4, do nakręcania mechanizmu dźwiękowego. Obie główki wysuwają się normalnie: pierwszą w celu nastawienia wskazówek, drugą dla ustalenia czasu dzwonienia. Zegarek ma centralną wskazówkę sekundową. Dodanie czwartej, nastawczej, wskazówki pogrubiłoby go, dlatego do nastawiania dzwonienia służy okrągła tarczka nastawcza, umieszczona w środku tarczy na równym z nią poziomie. Na tarczy jest podziałka, a na tarczce zaznaczony trójkącik zamiast wskazówki.

Mechanizm budzenia składa się z bębna napędzającego zębnik oraz ze stalowego koła wychwytowego. Koło to wprawia w drganie młotek, który uderza w stalowy słupek, przynitowany do wieczka koperty. Trzonek młotka łączy się ze sprężyną włączającą, a sprężyna z kołem godzinowym.

4. Różne rodzaje dźwięków budzikowych

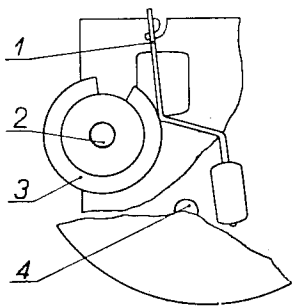
Okolo roku 1877 skonstruowano w Niemczech budzik, który dzięki specjalnej przekładni kołowej, zwalniającej opadanie obciążników, dzwonił znacznie dłużej.

Rychło się przekonano, że ponawianie się dzwonięcia byłoby bardziej pożądane. Zbudowano tedy w roku 1878 budzik dzwoniący co 10 minut. Wkrótce potem skonstruowano zegar, który po jednym nastawieniu dzwonił przez 14 dni, zawsze o tej samej porze.

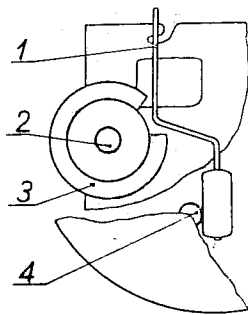
Przed rokiem 1886 skonstruowano w Wiedniu zegarek dzwoniący periodycznie przez miesiąc i dłużej po jednym nastawieniu, a Niemiec, Chrystian R e i t h m a n n, stosuje w roku 1915 urządzenie repetycyjne z dzwonieniem natężającym się w miarę trwania.

Od tego czasu powstają coraz to nowe modele budzików z dzwonieniem modulowanym, na które zasadniczo składa się dzwonienie wstępne — słabsze, i właściwe — silniejsze.

Repetycja oznacza powtórzenie. Budzik-repetier (rys. 943) budzi szereg razy. Przekładnia chodu wyłącza mechanizm budzenia i znowu włącza go po kilkunastu sekundach. Koło repetyera 25 na osi pośredniej porusza małą dźwignię 26, która ramieniem repetyera 27 zatrzymuje i na zmianę uwalnia młotek 12 mechanizmu budzenia. Ponieważ w danej chwili dźwignia repetyera 26 znajduje się we wrębie koła 25, dlatego budzik dzwoni; wnet jednak dźwignia znajdzie się na wierzchołku zęba i ramieniem 27 zatrzyma młotek mechanizmu budzenia. W niektórych budzikach stosuje się także wewnętrzny dzwonek, dający bardziej delikatny sygnał alarmowy.



Rys. 952



Rys. 953.

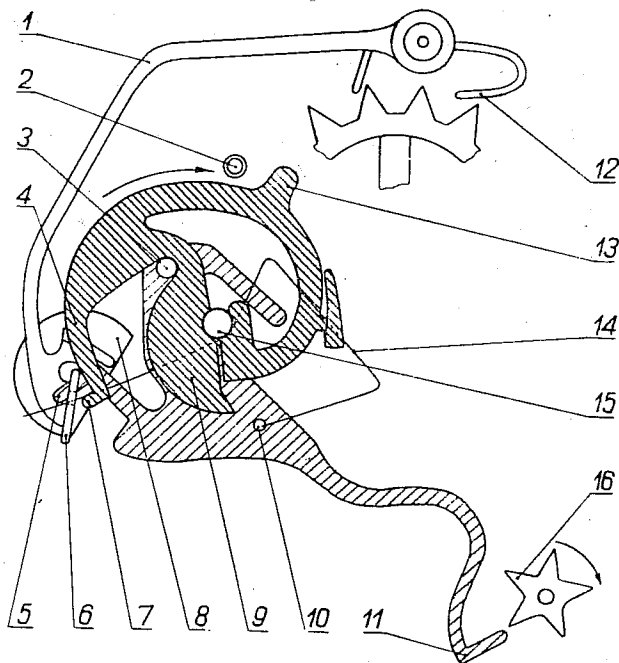
Urządzenie zmieniające natężenie dźwięku w budziku „Bivox” (w dwóch pozycjach).

Ostatnio zaczęto produkować budziki, które przed właściwym alarmem dają uprzedzający cichszy sygnał. Początek zrobiła firma Junghans z zadziwiająco prostym rozwiązaniem „Bivox”. Na rys. 952 i 953 widzimy urządzenie do zmiany natężenia dźwięku w tym budziku. Na wałku sprężyny 2 mechanizmu budzenia osadzony

jest krążek 3 z wycięciem, którego krawędź obwodowa powstrzymuje wygięty trzonek młotka 4 i ogranicza drogę samego młotka (rys. 952). Młotek budzika zaczyna drgać w powietrzu wykonując około 20 pojedynczych ruchów powodujących szmer.

Następnie nadchodzi wycięcie krążka i daje wolną drogę młotkowi, który zaczyna uderzać o słupek 4 umocowany w blaszanej ścianie i grzechocze całym napięciem (rys. 953). Następny naciąg obraca krążek z powrotem do pozycji wyjściowej, by o następnej tej samej godzinie mogło rozpocząć się działanie ponownie.

Ta sama firma Junghans produkuje także inny typ budzika, tzw. „Trivox”. Budzik ten zaczyna najpierw dawać sygnał szmerami wywołanymi drganiem młotka w powietrzu, po szmerach następuje kilka pojedynczych uderzeń w dzwonek i wreszcie dzwonienie ciągłe.



Rys. 954. Urządzenie zmieniające natężenie dźwięku w budziku „Trivox”.

Na rys. 954 przedstawione jest urządzenie zmieniające natężenie dźwięku w tym budziku. Oprócz normalnego mechanizmu budzenia znajdują się jeszcze 3 części: mimośród 9, stanowiący ca-

łość z wycinkiem koła 4, dźwignia z końcami 5 i 11 oraz zębnik 16, osadzony na osi koła wychwykowego mechanizmu chodu. Mimośród znajduje się na zewnętrznej stronie tylnej płyty budzika i ułożyskowany jest ciernie na wałku sprężyny 15, dźwignia zaś osadzona jest suwliwie prostopadle do wałka 15 pod tylną płytą.

Normalnie koniec 11 oddalony jest od zębника 16 dzięki działaniu sprężynki 14, wskutek czego mimośród 9 odpycha kołek 3 tkwiący w dźwigni. Z chwilą włączenia mechanizmu budzenia koniec 11 przysuwa się bliżej do zębника 16. Pod naporem młotka 8, sprzężonego luźno — przez ucho młotka 6 — z końcem dźwigni 5, koniec 11 naciska ząb zębника 16 w kierunku obrotu koła wychwykowego, po chwili mija ten ząb i przechyla się dalej, tak że kotwica mechanizmu budzenia 12 razem z młotkiem 8 (który tkwi na drążku 1) robi jedno wahnięcie, a koniec 11 przeskakuje z powrotem na pozycję uwidocznioną na rysunku. Ponieważ mimośród 9 nie pozwala na dalsze odchylenie końca 5, więc młotek 8 nie dosięgnąwszy dzwonka cofa się. Powoduje to wspomniane wyżej szmery.

Rozwijająca się w tym czasie sprężyna obraca tym samym wałek 15 i osadzony na nim ciernie mimośród 9 w kierunku strzałki. Koniec 5 pozwala teraz na nieco dalsze odchylenie się młotka 8, wskutek czego dotyka on dzwonka: następuje seria delikatnych pojedynczych uderzeń w dzwonek.

Po obróceniu się wałka sprężyny z mimośrodem 9 o dalszą część obrotu, mimośród tak daleko odsunie koniec 11, że ząb zębника 16 już go nie zatrzymuje, i wówczas następuje ostatni i właściwy sygnał w postaci szybkich uderzeń młotka w dzwonek.

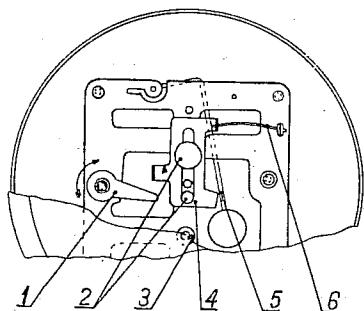
Sprężynka 14 zaczepiona w otworze 10 dźwigni i uchu młotka 6 ma na celu szybkie i sprężyste przeskakiwanie końca 11. Natomiast wycinek koła 4 swoimi występami 7 i 13, które zatrzymują się o nakrętkę filarka 2, ogranicza ruch mimośrodu 9.

W zależności od głębokości snu i wrażliwości użytkownika, budzik można zatrzymać we wcześniejszej lub późniejszej fazie dzwonięcia, przez co łagodzi się niekorzystny wpływ nagłego alarmu na system nerwowy tak osoby śpiącej jak i otoczenia.

Podobnie jak junghansowski „Bivox” działa budzik „Variant” firmy Peter, nazywany (niewłaściwie) „dwutonowym”. Urządzenie do zmiany natężenia sygnału w tym budziku pokazuje rys. 955. W górnej części tylnej płyty umieszczony jest suwliwie na dwóch nitach 2 przesuwny regulator sygnału 4. Do utrzymania go w górnej pozycji służy sprężynka 6. W tej to pozycji ramię młotka 5 uderza w dolną część regulatora 4, wywołując delikatne i przytłumione dźwięki.

Na wałku sprężyny znajduje się dźwignia 1, która w czasie działania mechanizmu budzenia obraca się razem z wałkiem w kierunku strzałki i po jakimś czasie przesuwa regulator sygnału w dół. W tym miejscu odgięte ramię młotka umożliwia młotkowi silne uderzenia w słupek dzwonka 3.

Inne rozwiązanie, zwane systemem „Diehl-Cavalier”, polega na wyraźnym sygnale wstępnym w formie odosobionych uderzeń młotka z długimi przerwami. Po około 12 takich uderzeniach dalszy alarm jest normalnie silny.



Rys. 955. Urządzenie mechanizmu budzenia w budziku „Variant”.

Jeszcze inną konstrukcję do stopniowego budzenia ma budzik „Repeto”. Daje on mianowicie w dziesięciosekundowych odstępach krótkie parouderzeniowe sygnały, by dopiero po minucie rozpocząć energiczne budzenie.

Budzik marki Kienzle-DUO wydaje tzw. wzmagający się ton. Z początku sygnał alarmowy jest powolny i cichy, a dopiero po około 15 sekundach przybiera na rytmie i natężeniu.

5. Inne sposoby sygnalizacji

Wykonywano też zegary, które włączały radio, katarynkę, mile dźwięczące kuranty, urządzenia wywołujące lekki szmer, jakby drapania itp. — by muzyka lub inne przyjemne tony czy szmery budziły śpiących.

W roku 1939 pewien szwajcarski zegarmistrz skonstruował cichy budzik naręczny, w którym na stronie przylegającej do ręki znajduje się niewielki otwór. O godzinie, na którą budzik nastawiono, wysuwa się przez otwór sprężynka, naciskająca skórę śpiącego, póki on się nie zbudzi.

Dyskretnym budzikiem naręcznym jest też mechanizm, którego elementem sygnalizującym jest ruchomy pierścień, znajdujący się na brzegu koperty a sięgający aż do jej spodu, który, obracając

się w pożądanej chwili, podrażnia naskórek i budzi albo przypomina coś swemu posiadaczowi.

Mniej przyjemnie budzi zegarek (zarejestrowany w Biurze Patentów w Stanach Zj.) połączony z gumowym młotkiem, który w oznaczonej porze uderza w głowę śpiącego.

Inny znów typ budzika posługuje się pasemkiem nici, które laskoczą śpiącego po twarzy.

Amerykańskiemu wynalazcy udzielono patentu na budzik, który zmusza do wstawania nawet wielkich śpiochów. Zastosowano tu fotokomórkę. Promień światła elektrycznego skierowany na fotokomórkę nie dochodzi do niej, gdyż zatrzymuje się na ciele śpiącego. Kiedy budzik zadzwoni o oznaczonej godzinie, to nie przestanie dzwonić dopóty, dopóki śpiący nie wstanie. Wtedy promień świetlny już bez przeszkody pada na fotokomórkę i wyłącza mechanizm budzenia. Jeśli obudzony z powrotem się kładzie, to znów przerywa promień świetlny a tym samym uruchamia mechanizm budzenia. W celu umożliwienia dowolnego wyłączenia mechanizmu budzenia jest on tak urządzony, że tylko z trudem można go rozmontować.

Pewien mechanik zrobił sobie łóżko-katapultę, które, połączone z budzikiem, w określonej godzinie składa się, wyrzucając swego „lokatora”. Jest to chyba najmniej przyjemny, ale za to najskuteczniejszy sposób budzenia.

B. MECHANIZMY BICIA

1. Omówienia ogólne

a. Zasady i sposoby bicia zegarów

Niektóre zegary oprócz wskazywania czasu na tarczy sygnalizują także swe wskazania co pewien okres. Powszechnie stosowanym sposobem sygnalizacji jest tzw. *bicie zegara*. Polega ono na miarowych uderzeniach młotka w gong lub dzwonek, powodujących ich drgania i dźwięki. Oczywiście, w tym celu muszą być w zegarze jeden albo dwa specjalne mechanizmy, zwane *mechanizmami bicia*. Działają one tylko w czasie wydawania dźwięku, a poza tym są nieczynne. Włącza je mechanizm chodu, a zatrzymują się samoczynnie.

Mechanizmu bicia nie stosuje się w zegarach precyzyjnych oraz służących celom naukowym, gdyż stanowi on dodatkowe obciążenie i wpływa ujemnie na dokładność chodu zegara.

Datę powstania mechanizmu bicia trudno ustalić. W każdym razie, był on już znany na początku wieku XIV, gdyż Dante

o nim wspomina¹⁾). Od tej epoki aż do naszych czasów powstało wiele mechanizmów bicia, różniących się tak pod względem sposobu sygnalizacji, jako też konstrukcji. Szczegółowy podział tych wszystkich mechanizmów podaliśmy w 5 części „Zegarmistrzostwa” na str. 272. Tutaj chcemy tylko zaznaczyć, że według sposobów podawania czasu rozróżniamy:

- mechanizmy bijące tylko pełne godziny;
- mechanizmy bijące również półgodziny;
- mechanizmy bijące także kwadransy (zwykle w innym tonie);
- mechanizmy wybijające również minuty.

Natomiast według konstrukcji rozróżniamy *mechanizmy bicia zapadowe* i *mechanizmy bicia grzebieniowe*. Mechanizmy bicia „ślimakowe”, stosowane w prymitywnych, drewnianych zegarach szwarcwaldzkich, wytwarzano jeszcze w ubiegłym stuleciu. Teraz już się ich nie produkuje.

W praktyce stosuje się przeważnie oddzielny mechanizm dla bicia godzin i półgodzin, a oddzielny dla kwadransów, przy czym każdy z nich ma własny napęd. Uderzenia kwadransowe i godzinowe mogą też pochodzić od jednego mechanizmu wspólnego (5-286), a wówczas różnica bicia polega głównie na tym, że uderzenia kwadransowe są podwójne, godzinowe zaś pojedyncze.

Prawie wszystkie wiedeńskie i niemieckie mechanizmy bicia wybijają w pierw kwadransy a potem godziny. Francuskie natomiast wybijają zwykle w pierw minioną godzinę, a potem ilość kwadransów po tej godzinie.

Są także harmonijne mechanizmy bicia, które zamiast uderzeń kwadransowych wybijają prostą melodię w kilku tonach. Te mechanizmy omawiamy w rozdziale o kurantach.

Całość dźwięków, które wywołuje mechanizm bicia, nazywamy *cyklem bicia*. Cykl bicia w mechanizmach godzinowych powtarza się co 12 godzin, a w mechanizmach kwadransowych co godzina.

Liczba uderzeń jednego cyklu wynosi:

- w godzinowym mechanizmie bicia — 78;
- w półgodzinowym mechanizmie bicia — 90;
- w 3-kwadransowym mechanizmie bicia — 6;
- w 4-kwadransowym mechanizmie bicia — 10;

Jeśli kwadransy i godziny wybija ten sam mechanizm, to liczba wszystkich uderzeń jednego cyklu jest sumą wszystkich uderzeń godzin i kwadransów w ciągu 12 godzin.

1) Dante Alighieri: Boska Komedia, tom III: Raj, pieśń X: „.... A zegar kółka toczący, wydzwaniania dzień, dzień, tonami pieszczoty tak słodkiej, że się w niej sam duch od lubości ślania”.

b. Zespoły mechanizmu bicia

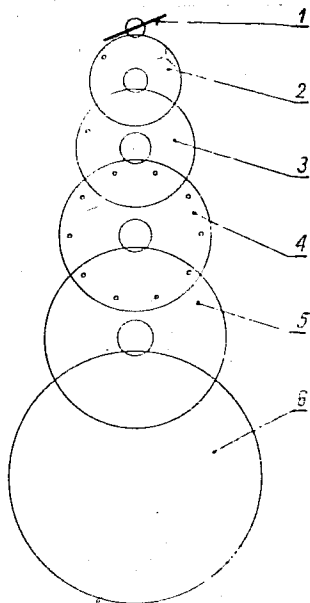
Każdy mechanizm bicia składa się:

- z napędu i przekładni bicia uruchamiających młotek;
- z urządzenia włączającego i zatrzymującego;
- z urządzenia odliczającego (zapadowego albo grzebieniowego);
- z urządzenia dźwiękowego, czyli gongu (w postaci sprężyny, pręta, dzwonka lub piszczałki).

Dla zapewnienia włączenia zgodnego, z rzeczywistym czasem, mechanizm bicia połączony jest z przekładnią wskazań.

W mechanizmach bicia stosuje się, tak samo jak i w mechanizmach chodu, napędy obciążnikowe lub sprężynowe. Obciążnikowe można stosować w zegarach wiszących, sprężynowe zaś we wszystkich zegarach nie wyłączając zegarów wiszących.

Energia napędowa mechanizmu bicia powinna wystarczać na nieco dłuższy okres czasu niż energia napędowa mechanizmu chodu, aby po ewentualnym jej wyczerpaniu mechanizm bicia nie przestał działać. Jest to ważne zwłaszcza przy mechanizmach zapadowych, gdyż — jak wykażemy później — przerwa w działaniu mechanizmu bicia pociąga za sobą konieczność ponownego uzgodnienia ilości uderzeń ze wskazówkami. Dlatego jest rzeczą ważną, by sprężyna mechanizmu bicia dawała więcej obrotów koła napędowego niż sprężyna przekładni chodu, a w zegarach obciążnikowych mechanizm bicia miał dłuższą linkę lub łańcuch. Oczywiście, zależy to także od przekładni. Sprężyna mechanizmu bicia jest zwykle silniejsza (grubsza), a obciążnik cięższy, gdyż w tym mechanizmie są większe opory do pokonania niż w mechanizmie chodu.



Rys. 956. Przekładnia mechanizmu bicia w zegarze 14-dniowym: 1 — wiatrak, 2 — koło zalotowe, 3 — koło sercowe (lub czerpaka), 4 — koło bicia, 5 — koło pośrednie lub zapadowe, 6 — koło napędowe.

Przekładnia mechanizmu bicia jest niezależna od przekładni chodu. Uruchamia się ona z chwilą rozpoczęcia bicia, a po ukończeniu znowu się zatrzymuje.

c. Fazy działania

W każdym mechanizmie bicia można rozróżnić kilka głównych faz działania, mianowicie: włączanie, zalot i bicie. Natomiast w czasie bicia rozróżniamy uwolnienie, regulowanie szybkości, bicie i odliczanie oraz zatrzymywanie.

W samoczynnych mechanizmach bicia zegarów domowych *włączanie* następuje przez przekładnię wskazań. Odbywa się ono pomału wskutek powolnego obrotu ćwiertnika, w którym zazwyczaj są osadzone kołki włączające. (W niektórych zegarach zamiast kołków włączających stosuje się krzywki z odpowiednio ukształtowanymi palcami włączającymi). Natomiast *uwolnienie* przekładni bicia następuje szybko. Wskutek tego uzyskuje się większą dokładność w biciu zegara, gdyż moment rozpoczęcia bicia następuje zawsze w dokładnie określonym czasie.

Następna czynność mechanizmu — to przygotowanie do bicia, czyli tzw. *zalot*. Następuje on wówczas, gdy kołek włączający podniesie włącznik tak wysoko, że zatrzymana po ostatnim biciu przekładnia zostanie znowu odblokowana, ale jeszcze nie może działać. Dopiero po około trzech minutach zostaje uwolniona i wtedy następuje *bicie*.

Szybkość biegu całej przekładni *reguluje* wiatrak.

Urządzenie do *odliczania ilości uderzeń* jest właściwie zasadniczym członem charakteryzującym dany mechanizm. Będziemy więc o tym szczegółowiej mówić przy poszczególnych opisach mechanizmów bicia.

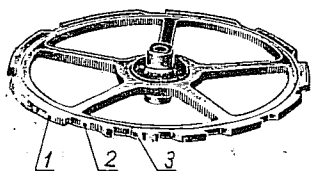
Mechanizm bicia *zatrzymuje* się automatycznie z chwilą ostatniego uderzenia.

2. Zapadowe mechanizmy bicia godzin i półgodzin

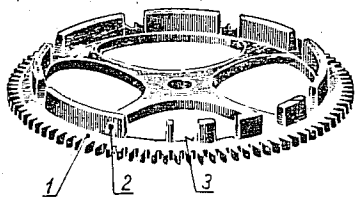
W zapadowych mechanizmach bicia (z których trzy stosowane w zegarach wieżowych opisaliśmy w piątej części „Zegarmistrzostwa” na str. 271—288) rozróżniamy dwa zasadnicze typy, tj. paryski i szwarcwaldzki. Mechanizmy te różnią się głównie konstrukcją kołnierza zapadowego: paryski kołnierz zapadowy widzimy na rys. 957, a rys. 958 pokazuje koło zapadowe z kołnierzem szwarcwaldzkiego mechanizmu bicia.

Kołnierze zapadowe osadzone są albo na osi napędowej, albo na kole pośrednim lub jego osi (typ paryski). Można je także ułożyskować z boku na nieruchomym czopie; w tym przypadku napędza je specjalny zębnik osadzony na tylnym końcu osi bicia (typ szwarcwaldzki).

Dalszą różnicą — nie wszędzie spotykaną — jest to, że w paryskim mechanizmie bicia są dwa kołki: zalotowy i sercowy, w szwarcwaldzkim zaś jest tylko kołek zalotowy, a zamiast kołka sercowego jest krążek sercowy.



Rys. 957. Kołnierz zapadkowy paryskiego mechanizmu bicia: 1 — występ, 2 — wrąb, 3 — skos występu.



Rys. 958. Koło zapadkowe z kołnierzem mechanizmu szwarcwaldzkiego: 1 — koło zapadkowe, 2 — występ kołnierza zapadkowego, 3 — wrąb.

Zalety zapadkowych mechanizmów bicia polegają na uproszczonej konstrukcji i łatwiejszym wykonaniu. Wadą natomiast jest to, że po mimowolnym włączeniu bicia, np. podczas nieostrożnych manipulacji przy mechanizmie, trzeba ustawić koło zapadkowe we właściwej pozycji, a jeżeli tego się nie da przeprowadzić — wybić wszystkie godziny aż do właściwej.

a. Zapadkowy mechanizm bicia godzin i półgodzin typu paryskiego
(z dwoma kołkami: zalotowym i sercowym)

Części składowe

Na wstępie przedstawiamy na rys. 959, w sposób schematyczny i perspektywiczny, paryski zapadkowy mechanizm bicia godzin i półgodzin.

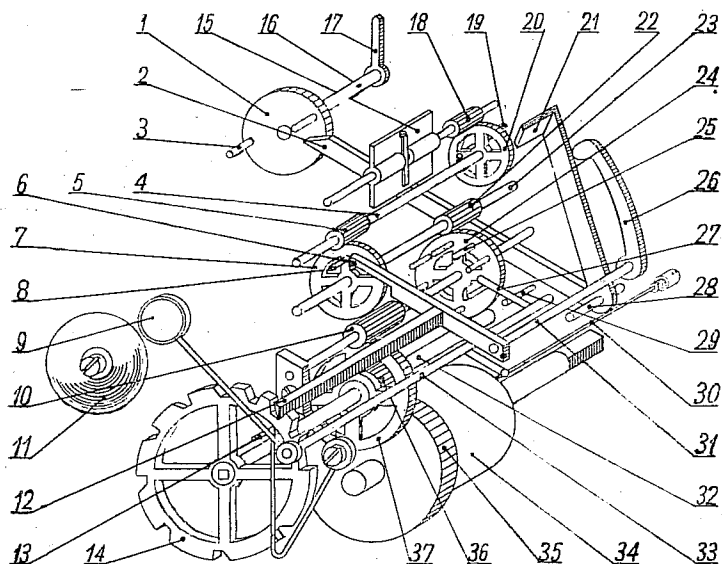
W zapadkowych mechanizmach bicia oprócz kołnierza zapadkowego najbardziej typowe są dwie dźwignie: włącznik i zapadnik. Jeden koniec *włącznika* 2 współpracuje z kołkami włączającymi ćwiertnika, a drugi koniec, tj. występ włącznika 21, uwalnia i zatrzymuje kołek zalotowy 19 oraz podnosi podpórkę zapadnika 26.

Druga dźwignia — to *zapadnik* z podpórką 26. Na wałku zapadnika 31 zamocowane jest drugie ramię tej dźwigni z hakiem zapadnika 6, z którego wystaje ramię oporowe 12.

Ramię oporowe w czasie bicia ślizga się po występie kołnierza zapadkowego 14, a gdy występ tak się przesunie, że ramię oporowe zapadnie we wrąb, to hak zapadnika 6 zatrzymuje kołek sercowy 8 i tym samym unieruchamia cały mechanizm bicia.

Działanie

Połączenie mechanizmu chodu z mechanizmem bicia znajduje się na ćwiertniku 1 osadzonym na osi minutowej 16. W ćwiertniku tym tkwią dwa kołki włączające 3 (jednakowej długości). W miarę obracania się ćwiertnika jeden z tych kołków podnosi koniec włącznika 2, którego występ 21 odpycha w tym czasie podpórkę zapadnika 26 tak daleko, by hak zapadnika 6 wysunął się spod kołka sercowego 8, a ramię oporowe 12 podniosło się nieco z wrębu kołnierza zapadowego. Wówczas mechanizm bicia trochę ruszy, lecz tylko o tyle, by kołek zalotowy 19 spoczął na znajdującym się teraz w jego torze występie włącznika 21. Jest to więc zalot.



Rys. 959. Zapadowy mechanizm bicia godzin i półgodzin typu paryskiego: 1 — ćwiertnik, 2 — koniec włącznika, 3 — kołek włączający, 4 — oś zalotowa, 5 — zębnik zalotowy, 6 — hak zapadnika, 7 — koło sercowe, 8 — kołek sercowy, 9 — młotek, 10 — zębnik bicia, 11 — dzwonek, 12 — ramię oporowe, 13 — urządzenie odbojowe, 14 — kołnierz zapadowy, 15 — wiatrak, 16 — oś minutowa, 17 — wskazówka minutowa, 18 — zębnik wiatraka, 19 — kołek zalotowy, 20 — koło zalotowe, 21 — występ włącznika, 22 — zębnik sercowy, 23 — oś sercowa, 24 — koło bicia, 25 — kołki bicia, 26 — podpórka zapadnika, 27 — dźwignia bicia, 28 — wałek włącznika, 29 — słupek odbojowy dźwigni bicia, 30 — sprężyna dociskowa młotka, 31 — wałek zapadnika, 32 — oś zapadowa (pośrednia), 33 — wałek młotka, 34 — bęben sprężyny, 35 — koło napędowe, 36 — zębnik zapadowy (pośredni), 37 — kołek zapadowy.

Kołek włączający 3 dalej odpycha koniec włącznika 2. Włącznik swoim występnem 21 dalej podnosi podpórkę zapadnika 26, a tym samym i ramię oporowe 12, które wysuwa się zupełnie z wrębu kołnierza zapadowego 14. Gdy wreszcie kołek włączający 3 przesunie się tak daleko, że koniec włącznika 2 z niego spadnie, to i występ włącznika 21 uwolni spoczywający na nim kołek zalotowy 19. Wtedy cały mechanizm bicia (napędzany obciążnikiem lub — jak na rys. 959 — sprężyną) rozpoczyna ciągłą pracę, która trwa tak długo, aż ramię oporowe 12 zagłębi się w następny wręb kołnierza zapadowego 14, a tym samym hak zapadnika 6 zatrzyma kołek sercowy 8 i unieruchomi mechanizm. Jest to zatem odliczanie i zatrzymanie.

W czasie działania mechanizmu oprócz innych kół obraca się również koło bicia 24, w którego wieńcu osadzone są kołki bicia 25. Kołki te unoszą dźwignię bicia 27, która przez wałek młotka 33 podnosi młotek 9. A gdy dźwignia bicia 27 z kołka spada, młotek uderza o dzwonek 11. Ta faza nazywa się biciem.

Aby podczas bicia przekładnia obracała się równomiernie, szybkość jej obrotów musi być regulowana. Rolę tę spełnia zwykle wiatrak, osadzony na ostatniej osi mechanizmu bicia. Szczegóły konstrukcyjne wiatraka omówimy później.

Uzupełniające wyjaśnienia

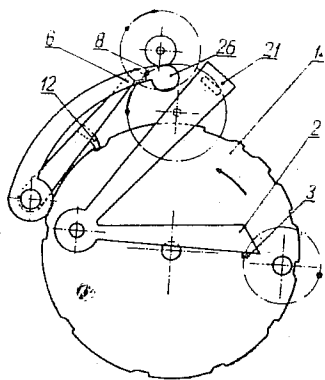
Czasem początkującym zegarmistrzom trudniej jest zrozumieć działanie mechanizmu bicia, dlatego przy tym pierwszym opisie przedstawimy jeszcze dwie pozycje najważniejszych elementów tego mechanizmu.

Na rys. 960 widzimy, że kołek włączający 3 zaczyna podnosić koniec włącznika 2. Drugie zaś ramię włącznika, tj. występ 21, jest nieczynny i nie dotyka jeszcze podpórki zapadnika 26. Natomiast drugie ramię zapadnika, tj. hak 6 blokuje kołek sercowy 8, a ramię oporowe 12 spoczywa we wrębie kołnierza zapadowego 14. Jest to więc pozycja mechanizmu bicia przed zalotem, tj. po poprzednim biciu.

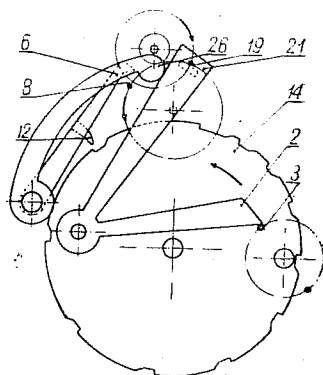
Rys. 961 pokazuje inną pozycję. Kołek włączający 3, obracając się razem z ćwiertnikiem, podniósł się wyżej, dźwigając jednocześnie koniec włącznika 2. Wskutek tego podniósł się także występ włącznika 21 i odchylił podpórkę zapadnika 26 a tym samym i hak zapadnika 6. W pewnym momencie tego odchylenia hak 6 uwolnił kołek sercowy 8, wskutek czego mechanizm bicia nieco ruszył, ale czynny był tylko dopóty, dopóki kołek zalotowy 19 nie oparł się o występ włącznika 21 (zalot).

Gdy kołek włączający 3 przesunie się poza koniec włącznika 2, wówczas włącznik ten nagle opadnie nieco w dół, uwolni kołek

zalotowy 19, a mechanizm bicia będzie się obracał tak długo, aż ramię oporowe 12 zagłębi się w następny wręb kołnierza zapadkowego 14, a wtedy cały mechanizm przyjmie z powrotem pozycję przedstawioną na rys. 960 (odliczanie i zatrzymanie).



Rys. 960. Pozycja mecha-
nizmu przed zalotem.



Rys. 961. Pozycja mecha-
nizmu po zalocie.

Zatrzymywanie mechanizmu bicia winno następować b e z-
p o ś r e d n i o po ostatnim uderzeniu, aby przy następnym włą-
czeniu dźwignia bicia była dostatecznie oddalona od kołków bicia.
Chodzi bowiem o to, by zalot i początek bicia odbywały się w me-
chanizmie nie obciążonym pracą podnoszenia młotka. Dlatego
w systemie paryskim kołnierz zapadkowy musi być tak ustawiony,
by zaraz po opadnięciu młotka zapadnik wpadał w środek wrębu
kołnierza zapadkowego; natomiast kołek sercowy tuż po wpadnię-
ciu zapadnika we wręb powinien się znajdować trochę przed ha-
kiem zapadnika, aby zatrzymanie nastąpiło niezawodnie. Kołek
zalotowy musi podczas zalotu zrobić około połowy obrotu.

Konstrukcja kołnierza zapadkowego

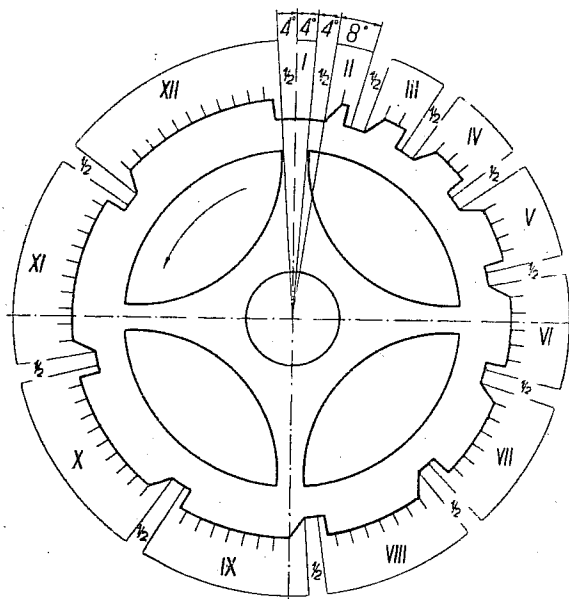
Rys. 962 przedstawia podział kołnierza zapadkowego typu pary-
skiego. Przed omówieniem podziału tego kołnierza obliczmy naj-
pierw podziałkę. Mechanizm taki w cyklu bicia wykonuje 78 ude-
rzeń godzinowych i 12 półgodzinowych, czyli razem 90 uderzeń.
Kołnierz zapadkowy w ciągu 12 godzin wykonuje jeden pełny
obrót, tak że na jedno uderzenie przypada kąt 4° ($360^\circ : 90 = 4^\circ$).

Tam, gdzie osiowa linia pionowa przecina okrąg u góry, rozpo-
czynamy dzielić go na 90 odcinków po 4° . Z tego miejsca wypro-

wadzamy pierwszy wręb i kreślimy go: 4° na lewo dla w pół do pierwszej i 4° na prawo dla pierwszej godziny.

Zaraz też poszerza się wręb o dalsze 4° dla w pół do drugiej. Przez to powstaje wręb 12° . Promieniowe boki każdego wrębu przesuwa się o 2° na lewo w celu uzyskania koniecznego luzu.

Następnie dla drugiej godziny rysujemy występ 8° , potem bezpośrednio znowu 4-stopniowy wręb dla w pół do trzeciej, dla 3 godziny występ 12° , i znowu następuje wręb półgodzinowy wynoszący 4° itd. aż do dwunastej, gdzie występ wynosi $12 \times 4^\circ$ czyli 48° , i dochodzi już do wrębu narysowanego na wstępie na lewo od linii osiowej. Przednie boki występów są pochylone w kierunku zgodnym z ruchem obrotowym, by ramię oporowe 12 (rys. 960 i 961) mogło się łatwo po nich podnosić do góry.



Rys. 962. Podział koła zapadowego typu paryskiego.

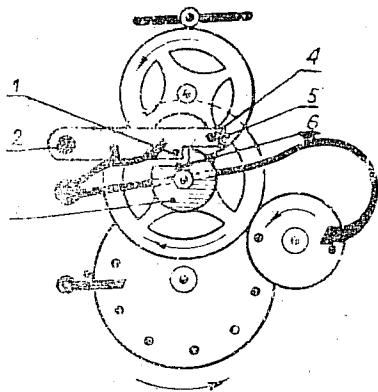
Głębokość wrębu w takim kołnierzu nie powinna zwykle przekraczać $1\frac{1}{2}$ podziałki, tak by przy większym nawet luzie między występem włącznika 21 (rys. 960 i 961) a podpórką zapadnika 26 hak 6 nie zapadał za głęboko i nie mijał się z kołkiem sercowym 8.

Szerokość wieńca i ramion przyjmuje się tak, aby zapewnić dostateczną ich sztywność.

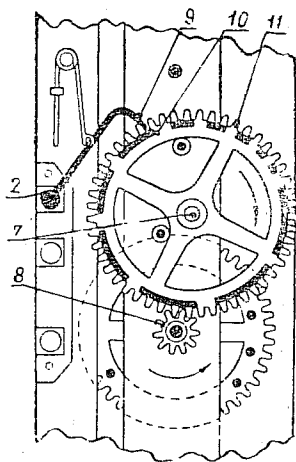
b. Zapadowy mechanizm bicia godzin i półgodzin typu szwarcwaldzkiego
(z jednym kołkiem zalotowym)

Różnice konstrukcyjne

Mechanizm, który tu opisujemy (rys. 963), stosowano w najprostszych zegarach szwarcwaldzkich z drewnianym szkieletem. Różni się on od paryskiego głównie tym, że zamiast kołka sercowego ma krążek sercowy 3 na tej samej osi, co i koło sercowe. Wskutek tego zapadnik 5 swoim zębem 1 wpada w wycięcie 6 krążka sercowego 3 i przez kołek zalotowy 4 blokuje cały mechanizm.



Rys. 963. Szwarcwaldzki mechanizm zapadowy przed zalotem.



Rys. 964. Koło zapadowe z kołnierzem i zapadnikiem.

Dalszą różnicą w stosunku do mechanizmu paryskiego jest to, że koło zapadowe 11 (rys. 964) wraz z kołnierzem 10 nie jest osadzone na osi zapadowej, lecz na nieruchomym czopie 7. Koło to jest napędzane zębnikiem 8 umieszczonym na tylnym końcu osi bicia. Poza tym działanie jego jest prawie takie samo jak mechanizmu typu paryskiego (rys. 959) opisanego poprzednio.

Dodać należy, że w typie szwarcwaldzkim ząb 1 zapadnika 5 (rys. 963) musi wpaść w wycięcie 6 krążka sercowego, a ramię oporowe 9 (rys. 964) we wręb kołnierza zapadowego 10 z a r a z po opadnięciu młotka, a kołek zalotowy powinien zrobić jeszcze $\frac{1}{2}$ obrotu.

Konstrukcja kołnierza zapadowego i zapadnika

Jak już wspomnieliśmy, jedną z cech odróżniających szwarcwaldzki mechanizm bicia od paryskiego jest to, że kołnierz zapadowy 10 (rys. 964) jest złączony z kołem zapadowym. Rozmiary wrębów i występów kołnierza zapadowego oblicza się tak samo jak kołnierza zapadowego paryskiego (rys. 962).

Skośne boki występów nie są w szwarcwaldzkim kołnierzu konieczne, gdyż ramię oporowe z chwilą rozpoczęcia bicia jest unoszone przez krążek sercowy 3, a nie przez skośny bok występu kołnierza, jak to ma miejsce w mechanizmie typu paryskiego, w którym krążka sercowego nie ma.

Zwykle daje się zębnikowi bicia 8 (rys. 964) napędzającemu koło zapadowe 11, tyle zębów, ile kołków bicia ma koło. Z tego powodu koło zapadowe jest przesuwane przy każdym uderzeniu o jeden ząb dalej. Dlatego podział kołnierza zapadowego musi być ściśle dostosowany do podziałek tegoż koła.

Jeśli mechanizm ma tylko bicie godzinowe, kołnierz dzieli się na 78 części, jeżeli jest i bicie półgodzinowe — na 90 części. I tak też ilość zębów ma koło zapadowe.

c. Zapadowy mechanizm bicia w amerykańskich zegarach ściennych

Rzadko, ale się spotyka amerykańskie zapadowe mechanizmy bicia. Zasadniczo ich budowa jest taka sama, jak szwarcwaldzkich. Urządzenie włączające i odliczające jest wycięte z blachy. Zamiast kołków bicia występuje gwiazda, a zamiast kołków włączających — krzywka włączająca. Kołnierz zapadowy jest wycięty w krążku blaszanym. Do wygodnego doregulowania mechanizmu bicia tak krążek sercowy, jak i kołnierz zapadowy są ciernie przestawialne na swoich osiach.

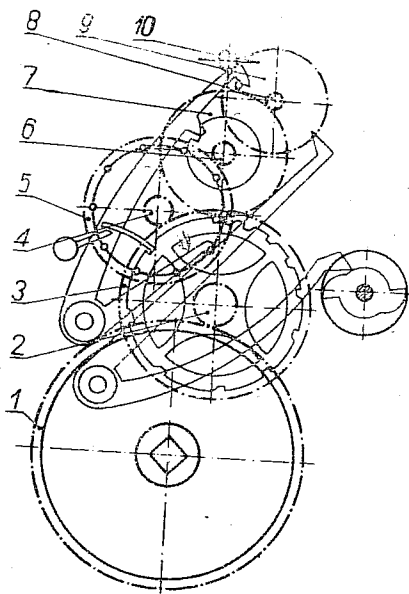
Jak wszystkie mechanizmy amerykańskie, tak i ten odznacza się prostotą, ułatwiającą produkcję masową. Dlatego jest on tani, ale mniej trwały aniżeli większość wyrobów naszego kontynentu.

d. Przełożenia zapadowych mechanizmów bicia

Chociaż w mechanizmie bicia jest bardziej różnorodnie powiązanie funkcji niż w mechanizmie chodu, to jednak ich przekładnie nie wiele się różnią. W 14-dniowym mechanizmie bicia można bowiem rozróżnić cztery przekładnie: napędu, odliczania, bicia i regulowania. Przekładnia napędu składa się z koła napędowego 1 (rys. 965) i zębника zapadowego 2; przekładnia odliczania — z koła zapadowego 3 i zębника bicia 4; przekładnia bicia — z koła bicia 5 i zębника sercowego 6; przekładnia regulowania — z koła sercowego 7, zębника zalotowego 8, koła zalotowego 9 i zębника

wiatraka 10. Gdy w ten sposób podzielimy mechanizm bicia obliczanie poszczególnych przekładni stanie się łatwiejsze, gdyż każda z nich ma inną funkcję.

Ponieważ koło zapadkowe obraca się raz na 12 godzin, przeto przełożenie tej przekładni równe jest ilości obrotów koła zapadkowego w 14 dniach, podzielonej przez ilość obrotów koła napędowego w tym samym czasie.



Rys. 965. Przekładnie 14-dniowego mechanizmu bicia zapadowego.

Przekładnia bicia zależna jest od ilości kołków bicia. Jeżeli np. koło bicia ma 10 kołków (jak to zwykle bywa), to w czasie 10 uderzeń koło to wykonuje 1 obrót, a w czasie 90 uderzeń, bijąc w ciągu pół doby godziny i półgodziny, wykona 9 obrotów.

Zębnik sercowy przy jednym uderzeniu robi 1 obrót. Jeśli więc w zegarze jest 10 kołków bicia, to w czasie jednego obrotu koła bicia, koło sercowe musi zrobić 10 obrotów.

W mechanizmie regulującym wielkość przełożenia wynosi zwykle 80 albo 100. Szybkość następujących po sobie dźwięków zależy również od wielkości wiatraka, ale im większe jest przełożenie, tym zegar wolniej bije.

Należy jednak pamiętać, że koło zalotowe w czasie jednego uderzenia musi wykonać pełne obroty, aby kołek zalotowy po każdym uderzeniu mógł zająć tę samą pozycję wobec występu włącznika.

3. Grzebieniowe mechanizmy bicia

Grzebieniowy mechanizm bicia wynalazł w r. 1676 E. Barlow (1636—1716), Anglik. Nazwa tego mechanizmu pochodzi od części zwanej *grzebieniem*, która współdziała w odliczaniu ilości uderzeń. Mechanizm taki ma tę zaletę, że ilość uderzeń zegara jest zawsze zgodna z godziną wskazywaną na tarczy, a nawet uderzenia te mogą być dowolną ilość razy powtarzane. Lecz konstrukcja mechanizmu grzebieniowego jest bardziej skomplikowana. Gdy więc poszczególne części nieco się zużyją, to łatwiej o usterki, które dosyć trudno usunąć.

a. Grzebieniowy mechanizm bicia typu wiedeńskiego (zatrzymuje: ramię czerpaka o kołek grzebieniowy)

Konstrukcja

Grzebieniowy mechanizm bicia typu wiedeńskiego był dotychczas w Polsce najbardziej rozpowszechniony, gdyż stosowano go w zegarach produkowanych w Austrii i w Niemczech. Z tych krajów najczęściej importowano do nas właśnie tych zegarów, a ponieważ odznaczają się one znaczną trwałością, więc i do dzisiaj są jeszcze u nas w użyciu. Prawda, że fabryka toruńska produkuje już nowszy typ mechanizmów, ale w kolejności chronologicznej omówimy wpierw typ wiedeński.

W mechanizmie tego typu czerpak 2 ma ramię 12 (rys. 966), które w czasie, gdy grzebień jest w spoczynku, opiera się na kołku 13 tkwiącym w grzebieniu. Oparcie to zapobiega obracaniu się czerpaka i całego mechanizmu.

W wiedeńskim mechanizmie odbywa się wpierw opad grzebienia 16, a zaraz potem załot.

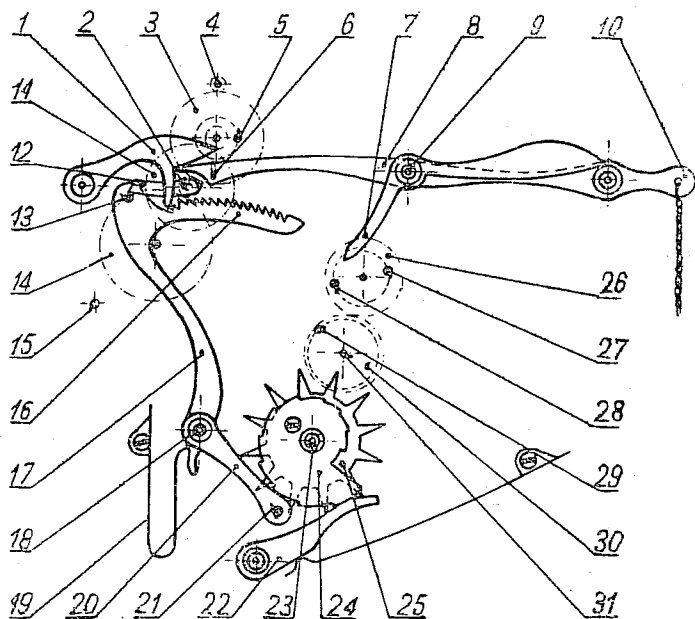
Jak widać z rys. 966, w grzebieniowych mechanizmach bicia znajduje się kilka nowych części składowych, których nie ma w mechanizmach zapadowych. Są to: krzywka stopniowa 24 z 12 stopniami decydującymi o ilości wybijanych godzin; grzebień 16 z pierwszym małym zębem (półgodzinowym) i czternastu większymi zębami; czerpak 2 i zapadnik 1 pełniący wobec grzebienia rolę zapadki.

Działanie

takiego mechanizmu jest następujące: W ćwiertniku lub kole zmianowym 26 znajdują się dwa kołki włączające 27 i 28. Kołek 27 jest umieszczony bliżej osi obrotu, a kołek 28 nieco dalej (lub przy równym oddaleniu jeden z nich jest krótszy). W miarę chodu

zegara jeden z tych kołków — przypuśćmy, że umieszczony bliżej osi, a więc 27, włączający półgodziny — podnosi nieznacznie koniec włącznika 7; wskutek czego unosi się również włącznik 8, który podnosi równocześnie zapadnik 1. Gdy zapadnik ten wyjdzie z wrębu pierwszego krótszego zęba grzebienia 16, grzebień przechyla się o ten mały ząb w lewo i czerpak 2 zaczyna się obracać, gdyż kołek grzebienia 13 odsunął się zwalniając ramię czerpaka 12. Czerpak robi więc część obrotu, dopóki kołek zalotowy 5 nie oprze się o występ włącznika 6. Jest to zalot.

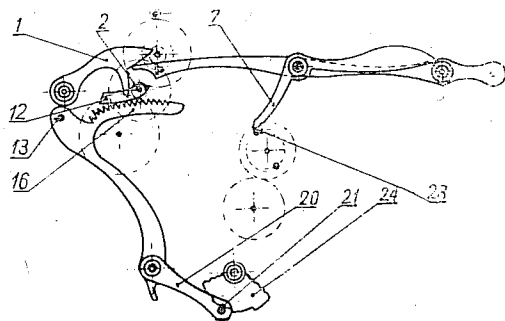
Gdy koło zmianowe obróci się jeszcze dalej, koniec włącznika 7 spadnie z kołka włączającego 27, występ włącznika 6 uwalnia wte-



Rys. 966. Grzebienny mechanizm bicia typu wiedeńskiego: 1 — zapadnik, 2 — czerpak, 3 — koło zalotowe, 4 — oś wiatraka, 5 — kołek zalotowy, 6 — występ włącznika, 7 — koniec włącznika, 8 — włącznik, 9 — czop końca włącznika, 10 — ramię ciągną repertiera, 11 — koło czerpaka (sercowe), 12 — ramię czerpaka, 13 — kołek grzebienia, 14 — koło bicia, 15 — kołek ustalający granicę opadu grzebienia, 16 — grzebień, 17 — ramię grzebienia, 18 — czop grzebienia, 19 — sprężynka grzebienia, 20 — ramię oporowe grzebienia, 21 — kołek ramienia oporowego, 22 — zapadka gwiazdy, 23 — czop krzywki stopniowej, 24 — krzywka stopniowa, 25 — gwiazda krzywki stopniowej, 26 — koło zmianowe z kołkami włączającymi, 27 — kołek włączający półgodziny (bliżej osi), 28 — kołek włączający godziny, 29 — kołek przesuwający gwiazdę, 30 — czwartnik, 31 — oś minutowa.

dy kołek zalotowy 5, czerpak kończy swój obrót cofając grzebień na dawne miejsce, a swoim ramieniem opiera się znowu o kołek 13. W czasie jednego obrotu czerpaka koło bicia 14 obróci się o jedną podziałkę, tak że kołek bicia unosi w tym czasie dźwignię bicia, a młotek uderza w gong.

Gdy nadchodzi bicie godziny, wówczas następuje zalot (rys. 967), podobnie jak przy biciu półgodzinowym, z tą jednak różnicą, że koniec włącznika 7 unoszony jest przez kołek włączający godziny 28 nieco wyżej, tak że grzebień 16, uwolniony teraz zupełnie przez zapadnik 1, przechyla się w lewo tak daleko, aż kołek 21, osadzony w płaskiej sprężynce ramienia oporowego 20, oprze się o krzywkę stopniową 24.



Rys. 967. Zalot przed biciem godzin w mechanizmie wiedeńskim.

Grzebień przechyla się w lewo o tyle zębów, o ile pozwala każdorazowa pozycja krzywki stopniowej. Ponieważ pozycja ta zależy tylko od pozycji przekładni wskazań, liczba uderzeń zawsze się zgadza z pozycją wskazówek. Gdy więc grzebień własnym ciężarem lub pod wpływem sprężynki 19 (rys. 966) przechylił się w lewo i uwolnił ramię czerpaka 12 z kołka 13, wówczas po opadnięciu końca włącznika 7 z kołka godzinowego 28, a tym samym i uwolnieniu kołka zalotowego 5 przez występ włącznika 6, następuje bicie, a za każdym uderzeniem czerpak 2 przesuwa grzebień z powrotem na prawo. Ażeby w czasie bicia grzebień naciskany sprężynką 19 nie cofał się, zatrzymuje go zapadnik 1, unoszony przez czerpak 2. Po ostatnim uderzeniu grzebień powraca na swoje dawne miejsce i kołkiem 13 zatrzymuje ramię czerpaka 12.

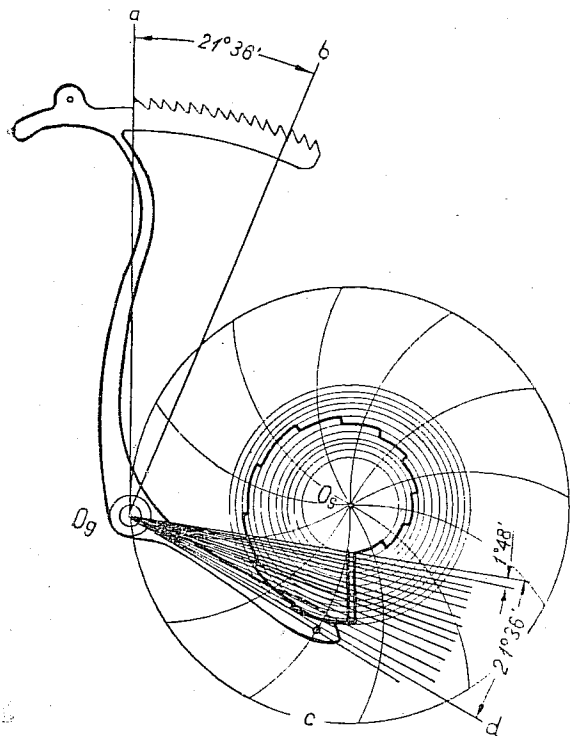
Krzywka stopniowa 24, ułożyskowana w mechanizmie wiedeńskim na nieruchomym czopie 23, przesuwana jest co godzinę za pośrednictwem kołka 29. Kołek ten, osadzony w ćwiertniku 30, ząbienia się z gwiazdą 25, złączoną na stałe z krzywką stopniową 24. Krzywka sama nie może się przesuwać, gdyż ustala ją zapadka gwiazdy 22.

Konstrukcja grzebienia i krzywki stopniowej.

Mając oś obrotu grzebienia O_g (rys. 968), oś obrotu krzywki stopniowej O_s i łuk z dowolnie dużymi dwunastu zębami projektowanego grzebienia, możemy przystąpić do wykreślenia grzebienia i krzywki stopniowej.

Najpierw musimy ustalić (założyć dowolnie) kąt obejmujący 12 zębów grzebienia. Jedno ramię tego kąta przechodzi przez promieniowy bok pierwszego zęba, a drugie przez koniec skośnego boku dwunastego zęba. Na naszym rysunku kąt ten wynosi $21^\circ 36'$. Następnie dzielimy ten kąt przez 12 zębów i otrzymujemy wielkość kąta jednego zęba:

$$21^\circ 36' : 12 = 1^\circ 48'$$



Rys. 968. Konstrukcja krzywki stopniowej i grzebienia.

Z punktu O_s przez punkt O_g zataczamy okrąg c i dzielimy go łukami na dwanaście części. Teraz z punktu O_g , stycznie do obwodu koła osadzonego w ramieniu oporowym grzebienia, rysujemy prostą d , od której w górę kreślimy dwanaście kątów po $1^\circ 48'$.

Stycznie do każdego ramienia tych kątów kreślimy okręgi z punktu O_s . Narysowane okręgi i łuki z podziału koła c wyznaczają coraz niższe stopnie krzywki.

Wymagania konstrukcyjne

Czerpak 2 (rys. 966) powinien być tak osadzony, żeby z pozycji spoczynku musiał zrobić ponad $\frac{1}{2}$ obrotu, zanim zazębi się z grzebieniem 16. Grzebień powinien być jak najbliżej czerpaka, aby zazębienie było głębokie i aby po przejściu czerpaka grzebień został przesunięty więcej niż o jedną podziałkę. Czerpak zazębiający się tylko z wierzchołkami zębów grzebienia nie będzie działał należycie. Konstrukcja tego elementu powinna być wykonana według zasad ogólnych obowiązujących przy konstrukcji prawidłowego zazębienia kół zębatych przekładni.

Z chwilą rozpoczęcia bicia czerpak zazębia się z trzecim zębem od tego, którego przytrzymuje zapadnik 1. Wobec tego na końcu grzebienia należy dodać do dwunastu zębów jeszcze trzy; razem grzebień będzie miał 15 zębów.

Promieniowy bok trzeciego zęba powinien się znajdować o $\frac{1}{3}$ podziałki w lewo w stosunku do linii łączącej oś czerpaka z osią grzebienia. Zapewnia to na ogół prawidłowe zazębienie czerpaka i grzebienia.

Punkt obrotu zapadnika 1 powinien znajdować się tak wysoko, by piasta kołka 13 nie zawadzała w czasie działania o piastę zapadnika. Czoło zęba zapadnika współpracujące z zębami grzebienia powinno być ukształtowane według linii okręgu zatoczonego z osi obrotu zapadnika.

Także w grzebieniowym mechanizmie bicia zatrzymanie przekładni powinno nastąpić z a r a z po ostatnim uderzeniu, aby pozostało dość dużo miejsca dla zalotu i rozpędu nie obciążonego mechanizmu bicia.

W mechanizmach grzebieniowych z godzinowym i półgodzinowym biciem włączenia dokonują kołki włączające. Lecz spotyka się czasami także włączanie skokowe.

Koniec włącznika 7 jest ułożyskowany obrotowo na czopie 9, dzięki czemu można wskazówki cofać bez uszkodzenia mechanizmu, gdyż wtedy koniec ten się podnosi, a kołki włączające ześlizgują się po nim.

Repetier

Powyżej, we wstępie do rozdziału o grzebieniowych mechanizmach bicia mówimy, że te same uderzenia danej godziny mogą być powtarzane dowolną ilość razy. Otóż gdy pociągniemy za

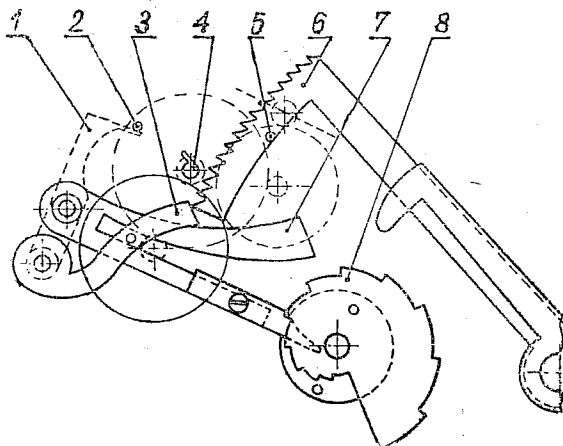
ciężno przymocowane do ramienia 10 (rys. 966), wówczas włącznik 8 podnosi zapadnik 1, grzebień 16 przechyla się w lewo tak daleko, jak pozwala na to krzywka stopniowa 24, i mechanizm natychmiast wybija daną godzinę. Jak widzimy, repetier można włączać ciężnem dowolną ilość razy bez obawy pomylenia bicia i za każdym razem mechanizm wybije aktualną godzinę. Natomiast nie-repetier wybija tylko następną godzinę.

Jeśli mechanizm repetiera zostanie uruchomiony w czasie zalotu, nie może on wybić żadnej godziny, ponieważ przekładnia jest zahamowana podniesionym występem włącznika 6, o który opiera się kołek zalotowy 5, i nie może być uwolniona, dopóki koniec włącznika 7 nie spadnie z kołka włączającego.

Zatrzymywanie przekładni bicia następuje albo przez oparcie się ramienia czerpaka o kołek grzebienia (rys. 966), albo przez wejście haka zapadnika w tor kołka sercowego (rys. 969) albo zalotowego (rys. 970), albo krzywki czerpaka (rys. 971). Na tej podstawie rozróżniamy cztery systemy mechanizmu grzebieniowego.

**b. Grzebieniowy mechanizm bicia godzin i półgodzin typu paryskiego
(zatrzymuje: hak zapadnika o kołek sercowy)**

W mechanizmie grzebieniowym, który teraz opisujemy, są dwa kołki: zalotowy 5 (rys. 969) i sercowy 2. Zatrzymywanie następuje



Rys. 969. Grzebieniowy mechanizm bicia godzin i półgodzin typu paryskiego.

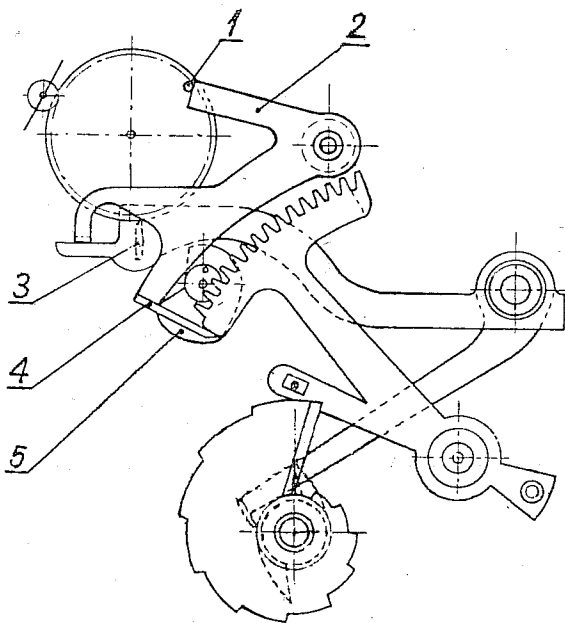
występem włącznika 7 i hakiem zapadnika 1 o kołek sercowy 2, przy czym zapadnik 3 opiera się o grzebień 6 a ilość wybijanych godzin odlicza krzywka stopniowa 8, osadzona na kole godzinowym.

Jak we wszystkich mechanizmach bicia, tak i tutaj zatrzymanie mechanizmu powinno nastąpić natychmiast po ostatnim uderzeniu. Czerpak 4 winien być wówczas skierowany w stronę kołka sercowego 2, a kołek zalotowy 5 ma być oddalony od występu włącznika 7 od $\frac{1}{3}$ do $\frac{1}{2}$ obrotu.

Różnica między wiedeńskim mechanizmem grzebieniowym a paryskim jest taka, że w wiedeńskim najpierw spada grzebień, a potem następuje zalot, w paryskim zaś grzebień spada tylko przy biciu godzin, i to dopiero po zalocie. Zatrzymanie zaś w mechanizmie wiedeńskim następuje przez położenie się ramienia czerpaka na kołku grzebienia, a przy paryskim przez oparcie się kołka sercowego o hak zapadnika.

c. Grzebieniowy mechanizm bicia godzin i półgodzin — uproszczony
(zatrzymuje: zapadnik o jedyny kołek zalotowy)

Mechanizm ten jest tym charakterystyczny, że do zalotu i zatrzymania służy tylko jeden kołek zalotowy 1 (rys. 970). Przed za-



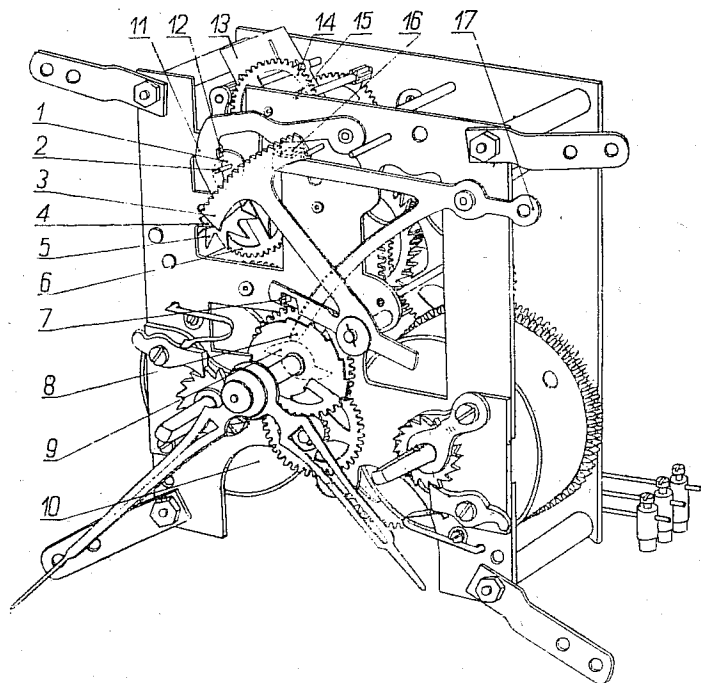
Rys. 970. Grzebieniowy mechanizm bicia godzin i półgodzin — uproszczony.

lotem zatrzymuje go hak zapadnika 2, a przed biciem występ włącznika 3. Uzyskuje się przez to mniejszy opór przy uwolnieniu do bicia, co jest także pewną zaletą.

Krążek sercowy 5 spełnia tutaj podwójną rolę: w czasie bicia podnosi i opuszcza bezszmerowo ramię oporowe 4, a w końcu bicia dopóty trzyma w górze hak zapadnika 2, dopóki nie nastąpi końcowe uderzenie, i wówczas dopiero ten hak natychmiast blokuje kołek zalotowy 1.

d. Grzebieniowy mechanizm bicia zegara toruńskiego (zatrzymuje: ramię oporowe o wycięcie w krzywce czerpaka)

Polskie mechanizmy bicia wytwarzane w fabryce toruńskiej (rys. 971) należą do nowoczesnych. Wskutek uproszczonej konstrukcji, łatwiejszej i tańszej produkcji wyparły one typy dawniejsze, jak wiedeński czy paryski. Mechanizmy toruńskie są również łatwiejsze do naprawy i wykazują mniej usterek aniżeli inne typy.



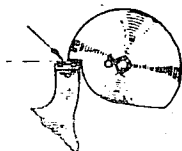
Rys. 971. Mechanizm bicia zegara toruńskiego („Z—34”).

Mechanizm taki ma jeszcze jedną zaletę w stosunku do dawnych, mianowicie działa prawie bezszmerowo, gdyż zapadnik jest łagodnie podnoszony i opuszczany krzywką czerpaka.

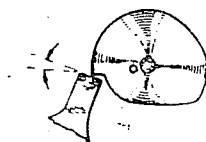
Mechanizm toruński podobny jest do mechanizmu paryskiego. Są jednak pewne różnice. Rolę czerpaka pełni tu kołek 2 osadzony w krzywce 1. Zamiast kołków włączających jest przynitowana do ćwiertnika krzywka z dwoma różnej długości palcami 9, a zamiast kołków bicia są dwie gwiazdy 5 (do jednego młotka jedna i do dwóch młotków druga), umocowane na osi bicia.

Zatrzymywanie po skończonym biciu następuje przez zagłębienie się haka zapadnika 12 w wycięcie krzywki czerpaka 1; zagłębienie to następuje wówczas, gdy ramię oporowe zapadnika 4 nie natrafia już na zęby grzebienia 3 i spada poza jego lewą krawędź.

Ustawienie współpracujących powierzchni haka zapadnika i krzywki czerpaka,



Rys. 972. Właściwe



Rys. 973. Błędne.

Do niezawodnego zatrzymywania krzywki czerpaka 1 przez hak zapadnika 12 ważnym warunkiem jest to, by czołowa powierzchnia tego haka była równoległa z promieniowym wycięciem krzywki (rys. 972). Natomiast błędne byłoby skośne ustawienie tej powierzchni (rys. 973), gdyż wtedy hak zapadnika by wyskakiwał i nie dawał pewności zatrzymania mechanizmu.

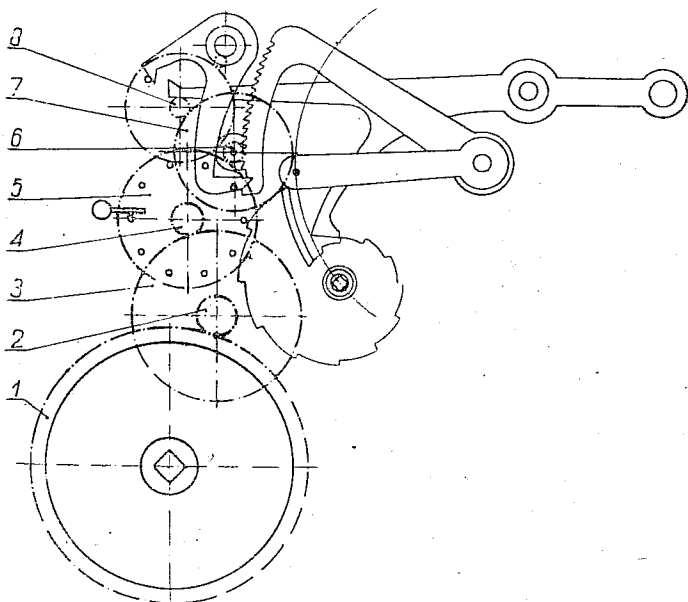
Budowa mechanizmu toruńskiego jest na ogół dobra, ale wymienić należy także pewną jego wadę konstrukcyjną. Mianowicie zatrzymanie następuje na małym promieniu, gdyż odległość wcięcia krzywki czerpaka od osi jest niewielka. Wskutek tego między tym wcięciem a hakiem zapadnika 12 występują znaczne naprężenia powodujące uszkodzenia.

e. Przełożenia grzebieniowych mechanizmów bicia

Przełożenia w grzebieniowym mechanizmie bicia są nieco inne niż w mechanizmie zapadkowym, ponieważ nie ma tu koła zapadkowego. Przekładnia napędu obejmuje tu przełożenie od koła napędowego 1 (rys. 974) przez zębnik 2 i koło pośrednie 3 do zębniaka bicia 4. Przełożenie to ustala się z ilości kołków bicia i ilości obrotów koła bicia 5 przy jednym obrocie koła napędowego 1. Przy 10 kołkach bicia musi ono mieć w ciągu 14 dni 252 obroty koła bicia (9 obrotów w ciągu 12 godzin).

Koło bicia zazębia się z zębniakiem czerpakowym 6, który za każdym uderzeniem robi jeden obrót, a więc przełożenie przekładni bicia jest równe ilości kołków.

Przełożenie przekładni odliczania od koła czerpakowego 7 do zębniaka zalotowego 8 musi się wyrażać liczbą całkowitą, ponieważ tutaj bywa umieszczany kołek zalotowy.



Rys. 974. Przekładnie 14-dniowego grzebleniowego mechanizmu bicia.

Przełożenie przekładni regulującej odpowiada ilości obrotów wiatraka w czasie jednego uderzenia. Waha się ono w różnych mechanizmach, podobnie jak i w zapadowych, od 80 do 100.

4. Kwadransowe mechanizmy bicia

Zegar z biciem godzin i półgodzin ma dwa mechanizmy: chodu i bicia. Jeżeli zegar ma wybijać także kwadransy, to zwykle ma jeszcze trzeci mechanizm, połączony z dwoma poprzednimi. Oczywiście, zegar taki jest bardziej skomplikowany.

Rozmieszczenie kół przekładni w mechanizmach kwadransowych jest takie samo jak w godzinowych mechanizmach bicia; także zatrzymanie następuje w jeden ze sposobów już opisanych.

Kwadransowy mechanizm bicia może być połączony z mechanizmem godzinowym lub występować oddzielnie. Jeżeli jest po-

łączony, to wybija tylko pierwszy, drugi i trzeci kwadrans i zwie się *trzykwadransowym*. Jeżeli zaś występuje oddzielnie, wybija wszystkie kwadransy i zwie się *czterokwadransowym*.

Mechanizm trzykwadransowy może mieć z mechanizmem godzinowym albo wspólną krzywkę stopniową, albo wspólny grzebień, albo wreszcie każdy z nich ma swój grzebień. Mechanizm czterokwadransowy może być — tak jak i odpowiadający mu mechanizm godzinowy — albo zapadowy, albo grzebieniowy, lub też mechanizm bicia kwadransów jest zapadowy, a bicia godzin — grzebieniowy.

Najczęściej spotyka się kwadransowe mechanizmy bicia oddzielne od godzinowych.

a. Kwadransowy i godzinowy mechanizm bicia z osobnymi grzebieniami

Podobnie jak w godzinowym mechanizmie bicia, tak i w mechanizmie kwadransowym (rys. 975) mamy trzy zasadnicze dźwignie: włącznik, grzebień i zapadnik.

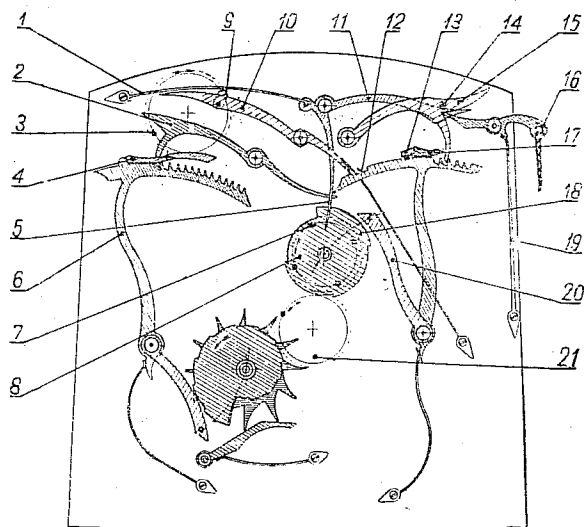
Mechanizm bicia kwadransów przedstawiony na rys. 975 jest typu wiedeńskiego. Zegary takie mają czterokwadransowy pełny mechanizm bicia z *repetierem*. Zatrzymywanie dokonuje się przez oparcie ramienia czerpaka 17 o kołek grzebienia. Włączanie mechanizmu kwadransów jest skokowe.

Cwiertnik 21 zazębia się z kołem zmianowym 8, w którym osadzone są cztery kołki włączające 7. Z kołem zmianowym złączona jest również krzywka stopniowa kwadransów 18. Gdy koniec 5 włącznika 11 przechylany kołkiem włączającym 7 z niego spada, wówczas pod wpływem sprężynki włącznika 1, włącznik odskakuje i przez kołek włączeniowy 14 podnosi nagle zapadnik kwadransów 15, który uwalnia grzebień kwadransów 13, zanim grzebień ten swoim ramieniem oporowym 20 spadnie na krzywkę stopniową 18. W tym momencie ramię czerpaka kwadransów 17 uwalnia się i mechanizm wybija odpowiednią ilość kwadransów, po czym ramię to kładzie się z powrotem na kołku grzebienia i mechanizm się zatrzymuje. A więc bicie odbywa się bez poprzedniego zalotu.

Gdy mechanizm bicia kwadransów ma wybić czwarty kwadrans, a więc gdy ramię oporowe 20 położy się na najniższym stopniu krzywki stopniowej, wówczas grzebień swoim wycięciem włączeniowym 12 docisnie włącznik godzin 10, a swoim końcem — zapadnik 2, które uniosą się do góry. Grzebień godzin 6 odchyli się wówczas w lewo, uwolni ramię czerpaka 4 i kołek zalotowy 3 ruszy o pół obrotu opierając się o występ 9 włącznika 10. Był to

załot. Trwa on dopóty, dopóki po ostatnim uderzeniu kwadransów wycięcie włączeniowe 12 nie odchyli swoim drugim bokiem włącznika 10, wskutek czego kołek załotowy się uwolni, a mechanizm bicia godzin wybije właściwą godzinę.

Celem zmniejszenia ilości obrotów mechanizmu bicia godzin, przekładnia jest odpowiednio zwiększona, a czerpak ma podwójny ząb i podwójne ramiona 4. W razie pociągnięcia za ciągną przytworzoną do ramienia 16 dociskaną sprężynką 19 mechanizm wybija w pierw aktualne kwadransy, a po czwartym — godziny.



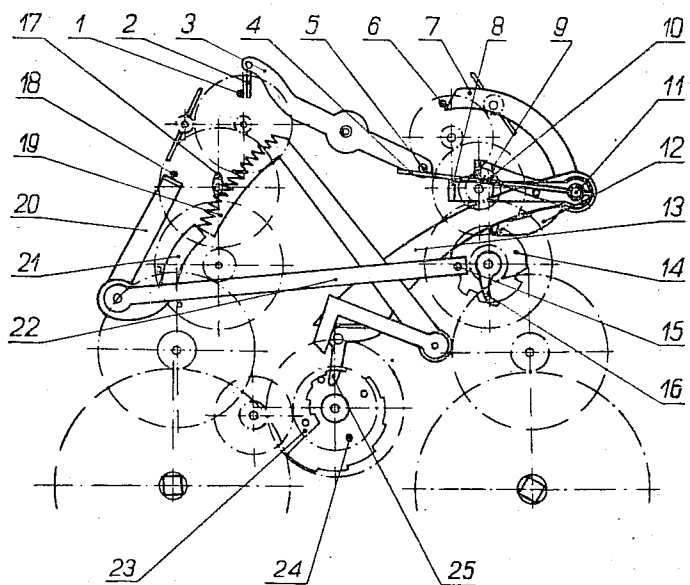
Rys. 975. Kwadransowy i godzinowy mechanizm bicia z osobnymi grzebieńiami: 1 — sprężynka włącznika kwadransów, 2 — zapadnik godzin, 3 — kołek załotowy godzin, 4 — ramię czerpaka godzin, 5 — koniec włącznika kwadransów, 6 — grzebień godzin, 7 — kołki wiążące kwadransy, 8 — koło zmianowe, 9 — występ włącznika godzin, 10 — włącznik godzin, 11 — włącznik kwadransów, 12 — wycięcie włączeniowe grzebieńia kwadransów, 13 — grzebień kwadransów, 14 — kołek włączeniowy kwadransów, 15 — zapadnik kwadransów, 16 — ramię ciągną repetera, 17 — ramię czerpaka kwadransów, 18 — krzywka stopniowa kwadransów, 19 — sprężynka włącznika repetera, 20 — ramię oporowe grzebieńia kwadransów, 21 — ćwiertnik.

b. Mechanizm bicia kwadransów zapadowy, a bicia godzin grzebienny

Ten typ mechanizmu bicia kwadransów jest stosowany przeważnie w solidnych zegarach z kurantem westminsterskim. Schemat tego mechanizmu widzimy na rys. 976. Mechanizm ten jest

bardziej skomplikowany już choćby dlatego, że na jednym wałku 11 znajduje się aż sześć różnych dźwigni mechanizmu bicia kwadransów. Małe nawet odchylenie jednej z nich powoduje rozregulowanie, a nawet uniemożliwienie bicia.

Na czwrtniku 23 osadzone są w jednakowej odległości cztery kołki włączające 24. Przechylają one przekaźnik włączeniowy 25, który unosi koniec włącznika 13. Równocześnie podnoszony jest hak włącznika 8, hak zapadnika 9, ramię oporowe zapadnika 12 i występ włącznika 7.



Rys. 976. Mechanizm bicia kwadransów zapadowy, a bicia godzin grzebienny.

Gdy występ 7 uwolni kołek zalotowy 6, robi on zalot i opiera się o hak włącznika 8. Opadnięcie przekaźnika 25 z kołka 24 obniża koniec włącznika 13, co powoduje uwolnienie kołka 6 przez hak 8 i wybijanie kwadransów odliczanych przez kołnier zapadowy 14, z którym współpracuje ramię oporowe 12. Po wejściu tego ramienia na wcięcie kołnierza 14 hak zapadnika 9 trafia na wcięcie krążka sercowego 10, a wówczas dźwignie 7, 9 i 12 zapadają i mechanizm bicia kwadransów się zatrzymuje.

W czasie włączania któregośkolwiek z kwadransów unosi się również dźwignia hamulca zalotu godzin 4 i przez kołek 5 przechyla hamulec 3, którego hak 2 zagłębia się w tor kołka zalotowego 1.

Gdy przy końcu bicia czwartego kwadransa palec przekazowy 16 przez kołek 15 podniesie włącznik godzin 22, wtedy zapadnik 21 wysuwa się spod grzebienia 19, który spada, a następnie wysuwa się również hak zapadnika 20 spod kołka sercowego 18 i teraz mechanizm bicia godzin zaczyna działać. Kołek czerpaka 17 dopóty podnosi po jednym zębie grzebienia 19, aż zapadnik 21 opadnie pod koniec grzebienia, a wówczas hak zapadnika 20 zatrzymuje kołek sercowy 18 i bicie godzin ustaje.

c. Kwadransowy i godzinowy mechanizm bicia — obydwu zapadowe

Jest jeszcze jeden typ mechanizmu bicia czterech kwadransów, oddzielny od mechanizmu bicia godzin, stosowany w szwarcwaldzkich zegarach kukułkowo-przepiórkowych. Jak wszystkie szwarcwaldzkie mechanizmy, jest on prymitywny i nieskomplikowany. Przedstawia go rys. 977. Mechanizm ten wybija, a raczej wygwizduje głosem przepiórki cztery kwadransy, a potem następuje kukanie odpowiedniej ilości godzin.

Ważniejsze części składowe tego mechanizmu są następujące: koło łańcuchowe 23 (rys. 977) z oddzielnym na tej samej osi kołnierzem zapadowym 22, który robi jeden obrót w dwóch godzinach; koło sercowe 20 z krążkiem sercowym 19 i kołem bicia, które robi jeden obrót na dwa uderzenia; koło zalotowe 14 z dwoma kołkami zalotowymi 13, 16; wiatrak 15.

Ponieważ podczas jednego obrotu krążka sercowego 19 następują dwa uderzenia, przeto krążek ten ma dwa wcięcia. Kołnierze zapadowy 22 podzielony jest tak, by w ciągu jednego obrotu, tj. dwóch godzin, odliczył 6 uderzeń kwadransowych. Dlatego kołnierze ten ma na obydwóch połowach obwodu podobne podziały z tą jednak różnicą, że na pierwszy kwadrans jest w kołnierzu tylko szerszy wrąb.

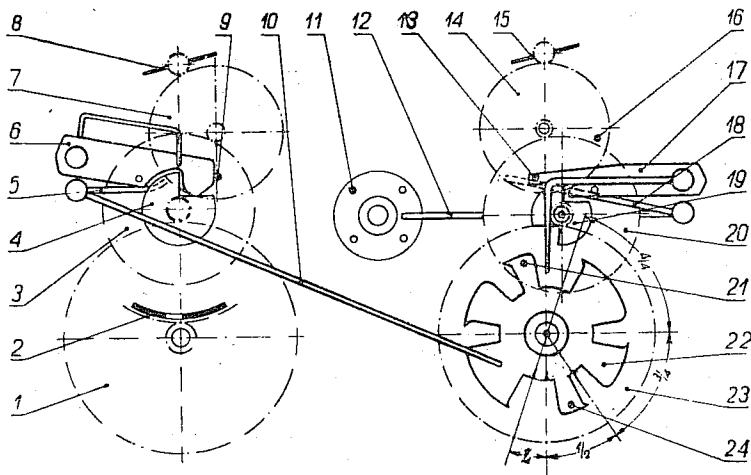
Zalot i włączanie bicia następują od kołków włączających 11 umieszczonych w ćwiertniku. Kołki te podnoszą koniec włącznika 12, występ włącznika 18 podnosi zapadnik 17 itd., jak to opisano przy rys. 963.

Koło zalotowe ma dwa kołki 13, 16, (rys. 977) z których pierwszy, występujący do przodu, współpracuje z hakiem zapadowym 17, a drugi — do tyłu — z występem włącznika 18. Dzięki tym dwóm kołkom uzyskuje się krótki zalot, co uniemożliwia za wczesne otwarcie drzwiczek kukułkowych i wychylenia się kukułki.

Koło łańcuchowe 1 mechanizmu godzin jest zarazem kołem bicia, a zębnik, osadzony na tej samej osi, napędza koło i kołnierze zapadowy godzin 2. Koło sercowe 3 z krążkiem sercowym 4 robi jeden obrót na każde uderzenie. Koło zalotowe 7, w którym

osadzony jest kołek zalotowy 9, napędza oś wiatraka 8. Koło zapadowe 2 robi jeden obrót na 12 godzin.

Włączenia godzinowego mechanizmu bicia a raczej kukania dokonują kołki 21 i 24 osadzone w kolmierzu zapadowym kwadransów. W czasie rozpoczęcia czwartego kwadransa kołki te podnoszą włącznik godzin 10, który spada po zakończeniu bicia kwadransów. Krótki zalot uzyskuje się w ten sposób, że występ godzinowego włącznika 5 znajduje się tuż przy zapadniku 6.



Rys. 977. Czterekwadransowy mechanizm bicia stosowany w zegarach szwarcwaldzkich.

Opisane tu obydwa mechanizmy, tak kwadransowy, jak i godzinowy są zapadowe i odznaczają się prostotą i taniością. Ujemną ich stroną jest to, że w czasie działania powodują pewien szmer, oraz to, że przez nieostrożne włączenie mechanizm ten może dawać fałszywe sygnały.

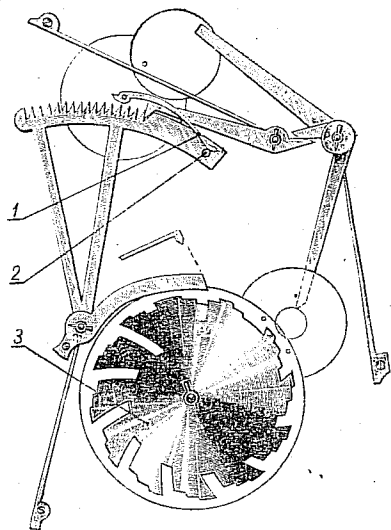
d. Kwadransowe mechanizmy bicia łączne z godzinowymi

Mechanizmy takie są rzadziej stosowane, ponieważ łatwiej tu o usterki w działaniu. Czasem jednak i one się trafiają, dlatego opiszemy z nich dwa: jeden o wspólnej krzywce stopniowej, a drugi o wspólnym grzebieniu.

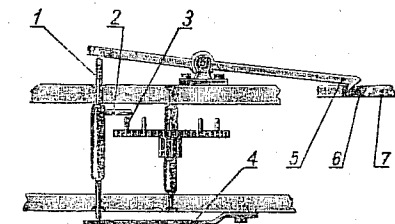
Trzeci zaś kwadransowy mechanizm bicia połączony z godzinowym był dawniej stosowany w zegarach podróźnych. Miał on dwa równoległe grzebienie oraz dwie krzywki stopniowe. Ponieważ takie mechanizmy należą już do okazów muzealnych, przeto nie wdajemy się w ich opisy.

Mechanizmy bicia o wspólnej krzywce stopniowej

Konstrukcja ta występuje jako mechanizm trzykwadransowy, gdzie zatrzymywania dokonuje ramię czerpaka 1 (rys. 978) na kołku grzebienia 2 (typ wiedeński).



Rys. 978. Wspólna krzywka stopniowa mechanizmów bicia kwadransów i godzin.



Rys. 979. Urządzenie wyłączania bicia kwadransów w czasie bicia godzin.

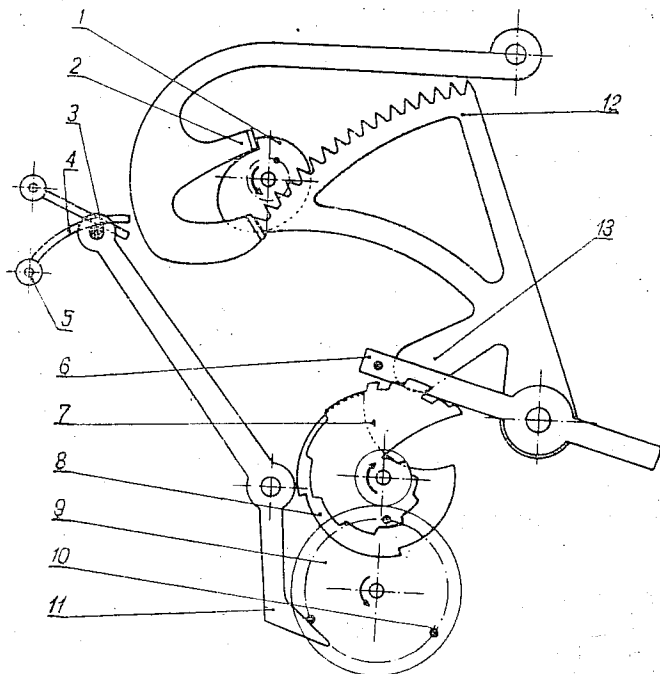
Do wyłączania młotka kwadransów jest w ćwiertniku 7 otwór (rys. 979), w który na pełną godzinę wpada dźwignia 5. Powoduje to odsunięcie się drugiego końca tej dźwigni od płyty i przesunięcie się wzdłuż osi wałka młotka 1 pod dociskiem płaskiej sprężyny 4. Wskutek tego przesunięcia dźwignia młotka 2 już nie dosięga do kołków bicia 3.

Mechanizmy bicia z osobnymi krzywkami stopniowymi i wspólnym grzebieniem

Rys. 980 przedstawia nowoczesny trzykwadransowy mechanizm bicia, w którym są dwie krzywki stopniowe: godzinowa 7, osadzona na kole godzinowym, oraz kwadransowa 8, osadzona na ćwiertniku.

Krzywka stopniowa kwadransów jest przedstawiona w takiej pozycji, w jakiej znajduje się w czasie bicia godzin. Wówczas

bowiem ramię oporowe kwadransów 13 grzebień 12 nie dotyka krzywki stopniowej kwadransów 8, która jest w tej części wycięta, a jedynie ramię oporowe godzin 6 opada na krzywkę stopniową godzin 7.



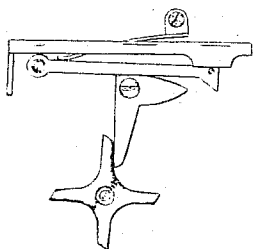
Rys. 980. Mechanizm bicia kwadransów i godzin ze wspólnym grzebieniem a osobnymi krzywkami stopniowymi.

Przed pełną godziną wyłącznik kwadransów 11 przyciskany przez kołek osadzony w ćwiertniku (albo — jak na rys. 980 — przez 3 kołki 10 osadzone w kole zmianowym o przełożeniu 3 : 1) podnosi jedną dźwignię młotka kwadransów 4 i uwalnia ją dopiero po wybiciu godzin, tak że godziny wybija tylko jeden młotek. Bicie kwadransów i godzin zatrzymuje hak zapadnika 2 na krzywce czerpaka 1.

e. Ulepszenia konstrukcyjne

W kwadransowych mechanizmach bicia spotyka się jeszcze inne niż na rys. 966 odmiany konstrukcyjne końców włączników umożliwiających bezpieczne cofanie wskazówek. Przedstawiono je na rys. 981, 982, 983 i 984.

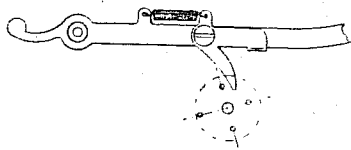
W zapadowych mechanizmach kwadransowych produkcji angielskiej są czasem stosowane urządzenia samopoprawiające (self-corrector). Jeśli np. zegar się zatrzyma, to po uruchomieniu, urządzenie to doprowadzi bicie kwadransów do należytej kolejności. U nas nie spotyka się zegarów z tym ulepszeniem.



Rys. 981.



Rys. 982.



Rys. 983 i 984.

Końce włączników w mechanizmach kwadransowych.

f. Przełożenia kwadransowych mechanizmów bicia

Dobieranie przełożeń przekładni kwadransowych mechanizmów bicia napotyka na nieco większe trudności niż godzinowych. Chodzi bowiem także o to, by obciążniki wszystkich trzech mechanizmów (chodu, bicia godzin i bicia kwadransów) miały mniej więcej jednakowy opad.

W cyklu kwadransowym mamy 10 uderzeń (nie dotyczy to zegarów grających kwadransę). Jeżeli więc w kole bicia jest 10 kołków, to powinno się ono obrócić raz na godzinę. Ponieważ kwadransowe koło zapadowe robi również jeden obrót na godzinę, więc koło to i koło bicia mogą być na jednej osi. Koło zalotowe ma osadzony w wieńcu kołek zalotowy, podobnie jak i w godzinowych mechanizmach bicia.

Jak więc widzimy, kwadransowy mechanizm bicia ma tylko trzy przekładnie, tj. napędu, bicia i regulowania. Granicami są tu: zębnik bicia i zębnik sercowy, podczas gdy koło sercowe, zalotowe i wiatrak należą już do przekładni regulowania.

Przełożenia przekładni regulowania nie oblicza się w stosunku do jednego uderzenia, ale w stosunku do jednego obrotu koła bicia. Na ogół daje się zębnikowi wiatraka większą ilość zębów, ażeby bieg jego był spokojniejszy i mniej hałaśliwy. Zwykle ilość

obrotów wiatraka przy jednym uderzeniu wynosi 60÷70. Wobec tego w ciągu doby wiatrak obróci się około 5 tysięcy razy.

Jak to już poprzednio zaznaczyliśmy przy obliczaniu mechanizmów zapadowych, przełożenie od koła sercowego do zębniaka zalotowego musi się wyrażać liczbą całkowitą, gdyż tylko wtedy kołek zalotowy przyjmie zawsze jednakową pozycję w stosunku do haka zapadnika.

5. Minutowe mechanizmy bicia

Mechanizmem szczególnego rodzaju jest bijący zegarek kieszonkowy, tzw. repeter kieszonkowy, który wynalazł E. B a r l o w w r. 1686. Wskutek wprowadzenia tarcz świecących wstrzymano jego produkcję. Ponieważ jednak czasami trafiają się one w pracowni zegarmistrzowskiej, więc przynajmniej krótko o nich wspomnimy. Jeszcze jedną racją zamieszczenia opisu jest pewien sentyment i podziw dla żmudnej i starannej pracy ręcznej naszych poprzedników.

Repeteriery kieszonkowe dzieliły się na:

a) repeteriery kwadransowe, zwykle wybijające za naciśnięciem tłoczka: podwójnym tonem kwadrans, a pojedynczym godziny;

b) repeteriery półkwadransowe;

c) repeteriery pięciominutowe wybijające pojedynczym tonem godziny a podwójnym kolejność pięciominut;

d) repeteriery minutowe, które za naciśnięciem tłoczka wydzwaniają godziny, kwadransy i minuty. Są one najbardziej skomplikowane;

e) zegarki bijące, które samoczynnie wydzwaniały zawsze kwadransy i godziny, a za naciśnięciem powtarzały aktualną godzinę, kwadransy a czasem i minuty.

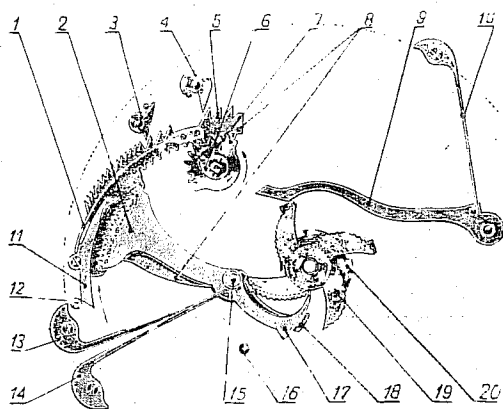
Gdy naciśnięto tłoczek, np. o godzinie 10 minut 52, zegarek taki dawał: 10 uderzeń na niskotonowym gongu oznaczających 10 godzinę, 3 uderzenia podwójne oznaczające 3 kwadransy i wreszcie 7 uderzeń wyższego tonu dla 7 minut.

Najpopularniejszy typ mechanizmu repeteriera kieszonkowego przedstawia rys. 985. Wszystkie części mechanizmu, oprócz repeteriera minutowego, opuszczamy, z wyjątkiem niektórych należących do urządzenia repeteriera kwadransowego, gdyż ściśle ze sobą współpracują.

W czasie bicia kwadransów działają obydwie dźwignie bicia: 3 oraz 4, natomiast w czasie bicia minut działa tylko dźwignia 3. Na drugim końcu wałków tych dźwigni umieszczone są młotki uderzające w dwa spiralne gongi, umieszczone naokoło mechanizmu.

Dźwignia 4 jest umieszczona tak wysoko, że może się zazębiać tylko z trzema pierwszymi zębami 5. Na tym samym wałku znajduje się również dźwignia bicia godzin, na rysunku niewidoczna.

Na kwadracie wałka sprężyny mechanizmu repetiera osadzony jest palec 6, a pod nim zębnik 7, którego zęść zębów jest ścięta, a pozostałe zazębiają się z wewnętrznym uzębieniem grzebienia 8. Grzebień ten ułożyskowany jest na nieruchomym czopie 15, a ramię oporowe 18 tego grzebienia współdziała z krzywką stopniową kwadransów 20. Na tym samym czopie 15 porusza się również grzebień minutowy 2, którego ramię oporowe 17 współpracuje z krzywką stopniową minut 19. Grzebień minutowy 2 dociskany jest do krzywki sprężynką 14, a grzebień kwadransowy — sprężynką 13.



Rys. 985. Zasadnicze elementy mechanizmu repetiera minutowego (umieszczone pod tarczą).

Na grzebieniu kwadransowym 8 umocowany jest wahliwie zapadnik 11, dociskany sprężynką 1 do zębów grzebienia minutowego 2. Przed biciem kwadransów grzebień 8 przechyla się w lewo, a tym samym koniec zapadnika 11 ślizga się po słupku 12 i odchyła przeciwniegi koniec zapadnika. Powoduje to uwolnienie grzebienia minutowego 2 i przechylenie go o tyle zębów, o ile pozwala pozycja krzywki stopniowej 19.

W czasie naciągania sprężyny mechanizmu (przez naciśnięcie), które następuje bezpośrednio przed biciem, palec 6, dopóty obraca się w kierunku strzałki, dopóki grzebień godzin nie oprze się o krzywkę stopniową godzin, która na rysunku jest niewidoczna. Podczas obrotu palca 6 obraca się również zębnik 7, a tym samym i grzebień 8, zanim ramię oporowe 18 nie oprze się o odpowiedni stopień krzywki kwadransów 20. Krótko przedtem zapadnik 11 się podnosi, wskutek czego grzebień minutowy 2 się od-

chyła i pod naciskiem sprężynki 14 jego ramię oporowe kładzie się na krzywce minut 19. Teraz następuje bicie godzin. Wskutek obrotu palca 6, obraca się, w kierunku odwrotnym do strzałki, także zębnik 7, który pociąga na prawo grzebień kwadransów 8. Duże zęby grzebień 8 przechylają dźwignie bicia 4 oraz 3, wskutek czego gongi wydają na zmianę podwójne tony. Rysunek przedstawia pozycję po wybiciu kwadransów. Duże zęby grzebień, służące do odliczania kwadransów, minęły już obydwie dźwignie bicia.

Zapadnik 11 przy dalszym ruchu grzebień 8 w kierunku strzałki odsuwa się od słupka 12 i jego przód wpada między zęby grzebień minutowego 2. Ponieważ ramię oporowe tego grzebień opiera się o trzynasty (na rysunku) stopień krzywki stopniowej minut, to i zapadnik 11 wpada w trzynasty wręb grzebień i zabiera go aż do oparcia się ramienia oporowego 17 o łeb wkrętu 16 wkręconego w płytę. W tym samym czasie małe zęby grzebień kwadransów tyle razy podniosły dźwignię bicia 3, na ile grzebień był przechylony.

Drugorzędną funkcję spełnia zapadka 9 dociskana sprężynką 10. Zapadka ta ustala krzywkę stopniową kwadransów. Krzywka kwadransów i krzywka minut osadzone są na ćwiertniku.

6. Elementy dźwiękowe

Do akustycznej sygnalizacji czasu można właściwie użyć każdego ciała stałego, które, wprowadzone w drganie, wydaje słyszalny dźwięk. Oczywiście, ciała te muszą mieć odpowiednie wymiary, aby można było je zastosować do mechanizmów zegarowych. Jedne z nich umieszcza się wewnątrz obudów, inne zewnątrz. Takimi źródłami dźwięku w zegarach i zegarkach są dzwonki, gongi i piszczałki.

Dźwięk przy pomocy różnych urządzeń można tak wzmocnić lub osłabić, że drga nie tylko źródło dźwięku, np. gong, ale i ściana rezonansowa.

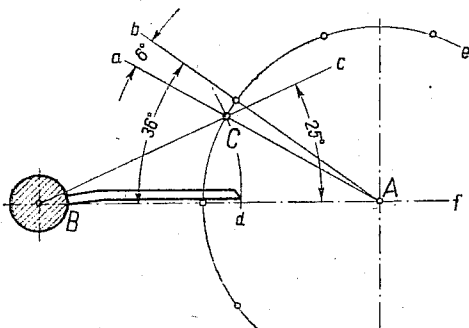
a. Napęd dźwigni bicia

Między płytami albo na tylnej stronie mechanizmu zegarowego znajduje się urządzenie unoszące młotek: kołki bicia albo — w nowszych zegarach — gwiazda bicia. Kołki te działają na dźwignię bicia osadzoną w wałku młotka, podnoszą ją, a przez to i młotek osadzony swoim trzonkiem w tym samym wałku. Z chwilą gdy kołek lub występ gwiazdy ześlizguje się z końca dźwigni, młotek spada i uderza w gong.

Ustalenie kąta, o jaki dźwignia młotka ma być uniesiona, wyjaśnia rys. 986. Najpierw wykreślamy z punktu *A* okrąg *e* kołków

bicia. Ponieważ ma być 10 kołków, więc podziałka między kołkami, mierzona od poziomej linii osiowej, wynosi 36° . Ograniczamy ją ramieniem b . Dźwignia bicia nie może jednak wykorzystywać całej podziałki na przestrzeni 36° , gdyż odcina się od niej kąt rozpędu 6° , konieczny dla swobodnego obrotu koła bicia przed rozpoczęciem unoszenia dźwigni. Kreślimy więc ramię a , a punkt przecięcia się z okręgiem e oznaczamy literą C . Na unoszenie dźwigni pozostaje zatem tylko 30° ruchu koła.

Na ruch dźwigni bicia zakłada się 25° , które odmierzamy od poziomej linii osiowej f , tak przesuując kątomierzem, by górne ramię c tego kąta przechodziło przez punkt C . Wierzchołek jego oznaczony literą B jest osią obrotu dźwigni bicia, a więc i wałka młotka. Łuk d zakreślony z punktu B przez punkt C wyznaczy nam długość dźwigni.



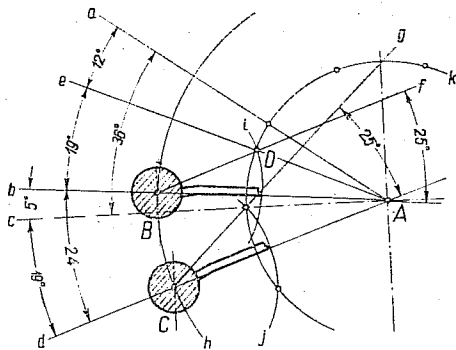
Rys. 986. Konstrukcja dźwigni bicia jednego młotka.

Nieco trudniej jest skonstruować podwójne dźwignie bicia. Z rys. 987 widzimy, że kąt działania koła bicia dla poszczególnego młotka musi być mniejszy aniżeli przy pojedynczym biciu. Ze względu jednak na siłę uderzenia, ruch dźwigni powinien wynosić również 25° . Kreślimy więc znowu okrąg kołków bicia k i od poziomej linii c dzielimy go na części też po 36° . Na kąt rozpędu dajemy tu tylko 5° ; w tym przypadku kąt ten odmierzamy od linii c w górę i kreślimy ramię b .

Wiemy, że gdy dolna dźwignia z koła opadnie, to górna musi być w pewnym odstępnie od tegoż koła. Odstęp ten, czyli kąt rozpędu wynosi właśnie 5° . Wobec tego oś górnej dźwigni umieścimy na ramieniu b . Zakładamy znowu, że na obrót koła w czasie podnoszenia dźwigni musi być 19° . Kreślimy więc ramię e i na okręgu kołków k otrzymujemy punkt D .

Ażeby wyznaczyć oś obrotu dźwigni, na prostej b odmierzamy kąt 25° w ten sposób, by jego ramię f przecięło punkt D .

Wierzchołek tego kąta wyznaczy nam wówczas punkt B będący osią obrotu górnej dźwigni, a łuk i , zakreślony promieniem BD , odmierzy nam długość tej dźwigni.

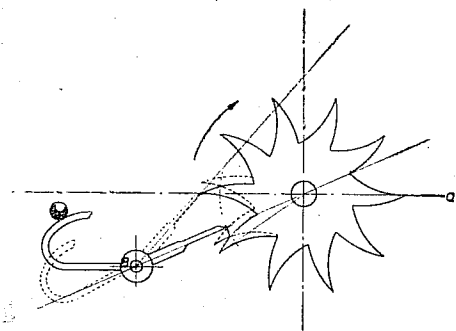


Rys. 987. Konstrukcja podwójnych dźwigni bicia.

Oś obrotu dolnej (wtórnej) dźwigni ustalamy w ten sposób, że ze środka A przez punkt B zataczamy łuk h . Odmierzamy na tym łuku od c w dół 19° i otrzymujemy nowy punkt C , będący szukaną osią obrotu dolnej dźwigni. Jej długość wyznaczy nam łuk j , wykreślony z punktu C , a przechodzący przez dolny kołek bicia.

Jeżeli młotek jest unoszony przez kołek lub gwiazdę, to koło bicia wykonuje pewną pracę. Przełożenie od osi koła bicia do osi młotka podczas podnoszenia jest nierówne, a mianowicie praca koła na początku podnoszenia jest większa aniżeli na końcu, gdyż dźwignia jest z początku jakby krótsza.

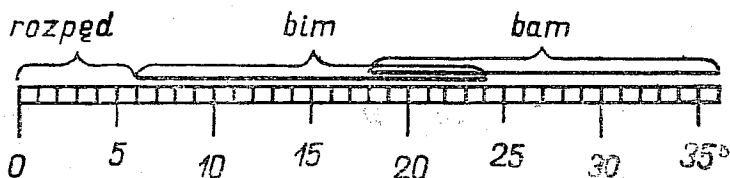
Jeżeli chcemy usunąć tę nierównomierność przełożenia, czyli uzyskać całkowicie równomierną pracę koła, to musimy powierzchnię dźwigni przesuwającą się po koło ukształtować cykloidalnie. Takie dźwignie lub gwiazdy spotykamy w zegarach lepszej jakości.



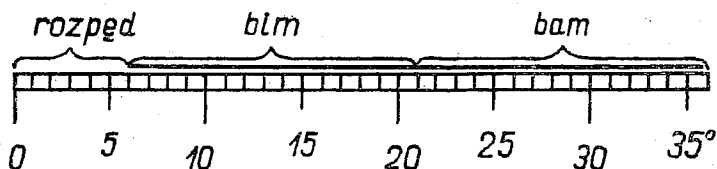
Rys. 988. Kształt ulepszonych ramion gwiazdy bicia.

Na rys. 988 widzimy gwiazdę bicia z cykloidalnymi zarysami pracujących boków ramion. Dzięki takiej konstrukcji uzyskuje się równomierniejszą pracę. Nie pracujące boki ramion mogą mieć kształt dowolny. Podcięcie tych boków, jak na rys. 988, pozwala dźwigni swobodnie opadać, bez obawy zaczepienia.

Nierównomierność przełożenia powodowana prostymi dźwigniami bicia nie jest tak szkodliwa dla mechanizmu. Gorzej jest gdy obydwie młotki unoszone są równocześnie. Błąd taki przedstawia graficznie rys. 989, na którym widzimy drogę kątową koła bicia wyprostowaną i oznaczoną stopniami. Przez pierwsze 6°



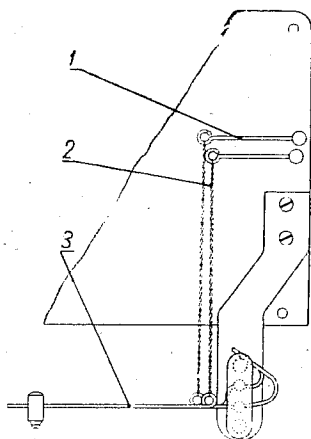
Rys. 989. Schemat pracy koła bicia podnoszącego równocześnie dwie dźwignie.



Rys. 990. Schemat właściwej pracy koła bicia.

ruchu koła bicia mechanizm wykonuje rozpęd bez żadnego obciążenia. Od 6 do 18° obciąża koło tylko młotek pierwszego bicia; od 18 aż do 24° — oba młotki, a więc zachodzi podwójne obciążenie mechanizmu; od 24 do 36° ciężary tylko młotek wtórnego bicia.

Lepiej, gdy podnoszenie młotków nigdy nie jest jednoczesne, lecz następuje jedno po drugim, jak to unaczynia rys. 990.



Rys. 991. Łańcuchowe ciągnia młotków.

Przy konstruowaniu urządzenia do podnoszenia młotków zwraca się też uwagę, by młotek nie przechylał się za daleko wstecz. Ponieważ młotek zwykle uderza swoim ciężarem, dlatego przy

zbytнім wychyleniu, jego środek ciężkości może minąć osł wałka, i młotek może w ogóle pozostać w powietrzu. Aby temu zapobiec, w płycie zegara osadza się słupki, które ograniczają za duże wychylenie młotka.

Napęd młotków w zegarach domowych odbywa się nie tylko bezpośrednio przez trzonki osadzone w wałkach podnoszonych dźwigniami, ale również ruch dźwigni 1 (rys. 991) przenoszony jest łańcuszkami 2 lub drutami na trzonki młotków 3, jak to jest np. w zegarach toruńskich.

b. Młotki

Istnieją młotki leżące poziomo (rys. 995, 996) i młotki skierowane skośnie ku górze (rys. 997). Młotki skierowane pionowo ku górze (rys. 998, 999) stanowiły najczęściej stosowany rodzaj wykonania, natomiast w nowszych czasach cieszą się szczególnym powodzeniem młotki skierowane ku dołowi (rys. 1000).

Młotki bywają też osadzone na trzonkach przesuwnie i ustalane wkrętami tak, żeby obuchy uderzały w te miejsca gongów, które wydają najlepszy dźwięk. Twardość lub miękkość dźwięku zależy nie tylko od miejsca bicia młotka, ale również od obucha młotka. Twarda skóra nałożona na obuch wydaje twardy ton, natomiast miękka — miękki, łagodny i cichszy.

c. Gongi

Pierwsze zegary bijące były wyposażone w szklane lub metalowe dzwonki. Później szwarcwaldzki przemysł chałupniczy do głosu kukułki i przepiórki dołączył gong spiralny. Stopniowo przetrzucono się jednak na dzisiejszy kształt gongu prostego. Dopiero ta forma źródła dźwięków stworzyła możliwość umieszczania melodyjnych mechanizmów bicia z kilkoma gongami także i w mniejszych obudowach zegarów.

Gongi wykonuje się z okrągłych albo płaskich prętów stalowych w kształcie prostym lub spiralnym. Gongi są wykonywane również ze spiżu lub brązu.

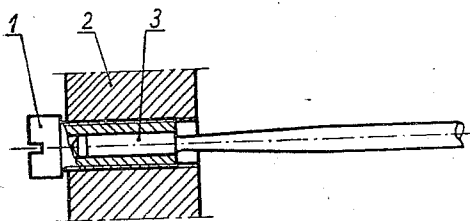
Używane na gongi pręty stalowe są wyrabiane z wypolerowanego ciągnionego na zimno drutu ze stali o zawartości ok. 10% węgla.

Tak ważną długość trwania dźwięku można znacznie powiększyć przez odprężanie (wyżarzanie odprężające) prętów. Pręty nieodprężone wydają ton krótkotrwały, przygłuszony. Wzrost temperatury i przedłużenie odprężania wpływa w pewnych granicach na przedłużenie trwania dźwięku.

Niekorzystne zmiany w stali zachodzą, gdy temperatura powoduje zmiękczenie materiału, tzn. przekracza 400°, i gdy odprężanie trwa dłuższy czas. Najpomyślniejsze wyniki osiąga się, jak to potwierdza praktyczne doświadczenie, przy temperaturze odprężania od 300 do 350°.

Zamocowanie gongów

Gong spiralny osadzony jest w kostce metalowej 3 (rys. 995), która przymocowana jest zwykle do blachy (rys. 134) przykręcającej do ściany obudowy. W lepszych zaś zegarach walcowe zakończenie gongu 3 (rys. 992) włożone jest w otwór wkrętu 1, wkręconego bardzo ciasno w metalowy klocek 2, złączony ze ścianą obudowy za pośrednictwem elastycznej płytki (rys. 998—1000). Ton tak zamocowanego gongu jest znacznie łagodniejszy i głębszy.



Rys. 992. Przekrój zamocowania gongu w lepszych zegarach.

Wyginania gongu należy unikać, ponieważ mogące przez to powstać napięcia w masie pręta wpływają również na ton. Gong (oprócz miejsca sztywnego zamocowania) nigdzie nie powinien się opierać ani dotykać, lecz drgać swobodnie.

Dzięki solidnemu połączeniu gongu z klockiem a klocka z obudową usuwa się szmery i brzęczenia gongu, które powstają przy prymitywnym zamocowaniu w kostce, a wskutek stożkowego zakończenia pręta od strony zamocowania, ton również staje się dłuższy.

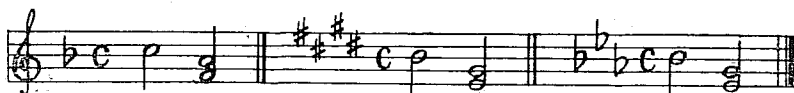
Dźwięki gongów

Uderzenie młotka w gong prosty powinno następować blisko stożkowego zakończenia gongu. Im bliżej zamocowania młotek uderza w gong, tym dźwięk jest ostrzejszy. Gdy zaś młotek uderza dalej od zamocowania, dźwięk jest łagodniejszy, ale ton mniej czysty.

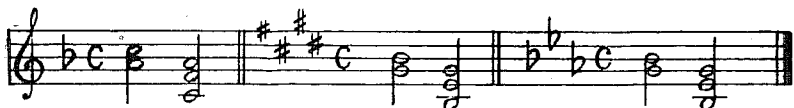
Najprostszy dźwięk: „bim” powstaje wskutek uderzenia jednego młotka w jeden gong. Ładniejsze jest bicie podwójne: „bim-bam”, wykonane przez dwa młotki na dwu gongach o różnych tonach.

Rysunek 993 przedstawia tony bicia „bim-bam” wykonane na trzech gongach.

Pierwszy dźwięk wywołuje młotek uderzając w gong o najwyższym tonie, a dźwięk wtóry — w oba gongi o tonach niższych. Między uderzeniem pierwszego a drugiego młotka jest zawsze jednakowy odstęp czasu.



Rys. 993. Trójgongowe bicie „bim-bam”.



Rys. 994. Tony bicia „bim-bam” na pięciu gongach.

Rys. 994 przedstawia tony bicia „bim-bam” na pięciu gongach. Tu oba młotki pierwszego uderzenia biją razem w oba gongi o najwyższych tonach, a trzy młotki drugiego uderzenia biją też jednocześnie w pozostałe trzy gongi.

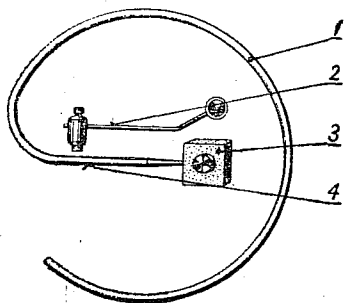
Bicie w trzy lub więcej gongów jest potężniejsze. Mechanizmy z podwójnym biciem „bim-bam” biją zwykle jedno podwójne uderzenie na każde pół godziny. Na całe godziny wybijają tyle podwójnych uderzeń, ile wskazuje wskazówka godzinowa zegara. Inne mechanizmy bicia wybijają kwadransie wysokim tonem, a potem godziny tonem niskim.

d. Współpraca młotka z gongiem

Młotek może uderzać w gong z góry lub od dołu. Ważniejsza jest swoboda ruchów młotka oraz jego pozycja. Obuch młotka w chwili uderzania powinien być ustawiony prostopadłe do gongu i uderzać w niego środkiem.

Rys. 995 pokazuje gong spiralny umocowany w kostce metalowej 3 przytwierdzonej bezpośrednio do obudowy. Młotek winien uderzać prostopadłe do niewygiętej części gongu. Zachodzi to wtedy, gdy powierzchnia obucha młotka 2 jest równoległa do prostego odcinka gongu 4.

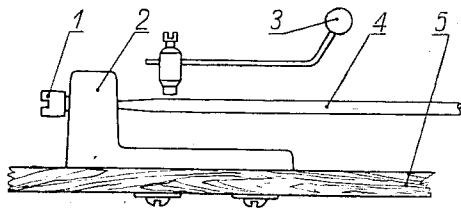
Od czasu wprowadzenia nowoczesnych zegarów stołowych i zastosowania w nich gongów prostych powstały gongi poziome, pionowe i ukośne. Jeden z nich, tj. poziomy, przedstawia rys. 996. Gong 4 jest sztywno zamocowany we wkręcie 1 wkręconym w klocek 2 przymocowany do dolnej ściany obudowy 5.



Rys. 995. Gong spiralny.

Koniec gongu jest stożkowy. Stożek ten stanowi orientacyjną odległość ustawienia obucha młotka. Otóż najwłaściwszy ton powstaje wówczas, gdy młotek uderza w cylindryczną część gongu bezpośrednio w odległości równej około jednej grubości młotka od przejścia w stożek. Wałek młotka 3 powinien być umieszczony możliwie blisko gongu, w przeciwnym razie młotek nie trafiałby prostopadłe w gong.

W zegarach stołowych, które są wyższe niż szersze, gong zamocowuje się ukośnie (rys. 997), również za pośrednictwem wkrętu, w kločku osadzonym na słupku przykręconym do dna obudowy. Trzonek młotka jest tak wygięty, żeby powierzchnia obucha była równoległa do gongu.

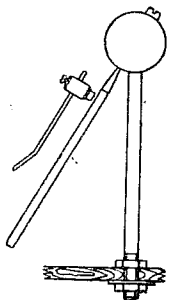


Rys. 996. Urządzenie bicia z prostym gongiem poziomym.

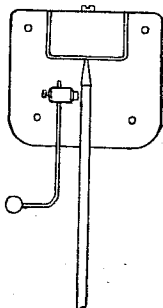
W zegarach ściennych i podłogowych stosowane są prawie wyłącznie gongi proste, które zależnie od konstrukcji zegara umieszcza się wyżej lub niżej na tylnej ścianie obudowy, a czasem nawet z boku. Najczęściej spotykane urządzenie widzimy na rys. 998.

Zależnie od potrzeby, umieszcza się w kloku większą ilość gongów, czasami nawet w dwóch rzędach, a wówczas i młotki uderzają z dwóch stron.

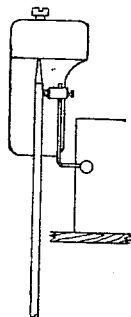
Gong umocowany na bocznej ścianie obudowy przedstawiony jest na rys. 999. Trzonek młotka umocowany jest w wałku osadzonym w mechanizmie w ten sposób, by mógł uderzać w boczny gong.



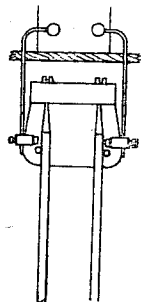
Rys. 997. Ukośne ustawienie gongu w zegarach stołowych.



Rys. 998. Pionowe ustawienie gongu i młotka.



Rys. 999. Umocowanie gongu na bocznej ścianie obudowy.



Rys. 1000. Umocowanie gongów pod mechanizmem.

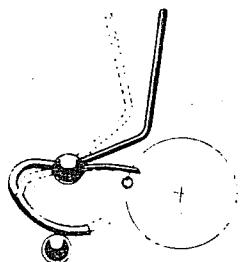
Jeszcze inny sposób zamocowania gongów na tylnej ścianie obudowy pod mechanizmem przedstawia rys. 1000. Widzimy tu dwa gongi, w które uderzają dwa młotki. Przy takim ułożeniu młotki nie potrzebują sprężynowego dociskania, gdyż wałki młotków są bliżej siebie aniżeli gongi, wskutek czego młotki swoimi ciężarami dostatecznie opadają. Zaletą jest również i to, że gongi są umocowane bliżej środka obudowy, dzięki czemu uzyskuje się lepszy rezonans.

Po uderzeniu młotek powinien natychmiast od gongu odskoczyć bez ponownego dotknięcia go. Stosuje się zwykle w tym celu sprężyny odbojowe lub po prostu kołki sprężynujące, które utrzymują młotek w pewnym oddaleniu od gongu. Niektóre z nich widzimy na rys. 1001, 1002 i 1003.

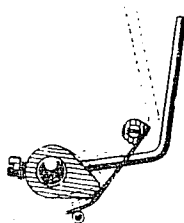
Rys. 1001 przedstawia najprostszy sposób podtrzymywania młotka. Wygięty pręt osadzony w wałku albo nawet przedłużony trzonek młotka opierający się o filarek lub słupek osadzony w płycie spełnia to zadanie.

Na rys. 1002 widzimy inny rodzaj urządzenia odbojowego. Na wałku oprócz trzonka młotka jest kułak umocowany wkrętem.

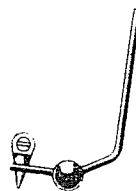
Zatrzymywanie kułaka następuje przez płaską sprężynę opierającą się o słupek i wskutek tego utrzymującą młotek w należytej odległości od gongu.



Rys. 1001.



Rys. 1002.



Rys. 1003.

Sposoby podtrzymywania młotków.

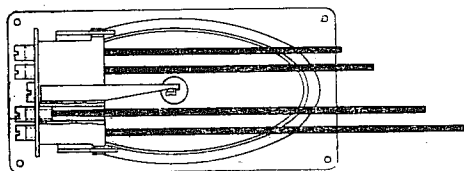
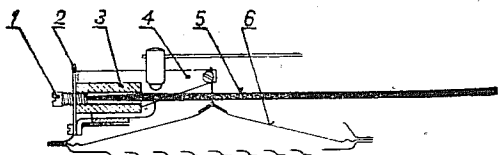
Rys. 1003 przedstawia jeszcze inny sposób. Mianowicie kołek opiera się o klinową część przymocowaną na płycie zegara.

Odległość młotka od gongu można doregulować przez odpowiednie dogięcie sprężyny lub wystającego końca trzonka młotka.

7. Inne dźwięki

a. Gong membranowy

Do ostatnich nowości należy gong, którego dźwięki wzmacnia membrana głośnikowa. Przykład gongu z membraną podaje rys. 1004.



Rys. 1004. Gongi z membraną (w dwóch rzutach).

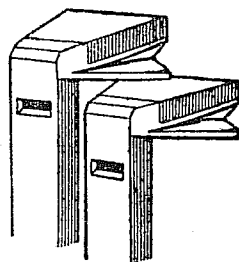
Gong 5 jest umocowany w klocek 3 jak zwykle za pomocą wkrętu 1. Klocek 3 jest połączony elastycznie z obudową za po-

średnictwem sprężynującej części 2. Przez klocek 3 i dźwignię 4 drgania gongów przechodzą na membranę 6, która w danym przypadku ma kształt elipsy.

Ze względu na jakość dźwięku, większe jego natężenie i dłuższe trwanie, gong membranowy wykazuje przewagę nad rezonansem obudowy drewnianej. Dużą zaletą tego urządzenia jest możliwość umieszczenia gongów o przyjemnie brzmiących dźwiękach w bardzo małej szafce, co dotychczas ze względu na pogorszenie warunków rezonansu było niemożliwe.

b. Głos kukułki lub przepiórki

Obok prostych dźwięków wydawanych przez dzwonki i gongi stosuje się również naśladowanie głosu kukułki. W tym celu stosuje się piszczałki i mieszki. Koło bicia dwiema dźwigniami i dwoma cięgnami wprawia w ruch dwa mieszki (rys. 1005), które wtlaczają powietrze do piszczałek, wydających odpowiednie tony. Są to zakryte, tak zwane fletowe piszczałki. Ton pierwszej piszczałki jest wyższy, a drugiej niższy, tak że po dostosowaniu odpowiedniego tempa powstaje charakterystyczny głos „ku-ku”. Długość piszczałki decyduje o wysokości dźwięku, a jej średnica o natężeniu.



Rys. 1005. Mieszki w kukułkowych mechanizmach dźwięku.

Obok głosu kukułki stosuje się także dość często przy zegarach bijących inne dźwięki, np.: głos przepiórki, sygnały trąbkowe, harmonijkowe itp. Kukanie bywa często połączone z głosem przepiórki w ten sposób, że głos kukułki oznajmia godziny, a głos przepiórki kwadransy. Głos przepiórki osiąga się również za pomocą piszczałek lub gwizdków.

Warto przy okazji nadmienić, że w tarczy lub ponad nią w zegarze szwarcwaldzkim znajdują się małe drzwiczki, z których w czasie kukania wychodzi rzeźbiona kukułka, skłaniająca się przy każdym kuknięciu.

Poruszanie się kukułki, jej skrzydełek i dzióbka, jest uzależnione od ruchów mieszków. Otwieranie się i zamykanie się drzwiczek powoduje zapadnik. Zapadnik ten powinien mieć nieznaczny luz w stosunku do kołnierza zapadowego, adyż w przeciwnym razie drzwiczki by się przymykały nieco za każdym kuknięciem.

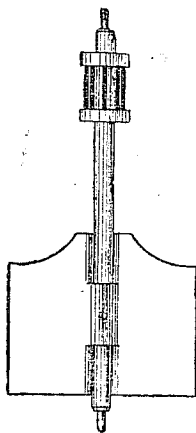
Za wielka sztywność sprężyny wciągającej kukulkę po skończonym kukaniu, może zahamować mechanizm dźwięków.

Są również w produkcji zegary kukulkowe z grzebieniowym mechanizmem, tzn. że można włączać kukanie dowolną ilość razy o dowolnej porze, a ilość sygnałów kukania będzie zawsze zgodna z godziną wskazywaną na tarczy.

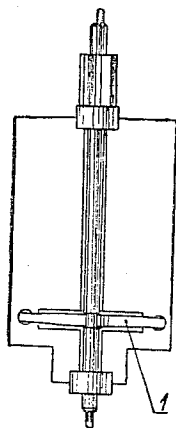
8. Urządzenia regulujące

Regulacja obrotów mechanizmu bicia jest tu prosta i mało dokładna, ale w zupełności wystarczająca, by odstępy między poszczególnymi uderzeniami były mniej więcej równe.

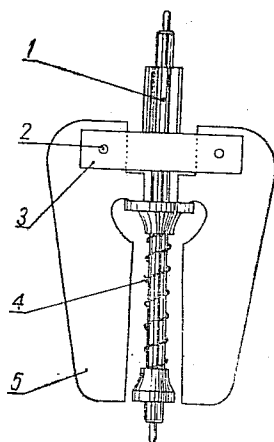
Od konstrukcji regulatora zależy prędkość obrotów osi przekładni, a tym samym i prędkość, z jaką następują po sobie poszczególne uderzenia; regulator zapewnia przekładni także równomierność obrotów. Regulatorem tym jest najczęściej wiatrak.



Rys. 1006. Najprostszy wiatrak regulujący obroty mechanizmu.



Rys. 1007. Wiatrak, w którym skrzydła osadzone są ciernie na wałku.

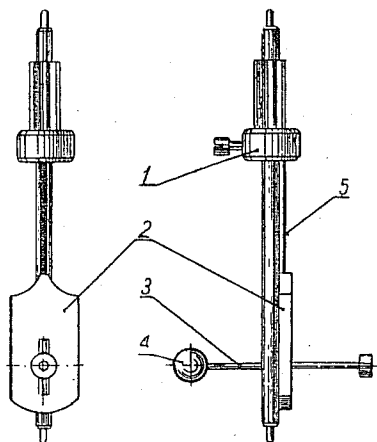


Rys. 1008. Wiatrak z regulacją odśrodkową.

Wiatrak przedstawiony na rys. 1006 jest najprostszy. Stosowany bywa zwykle w zegarach szwarcwaldzkich. Skrzydełka tego wiatraka osadzone są na wałku na stałe. Moment regulowania biegu przekładni zależy od czynnej powierzchni skrzydeł wiatraka: zależnie od tego, czy je zwiększymy, czy zmniejszymy, wygniemy do przodu czy do tyłu, czy wreszcie odpowiednio skęcimy, moment ten zwiększy się lub zmniejszy.

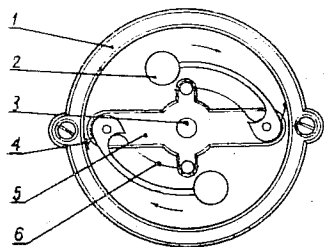
Rys. 1007 przedstawia wiatrak, w którym obrót wałka przenosi się na skrzydełka za pośrednictwem sprężynki dociskowej 1. W czasie rozpoczynania bicia i nagłego zatrzymania mechanizmu skrzydełka mogą jeszcze nieco się obrócić. Obrót ten jest potrzebny w tym celu, żeby bezwładność wiatraka, podczas nagłego zatrzymania przez dużą zwalniającą przekładnię, nie uszkodziła kół zębatych.

Rys. 1008 pokazuje jeszcze praktyczniejszy wiatrak, który jest jednocześnie regulatorem odśrodkowym. Z początku, przy rozruchu, wiatrak ma mały opór i dlatego szybko osiąga maksymalne obroty, a potem nagle je ustala. Regulacja odbywa się w ten sposób, że wskutek siły odśrodkowej wiatrak odchyła swe skrzydełka, zamocowane ruchomo w beleczce 3 trzpieniami 2, wskutek czego bardziej hamuje obroty. Wielkość odchylenia skrzydełek reguluje sprężynka spiralna 4. Beleczka 3 osadzona jest obrotowo na wałku 1.



Rys. 1009. Regulator odśrodkowy.

Jedną z ciekawszych konstrukcji regulatora przedstawia rys. 1009. Zamiast wiatraka jest tu ciężarek 2 umocowany na sprężynce 5 a prowadzony przez poprzeczkę 3. Po przeciwnej stronie dla równowagi znajduje się kulka 4. Przesuwalny pierścień 1 daje możliwość doregulowania obrotów. Jest to zatem regulator odśrodkowy.



Rys. 1010. Regulator stosowany w zegarkach kieszonkowych.

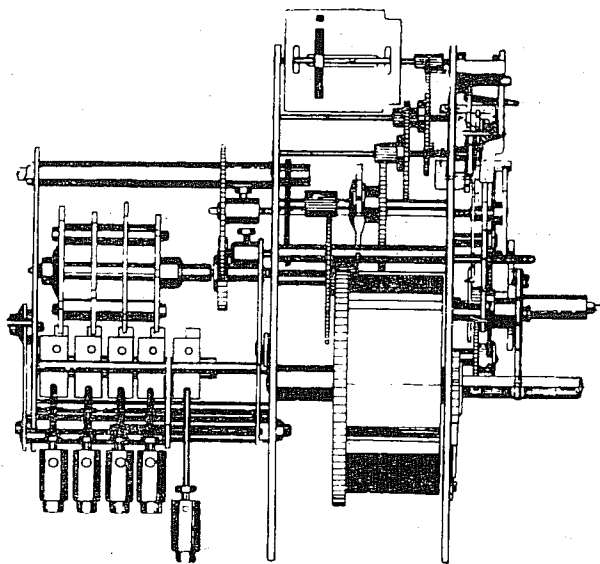
W zegarkach kieszonkowych, gdzie brak miejsca na wiatraki, stosuje się inny rodzaj regulatora; widzimy go na rys. 1010. W osłonie 1 obraca się na osi 3 ramię 5, na którego końcach osadzone są ciężarki 2, dociskane sprężynkami 6. Z chwilą zwią-

szenia się obrotów nie tylko że ciężarki 2 dotykają do osłony 1, ale oprócz tego sprężynki 4 osadzone przy osi obrotu ciężarków stykają się z osłoną 1 i hamują mechanizm tarciem. Im szybszy obrót osi 3, tym bardziej hamują.

C. KURANTY

1. Uwagi ogólne

Oprócz mechanizmów bicia stosuje się też w niektórych zegarach takie mechanizmy, których zadaniem jest wygrywanie co kwadrans lub co godzinę jednej lub więcej melodii. Są to tzw. zegary kurantowe (5—357 — 364). Ukazały się one we Flandrii około 1480 r. jako kuranty wieżowe. Włączanie muzyki następuje przed wybicciem lub po wybicciu danej godziny czy kwadransa. Jednakże w większości przypadków melodia zastępuje bicie kwadransów. Widok boczny nowoczesnego zegara z biciem kurantowym przedstawia rys. 1011.

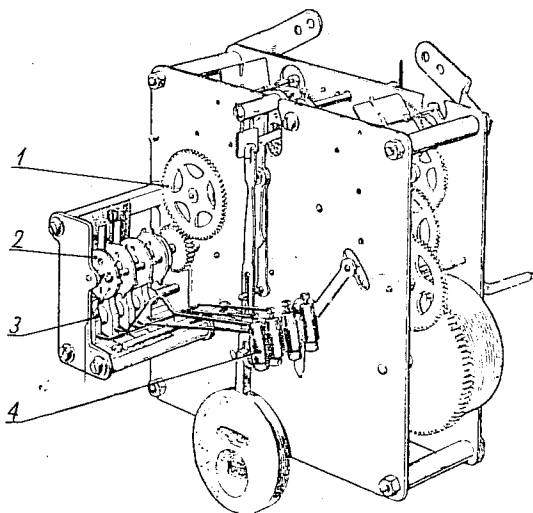


Rys. 1011. Widok boczny mechanizmu kurantowego.

W zależności od tego, na jakim instrumencie czy urządzeniu dźwiękowym zegar wygrywa melodię, rozróżniamy zegary kurantowe: gongowe, dzwonekowe, fletowe i, ogólnie znane, grzebyczkowe oraz wiele innych. Opiszemy tu krótko tylko najczęściej spotykane.

2. Konstrukcja

We wszystkich mechanizmach kurantowych z biciem kwadransowym stosuje się do wybijania kwadransów oddzielną przekładnię kołową z napędem sprężynowym lub obciążnikowym i osobną do bicia godzin. W zwykłych mechanizmach bicia dźwignie bicia podnoszone są przez kołki osadzone w wieńcu koła bicia. W mechanizmach kurantowych napęd młotków pochodzi od osi zapadkowej (bicia), na której od tylnej strony mechanizmu osadzone jest koło 1 (rys. 1012). Koło to napędza zębnik umocowany na wałku, na którym osadzone są gwiazdy bicia 2 (lub walec kurantowy), poruszające dźwignie bicia 3, a tym samym i młotki 4. W kurancie fletowym dźwignie te wprawiają w ruch mieszki piszczałek.



Rys. 1012. Widok napędu młotków bicia w mechanizmie kurantowym gongowym.

Aby wygrać jakąś melodię, ramiona gwiazd bicia muszą poruszać się rytmem dostosowanym do melodii. Same gwiazdy nie mogą także w czasie grania ulec przestawieniu, dlatego są one do siebie przymocowane za pomocą wkrętów, tak że każda z nich zajmuje stałą, wyznaczoną sobie pozycję względem pozostałych.

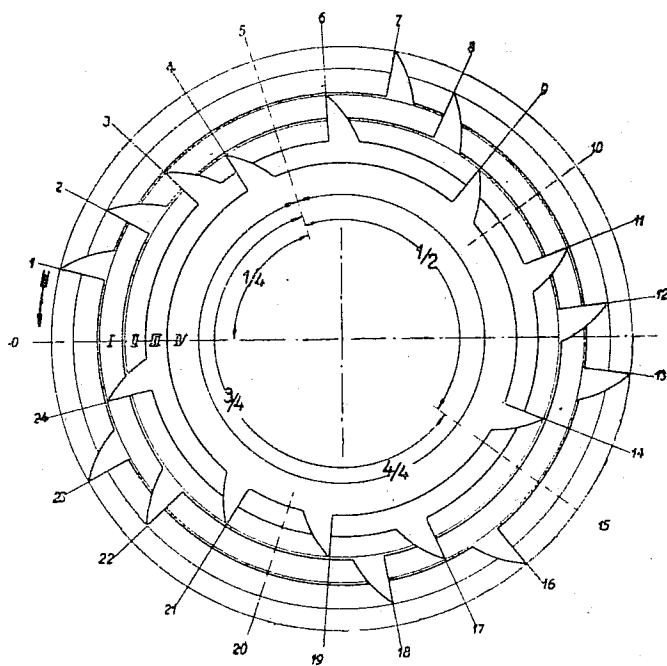
3. Rodzaje kurantów

a. Kuranty gongowe

Wygrywanie melodii odbywa się tu przez uderzanie młotków w gongi stalowe. Grubość, długość i sprężystość gongów decyduje o wysokości i natężeniu dźwięków.

Gong spiralny stosuje się do zegarów z jednym młotkiem. Gong taki nie nadaje się do zegarów kurantowych, gdyż jest on

zwykle dłuższy i dlatego drga za długo, wskutek tego poszczególne tony zlewałyby się wzajemnie.



1 2 3 4 5
 $\frac{1}{4}$

6 7 8 9 10 11 12 13 14 15
 $\frac{1}{2}$

16 17 18 19 20 21 22 23 24 0 1 2 3 4 5
 $\frac{3}{4}$

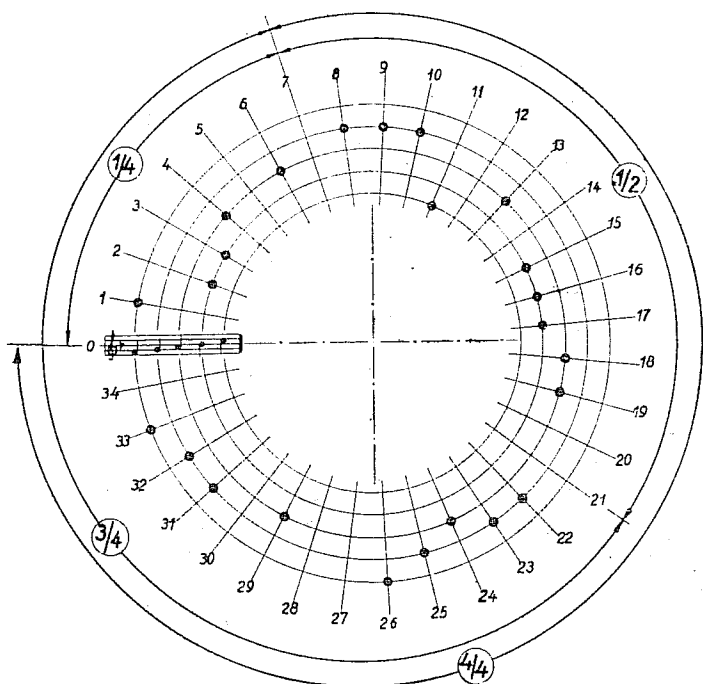
0 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 0
 $\frac{4}{4}$

Godziny

Rys. 1013. Sposób ustawienia palców gwiazd w czterogongowym mechanizmie z melodią westminsterską. U dołu kolejność tonów w poszczególnych kwadransach.

Jest rzeczą zrozumiałą, że w mechanizmach mających ponad cztery gongi, cykl tonów musi powtarzać się szybciej i że pomiędzy poszczególnymi tonami powinna następować wystarczająca

przerwa, aby przez to uniknąć zlewania się tonów. Każdy uderzony gong musi wydać krótki, lecz czysty ton, a dopiero wybijanie godzin może mieć silniejszy i dłużej rozbrzmiewający akord.



0 1 2 3 4 5 6 7

1/4

8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21

1/2

22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 0

3/4

4/4

Godziny

Rys. 1014. Schemat i nuty kuranta wygrywanego na 5 gongach.

Na kształtowanie się melodii kurantowych obok wzorów religijnych silny wpływ także wywiera pieśń ludowa, jak również patriotyczna. Istnieją więc w zegarach domowych mechanizmy

gongowe do wygrywania różnorodnych melodii kurantowych wygrywanych za pomocą 4, a nawet 11 młotków i gongów.

Do najpopularniejszych melodii kurantów gongowych należą melodie westminsterska i lurdzka. Mechanizmy do ich wygrywania instaluje się też w zegarach domowych.

Melodia westminsterska (5—362) zawdzięcza swe szerokie rozpowszechnienie w Niemczech i Austrii tej okoliczności, że przed drugą wojną światową niemiecki przemysł zegarowy zdobył sobie angielski rynek jako głównego odbiorcę zegarów tego rodzaju. Wskutek masowej produkcji zegary z biciem westminsterskim stopniowo zaczęły się rozpowszechniać również i w Polsce.

Rzeczą godną uwagi jest też i to, że zasadnicza melodia bicia westminsterskiego pochodzi z arii niemieckiego kompozytora E. Händla „Ich weiss, dass mein Erlöser lebt. — Wiem, że mój Zbawiciel żyje”. Händel przez długie lata mieszkał w Anglii.

Gwiazdy bicia na rys. 1013 są oznaczone cyframi rzymskimi od *I* do *IV*. Każda gwiazda unosi swoimi ramionami zawsze ten sam młotek, który opada zawsze na ten sam gong, przez to wydaje zawsze ten sam ton. Podział gwiazd bicia odbywa się według taktów i interwałów melodii.

Gwiazdy bicia obracają się dwa razy na godzinę. Każdemu obrotowi odpowiada 25 interwałów. Na każdej gwiazdzie bicia jest 25 równych podziałek. Na rysunku oznaczono je liczbami arabskimi od 1 do 25. Przy porównaniu ramion bicia z melodią można więc stwierdzić zgodność między tonem a ramieniem. Dla orientacji podano także przy pierwszym takcie pod nutami odpowiednią liczbę gwiazd cyframi rzymskimi od *I* do *IV*, a ponad nutami arabskie liczby podziałek. Tony godzin brzmią w akordzie.

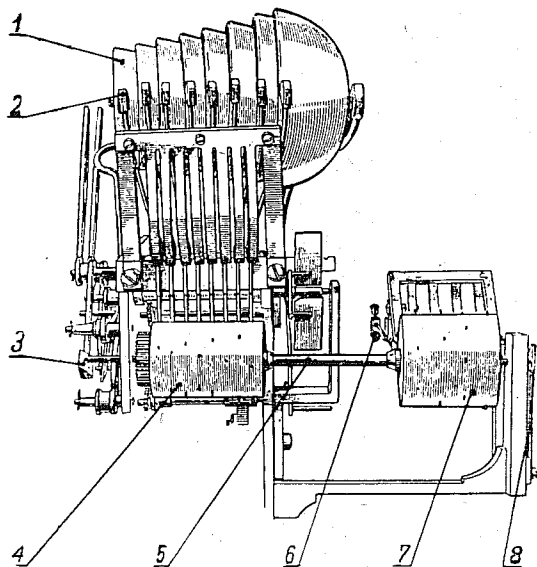
Typowy motyw melodii kurantowej wygrywanej na pięciu gongach przedstawia rys. 1014. Nuty nie numerowane są powtórzeniem melodii od początku.

Każdą godzinę wybijają młotki trójdzwiękowym akordem na trzech gongach.

b. Kuranty dzwonkowe

Urządzenie kuranta dzwonkowego pokazuje rys. 1015. Na osi 5 są osadzone dwa wałce 4 i 7 z rozmieszczonymi w nich kołkami. Co kwadrans młotki 2, poruszane kołkami walca 4, uderzając w dzwonki 1, wygrywają daną melodię. Po trzecim kwadransie — w innych mechanizmach po czwartym — zakończona skośnie dźwignia 3 (współpracująca z przekładnią wskazań zegara) przesuwca cały wałek 5 o tyle, że kołki walca 4 nie dotykają dźwigni młotków. W tym czasie rozpoczynają działanie kołki walca 7 na-

pēdzajace młotki 6, ktore wybijaj godziny. Po skończeniu bicia godzin dźwignia 3 opada, a sprężynka 8 odpycha wałeczek z powrotem na dawne miejsce.



Rys. 1015. Mechanizm kuranta dzwonnkowego.

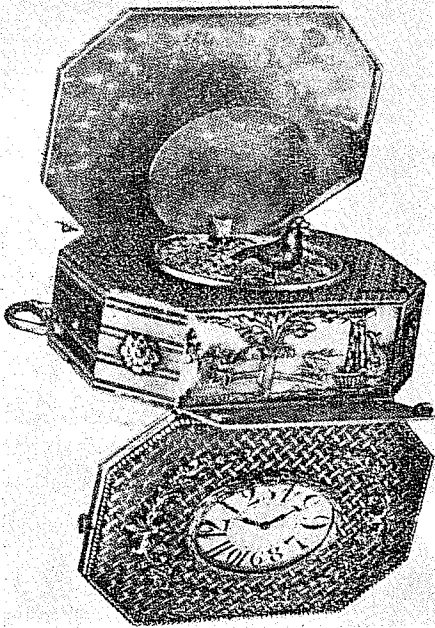
c. Kuranty fletowe

Mechanizmy z kurantami fletowymi (rys. 1016), naśladowujące m. in. śpiewy ptaków, znane były już przed naszą erą. Budowali je nawet Egipcjanie, Arabowie i mieszkańcy Bizancjum używając do ich napędu sprężonego powietrza i pary wodnej. Jednakże zegary takie były najbardziej popularne przy końcu ubiegłego stulecia.

Rys. 1017 pokazuje urządzenie wprawiające ptaszka w ruch. Jest to dość skomplikowany mechanizm napędzany sprężyną mechanizmu bicia, który za pomocą przekładni i dźwigni mieszczących się we wnętrzu ptaszka powoduje określone ruchy z chwilą włączenia tego urządzenia przez mechanizm chodu zegara.

Równie pomysłowa jest konstrukcja urządzenia „śpiewającego ptaszka”. Mieszek sprężający powietrze urządzony jest podobnie jak w zegarach kukułkowych. Powietrze wchodzi do zbiornika 8

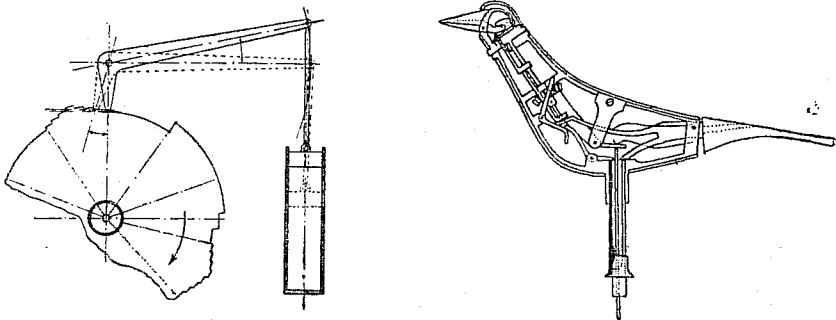
(rys. 1018). Wysokość tonu określa kołnierz 1, współpracujący z dźwignią 2 a połączony z tłoczkiem 4 przesuwającym się w rur-



Rys. 1016. Zegar biurkowy ze śpiewającym ptaszkiem.

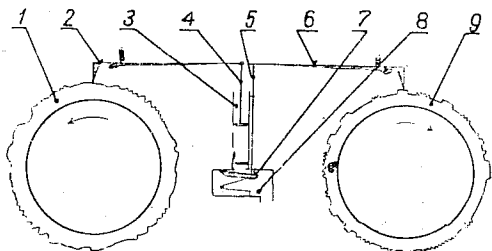
ce piszczałki 3 zależnie od występów na kołnierzu 1. Przesuwanie to zmienia długość rurki 3, a zatem i wysokość tonu.

Czas trwania dźwięku określa kołnierz 9, który współpracuje z dźwignią 6. Dźwignia ta przez pręt 5 otwiera zawór 7. Obydwa kołnierze 1 i 9 są sprzężone. Schemat ten daje pogląd, w jaki spo-



Rys. 1017. Urządzenie wnętrza ptaszka powodujące jego ruchy.

sób ptaszek wydaje szybko różnorodne tony, a nawet trele. Zegary takie produkuje i teraz wytwórnia genewska M. A. Salmonów.



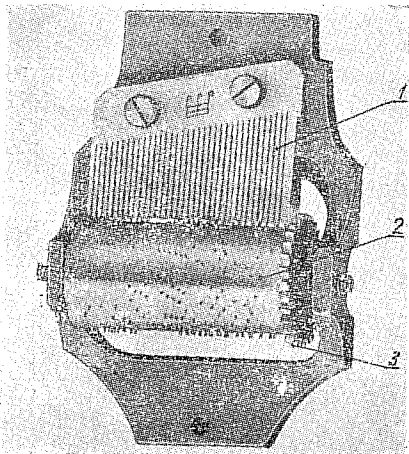
Rys. 1018. Schemat urządzenia do wydawania dźwięków śpiewającego ptaszka.

d. Kuranty grzebyczkowe (pozytywki)

Popularną odmianą kurantów są urządzenia grzebyczkowe, w których mechanizm grający stanowi obracający się walec 2' (rys. 1019), zaopatrzony szeregami kołeczków. Gdy walec ten jest w ruchu, kołki podnoszą kolejno zęby grzebienia stalowego 1, które, spadając z kołków, drgają i wydają tony składające się na melodię. Pod poszczególnymi zębami najniższych tonów są przyłutowane odpowiednio ścięte płytki, tzw. rezonatory. Koło zębate 3 połączone na stałe z walcem kurantowym zazębia się z przekładnią mechanizmu budzenia, która obraca walec.

Grzebyczkowy mechanizm dźwięku przedstawiony na rys. 1019 stosowany był w budzikach polskiej produkcji „G. F.”. Przykręcano go pod spodem zegara.

Najdawniejsze kuranty grzebyczkowe do zegarów pochodzą z końca XVIII wieku. Zegary z melodiami polskimi zaczęły wyrabiać po powstaniu listopadowym (i w latach następnych, mniej więcej do r. 1870) wytwórnie głównie wiedeńskie, jak Olbrychta, Willenbachera,

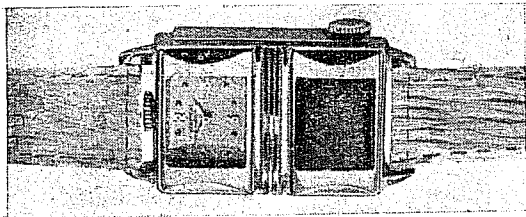


Rys. 1019. Mechanizm budziko-owego kuranta grzebyczkowego.

Einsielta i Sagana, oraz praskie z najwybitniejszymi warsztatami F. Rzebiszka na czele. Zegary te odtwarzają przede wszystkim ulubione pieśni armii z roku 1831, dalej mazury i mazurki (np. ma-

zur Chłopickiego, mazurek Dąbrowskiego), polonezy (zwłaszcza Ogińskiego) i liczne krakowiaki. Po r. 1848 pojawiają się zegary grające arie polskie i węgierskie, a po r. 1863 zegary z melodiami powstania styczniowego.

Budziki z kurantowym mechanizmem budzenia budzą śpiącego łagodnie i nie denerwująco. Mechanizmy takie, na jedną lub dwie melodie produkuje się w dalszym ciągu.



Rys. 1020. Naręczny zegarek grający „Mambo”

Są też kuranty naręczne. Szwajcarska fabryka Braci Dubois wykonała zegarek naręczny z kurantem przedstawiony na rys. 1020. Zegarek taki w jednej połowie koperty ma mechanizm chodu o wymiarze 12 mm ($5\frac{1}{4}$ ”), a drugą zajmuje grzebyczkowy mechanizm grający. Mechanizm ten wygrywa tylko jedną melodię po każdym włączeniu lub w stałym połączeniu z mechanizmem chodu, a wówczas melodia powtarza się co godzinę.

ZAKOŃCZENIE

Kończymy rozpoczęte już w 5 części rozważania o konstrukcji i działaniu zegarów i zegarków mechanicznych. Oczywiście, zegarków skomplikowanych nie braliśmy teraz pod uwagę.

Przedmiotem następnych naszych opracowań będzie *naprawa* omówionych dotychczas zegarów i zegarków mechanicznych. Materiały dotyczące tego zagadnienia mamy już na warsztacie redakcyjnym. Serdecznie jednak prosimy wszystkich Kolegów-Zegarmistrzów, by zechcieli łaskawie użyzyć nam informacji o *własnych metodach* pracy warsztatowej i usprawnieniach fachowych (racjonalizacji), które nie były jeszcze omawiane w literaturze zegarmistrzowskiej. Byłaby to wzajemna wymiana doświadczeń i pomysłów racjonalizatorskich. Oryginalne opisy wykorzystamy przy opracowywaniu następnych książek wymieniając ich autorów.

Za wspianiałomyślną współpracę dla dobra zawodu zegarmistrzowskiego składamy już naprzód — w imieniu wszystkich koryzystających — wdzięczne Bóg zapłać!

Redakcja „Zegarmistrzostwa”
Niepokalanów, p. Teresin k. Sochaczewa

LITERATURA

z której korzystaliśmy przy opracowywaniu 6 części „Zegarmistrzostwa“

W języku polskim:

- Borkowski J.: *Podstawy elektrotechniki*. Genewa 1945.
- Buczkowski K., dr i Brat Teodor Wrzesień: *Wystawa starych zegarów*. Kraków 1938.
- Centrala Handlowa Przemysłu Metalowego: *Katalog zegarów* Warszawa 1950.
- Eckhardt J., dr: *Dzieje zegara*. Poznań 1953.
- Encyklopedia Powszechna Gutenberga*. Kraków 1932.
- Gajewski Z., mgr: *Poradnik dla użytkowników i wytwórców narzędzi mierniczych*. Warszawa 1952.
- Homolacs K.: *Rękodzielnictwo jako sztuka*. Warszawa 1948.
- Kasperowicz W., dr: *Mechanik precyzyjny*. Warszawa 1948.
- Koebcke F., dr: *Nowoczesne wyznaczanie czasu*. Poznań 1949.
- Kolaczkowski J.: *Wiadomości dotyczące się przemysłu i sztuki w dawnej Polsce*. Kraków 1888.
- Kucharzewski F.: *Zegarmistrzostwo Kochańskiego*. Warszawa 1911.
- Lewicki T., mgr inż.: *Części maszyn*. Warszawa 1951.
- Mały poradnik mechanika*. Warszawa 1951.
- Mechanik*, tom II. Warszawa 1932.
- Moszyński W., dr inż.: *Wykład elementów maszyn*, część III. Warszawa 1949.
- Ochęduszek K., inż. mech.: *Koła zębate*, I. Konstrukcja. Warszawa. 1947.
- Ochęduszek K., inż. mech.: *Koła zębate*, II. Wykonanie i montaż. Warszawa. 1951.
- Ochęduszek K., inż. mech.: *Koła zębate*, III. Sprawdzanie. Warszawa 1949.
- Olszewski S.: *Naprawa zegarków i wykonywanie części* (skrypt). Gdańsk 1948/49.
- Poradnik Rzemieślnika - Mechanika*. Warszawa 1949.
- Poradnik Techniczny — Mechanik*, tom I₁, I₂, II_{1A}, II₄. Warszawa 1949, 1951, 1951, 1952.
- Sievert H.: *Podręcznik dla zegarmistrzów*. Bydgoszcz 1939.
- Skwara F.: *Zegarmistrzostwo*. Warszawa 1905.
- Strojny B.: *Zarys nauki o zegarze*. Poznań 1938.
- Suchocki E., mgr inż.: *Obliczenia mechanizmu budzika popularnego* (maszynopis 1949).
- Wiszowaty K., inż.: *Technika drobnych konstrukcyj* (atlas). Warszawa 1947.
- Wiszowaty K., inż.: *Technika drobnych konstrukcyj* (tekst). Warszawa 1948.

Czasopisma:

- „*Horyzonty Techniki*” (miesięcznik). Warszawa 1949.
- „*Przegląd Mechaniczny*” (miesięcznik). Warszawa 1952—1954.
- „*Przegląd Techniczny*” (miesięcznik). Warszawa 1954.
- „*Przegląd Zegarmistrzowski i Złotniczy*” (dwutygodnik). Poznań 1926, 1929, 1932.

„Rzemieślnik“ (dwutygodnik). Warszawa 1953—1955.

„Złotnik i Zegarmistrz“ (miesięcznik). Poznań 1935, 1937, 1939.

W językach obcych:

Akselrod Z. M.: *Czasowyye miechanizmy*. Moskwa-Leningrad 1947.

Alpina: *E'ne wirklich wasserdichte Uhr*. Biel 1953.

Arndt R.: *Die Skalen und Zifferblatt-Malerei*. Quedlinburg 1931.

Baillie G. H.: *Watchmakers and Clockmakers of the World*. London 1947.

Berner G. A.: *Classification des Calibres de Montres*. Bienne 1931.

Berner G. F.: *L'Echappement Duplex*. Genève 1912.

Berner G. A.: *Praktische Notizen für den Uhrmacher*. Biel 1946.

Bock H., dr inż.: *Die Uhr*. Berlin 1917.

Borer E.: *Modern Watch Repairing and Adjusting*. London 1943.

Bossart M.: *Fachkunde für Uhrmacher*. Biel 1950.

Brauns W.: *Lehrbuch für das Uhrmacherhandwerk*. Band I. Halle 1951.

Brauns W.: *Lehrbuch für das Uhrmacherhandwerk*, Band II. Halle 1952.

British Horological Institute: *Correspondence Course*. London 1952.

Britten F. W.: *Horological Hints and Helps*. London 1947.

Britten F. W.: *The Watch Repairers' Instructor*. London 1946.

Browne H.: *Marine Cloks and Barometers*. Barking 1952.

Buhré P.: *Automat „Rotodator“*. Le Locle 1952.

Camm F. J.: *Watches: Adjustment and Repair*. London 1948.

Carle D.: *Practical Clock Repairing*. London 1952.

Carle D.: *Practical Watch Repairing*. London 1947.

Carle D.: *Watchmakers & Clockmakers Encyclopedic Dictionary*. London 1950.

Chapuis A., Jaquet E.: *La Montre Automatique Ancienne*. Neuchâte 1952.

„Clewco“: Katalog bransoletek. Birmingham 1948.

Diebener W.: *333 Fragen und Antworten für die Uhrmacher-Werkstatt*. Leipzig 1938.

Dietzschold C.: *Abriss der Getriebelehre*. Krems a. Donau 1905.

Dietzschold C.: *Die Hemmungen der Uhren*. Krems a. Donau 1905.

Ebaurhes S. A.: *Catalogue Officiel*. Soleure 1949.

Ebauches S. A.: *La Montre Automatique Suisse*. Neuchâtel 1953.

Ebauches S. A.: *New-Technological Dictionary of Watch Part*. Neuchâtel 1948.

Eterna: „Eterna-Matic“. *La Premier Montre Automatique avec Roulement a Billes*. Grenchen 1952.

Eyermann E.: *Chemisch-Technisches Rezept- und Nachschlagenbuch*. Halle 1952.

Felsa A. G.: *Werke mit Selbstaufzug*. Grenchen 1952.

Flume R.: *Das Flume-Buch*. Berlin 1938.

Flume R.: *Der Flume-Schlüssel*. Berlin 1952.

Flume R.: *Das Flume-System*. Berlin 1953.

Flume R.: *Der Flume Werk-Sucher*. Berlin 1947.

Flume R.: *Der Flume-Brief*. Berlin 1952.

Fried H.: *The Watch Repairer's Manual*. New York 1949.

Froidevaux A.: *Catalogue Nr 16/I*. La Chaux-de-Fonds 1949.

Froidevaux A.: *Catalogue Nr 16/II*. I a Chaux-de-Fonds 1949.

Garuffa E., inż.: *Orologeria Moderna*. Milano 1920.

Gerstenberger G.: *Die Kurventafeln*. Glasshütte 1930.

Giebel K., dr: *Trigonometrische Berechnungen in der Uhrmacherei*. Halle 1950.

- Giebel K., dr: *Das Pendel*. Halle 1951.
- Giebel K., dr: — Helwig A.: *Die Feinstellung der Uhren*. Berlin 1952.
- Golay-Buchel & Cie: *Outils et Fournitures*. Lausanne 1952.
- Gordon G. F. C.: *Clockmaking Past and Present*. London 1949.
- Grenda H., inz.: *Anweisungen zum Gebrauch von Kurventafeln und für das Aufsetzen einer Breguetspiralfeder*. Stuttgart 1952.
- Grossmann M.: *Der freie Ankerengang für Uhren*. Bautzen 1893.
- Gruber A.: *Leitfaden für die Gehilfen- u. Meisterprüfung im Uhrmacherhandwerk*. Leipzig 1938.
- Haas C.: „Nivarox“ — *Spiralfedern*. Schramberg 1950.
- Hanke J.: *Die Uhrmacherlehre*. Leipzig 1923.
- Haswell J.: *Horology*. London 1947.
- Helwig A.: *Drehganguhren*. Berlin 1927.
- Helwig A.: *Die Lehre an der Deutschen Uhrmacherschule*. Berlin 1931.
- Helwig A.: *Das Drehen von Trieben und Wellen in der Uhrmacherei*. Halle 1953.
- Hillmann B.: *Der Kronenaufzug*. Halle 1910.
- Hillmann B.: *Der Zylindergang*. Zurich 1927.
- Hottenroth J.: *Die Taschen- und Armbanduhr*, Band I. Pforzheim 1944.
- Hottenroth J.: *Die Taschen- und Armbanduhr*, Band II. Ulm 1952.
- Hottenroth J.: *Die Taschen- und Armbanduhr*, Band III. Pforzheim 1953.
- Incabloc: *Anweisungen*. Lausanne 1949.
- Irk A.: *Der Chronometergang*. Berlin 1923.
- Isensee L.: *Fragen u. Antworten für Gehilfenprüfung*. Halle 1930.
- Jaeger-Le Coultre: *Notice de Rhabillage pour Automatique*, Cal. 476, 481 et 497. Genève 1952.
- Jaeger-Le Coultre: *Atmos*. Genève 1948.
- Jaquet E. et Gibertini D.: *La Reparation des Pendules*. Bienne 1948.
- Jendritzki H.: *Der moderne Uhrmacher*. Lausanne 1952.
- Jendritzki H.: *Das Technische Rüstzeug des Uhrenverkäufers*. Köln 1952.
- Jobin A. F.: *La Classification Horlogere*. Genève 1949.
- Jordan von Bassermann E. dr: *Alte Uhren und ihre Meister*. Leipzig 1926.
- Kaftan R.: *Illustrierter Führer durch das Uhrenmuseum in Wien*. Wien 1929.
- Kames F. A., Bock H., inz.: *Oel und Reinigungsfragen bei Uhren und Feingerät*. Berlin 1943.
- Kames F. A., Bock H., inz.: *Werkstoffe, Uhrenprüfungen u. Prüfgeräte*. Berlin 1937.
- Kames F. A., Bock H. inz.: *Messen und Prüfen*. Berlin 1939.
- Kistner A.: *Die Historische Uhrensammlung Furtwangen*. Furtwangen 1925.
- Krumm G. A., inz.: *Lehrgang für den Fachzeichenunterricht des Uhrmachers*. Leipzig 1925.
- Krumm G. A., inz.: *Leitfaden für den Uhrmacher Fachunterricht*, Teil: II, III, IV, V. Berlin 1929.
- Krumm G. A., inz.: *Die Zugfeder in Uhr- und Laufwerken*. Halle 1929.
- Krumm G. A., Baltzer: *Grossuhr—Schlagwerke*. Berlin 1935.
- Kühn E.: *Grundriss vom Aufbau der Uhr*. Ulm 1949.
- Laco: *Armbanduhr*. Pforzheim 1955.
- Lavest R.: *Grundlegende Kenntnisse der Uhrmacherei*. Biel 1947.
- Lecoultrre F.: *Les Montres Compliquées*. Bienne 1946.
- Lehotzky L.: *Uhrenkunde mit Fachzeichnen*. Wien 1949.

Longines: *Ratschläge zur Reparatur einer Automatischen Longines-Uhr*. St. Imier 1950.

Mercer T.: *Chronometers and Clocks*. England 1952.

Mido: *Catalogue de pieces de rechange*. Bienne 1952.

Mido: *Multifort Superautomatic*. Biel 1953.

Mido: *Powerwind*. Biel 1955.

Mido: *Super-Watertest*. Biel 1955.

Moser H. & Cie S. A.: *Horlogerie de precision*. Le Locle 1952.

Movado: *Les Montres*. La Chaux-de-Fonds 1949.

Müller K. W.: *Das Ideale Einpress-Lager*. Lübeck 1953.

Nardin U.: *Manufacture de Montres et Chronometres*. Le Locle 1952.

Omega: *Die Reparatur der automatischen Omega-Uhren*. Biel 1954.

Patek, Philippe & Co: *Un Centenaire dans l'Industrie Horlogere 1839 — 1939*. Genève.

Pawłow M. P.: *Tiechnika izmierienja skorostej i wriemieni*. Moskwa 1950.

Pellaton J. C.: *Cours d'Echappements*. Neuchâtel 1945.

Phenix Watch Co S. A.: *„Rolla-Matic“*. Porrentruy 1954.

Pierce S. A.: *Die automatische Uhr*. Biel.

Pinkin A. M.: *Remont czasow*. Moskwa-Swierdłowski 1952.

Rappaport M. G.: *Remont czasow*. Moskwa 1948.

Rawings A. L.: *The Science of Clocks and Watches*. London 1948.

Record Watch Co S. A.: *Automatic „Rotor 174“*. Genève 1953.

Reutebuch R.: *Der Uhrmacher*. Ulm 1951.

Richter O.: *Bauelemente der Feinmechanik*. Berlin 1952.

Roamer: *El reloj automatico*. Soleure 1952.

Robinson T. R.: *Modern Clocks*. London 1943.

Romershausen H.: *Das Fachrechnen des Uhrmachers*. Mühlhausen 1950.

Sackmann E.: *Geleitbuch für die Uhrmacherlehre*. Halle 1921.

Sander W., prof.: *Uhrenlehre-Grundsätze für Konstrukteure*. Leipzig 1923.

Saunier C.: *Lehrbuch der Uhrmacherei*. Berlin 1915.

Schild A.: *Remontage des Calibres „Rotomatic“*. Grenchen 1951.

Schultz W.: *Der Uhrmacher am Werk-tisch*. Berlin 1933.

Schwanatus W.: *Der Taschenuhrgehäusemacher*. Leipzig 1932.

Schwarzer J.: *26 Wochen Grundlehre für Uhrmacher*. Halle 1950.

Schweizerische Uhrenkammer: *Schweizer Uhrmacherkunst*. La Chaux-de-Fonds 1950.

Smiths: *Handwound Clocks*. London 1950.

„Smiths Clocks“.

London 1952.

Speer W.: *Stahlpanzer-Armbanduhr*. Hamburg.

Swinburne J.: *The Mechanism of the Watch*. London 1950.

Tissot Chs. et Fils: *Im Reiche des Tausendstel-Millimeters*. Le Locle 1954.

Tremayne A.: *Everybody's Cloks*. London 1941.

Tremayne A.: *Everybody's Watsches*. London 1946.

Unterwagner E.: *Die Feinstellung der Kleinuhren*. Ulm 1949.

Unterwagner E.: *Fachrechnen für die Uhrenberufe*. Karlsruhe 1952.

Veilleumier A.: *Cours de Reglager*. La Chaux-de-Fonds 1947.

Vulcain: *„Vulcain-Cricket“*. La Chaux-de-Fonds 1951.

Zenith: *Des Fabriques des Montres Zenith S. A.* Le Locle 1948.

Czasopisma

„Deutscher Uhrmacher-Zeitung“ (miesięcznik). Berlin 1928—1944.

„Deutsche Uhrmacher-Zeitschrift“ (miesięcznik). Stuttgart 1950—1955.

„Dutscher Uhrmacher-Kalender“.
Stuttgart 1950—1956.

„La Federation Horlogere Suisse“, Le
Chaux-de-Fonds 1947.

„Horological Journal“ (miesięcznik).
London 1946—1955.

„Journal Suisse d'Horlogerie et de
Bijouterie“ (dwumiesięcznik). Lau-
sanne 1948—1955.

„Neue Uhrmacher-Zeitung“ (dwuty-
godnik). Ulm 1948—1955.

„Neues Uhrmacher-Jahrbuch“. Ulm
1949—1951.

„Die Schweizer Uhr“ (dwutygodnik).
Solothurn 1951—1955.

„Schweizerische Uhrmacher-Zeitung“
(miesięcznik). Lausanne 1950 —
1952.

„La Suisse Horlogere“ (miesięcznik).
La Chaux-de-Fonds 1948 — 1954.

„Der Uhrmacher“ (miesięcznik). Graz
1950 — 1955.

„Uhrmacher Jahrbuch“ Ulm 1952 —
1954.

„Uhrmacher-Zeitschrift“ (miesięcz-
nik). Berlin 1944.

„Watchmaker Jeweller & Silver-
smith“ (miesięcznik). London 1946—
1951.

SKOROWIDZ ALFABETYCZNY

Liczba oznacza stronę. Numeracja stron poprzedzona jedynką, dwójką itd. z łącznikiem oznacza, że dane zagadnienie opisane jest również w pierwszej, drugiej lub dalszej części „Zegarmistrzostwa”.

A

akustyka szafek 656
 amortyzacja wstrząsów zegarka sprężynającego ramionami balansu $3/8$
 amplituda 5—220, 244, 6—500, 539
 antyszok, p. ułożyskowanie sprężyste „Atmos” 40, 259
 automat 1—45, 6—67, 212
 — obrotowy 249
 — odbojowy 240
 — wstrząsowy 238
 automaty — tablica 237

B

balans 2—126, 5—20, 6—497, 537, 545
 — aerodynamiczny 581
 — berydurowy 580
 — Ditisheima 577
 — glucydurowy 580
 — jednometalowy 575
 — kompensacyjny 1—35, 6—565
 — kompensacyjny niklostalowo-mosiężny 574
 — — stalowo-mosiężny 566
 — Straumanna 579
 — Voleta 578
 — wiszący 606
 — — na napiętym drucie 614
 — ze stopu berylowego 580
 beczułka, p. sprzęglik
 bęben sprężyny 2—142, 6—126
 — wyrównawczy 170
 — z zaczepami bagnetowymi 127
 bębny sprzężone 171
 berydur, p. balans berydurowy
 bezpiecznik widełek 439
 bicie zegara 699
 błąd wtórny kompensacji 572
 — kołowy 501, 503
 błędy pozycyjne 587

bransoletki 681
 budzik 2—125, 3—283, 6—684
 — gabinetowy 50
 — repetier 695
 — naręczony 66, 692
 — noszony 692
 — podróżny 51
 — portfelowy 51
 — ścienny 691
 — wielkich śpioczków 699
 — z dzwoniem modułowanym 695

C

chodzik obciążnikowy 5—30, 6—20
 chronometr 1—33, 6—52, 58
 chronometraż 57
 chybotka 195
 cofanie koła wychwytego 453
 cofnięcie dynamiczne 464
 cylinder 2—134, 6—420
 czasomierz 17
 czasowski 17
 czas wahnięć wahadła 502
 czerpak 5—276, 6—715
 czop lejkowy 345
 czop walcowy 345
 czop wałka lub osi 337
 ćwiertnik 21, 23, 323, 334

D

droga stracona 5—166, 240, 6—458
 dźwięki gongów 736
 dźwignia spoczynkowa, p. kotwica
 wychwytu chronometrowego

E

elementy dźwiękowe 731
 elipsy, p. palec przerzutowy
 elinwar 583
 energia napędowa 101

F

filarki 83

G

głos kukułki lub przepiórki 741
 główka 2—148, 6—181
 gniazdo łożyska 3—122, 6—337
 gong membranowy 740
 gongi 735
 — dźwięki 736
 — zamocowanie 736
 grzebień 713
 grzebieniowe mechanizmy bicia 711
 grzebieniowy mechanizm bicia typu
 paryskiego 716
 — — — — toruńskiego 718
 — — — — wiedeńskiego 712
 grzebyczkowe urządzenia dźwiękowe,
 p. kuranty grzebyczkowe

H

Haki do zaczepiania sprężyn 145
 hamulec wyrównawczy 169

I

impuls 5—168, 6—437, 454
 inwar 2—45, 6—530, 582
 izochronizm 5—157, 6—497, 501
 izochronizm balansu 587

K

kaliber 2—119, 6—91
 kamień impulsowy 2—79, 6—485
 — łożyskowy, p. łożysko kamienne
 — oprawiany 356
 — spoczynkowy 2—79, 6—485
 — spustowy 485
 — weiskany 357

kartel 649

kąt cofania 454
 — drogi straconej 458
 — impulsu balansu 459
 — — koła wychwytyowego 455
 — — kotwicy 455, 458
 — odpadu 5—168, 6—456
 — przyciągania 434, 449
 — ruchu czynnego, p. łączny kąt
 ruchu czynnego
 — tarcia 451
 — uwolnienia 458
 — uzupełniający 458, 460
 — wahania 539
 klocki włosa 2—143, 3—33, 6—550

klucz nakładany 175

— nakręcany 176

kok, p. półmostek ozdobny

kolebnik 36, 498

kolek 86

— nastawnika 23

— ustalający 88

— włączający 5—273, 6—659, 689

kołki sprężynujące do kopert narecz-
 nych 669

koło cylindrowe 2—152, 6—419

— napędzające (czynne) 5—56,

6—282

— wychwytowe 437

— zapadkowe 202

kołnierż zapadowy 5—275, 6—705

kompensacja 2—23, 6—523

— balansu zegara rocznego 2—23,
 6—612

— pomocnicza 573

— wahadła 5—236, 6—523

— — przy przecie 526

— — — soczewce 530

— temperaturowa 523

koperta — części składowe 659

— dwudzielna 667

— trójdzielna 667

koperty — materiał 657, 665

— zegarków kieszonkowych 657

— — krytych 660

— — narecznych 665

— — półkrytych i otwartych 662

— — wodoszczelne 669

— — — sposoby uszczelnień 670

korekcja zazeblenia cykloidalnego 281

kotwica 5—155, 172, 6—438

— wychwyty chronometrycznego
 485

krzywe cykliczne 276

krzywka czołowa 688

— stopniowa 713

kulka z korundu 365

kuranty 744

— dzwonek 748

— fletowe 749

— gongowe 745

— grzebyczkowe 751

kwadransowe mechanizmy bicia 720,
 725

L

liczba przyporu 271

linia paryska 2—124, 3—43, 6—92

luz międzyzębny 5—95, 6—287

luzu w łożyskach 341

L

- łańcuch 106
 - drabinkowy 107
 - Galla, p. łańcuch drabinkowy
 - pierścieniowy 106
 - taśmowy 106
 - łańcuszki 664
- łączny kąt ruchu czynnego 422, 458
- łeb wkrętu 2—143, 6—90
- łożysko 337
 - kamienne 2—79, 6—352
 - nastawialne 351
 - stożkowe, p. ułożyskowanie stożkowe
 - ślizgowe 338
 - toczne 362
 - wciskane 359
- łuk przyporu 270

M

- materiały na koperty 658, 665
- mechanizm bicia 708
 - — -fazy działania 5—273, 6—702
 - — typu szwarcwaldzkiego 708
 - budzenia 686
 - — -wychwyty 687
 - przystawkowy 45
 - wkładkowy 45
- mechanizmy dźwiękowe 683
 - sygnalizujące 683
- melodia westminsterska 5—362, 6—746
- minutowe mechanizmy bicia 729
- młotki 5—295, 6—735,
- moduł 5—92, 101, 6—266, 291
 - sprężystości 151
- moment napędowy 102, 147
 - — -wyrównywanie 165
 - tarcia 340
- mostek 75, 88

N

- naciąg 23, 173
 - automatyczny 211
 - bezgłówkowy (zegarkowy) 200
 - bezpośredni 174
 - chybotkowy 194
 - ciśnieniowy 264
 - główkowy 180
 - kluczowy 175
 - ramką szkła 200
 - sprężelowy 183
 - temperaturowy 259
- nakręcanie 2—126, 6—178

- napęd 5—23, 6—100
 - chodu i bicia jednym obciążnikiem 114
 - dźwigni bicia 731
 - obciążnikowo-łańcuchowy 5—76, 6—105
 - — strunowy 103
 - obciążnikowy 101
 - — łańcuchem bez końca 112
 - obydwoma końcami sprężyny 123
 - sprężynowy 101, 115
 - — zalety i wady 163
 - wewnętrznym końcem sprężyny 119
 - zewnętrznym końcem sprężyny 121
- napęczny zegarek grający 752
- nastawianie budzika 688
 - — wskazówek -bezgłówkowe 245
 - — pokrętka 180
- nastawnik 22, 184
- nawrotnik 221
 - cłybotkowy 223
 - zapadkowy 221
- niwaroks 2—63, 6—583
- nylon 2—65, 6—105

O

- obciążnik 5—58, 6—107
- obliczanie długości sprężyny 159
 - grubości sprężyny 154, 157
 - sprężyny napędowej 151, 153
 - szerokości sprężyny 154
 - modułu 291
 - zązbień 291
 - koła zębatego 293
 - kół naciągowych 302
 - zębniaka 297
- obudowy 5—319, 6—644
 - zegarów stołowych 656
 - — współczesnych 654
- ochrona tłoczka 192, 659
- odcinek przyporu 5—94, 6—270
- odpad 5—168, 6—437, 454
- okres wahania 5—220, 6—500, 540
- osadzenie mechanizmu na sprężynach 379
- osie balansu 2—130, 134, 6—545
- oś nastawnika 184, 187
- otoczka 2—51, 6—361

P

- palec przerzutowy 2—79, 6—440
- paleta 2—79, 3—73, 5—155, 6—422, 438

paski nylonowe 3—133, 135, 6—681
 — skórzane 679
 — sznurkowe 681
 pierścienie osadcze 324
 — włosa 549
 płyta 80
 pochewki 664
 podział wychwytyw 387
 pokrywka bębna 126
 połączenie cierne przekładni wskaza-
 zań 325
 — wahnika z przekładnią nacią-
 gu automatycznego 218
 położenie równowagi stałej 500
 posuwka, p. przesuwka
 powierzchnia impulsu 3—179, 5—166
 6—386
 — oporowa czopa 346
 — spoczynku 5—166, 6—421, 457
 pozytywki, p. kuranty grzebyczkowe
 półbeczułka, p. zębnik naciagowy
 półmostek 75, 88
 — ozdobny 89
 prawa ruchu wahadłowego 499
 pręt wahadła 5—215, 236, 6—511
 — — kwarcowy 530
 przeżki 325
 przekładnia 304
 — chodu. 5—28, 81, 6—310
 — — bez koła minutowego 312
 — — w zegarkach z centralnym
 sekundnikiem 318
 — napędu 307
 — wskazań 5—24, 133, 6—322
 — zębata -elementy 268
 przełożenie 267
 — grzebieniowych mechanizmów
 bicia 719
 — kwadransowych mech. bicia 728
 — przekładni wskazań 332
 — zapadkowych mech. bicia 709
 przerzutnik 440, 447, 468
 przesuwki 3—275, 6—551
 — precyzyjne 555
 — nowoczesne 557
 przycisk zastawki 690
 przystawka balansowa 45

R

referencja 91
 regulacja zegarka 587
 — — w pozycjach 587
 — zwykła okresu wahania 543
 „regulator”, p. zegar precyzyjny

regulatory 497
 — obrotów w mechanizmie bi-
 cia 742
 repetier 715
 rezerwa chodu 26
 rosa pod szkiem zegarka wodoszczel-
 nego 675
 rubinowe łożyska 2-76, 6—352
 ruch harmoniczny prosty 538
 — uzupełniający regulatora 387
 rukier, p. przesuwka

S

sekundnik 634
 — centralny 318
 skrzydełko szkieletu 96
 słupki ograniczające 441
 soczewka wahadła 509
 spad 5—168, 6—437
 spoczynek 437, 457
 sprawdzanie kopert wodoszczel-
 nych 676
 sprężyna napędowa 2—126, 6—115,
 132
 — — -dobieranie 160
 — — „eska” 2—128,, 6—133
 — — — zaczeny 135. 143
 — — nie pękająca 117
 sprężyny spiralne taśmowe 115
 sprężynka balansu 609
 — spustowa 485
 — wahadła 1—30, 2—137, 5—215,
 232, 235, 6—516
 — zapadki 5—70, 6—201
 sprężyste pierścienie osadcze 324
 sprzęgło kłowe 23
 sprzęglik 23, 183
 stożki, p. tampony
 stożkowy kamień nakrywkowy 360
 stracona droga, p. droga stracona
 struny 104
 stuki w wychycie 460
 style obudów zegarów 644
 — wskazówek 634
 szafir 2—76, 6—352
 szafki -drewno 655
 „szaton”, p. otoczka -
 szkielet 70
 — całopłytowy 76
 — filarkowy 73
 — mostkowy 75
 — płytowy 73
 — półpłytkowy 77
 — „szczebelkowy” 77
 — trzyczwartopłytkowy 76
 — wielopłytkowy 78
 szkła „buldoczkowe” 668

„szoten”, p. zegar popularny
silnik, p. bęben wyrównawczy
środek wahania 502

T

tabelka znormalizowanych wielkości
kulistych zagłębień smarowych 381
tablica automatów 237
— długości wahadeł 507
— grubości sprężyn 158
— ilości wahnięć regulatorów
w zegarach 310
— — — — — o różnych modu-
lach 334
— luzów 342
— modułów od 0,1 do 0,9 mm
PN/M-54681 293
— — od 0,07 do 0,5 mm
NHS-56701 292
— przełożenia napędu 308
— ruchów wykonywanych przez
różne części wychwyty 463
— wielkości błędów kołowych 504
— włosów 585
— współczynników rozszerzalności
524
— wyników próby działania siły
sprężyny 150

tampony 420

tarcie w łożyskach 2—86, 5—39, 110,
6—339

tarcze zegarowe i zegarkowe 619

- kameleonowe 642
- podziałki i cyfry 623
- świecące 638
- umocowanie 628

tiret, p. nastawnik

tłoczek koperty 192

tcurbillon, p. urządzenia obiegowe
wychwyty

tulejka łożyskowa 2—135, 133, 6—351

tworzywa sztuczne 655

typ mechanizmu 91

U

ujemne wpływy na wahadło 523

ułożyskowanie 337

- bębna 128
- sprężyste 338, 366
- — z długimi czopami 371
- — ze sprężynującym pierście-
niem 375

ułożyskowanie sprężyste ze stożko-
wymi powierzchniami 372

— — z ruchomymi czopami 377

— stożkowe 349

— wahnika 214

— — sprężyste 217

umocowanie szkieletu 94

— — saneczkowe 99

— — tarcz zegarowych 628

— — zegarkowych 630

— wskazówek 636

urządzenia nastawcze 5—24, 140,
6—173

— — negatywne 190

— — przez wciskanie główki 194

— — tłoczkowe 192

— obiegowe wychwyty 590

— ograniczające działanie spręży-
ny, p. zastawka napędu

— — przeciwwzapadkowe 111

— — regulacyjne wahadła 532

— — smarowe 381

— — wyrównujące moment na-
pędowy sprężyny 169

— — zapadkowe 5—57 70, 6—201

— — bezszmerowe 208

— — cierne 209

— — cofające 206

uszka kopert naręcznych 668

— zegarków kieszonek

2—148, 6—664

W

wahadło 5—213, 221, 6—386, 497

— Ellicotta 530

— fizyczne 500

— kompensacyjne 523, 526

— matematyczne 5—219, 6—499

— inwarowe Rieflera 530

— — kompensacja temperaturowa

523

— — obliczanie zredukowanej

długości 505

— — regulacja amplitudy 534

— — nakrętką 532

— — precyzyjna 535

— — przeciwosoczewką 533

— — zawieszka 533

— — rzęciowe Grahama 531

— — Rieflera 528

— — rusztowe 527

— — soczewka 509

— — torsyjne, p. balans wiszący

wahanie 5—220, 6—500

wahnięcie 5—220, 6—497, 499, 539

— — balansu 24

wahnięcie izochroniczne 497
— jałowe 387
wahnik 211
wałek naciągowy 184
— sprężyny 124
warunki właściwego zaszębiania 269
wężydło, p. tulejka łożyskowa
wiatrak 5—275, 6—742
widelki 509, 518
— kotwicy 5—239, 6—439, 447
wkreś 90
wkreśły balansu 568
— kopertowe 2—144, 6—95
— obciążeniowe 568
— wyważeniowe 568
włącznik mechanizmu bicia 5—273,
6—705
włosy 2—141, 6—546
— autokompensacyjne, p. włosy ze
stałą sprężystością
— beczkowe 548
— bregetowskie 2—141, 6—547,
595
— — -krzywe końcowe 596
— -krzywe wewnętrzne 602
— eliwarowe 583
— niwaroksove 576
— płaskie 2—141, 6—547, 592
— spiralne 547
— stożkowe 548
— -pozycja zakółkowania we-
wnętrznego końca 603
— samowyrównawcze, p. włosy ze
stałą sprężystością
— -środek ciężkości 592
— śrubowe 547
— walcowe 2—141, 6—548
— ze stałą sprężystością 582
wodoszczelne koperty, p. koperty wo-
doszczelne
wodzik 23, 183
wpływ błędów wyważenia balansu na
chód zegarka 560
— ciśnienia powietrza na chód
zegarka 563
— magnetyzmu 564
— siły odśrodkowej 563
— tarcia i przylegania 562
— wstrząsów 563
— włosa 561
— wychwyty na czas wahnięcia
balansu 466, 559
— zamka włosa 562
— zmian temperatury 564

wskazówki zegarowe i zegarkowe
2—142, 5—258, 352, 6—617, 633
— obciążnikowe 642
— świecące 2—139, 6—638
— -wymiar i proporcje 633
wskaźnik rezerwy chodu 231
wsporniki 98
współczynnik tarcia 5—40, 6—339
współdziałanie przerzutnika z widel-
kami 467
wychwyty angielski 472
— chronometry uproszczony 489
— — z długą kotwicą 488
— — z kotwicą sprężystą 486
— — z krótką kotwicą 487
— cichobieżny 482
— cylindrowy 417
— duplex, p. wychwyty podwójny
— gładzucki 434, 471
— Grahama 5—155, 174, 6—397
— hakowy 389
— — z kotwicą blaszaną 395
— kołkowy 435, 474
— księdza Hautefeuille'a 433
— Mudge'a 5—196, 6—434
— niemiecki, p. wychwyty gładzucki
— ostrozębny, p. wychwyty angiel-
ski
— — podwójny zwykły 429
— — do zegarków ze skaczącym
sekundnikiem 431
— roleczkowy 400
— rolkowy 398
— roskopowy 481
— szwajcarski 434, 436
— — z kotwicą pośrednią 446
— — nierównoramienną 441
— Strassera 416
— wrzecionowy 5—160, 6—388
wychwyty Brocota 202
— — spoczynkowe 404
— — cofające 406
— chronometry 484
— wolne kotwicowe 433
— — Rieflera 409
— — — balansowy 415
— — — ciężeniowy 413
— — — sprężynowy 410
wyłączniki naciągów w automatach
225
wymiarowanie zegarków 92
wysokość odcinkowa cylindra 426
— opadu obciążnika 108
wzdłużne ułożyskowanie sprężyste 369
wznios, p. powierzchnia impulsu

Z

zaczepy bagnetowe (bębna) 127
 — cierne w automatach 143
 zakłócenia wahania balansu 559
 zamek włosa 552
 zapadka 5—72, 6—201
 zapadnik 5—274, 286, 6—705
 zapadowe mechanizmy bicia godzin
 i półgodz. 702, 704
 zarys zęba 5—86, 111, 6—276, 282
 zastawka sygnału 690
 — maltańska 5—98, 6—166
 — — w chronometrach 167
 — naciągu 179
 — napędu 166, 686
 — palcowa 178
 zastawki ograniczające działanie
 sprężyny 166
 zawieszki wahadła 1—30, 2—137, 134,
 5—215, 232, 235, 6—514
 — — syst. strasserowskiego 521
 ząbienie właściwe 269
 ząbienia 265
 — cykloidalne 278
 — — korygowane 274
 — palcowe 288
 — — -konstrukcja 289
 — punktowe 289
 — zegarowe 5—113, 6—274, 281
 zegar astronomiczny 1—34, 4—38,
 6—25
 — bijący-obciążnikowy 5—271,
 6—25
 — biurkowy 25, 43
 — damski-naręczny 92
 — domowy 25
 — — stołowy 25
 — dworcowy 5—345, 6—25
 — kominkowy 25, 42
 — mechaniczny 5—19, 6—19
 — męski-naręczny 92
 — motocyklowy 59
 — obciążnikowy 24
 — okienkowy 640
 — podłogowy 28

zegar pojazdowy 26, 52
 — popularny 30
 — — precyzyjny 44
 — — kafelkowy 44
 — — stołowy 44
 — precyzyjny 30
 — roczny 25, 40
 — samochodowy 58
 — samolotowy 58
 — stojący, p. zegar podłogowy
 — stołowy 40
 — szwarcwaldzki z kukułką 37
 — ścienny 29, 31
 — — długi precyzyjny 30
 — — krótki 29, 38
 — — popularny 30
 — — szwarcwaldzki 36, 708
 — 1000-dniowy 41
 — temperaturowy, p. „Atmos”
 zegarek bransoletkowy 68
 — butonierkowy 68
 — cylindrowy 2—120, 6—61
 — dla niewidomych 639
 — grający 752
 — karuzelowy 591
 — kieszonkowy 64
 — markowy 2—120, 6—64
 — naręczny 1—39, 6—65
 — — z naciągiem automatycz-
 nym, p. automat
 — pierścinkowy 69
 — popularny 61
 — roskopfowy 2—120, 6—62
 — szablony 63
 — zdobniczy 68
 — z naciągiem samoczynnym,
 p. automat
 zespoły mechanizmu bicia 701
 — — chodu 19
 zębnik naciągowy 5—79, 6—23, 183
 — napędzany (bierny) 284
 znakowanie zegarów i zegarków 91
 zużycie energii w zegarach 100
 źródło energii napędowej 101

SKOROWIDZ NAZWISK

i ważniejszych nazw cytowanych w tej książce

- Anglia — fabryki i produkcja 29, 34, 38, 39, 43, 45, 50, 83, 113, 642, 649
Arnold J. 54, 566, 596
Barlow E. 50, 711, 729
Berthoud F. 53
Berthoud L. 54
Braille L. 639
Breguet A. L. 366, 547, 639
Brocot A. 402
Camus 265
Caron P. A. 181
Clement W. 322
Conant A. 535
Cox J. 264
„Cyma” automat 67, 215, 219, 240; budzik 50, 51, 179; łożysk. spręży-
ste 313, 375, 380; urządzenie smarowe 384
Czechosłowacja — fabryki i produkcja 36, 209
Demokracje Ludowe — fabryki i produkcja 42, 92
Droz P. 259
Dutertre J. B. 429
Earnshaw T. 54
„Ebauches” (ebosze) — zjednoczone fabryki 63; zegarki 91
„Etarotor 1216 i 1256” — automat 222, 228, 251
„Eterna 1159” — automat 248; łożysk. sprężyste 373, 375; zaczep spręż. 144;
zegarek broszkowy 69
„Eterna-Matic” — automat 67, 216
Fatio M. 352
Filip Dobry — książce burgundzki 60, 115
Flume R. 93
Francja — fabryki i produkcja 42, 83, 514
Galileusz G. 499
Graham J. 529
Grenda H. 600
Grossmann J. 597
Guillaume 529, 574, 576
Harrison J. 526, 596
Harwood J. 211
Hautefeuille J. 433, 546
Henlein P. 60, 72
„Heuer” — automat 219, 232, 240, 247
Hooke R. 389, 546
Huygens Ch. 498, 523, 546
Jürgensen U. 54, 419, 527
Kessels H. 527
Kochański A. 1—30, 31, 546
Komisja Mechanizmów Drobnych i Zegarowych PKN 175
Korycki P. 1—42 — II wyd., 2—161 — I wyd., 691

Kratzenstein G. 259
Kręglewski Juliusz 28
Lambert P. z Mons 115
Lange A. F. 435
Leschot A. G. 434
„Longines” — automat 256; naciąg chybotkowy 198; ułożysk. sprężyste 380;
wahnik 218, 219, 220; zaczepy sprężyn 137; zegarki 66, 663
Manfredi M. 60
Mercer T. 573
Meyer F. 249
Mudge T. 434
Niemy — fabryki i produkcja 36, 40, 41, 42, 63, 76, 83, 106, 107, 226, 227,
369, 372, 379, 510, 630, 647, 694, 696, 698
Patek A. N. 145, 181
Perrelet A. L. 143, 211
Perret 575
Philippe A. 144, 181
Phillips E. 596
Polska — fabryki i produkcja 28, 29, 31, 32, 33, 37, 39, 43, 47, 48, 49, 81,
92, 177, 205, 210, 327, 629
Polskie Normy 86, 90, 175, 293, 305, 381
Quare D. 322
Reithmann Chr. 695
Reutter J. 259
Richard D. J. 42
Riefler Z. 409
Ritter F. 264
„Rolex” — automat 221, 222; koperta wodoszcz. 669, 677; urządzenie sma-
rową 384
Roskopf G. F. 189
Le Roy P. 53, 363, 566
Sarrenbourg 264
Satori K. 522
Seitz F. 357
Stany Zjedn. Amer. Północnej — fabryki i produkcja 42, 68, 72, 76, 190,
191, 699
Straumann H. dr 117
Strasser L. 416
Szwajcaria — fabryki i produkcja 36, 42, 44, 50, 51, 63, 65, 66, 67, 69, 81,
85, 91, 137, 181, 185, 191, 192, 203, 214, 215, 216, 217, 219, 220, 221, 228,
232, 243, 244, 245, 247, 249, 264, 292, 318, 321, 357, 359, 370, 373, 374,
375, 378, 379, 380, 384, 632, 635, 639, 642, 643, 673, 677, 687, 694, 752
Szwajcarskie Normy 93, 185, 292, 298
Thuret N. 546
Tompion T. 417
Villarceau J. 567
Wilsdorf J. 65
Zech Jakub 170
Związek Radziecki — fabryki i produkcja 33, 34, 35, 36, 38, 42, 51, 59, 64,
65, 83, 185
Zybert Antoni 377

CZĘŚĆ SIÓDMA
ZEGARMISTRZOSTWA

pt.:
TECHNOLOGIA
WARSZTATOWA

już jest w opracowaniu.

Zaprojektowane są następujące
tytuły ważniejszych rozdziałów:

- I. Obróbka materiałów:**
obróbka plastyczna (kucie, gięcie, prostowanie,
przeciąganie);
„ skrawaniem (cięcie, toczenie, frezowa-
nie, wiercenie, piłowanie, gwintowa-
nie);
„ wykańczająca (szlifowanie, polerowa-
nie, wytrawianie);
„ cieplna (hartowanie, odpuszczanie, wy-
żarzanie, cementowanie);
pokrywanie obrobionych powierzchni;
łączenie (nitowanie, lutowanie).
- II. Rysunki i pomiary warsztatowe**
III. Wykonywanie narzędzi i części
IV. Wykonywanie modeli zegarów

ZEGARMISTRZOSTWO

CZĘŚĆ 6

ZEGARY I ZEGARKI

NIEPOKALANÓW 1956

Witajcie miłośnicy zegarmistrzostwa ☺,

Niniejszym prezentuję pierwszy w Polsce i na Świecie
zarchiwizowany komplet polskiej literatury zegarmistrzowskiej.

Zachowany na wieki wieków dla potomnych w postaci cyfrowej.

Mam nadzieję, że ta nietypowa publikacja przyczyni się do
podtrzymania tego fachu przed wymarciem i dzięki takim hobbystom
jak ja i Wy, upowszechni się masowo choćby dzięki usługom przez internet.

Jeżeli natraficie na rzadkie pozycje z tej dziedziny, dajcie proszę znać
i w miarę technicznych możliwości dodam ją do obecnego kompletu
12-stu tomów „Zegarmistrzostwa” Podwapińskiego, polskiego Sieverta
„Podręcznik zegarmistrza” z 1939 roku, „Nowoczesnego zegarmistrza”
Jendritzkiego, „Słów kilka...” Czapka z 1850 roku i innych.

Milej lektury ☺

Piotr Samulik

Email: samulikp@o2.pl

<http://crazywatches.w.interia.pl>

