

PAŃSTWOWE ZAKŁADY INŻYNIERJI

DYREKCJA i BIURO SPRZEDAŻY:
WARSZAWA, ul. Królewska 18. Telefon Nr. 548-10

SAMOCHODY

C. W. S., Ursus, Saurer
Polski Fiat

MOTOCYKLE C.W.S.

KAROSERJE

SILNIKI

Ropowe, Diesel – Ursus
od 4 do 500 KM

ZESPÓŁY

ARMATURA

ODLEWY. – MOTORÓWKI. – KON-
STRUKCJE ŻELAZNE. – DREZYNY
MOTOROWE. – ANALIZY CHEMICZNE.

SAURER
AUTOBUSY
i
SAMOCHODY
CIĘŻAROWE

Wyłączna Sprzedaż na Polskę
i w. m. Gdańsk

TOWARZYSTWO
HANDLOWO-PRZEMYSŁOWE

ARBON S. A.

WARSZAWA

Biuro:

Al. Ujazdowskie 9
tel. 8-56-82, 8-17-63, 8-75-17

Garaż:

ul. Łazienkowska 18
tel. 9-38-28.



Samochody polskiej produkcji

OSOBOWE

514 4 cylindrowe 515
1 1/2 litrówki

522 6 cylindrowe 254
2 1/2 litrówki

CIĘŻAROWE

lekkie - 614 - 1 tonna

621^L - 2 tonny - 621^R

AUTOBUSY

AUTOPOMPY, POLEWACZKI, WYWROTKI

POLSKI FIAT S. A.

Zarząd: Sapieżyńska 6

Sprzedaż: Hotel Europejski

Telefony: 685-16 i 643-42

ZAKŁADY PRZEMYSŁOWE
„BIELANY“

Spółka Akcyjna
WARSZAWA, KAMEDUŁÓW Nr. 71
TEL. 11-31-30

▼
SPECJALNA WYTWÓRNIA
CHŁODNIC
SAMOCHODOWYCH, SA-
MOLOTOWYCH I T. P.

GAŚNIC
PRZECIWPÓŻAROWYCH

▼
PRZYJMUJE ZAMÓ-
WIENIA NA WY-
ROBY BLA-
CHARSKIE
IDROBNEME-
CHANICZNE

NAJ-
WIĘK-
SZY WY-
BÓR AKCE-
SORJI SA-
MOCHODO-
WYCH

▼
MOTOR-STOCK
WARSZAWA, PL. NAPOLEONA 3
TELEFON 259-14

Zakłady Przemysłowe „GRYF” wł. Al. Jurewicz

Warszawa, Piękna 30, tel. 8-35-56,
konto czek. P. K. O. 13657

**Budowa aparatów i kompletnych urządzeń
dla przemysłów:**

fermentacyjnego, chemicznego, farmaceutycznego
i cukierniczego

z miedzi, aluminium, mosiądzu i żelaza.

APARATY do destylacji wody, spirytusu i płynów wysoko-
kwaśnych. Aparaty próżniowe (vacuumaparaty).

STERYLIZATORY wszelkiego rodzaju. AUTOKLAWY. Suszarki

i TERMOSTATY dla celów naukowych, laboratoryjnych
i technicznych.

KOTŁY do gotowania o podwójnych ścianach.

Wszelkie wyroby z blachy: **łózczone, ciągnione i spawane.**

FILTRY do oczyszczania smarów, różnych typów.

Aparaty do magazynowania smarów.

Roboty budowlano-blacharskie.

HUTA POLDI

WYTWÓRNIA STALI

szybkotnącej, narzędziowej, konstrukcyjnej,
nierdzewiącej i ogniotrwałej, jak również
gotowych wałów kolankowych do silników,
oraz części kutych do budowy
samochodów, samolotów
i t. p.

BIURO SPRZEDAŻY

Warszawa, ul. Sienkiewicza 4.

St. ROSENBERG

WARSZAWA, TOWAROWA 68.

TELEFONY: 732-26 i 649-43. Adres tel.: „ROSTAN“
Konto P. K. O. 5527.

GENERALNY PRZEDSTAWICIEL NA POLSKĘ firm.:

ROBERT ZAPP, Düsseldorf
Fr. KRUPP S. A. Essen

Wyroby f-my

„Widia“ Metal szybko sprawny:

(narzędzia i płytki),

Stal narzędziowa i szybko tnąca.

Stal manganowa—twarda,

Stal dla pogłębiarek (Bagrów).

Stal konstrukcyjna dla przemysłu maszyno-
wego, samochodowego, lotniczego i in.

Drut specjalny do spawania autogen. i elektr.

L. SCHULER S. A. Fabryka Maszyn

Goeppingen (Wuertt.)

Wszelkie maszyny do obróbki blachy. Prasy ekscentryczne, frykcyjne, hydrauliczne. Nożyce. Całkowite urządzenia fabryk wyrobów metal. i blaszan. masowej produkcji. Specjalne urządzenia dla fabryk karoseryj, amunicji, broni, przemysłu elektrotechnicznego i t. p.

Alfred HERBERT Ltd. Fabryka Maszyn

Coventry (Anglja)

Rewolwerówki, tokarnie kombinowane, automaty do masowej produkcji. Frezarki, szlifierki, karuzelówki, wiertarki promieniowe i wielorzecionowe oraz inne obrabiarki. Całkowite urządzenia fabryk, broni, amunicji, silników spalinowych, samochodów, lokomotyw i t. p. Patent. głowice narzynkowe do wszelkich rewolwerówek,

DURFERRIT S. z. o. o. Frankfurt n/M.

Środki hartownicze „Durferrit“, piece do hartowania stali, oraz topienia twardych metali, tygle i t. p.

S-TÉ ANON.

POUR L'INDUSTRIE DES METAUX, LAUSANNE

Aluminijski surowiec w blokach, oraz wszelkie półfabrykaty aluminijskie i aludurkowe, jak blachy, rury, pręty, druty i t. p. Blacha aluminijska miedziowana (Aerocupal). Blacha deseniowa na obicia. Magnesijum.

Metal regeneracyjny dla odlewni aluminijskiej.

Oferty, kosztorysy, prospekty i techniczne informacje na żądanie.

**TOWARZYSTWO PRZEMYSŁOWE
ZAKŁADÓW MECHANICZNYCH**

Lilpop, Rau i Loewenstein

Sp. Akc.

w WARSZAWIE.

**ODLEWY ŻELIWNE
i WYSOKOWARTOŚCIOWE ODLEWY
z ELEKTROSTALI**

dla potrzeb przemysłu samochodowego

**ODLEWY ze SPECJALNEJ STALI
WĘGLISTEJ i MANGANOWEJ**

**CHROMOWANIE
CZĘŚCI SAMOCHODOWYCH**

KAROSERJE AUTOBUSOWE

ZARZĄD i DYREKCJA

w Warszawie, ul. Bema Nr. 65

Adres telegraficzny: „Lilpoprau Warszawa“.

Zakłady istnieją od 1818 roku.

Sp. Akc. **SVEA** Sp. Akc.

WARSZAWA, Nowy-Świat 42.

tel. 619-42 i 617-97.

GENERALNE ZASTĘPSTWA FABRYK SZWEDZKICH:

A. B. C. E. Johansson płytki, wszelkie sprawdziany, mikromiery, uchwyty do wiertel, czujniki, gwintowniki szlifowane i narzynki, głowice i narzynki „Formator”.
Eskilstuna

. Ba. V. wiertła spiralne, narzędziowe i szybko-
obrótowe, rozwiertarki i frezy.
Eskilstuna

A. B. Atlas-Diesel kompresory stałe i przewoźne, narzędzia
pneumatyczne do robót warsztatowych, kopalnianych, kamieniarskich i t. p.
Stockholm

AB. Max Sievert piece elektryczne do przetapiania, wy-
żarzania, hartowania, odpuszczania, cyjanowania, azotowania i t. p. z ręczną lub automatyczną regulacją Leeds Northrup.
Stockholm

Köpings Mekaniska Verkstads AB. obrabiarki do metali, jak: tokarki, frezarki, poziome i pionowe, wiertarki, wy-
laczarki i t. p.
Köping

Jonsereds Fabrikers AB. obrabiarki do drzewa wszelkich typów.
Jonsered

Fagersta Bruks AB. pily gatowe i cyrkularne, specjalne stałe, resorowe i szybkoobrotowe do matryc, noży tokarskich i t. p.
Fagersta

Oprócz powyższych prowadzimy wiele innych artykułów technicznych fabryk szwedzkich.

**WSZYSTKIE NARZĘDZIA I CZĘŚCI
STALE NA SKŁADZIE.**



SCINTILLA

Sp. z o. o.

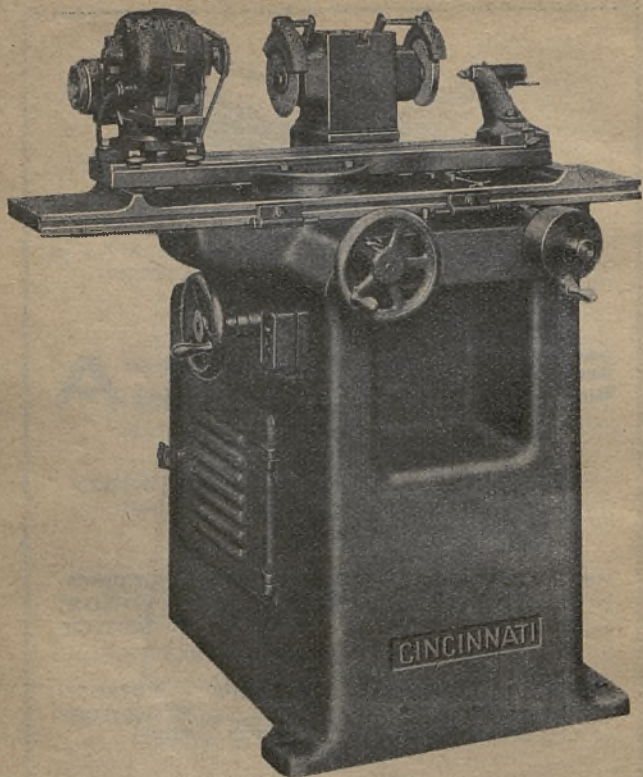
WARSZAWA, BAGATELA 15 TEL. 8-38-22

APARATY DO ZAPALANIA, OŚWIETLANIA i ROZRUSZANIA SAMOCHODÓW, AUTOBUSÓW, TRAKTORÓW, ŁODZI MOTOROWYCH i SILNIKÓW LOTNICZYCH.

MAGNETA — ZAPALACZE BATERYJNE — ROZRUSZNIKI — STACYJKI — GŁOŚNIKI — REFLEKTORY KIERUNKOWSKAZY i LAMPKI „STOP”.

CZĘŚCI — APARATY i MATERJAŁ INSTALACYJNY
STALE NA SKŁADZIE

WŁASNE WARSZTATY — STACJE OBSŁUGI
W GŁÓWNYCH MIASTACH POLSKI.



Szlifierka narzędziowa Cincinnati Nr. 2.

Fabrykat firmy Cincinnati Milling Machine Co., Ohio, USA, największej w świecie fabryki frezarek i szlifierek narzędziowych.

Inż. M. KOCIAN @ G. NEDELA S. A. PRAGA

Przedstawicielstwo na Polskę

Inż. K. SHARŻYŃSKI, WARSZAWA

Ul. Uniwersytecka 1. tel. 8-22-26.

Głosy fachowców o mieszance spirytusowej do napędu motorów

...mieszanka spirytusowo-benzynowa, jako paliwo do współczesnych silników samochodowych daje wyniki naogół równoznaczne z benzyną, a pod pewnemi względami nawet wyższe.

ppłk. inż. K. MEYER

Nacz. Dyr. Państw. Zakł. Inż.

...uważam mieszankę spirytusową za najlepszy materiał pędny i jeżdżę wyłącznie na mieszankach spirytusowych.

HENRYK LIEFELD

Dodatek spirytusu ułatwia rozruch silnika, powoduje zmniejszenie krusty węglowej w cylindrach i na zaworach oraz przyczynia się do cichego chodu silnika.

ST. SZYDELSKI

biegły sądowy do spraw samoch.

Zdaniem mojem mieszanki alkoholowe są najlepszym środkiem antydetonacyjnym, jaki znajduje się na rynku polskim.

J. WIDAWSKI

Właściwe zastosowanie
wysokowartościowych olejów i smarów

„POLMIN“

w myśl naszych wskazówek, zapewni efekt smarowniczy, odpowiadający pod każdym względem wymogom nowoczesnej techniki silnikowej.

Najnowsze urządzenia rafineryjne umożliwiają nam produkcję smarów najwyższych gatunków po nader przystępnych cenach.

Oleje i smary automobilowe

„POLMIN“

są do nabycia we wszystkich naszych Oddziałach, znajdujących się w większych miastach kraju oraz w pierwszorzędnych składach z akcesorjami samochodowymi.

„POLMIN“

**PAŃSTWOWA FABRYKA
OLEJÓW MINERALNYCH**

Centrala we Lwowie, Akademicka 7

KURJER POLSKI

OBSZERNY
DZIAŁ GOSPODARCZY.

POLITYKA ZAGRANICZNA
I WEWNĘTRZNA.

KRONIKA KRAJOWA
POWIEŚĆ KINO SPORT RADJO

WSPÓŁUDZIAŁ
WYBITNYCH PIÓR POLSKICH

WŁAŚNI KORESPONDENCI
W KRAJU I ZAGRANICĄ

SPECJALNE
WYDANIA PROWINCJONALNE

WARSZAWA, TAMKA 46

Powszechne Towarzystwo Elektryczne AEG

Sp. z ogr. odp.

ODDZIAŁ W WARSZAWIE

W A R S Z A W A,
Kraak. Przedm. 16-18.

Adres telegraficzny:
Algem, Warszawa.

Telefony: Dyrekcja 631-09, 635-60
Wydz. Techn. 631-29, 629-44, 661-60, 669-96, 631-47.

Konto czekowe P. K. O. Warszawa Nr. 1.148
Rachunek bieżący: Bank Handlowy w Warszawie,
Polski Bank Komercyjny Sp. Akc. w Warszawie.

KRAKÓW KATOWICE LWÓW ŁÓDŹ
Basztowa 10. Marjačka 23. Kopernika 9-11 Piotrkowska 165.

POZNAŃ SOSNOWIEC GDAŃSK
Matejki 5. Warszawska 6. Elisabethvall 9.

KABLE SAMOCHODOWE i LOTNICZE
URZĄDZENIA FABRYK MASZYNOWYCH
SPECJALNE NAPĘDY DLA OBRABIAREK
URZĄDZENIA HARTOWNICZE
PIECE ELEKTRYCZNE DLA STALI, ŻELAZA
i METALI

SPAWARKI ELEKTRYCZNE
URZĄDZENIE DLA WYTWÓRCZOŚCI CIĄGŁEJ
URZĄDZENIA MORSKIE DLA OKRĘTÓW,
STATKÓW i ŁODZI PODWODNYCH
TURBINY PAROWE. MASZYNY ELEKTRYCZNE
APARATY. INSTALACJE.

AEG

P. Z. T. i R.

Państwowa Wytwórnia Łączności

Warszawa-Praga ul. Ratuszowa 11

Centrala tel. 545-07

Wykonanie wszelkiego rodzaju sprzętu
radjowego.

Nadajniki i odbiorniki krótko i długofalowe.

Urządzenia wzmacniające.

Przyrządy elektromedyczne do diatermji.

Popularny odbiornik „DETEFON”.

Głośnik z wbudowanym wzmacnia-
czem sieciowym „AMPLIFON”.

Wyroby P. W. Ł. zostały odznaczone
na P. W. K. 1929 r. „Wielkim złotym
Medalem“ i „Grand-Prix“ na Międz.
Wystawie Komunikacji i Turystyki.

**TOWARZYSTWO
SOSNOWIECKICH FABRYK
RUR I ŻELAZA**

SPÓŁKA AKCYJNA

Warszawa, Moniuszki 10 tel. 651-61 i 667-27

Fabryki w Sosnowcu i Zawierciu wytwarzają:

**ŻELAZO i STAL PRODUKCYJNA WALCOWANA
i CIĄGNIONA w blachach, prętach i profilach.**

**RURY SPAWANE i BEZ SZWU do wodociągów
i wszelkich przewodów oraz łączniki.**

**RURY CIENKOŚCIENNE BEZ SZWU, ELEKTRYCZ-
NIE SPAWANE i SZCZELINOWE do aeropla-
nów, rowerów, motocykli, mebli i innych celów.**

**RURY ŻEBROWE KUTE systemu FAVIER
do ogrzewania i chłodzenia.**

WĘŻOWNICE, RURY GIĘTE i konstrukcje z rur.

Dla wytwórni samochodowych:

**RURY ZE STALI SPECJALNYCH
PŁYTY PANCERNE DO SAMOCHODÓW
WYSOKOWARTOŚCIOWE ODLEWY STALOWE
Z PIECA ELEKTRYCZNEGO.**

**Towarzystwo otrzymało najwyższe nagrody
na P. W. K., Wystawie Turystycznej w Poznaniu
i Targach Północnych w Wilnie.**

T. K. S.

TECHNICZNY KALENDARZ SAMOCHODOWY



1 9 3 2

Biblioteka Jagiellońska



1003046500

NAKŁADEM KOŁA SAMOCHODOWEGO PRZY
STOWARZYSZENIU TECHNIKÓW POLSKICH

WARSZAWA CZACKIEGO 3/5

Bibl. Jagiell.

1986 CK 1035/15

3321 P.Z.T.
Biblioteka
Techniczna

~~15/135~~

Copyright by Koło Samo-
chodowe przy Stowarzysze-
niu Techników Polskich
w Warszawie.

201443



1932

PRZEDMOWA

Ordway Tead określił następujące fazy prawidłowego myślenia:

1. Stwierdzenie istnienia zagadnienia.
2. Zebranie danych.
3. Klasyfikacja danych.
4. Próbné rozwiązanie lub hipoteza.
5. Wypróbowanie.
6. Przyjęcie i wprowadzenie w życie wypróbowanego rozwiązania, które będzie skuteczne tak długo, jak długo zachowane będą wszystkie warunki zagadnienia.

Dla pracowników samochodowych niniejszy T. K. S. ma być pomocą w drugiej i trzeciej fazie prawidłowego myślenia.

Zebraniem danych zajęła się Fabryka Samochodów „Ursus“ oraz grono specjalistów zrzeszonych w Kole Samochodowym przy Stowarzyszeniu Techników.

Zarząd Koła, oddając w ręce W Pana pierwszy w Polsce Kalendarz Samochodowy, prosi o życzliwe przyjęcie tej zbiorowej pracy, czynnych w polskim przemyśle samochodowym inżynierów, z których każdy wyraził zgodę na udzielenie

nie dodatkowych wyjaśnień lub wysłuchanie rzeczowej krytyki.

W tym celu Zarząd K. S. zaprasza WPana na Zebrania dyskusyjne w dn. 17 marca, 19 maja i 6 października 1932 r. o godz. 19 min. 30 punkt. w gmachu Stowarzyszenia Techników (ul. Czackiego 3-5), (wstęp za okazaniem załączonego biletu).

Wobec spodziewanej ożywionej dyskusji, tylko pisemne uwagi nadesłane wcześniej lub złożone do prezydium w dniu Zebrania będą publicznie omawiane.

*Zarząd Koła Samochodowego
przy Stowarzyszeniu Techników Polskich
w Warszawie*

	Poniedziałek	Wtorek	Środa	Czwartek	Piątek	Sobota	Niedziela		Poniedziałek	Wtorek	Środa	Czwartek	Piątek	Sobota	Niedziela
Czerwiec	6	7	1 8	2 9	3 10	4 11	5 12	Grudzień	5	6	7	1 8	2 9	3 10	4 11
	13	14	15	16	17	18	19		12	13	14	15	16	17	18
	20	21	22	23	24	25	26		19	20	21	22	23	24	25
	27	28	29	30					26	27	28	29	30	31	
Maj	2	3	4	5	6	7	1 8	Listopad	7	1	2	3	4	5	6
	9	10	11	12	13	14	15		14	8	9	10	11	12	13
	16	17	18	19	20	21	22		21	15	16	17	18	19	20
	23	24	25	26	27	28	29		28	22	23	24	25	26	27
Kwiecień	4	5	6	7	1 8	2 9	3 10	Październik	3	4	5	6	7	1 8	2 9
	11	12	13	14	15	16	17		10	11	12	13	14	15	16
	18	19	20	21	22	23	24		17	18	19	20	21	22	23
	25	26	27	28	29	30			24	25	26	27	28	29	30
Marzec	7	1	2	3	4	5	6	Wrzesień	5	6	7	1	2	3	4
	14	8	9	10	11	12	13		12	13	14	15	16	17	18
	21	15	16	17	18	19	20		19	20	21	22	23	24	25
	28	22	23	24	25	26	27		26	27	28	29	30		
Luty	1	2	3	4	5	6	7	Sierpień	1	2	3	4	5	6	7
	8	9	10	11	12	13	14		8	9	10	11	12	13	14
	15	16	17	18	19	20	21		15	16	17	18	19	20	21
	22	23	24	25	26	27	28		22	23	24	25	26	27	28
Styczeń	4	5	6	7	1 8	2 9	3 10	Lipiec	4	5	6	7	1 8	2 9	3 10
	11	12	13	14	15	16	17		11	12	13	14	15	16	
	18	19	20	21	22	23	24		18	19	20	21	22	23	
	25	26	27	28	29	30	31		25	26	27	28	29	30	

	Poniedziałek	Wtorek	Środa	Czwartek	Piątek	Sobota	Niedziela		Poniedziałek	Wtorek	Środa	Czwartek	Piątek	Sobota	Niedziela
Czerwiec	5	6	7	1	2	3	4	Grudzień	4	5	6	7	1	2	3
	12	13	14	15	16	17	18		11	12	13	14	15	16	17
Maj	1	2	3	4	5	6	7	Listopád	6	7	1	2	3	4	5
	8	9	10	11	12	13	14		13	14	8	9	10	11	12
Kwiecień	3	4	5	6	7	1	2	Październik	2	3	4	5	6	7	1
	10	11	12	13	14	15	16		9	10	11	12	13	14	15
Marzec	6	7	1	2	3	4	5	Wrzesień	4	6	5	7	1	2	3
	13	14	8	9	10	11	12		11	12	13	14	15	16	17
Luty	6	7	1	2	3	4	5	Sierpień	7	1	2	3	4	5	6
	13	14	8	9	10	11	12		14	8	9	10	11	12	13
Sierpień	10	11	12	13	14	15	16	Lipiec	3	4	5	6	7	8	9
	17	18	19	20	21	22	23		10	11	12	13	14	15	16
Lipiec	10	11	12	13	14	15	16	Czerwiec	11	12	13	14	15	16	17
	17	18	19	20	21	22	23		18	19	20	21	22	23	24
Maj	1	2	3	4	5	6	7	Maj	1	2	3	4	5	6	7
	8	9	10	11	12	13	14		8	9	10	11	12	13	14
Czerwiec	5	6	7	1	2	3	4	Czerwiec	5	6	7	1	2	3	4
	12	13	14	15	16	17	18		12	13	14	15	16	17	18
Maj	1	2	3	4	5	6	7	Maj	1	2	3	4	5	6	7
	8	9	10	11	12	13	14		8	9	10	11	12	13	14
Kwiecień	3	4	5	6	7	1	2	Kwiecień	3	4	5	6	7	1	2
	10	11	12	13	14	15	16		10	11	12	13	14	15	16
Marzec	6	7	1	2	3	4	5	Marzec	6	7	1	2	3	4	5
	13	14	8	9	10	11	12		13	14	8	9	10	11	12
Luty	6	7	1	2	3	4	5	Luty	6	7	1	2	3	4	5
	13	14	8	9	10	11	12		13	14	8	9	10	11	12
Styczeń	2	3	4	5	6	7	1	Styczeń	2	3	4	5	6	7	1
	9	10	11	12	13	14	15		9	10	11	12	13	14	15
Styczeń	9	10	11	12	13	14	15	Styczeń	9	10	11	12	13	14	15
	16	17	18	19	20	21	22		16	17	18	19	20	21	22
Styczeń	23	24	25	26	27	28	29	Styczeń	23	24	25	26	27	28	29
	30	31							30	31					

SPIS DZIAŁÓW	Znak
MATEMATYKA, FIZYKA	MF
KOŁA ZĘBATE	Z
NORMALIZACJA	PN
DZIAŁ WARSZTATOWY	W
SILNIKI	S
PODWOZIE, NADWOZIE	P
MATERJAŁY	M
ELEKTROTECHNIKA	E
OGÓLNY	O

Treść każdego działu podana jest na jego początku.

Wytwórnia Papierów Światłoczułych

Skład Artykułów Rysunkowych

W. SKIBA i A. WYPOREK

Warszawa, Marszałkowska 71

tel. 835-66 i 841-23.

Uwaga: Polecamy nasz nowoczesny

Papier światłoczuły „AMONIT“

Bez kąpieli wodnej! Bez amoniaku!

**„CERTUS” CHEMICZNA
FABRYKA KLEJU**

Klej w proszku stosowany na zimno
i odporny na gorąco, wilgoć i wodę.

WARSZAWA, Grzybowska 40 tel. 665-26

P. K. O. 5.574.

Hartownia F. S. „URSUS“ p. Włochy
koło Warszawy

zaopatrzona w najnowsze piece elektryczne
z automatyczną regulacją i rejestracją.

Przyjmuje wszelkie zlecenia wchodzące w zakres obróbki
termicznej stali konstrukcyjnej, narzędziowej i szybkotnącej.

Dostarcza groszku do cementowania w stanie gotowym do użycia.

Zapytania przez Nacz. Dyr. P. Z. Inż. Królewska 18
lub bezpośrednio tel. Podmiejska I. Fabr. Sam. „Ursus“.

MATEMATYKA, FIZYKA

T R E Ś Ć

Tablice rachunkowe	str.	5
„ funkcj kołowych	„	8
Trygonometria	„	12
Różniczki i całki	„	15
Planimetria	„	16
Stereometria (objętości i powierzchnie)	„	17
Momenty wytrzymałościowe	„	21
Wyboczenie	„	24
Miary i wagi	„	26
Jednostki elektr.	„	29
Elektrotechnika	„	30
Oświetlenie	„	33
Galwanizacja	„	34
Pierwiastków tablice	„	35
Punkty wrzenia i topnienia	„	38
Skurcz i tarcie	„	39
Sprężyny	„	40
Podkładki sprężynujące	„	50

d	d^2	d^3	\sqrt{d}	$\sqrt[3]{d}$	Obwód koła πd	d'	$\frac{1}{4} \pi d'^2$
1	1	1	1,0000	1,0000	3,142	0,1	0,0079
2	4	8	1,4142	1,2599	6,283	0,2	0,0314
3	9	27	1,7321	1,4422	9,425	0,2	0,0707
4	16	64	2,000	1,5874	12,57	0,4	0,1257
5	25	125	2,2361	1,7100	15,71	0,5	0,1964
6	36	216	2,4495	1,8171	18,85	0,6	0,2827
7	49	343	2,6458	1,9129	21,99	0,7	0,3848
8	64	512	2,8284	2,0000	25,13	0,8	0,5026
9	81	729	3,0000	2,0801	28,27	0,9	0,6362
10	100	1000	3,1623	2,1544	31,42	1,	0,7854
11	121	1331	3,3166	2,2240	34,56	1,1	0,9503
12	144	1728	3,4641	2,2894	37,70	1,2	1,1310
13	169	2197	3,6056	2,3513	40,84	1,3	1,3273
14	196	2744	3,7417	2,4101	43,98	1,4	1,5394
15	225	3375	3,8730	2,4662	47,12	1,5	1,7671
16	256	4096	4,0000	2,5198	50,27	1,6	2,0106
17	289	4913	4,1231	2,5713	53,41	1,7	2,2698
18	324	5832	4,2426	2,6207	56,55	1,8	2,5447
19	361	6859	4,3589	2,6684	59,69	1,9	2,8353
20	400	8000	4,4721	2,7144	62,83	2,	3,1416
21	441	9261	4,5826	2,7589	65,97	2,1	3,4636
22	484	10648	4,6904	2,8020	69,12	2,2	3,8013
23	529	12167	4,7958	2,8439	72,26	2,3	4,1548
24	576	13824	4,8990	2,8845	75,40	2,4	4,5239
25	625	15625	5,0000	2,9240	78,54	2,5	4,9087
26	676	17576	5,0990	2,9625	81,68	2,6	5,3093
27	729	19683	5,1962	3,0000	84,82	2,7	5,7256
28	784	21952	5,2915	3,0366	87,96	2,8	6,1575
29	841	24389	5,3852	3,0723	91,11	2,9	6,6052
30	900	27000	5,4772	3,1072	94,25	3,	7,0686
31	961	29791	5,5678	3,1414	97,39	3,1	7,5477
32	1024	32768	5,6569	3,1748	100,53	3,2	8,0425
33	1089	35937	5,7446	3,2075	103,67	3,3	8,5530
34	1156	39304	5,8310	3,2396	106,81	3,4	9,0792
35	1225	42875	5,9161	3,2711	110,00	3,5	9,6211

dla d — liczby całkowitej (1-sza kolumna) wartość $\frac{1}{4} \pi d'^2$
 mnożyć przez 100.

MF

d	d^2	d^3	\sqrt{d}	$\sqrt[3]{d}$	Obwód koła πd	d'	$\frac{1}{4} \pi d'^2$
36	1296	46656	6,0000	3,3019	113,1	3,6	10,179
37	1369	50653	6,0828	3,3322	116,2	3,7	10,752
38	1444	54872	6,1644	3,3620	119,4	3,8	11,341
39	1521	59319	6,2450	3,3912	122,5	3,9	11,946
40	1600	64000	6,3246	3,4200	125,7	4,	12,566
41	1681	68921	6,4031	3,4482	128,8	4,1	13,203
42	1764	74088	6,4807	3,4760	131,9	4,2	13,854
43	1849	79507	6,5574	3,5034	135,1	4,3	14,522
44	1936	85184	6,6332	3,5303	138,2	4,4	15,205
45	2025	91125	6,7082	3,5569	141,4	4,5	15,904
46	2116	97336	6,7823	3,5830	144,5	4,6	16,619
47	2209	103823	6,8557	3,6088	147,6	4,7	17,349
48	2304	110592	6,9282	3,6342	150,8	4,8	18,096
49	2401	117649	7,0000	3,6593	153,9	4,9	18,857
50	2500	125000	7,0711	3,6840	157,1	5,	19,635
51	2601	132651	7,1414	3,7084	160,2	5,1	20,428
52	2704	140678	7,2111	3,7325	163,4	5,2	21,237
53	2809	148877	7,2800	3,7563	166,5	5,3	22,062
54	2916	157464	7,3485	3,7798	169,6	5,4	22,902
55	3025	166375	7,4162	3,8030	172,8	5,5	23,758
56	3136	175616	7,4833	3,8259	175,9	5,6	24,630
57	3249	185193	7,5498	3,8485	179,1	5,7	25,518
58	3364	195112	7,6158	3,8709	182,2	5,8	26,421
59	3481	205379	7,6811	3,8930	185,4	5,9	27,340
60	3600	216000	7,7460	3,9149	188,5	6	28,274
61	3721	226981	7,8102	3,9365	191,6	6,1	29,225
62	3844	238328	7,8740	3,9579	194,8	6,2	30,191
63	3969	250047	7,9373	3,9791	197,9	6,3	31,172
64	4096	262144	8,0000	4,0000	201,1	6,4	32,170
65	4225	274625	8,0623	4,0207	204,2	6,5	33,183
66	4356	287496	8,1240	4,0412	207,3	6,6	34,212
67	4489	300763	8,1854	4,0615	210,5	6,7	35,257
68	4624	314432	8,2462	4,0817	213,6	6,8	36,317
69	4761	328509	8,3066	4,1016	216,8	6,9	37,393
70	4900	343000	8,3666	4,1213	219,9	7	38,485

dla d — liczby całkowitej (1-wsza kolumna) wartość $\frac{1}{4} \pi d'^2$
mnożyć przez 100.

d	d^2	d^3	\sqrt{d}	$\sqrt[3]{d}$	Obwód koła πd	d'	$\frac{1}{4} \pi d'^2$
71	5041	357911	8,4261	4,1408	223,1	7,1	39,592
72	5184	373248	8,4853	4,1602	226,2	7,2	40,715
73	5329	389017	8,5440	4,1793	229,3	7,3	41,854
74	5476	405224	8,6023	4,1983	232,5	7,4	43,008
75	5625	421875	8,6603	4,2172	235,6	7,5	44,179
76	5776	438976	8,7178	4,2358	238,8	7,6	45,365
77	5929	456533	8,7750	4,2543	241,9	7,7	46,566
78	6084	474552	8,8318	4,2727	245,0	7,8	47,784
79	6241	493039	8,8882	4,2908	248,2	7,9	49,017
80	6400	512000	8,9443	4,3089	251,3	8	50,266
81	6561	531441	9,0000	4,3267	254,5	8,1	51,530
82	6724	551368	9,0554	4,3445	257,6	8,2	52,810
83	6889	571787	9,1104	4,3621	260,8	8,3	54,106
84	7056	592704	9,1652	4,3795	263,9	8,4	55,418
85	7225	614125	9,2195	4,3968	267,0	8,5	56,745
86	7396	636056	9,2736	4,4140	270,2	8,6	58,080
87	7569	658503	9,3274	4,4310	273,3	8,7	59,447
88	7744	681472	9,3808	4,4480	276,5	8,8	60,821
89	7921	704969	9,4340	4,4647	279,6	8,9	62,211
90	8100	729000	9,4868	4,4814	282,7	9	63,617
91	8281	753571	9,5394	4,4979	285,9	9,1	65,039
92	8464	778688	9,5917	4,5144	289,0	9,2	66,476
93	8649	804357	9,6437	4,5307	292,2	9,3	67,929
94	8836	830584	9,6954	4,5468	295,3	9,4	69,398
95	9025	857375	9,7468	4,5629	298,5	9,5	70,882
96	9216	884736	9,7980	4,5789	301,6	9,6	72,382
97	9409	912673	9,8489	4,5947	304,7	9,7	73,898
98	9604	941192	9,8995	4,6104	307,9	9,8	75,430
99	9801	970299	9,9499	4,6261	311,0	9,9	76,977
100	10000	1000000	10,	4,6416	314,2	10,	78,540
101	10201	1030301	10,0499	4,6570	317,3	10,1	80,119
102	10404	1061208	10,0995	4,6723	320,4	10,2	81,713
103	10609	1092727	10,1489	4,6875	323,5	10,3	83,323
104	10816	1124864	10,1980	4,7027	326,7	10,4	84,949
105	11025	1157625	10,2470	4,7177	329,8	10,5	86,590

MF

dla d — liczby całkowitej (1-wsza kolumna) wartość $\frac{1}{4} \pi d'^2$
mnożyć przez 100.

Stopni	(Sinus)						Stopni
	0'	10'	20'	30'	40'	50'	
1	0,0000	0,0029	0,0058	0,0087	0,0116	0,0145	89
1	0,0175	0,0204	0,0233	0,0262	0,0291	0,0320	88
2	0,0349	0,0378	0,0407	0,0436	0,0465	0,0494	87
3	0,0523	0,0552	0,0581	0,0610	0,0640	0,0669	86
4	0,0698	0,0727	0,0756	0,0785	0,0814	0,0843	85
5	0,0872	0,0901	0,0929	0,0958	0,0987	0,1016	84
6	0,1045	0,1074	0,1103	0,1132	0,1161	0,1190	83
7	0,1219	0,1248	0,1276	0,1305	0,1334	0,1363	82
8	0,1392	0,1421	0,1449	0,1478	0,1507	0,1536	81
9	0,1564	0,1593	0,1622	0,1650	0,1679	0,1708	80
10	0,1736	0,1765	0,1794	0,1822	0,1851	0,1880	79
11	0,1908	0,1937	0,1965	0,1994	0,2022	0,2051	78
11	0,2079	0,2108	0,2136	0,2164	0,2193	0,2221	77
13	0,2250	0,2278	0,2306	0,2334	0,2363	0,2391	76
14	0,2419	0,2447	0,2476	0,2504	0,2532	0,2560	75
15	0,2588	0,2616	0,2644	0,2672	0,2700	0,2728	74
16	0,2756	0,2784	0,2812	0,2840	0,2868	0,2896	73
17	0,2924	0,2952	0,2979	0,3007	0,3035	0,3062	72
18	0,3080	0,3118	0,3145	0,3173	0,3201	0,3228	71
19	0,3256	0,3283	0,3311	0,3338	0,3365	0,3393	70
20	0,3420	0,3448	0,3475	0,3502	0,3529	0,3557	69
21	0,3584	0,3611	0,3638	0,3665	0,3692	0,3719	68
22	0,3746	0,3773	0,3800	0,3827	0,3854	0,3881	67
23	0,3907	0,3934	0,3961	0,3987	0,4014	0,4041	66
24	0,4067	0,4094	0,4120	0,4147	0,4173	0,4200	65
25	0,4226	0,4253	0,4279	0,4305	0,4331	0,4358	64
26	0,4384	0,4410	0,4436	0,4462	0,4488	0,4514	63
27	0,4540	0,4566	0,4592	0,4617	0,4643	0,4669	62
28	0,4695	0,4720	0,4746	0,4772	0,4797	0,4823	61
29	0,4848	0,4873	0,4899	0,4924	0,4949	0,4975	60
30	0,5000	0,5025	0,5050	0,5075	0,5100	0,5125	59
31	0,5150	0,5175	0,5200	0,5225	0,5250	0,5275	58
32	0,5299	0,5324	0,5348	0,5373	0,5398	0,5422	57
33	0,5446	0,5471	0,5495	0,5519	0,5544	0,5568	56
34	0,5592	0,5616	0,5640	0,5664	0,5688	0,5712	55
35	0,5736	0,5760	0,5783	0,5807	0,5831	0,5854	54
36	0,5878	0,5901	0,5925	0,5948	0,5972	0,5995	53
37	0,6018	0,6041	0,6065	0,6088	0,6111	0,6134	52
38	0,6157	0,6180	0,6202	0,6225	0,6248	0,6271	51
39	0,6293	0,6316	0,6338	0,6361	0,6383	0,6406	50
40	0,6428	0,6450	0,6472	0,6494	0,6517	0,6539	49
41	0,6561	0,6583	0,6604	0,6626	0,6648	0,6670	48
42	0,6691	0,6713	0,6734	0,6756	0,6777	0,6799	47
43	0,6820	0,6841	0,6862	0,6884	0,6905	0,6926	46
44	0,6947	0,6967	0,6988	0,7009	0,7030	0,7050	45
Stopni	(Cosinus)						Stopni
	60'	50'	40'	30'	20'	10'	

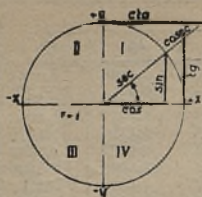
MF

Stopni	(Sinus)						Stopni
	0'	10'	20'	30'	40'	50'	
45	0,7071	0,7092	0,7112	0,7133	0,7153	0,7173	44
46	0,7193	0,7214	0,7234	0,7254	0,7274	0,7294	43
47	0,7314	0,7333	0,7353	0,7373	0,7392	0,7412	42
48	0,7431	0,7451	0,7470	0,7490	0,7509	0,7528	41
49	0,7547	0,7566	0,7585	0,7604	0,7623	0,7642	40
50	0,7660	0,7679	0,7698	0,7716	0,7735	0,7753	39
51	0,7771	0,7790	0,7808	0,7826	0,7844	0,7862	38
52	0,7880	0,7898	0,7916	0,7934	0,7951	0,7969	37
53	0,7986	0,8004	0,8021	0,8039	0,8056	0,8073	36
54	0,8090	0,8107	0,8124	0,8141	0,8158	0,8175	35
55	0,8192	0,8208	0,8225	0,8241	0,8258	0,8274	54
56	0,8290	0,8307	0,8323	0,8339	0,8355	0,8371	33
57	0,8387	0,8403	0,8418	0,8434	0,8450	0,8465	32
58	0,8480	0,8496	0,8511	0,8526	0,8542	0,8557	31
59	0,8572	0,8587	0,8601	0,8616	0,8631	0,8646	30
60	0,8660	0,8675	0,8689	0,8704	0,8718	0,8732	29
61	0,8746	0,8760	0,8774	0,8788	0,8802	0,8816	28
62	0,8829	0,8843	0,8857	0,8870	0,8884	0,8897	27
63	0,8910	0,8923	0,8936	0,8949	0,8962	0,8975	26
64	0,8988	0,9001	0,9013	0,9026	0,9038	0,9051	25
65	0,9063	0,9075	0,9088	0,9100	0,9112	0,9124	24
66	0,9135	0,9147	0,9159	0,9171	0,9182	0,9194	23
67	0,9205	0,9216	0,9228	0,9239	0,9250	0,9261	22
68	0,9272	0,9283	0,9293	0,9304	0,9315	0,9325	21
69	0,9336	0,9346	0,9356	0,9367	0,9377	0,9387	20
70	0,9397	0,9407	0,9417	0,9426	0,9436	0,9446	19
71	0,9455	0,9465	0,9474	0,9483	0,9492	0,9502	18
72	0,9511	0,9520	0,9528	0,9537	0,9546	0,9555	17
73	0,9563	0,9572	0,9580	0,9588	0,9596	0,9605	16
74	0,9613	0,9621	0,9628	0,9636	0,9644	0,9652	15
75	0,9659	0,9667	0,9674	0,9681	0,9689	0,9696	14
76	0,9703	0,9710	0,9717	0,9724	0,9730	0,9737	13
77	0,9744	0,9750	0,9757	0,9763	0,9769	0,9775	12
78	0,9781	0,9787	0,9793	0,9799	0,9805	0,9811	11
79	0,9816	0,9822	0,9827	0,9833	0,9838	0,9843	10
80	0,9848	0,9853	0,9858	0,9863	0,9868	0,9872	9
81	0,9877	0,9881	0,9886	0,9890	0,9894	0,9899	8
82	0,9903	0,9907	0,9911	0,9914	0,9918	0,9922	7
83	0,9925	0,9929	0,9932	0,9936	0,9939	0,9942	6
84	0,9945	0,9948	0,9951	0,9954	0,9957	0,9959	5
85	0,9962	0,9964	0,9967	0,9969	0,9971	0,9974	4
86	0,9976	0,9978	0,9980	0,9981	0,9983	0,9985	3
87	0,9986	0,9988	0,9989	0,9990	0,9992	0,9993	2
88	0,9994	0,9995	0,9996	0,9997	0,9997	0,9998	1
89	0,99985	0,99989	0,99993	0,99996	0,99998	1,0000	0
Stopni	(Cosinus)						Stopni
	60'	50'	40'	30'	20'	10'	

Stopni	(Tangens)						Stopni
	0'	10'	20'	30'	40'	50'	
0	0,000	0,0029	0,0058	0,0087	0,0116	0,0145	89
1	0,0175	0,0204	0,0233	0,0262	0,0291	0,0320	88
2	0,0349	0,0378	0,0407	0,0437	0,0466	0,0495	87
3	0,0524	0,0553	0,0582	0,0612	0,0641	0,0670	86
4	0,0699	0,0729	0,0758	0,0787	0,0816	0,0846	85
5	0,0875	0,0904	0,0934	0,0963	0,0992	0,1022	84
6	0,1051	0,1080	0,1110	0,1139	0,1169	0,1198	83
7	0,1228	0,1257	0,1287	0,1317	0,1346	0,1376	82
8	0,1405	0,1435	0,1465	0,1495	0,1524	0,1554	81
9	0,1584	0,1614	0,1644	0,1673	0,1703	0,1733	80
10	0,1763	0,1793	0,1823	0,1853	0,1883	0,1914	79
11	0,1944	0,1974	0,2004	0,2035	0,2065	0,2095	78
12	0,2126	0,2156	0,2186	0,2217	0,2247	0,2278	77
13	0,2309	0,2339	0,2370	0,2401	0,2432	0,2462	76
14	0,2493	0,2524	0,2555	0,2586	0,2617	0,2648	75
15	0,2679	0,2711	0,2742	0,2773	0,2805	0,2836	74
16	0,2867	0,2899	0,2931	0,2962	0,2994	0,3026	73
17	0,3057	0,3089	0,3121	0,3153	0,3185	0,3217	72
18	0,3249	0,3281	0,3314	0,3346	0,3378	0,3411	71
19	0,3443	0,3476	0,3508	0,3541	0,3574	0,3607	70
20	0,3640	0,3673	0,3706	0,3739	0,3772	0,3805	69
21	0,3839	0,3872	0,3906	0,3939	0,3973	0,4006	68
22	0,4040	0,4074	0,4108	0,4142	0,4176	0,4210	67
23	0,4245	0,4279	0,4314	0,4348	0,4383	0,4417	66
24	0,4452	0,4487	0,4522	0,4557	0,4592	0,4628	65
25	0,4663	0,4699	0,4734	0,4770	0,4806	0,4841	64
26	0,4877	0,4913	0,4950	0,4986	0,5022	0,5059	63
27	0,5095	0,5132	0,5169	0,5206	0,5243	0,5280	62
28	0,5317	0,5354	0,5392	0,5430	0,5464	0,5505	61
29	0,5543	0,5581	0,5619	0,5658	0,5696	0,5735	60
30	0,5774	0,5812	0,5851	0,5890	0,5930	0,5969	50
31	0,6009	0,6048	0,6088	0,6128	0,6168	0,6208	58
32	0,6240	0,6280	0,6320	0,6371	0,6412	0,6453	57
33	0,6494	0,6536	0,6577	0,6619	0,6661	0,6703	56
34	0,6745	0,6787	0,6830	0,6873	0,6916	0,6959	55
35	0,7002	0,7046	0,7089	0,7133	0,7177	0,7221	54
36	0,7265	0,7310	0,7355	0,7400	0,7445	0,7490	53
37	0,7536	0,7581	0,7627	0,7673	0,7720	0,7766	52
38	0,7813	0,7860	0,7907	0,7954	0,8002	0,8050	51
39	0,8098	0,8146	0,8195	0,8243	0,8292	0,8342	50
40	0,8391	0,8441	0,8491	0,8541	0,8591	0,8642	49
41	0,8693	0,8744	0,8796	0,8847	0,8899	0,8952	48
42	0,9004	0,9057	0,9110	0,9163	0,9217	0,9271	47
43	0,9325	0,9380	0,9435	0,9490	0,9545	0,9601	46
44	0,9657	0,9713	0,9770	0,9827	0,9884	0,9942	45
Stopni	('Cotangens)						Stopni
	60'	50'	40'	30'	20'	10'	

MF

Stopni	(Tangens)						Stopni
	0'	10'	20'	30'	40'	50'	
45	1,0000	1,0058	1,0117	0,0176	0,0236	1,0295	44
46	1,0355	1,0416	1,0477	1,0538	1,0599	1,0661	43
47	1,0724	1,0786	1,0850	1,0913	1,0977	1,1041	43
48	1,1106	1,1171	1,1237	1,1303	1,1369	1,1436	41
49	1,1504	1,1571	1,1640	1,1708	1,1778	1,1847	40
50	1,1918	1,1988	1,2059	1,2131	1,2203	1,2276	39
51	1,2349	1,2423	1,2497	1,2572	1,2647	1,2723	38
52	1,2799	1,2876	1,2954	1,3032	1,3111	1,3190	37
53	1,3270	1,3351	1,3432	1,3514	1,3597	1,3680	36
54	1,3764	1,3848	1,3934	1,4020	1,4106	1,4193	35
55	1,4281	1,4370	1,4460	1,4550	1,4641	1,4733	34
56	1,4826	1,4919	1,5013	1,5108	1,5204	1,5301	33
57	1,5399	1,5497	1,5597	1,5697	1,5798	1,5900	32
58	1,6003	1,6107	1,6212	1,6319	1,6426	0,6534	31
59	1,6643	1,6753	1,6864	1,6977	1,7090	1,7205	30
60	1,7321	1,7437	1,7556	1,7675	1,7795	1,7917	29
61	1,8041	1,8165	1,8291	1,8418	1,8546	1,8676	28
62	1,8807	1,8940	1,9074	1,9210	1,9347	1,9486	27
63	1,9626	1,9768	1,9912	2,0057	2,0204	2,0353	26
64	2,0503	2,0655	2,0809	2,0965	2,1123	2,1283	25
65	2,1445	2,1609	2,1775	2,1943	2,2113	2,2286	24
66	2,2460	2,2637	2,2817	2,2998	2,3183	2,3369	23
67	2,3558	2,3750	2,3945	2,4142	2,4342	2,4545	22
68	2,4751	2,4960	2,5171	2,5386	2,5605	2,5826	21
69	2,6051	2,6279	2,6511	2,6746	2,6985	2,7228	20
70	2,7475	2,7725	2,7980	2,8230	2,8502	2,8770	19
71	2,9042	2,9319	2,9600	2,9887	3,0178	3,0475	18
72	3,0777	3,1084	3,1397	3,1716	3,2041	3,2371	17
73	3,2708	3,3052	3,3402	3,3759	3,4124	3,4495	16
74	3,4874	3,5261	3,5656	3,6059	3,6470	3,6891	15
75	3,7321	3,7759	3,8208	3,8667	3,9136	3,9616	14
76	4,0108	4,0611	4,1126	4,1653	4,2193	4,2747	13
77	4,3315	4,3897	4,4494	4,5107	4,5736	4,6382	12
78	4,7046	4,7729	4,8430	4,9152	4,9894	5,0658	11
79	5,1446	5,2257	5,3093	5,3955	5,4845	5,5764	10
80	5,6713	5,7694	5,8708	5,9758	6,0844	6,1970	9
81	6,3138	6,4348	6,5605	6,6912	6,8269	6,9682	8
82	7,1154	7,2687	7,4287	7,5957	7,7703	7,9530	7
83	8,1444	8,3450	8,5555	8,7769	9,0098	9,2553	6
84	9,5144	9,7882	10,0780	10,3854	10,7119	11,0596	5
85	11,4301	11,8262	12,2505	12,7062	13,1969	13,7267	4
86	14,3007	14,9244	15,6048	16,3499	17,1693	18,0750	3
87	19,0811	20,2055	21,4704	22,9038	24,5418	26,4316	2
88	28,6363	31,2416	34,3678	38,1885	42,9641	49,1039	1
89	57,2900	68,7501	85,9398	114,5886	171,8854	343,774	0
Stopni	(Cotangens)						Stopni
	60'	50'	40'	30'	20'	10'	



ćwiartki	sin cosec	cos sec	tg ctg	między
I	+	+	+	0 — 90
II	+	—	—	90 — 180
III	—	—	+	180 — 270
IV	—	+	—	270 — 360

I. Związki jednego i tego samego kąta.

funkcja	$-\alpha$	$90^\circ \pm \alpha$	$180^\circ \pm \alpha$	$270^\circ \pm \alpha$	$360^\circ \pm \alpha$
sin	$-\sin \alpha$	$+\cos \alpha$	$\mp \sin \alpha$	$-\cos \alpha$	$\pm \sin \alpha$
cos	$+\cos \alpha$	$\mp \sin \alpha$	$-\cos \alpha$	$\pm \sin \alpha$	$\pm \cos \alpha$
tg	$-\operatorname{tg} \alpha$	$\mp \operatorname{ctg} \alpha$	$\pm \operatorname{tg} \alpha$	$\mp \operatorname{ctg} \alpha$	$\pm \operatorname{tg} \alpha$
ctg	$-\operatorname{ctg} \alpha$	$\mp \operatorname{tg} \alpha$	$\pm \operatorname{ctg} \alpha$	$\mp \operatorname{tg} \alpha$	$\pm \operatorname{ctg} \alpha$

II. Wartości funkcji kołowych przy $r = 1$.

funkcja	30°	45°	60°	90°	180°	270°	0° 360°
sin	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}\sqrt{2}$	$\frac{1}{2}\sqrt{3}$	1	0	-1	0
cos	$\frac{1}{2}\sqrt{3}$	$\frac{1}{2}\sqrt{2}$	$\frac{1}{2}$	0	-1	0	1
tg	$\frac{1}{3}\sqrt{3}$	1	$\sqrt{3}$	$\pm \infty$	0	$\pm \infty$	0
ctg	$\sqrt{3}$	1	$\frac{1}{3}\sqrt{3}$	0	$\pm \infty$	0	$\pm \infty$

III. Związki pomiędzy funkcjami tego samego kąta.

funkcje	sin α	cos α	tg α	ctg α
sin $\alpha =$		$\sqrt{1 - \cos^2 \alpha}$	$\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}}$	$\frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha}}$
cos $\alpha =$	$\sqrt{1 - \sin^2 \alpha}$		$\frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}}$	$\frac{\operatorname{ctg} \alpha}{\sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha}}$
tg $\alpha =$	$\frac{\sin \alpha}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha}}$	$\frac{\sqrt{1 - \cos^2 \alpha}}{\cos \alpha}$		$\frac{1}{\operatorname{ctg} \alpha}$
ctg $\alpha =$	$\frac{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha}}{\sin \alpha}$	$\frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 - \cos^2 \alpha}}$	$\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha}$	

Wzory matematyczne.

p — perymetr F — pole trójkąta R — promień koła opisanego.



$$F = \sqrt{p(p-a)(p-b)(p-c)} = \frac{ab}{2} \sin \gamma$$

$$p = \frac{a+b+c}{2}$$

$$a^2 = b^2 + c^2 - 2bc \cos \alpha \quad (\text{wzór Carnot'a})$$

$$2R = \frac{a}{\sin \alpha} = \frac{b}{\sin \beta} = \frac{c}{\sin \gamma}$$

1. $b = r$ odpowiada $\varphi = 57^{\circ} 17' 44,806'' = 57,2957795^{\circ} = 206264,806''$ (Radjan)
2. $\text{arc } 1^0 = \pi : 180 = 0,01745329252;$
 $\lg \text{arc } 1^0 = 0,2418773676 - 2;$
3. $\text{arc } 1' = \pi : 10800 = 0,00029088821;$
 $\lg \text{arc } 1' = 0,4637261172 - 4;$
4. $\text{arc } 1'' = \pi : 648000 = 0,00000484814;$
 $\lg \text{arc } 1'' = 0,6855748668 - 6;$

Trygonometria.

$$1) \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = \text{tg } \alpha \quad 2) \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} = \text{ctg } \alpha \quad 3) \frac{1}{\cos \alpha} = \text{sec } \alpha$$

$$4) \frac{1}{\sin \alpha} = \text{cosec } \alpha \quad 5) \sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha = 1.$$

$$6) \sin 2\alpha = 2 \sin \alpha \cdot \cos \alpha = \frac{2 \text{tg } \alpha}{1 + \text{tg}^2 \alpha}$$

$$7) \cos 2\alpha = \cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha = \frac{1 - \text{tg}^2 \alpha}{1 + \text{tg}^2 \alpha}$$

$$8) \sin \frac{\alpha}{2} = \sqrt{\frac{1}{2}(1 - \cos \alpha)}$$

$$9) \cos \frac{\alpha}{2} = \sqrt{\frac{1}{2}(1 + \cos \alpha)} \quad 10) 2 \sin^2 \alpha = 1 - \cos 2\alpha$$

$$11) 2 \cos^2 \alpha = 1 + \cos 2\alpha \quad 12) 1 + \operatorname{tg}^2 \alpha = \frac{1}{\cos^2 \alpha}$$

$$13) 1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha = \frac{1}{\sin^2 \alpha}$$

$$14) \sin(\alpha \pm \beta) = \sin \alpha \cdot \cos \beta \pm \cos \alpha \cdot \sin \beta$$

$$15) \cos(\alpha \pm \beta) = \cos \alpha \cdot \cos \beta \mp \sin \alpha \cdot \sin \beta$$

$$16) \operatorname{tg}(\alpha \pm \beta) = (\operatorname{tg} \alpha \pm \operatorname{tg} \beta) : (1 \mp \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta)$$

$$17) \sin \alpha + \sin \beta = 2 \sin \frac{\alpha + \beta}{2} \cdot \cos \frac{\alpha - \beta}{2}$$

$$18) \sin \alpha - \sin \beta = 2 \cos \frac{\alpha + \beta}{2} \cdot \cos \frac{\alpha - \beta}{2}$$

$$19) \cos \alpha + \cos \beta = 2 \cos \frac{\alpha + \beta}{2} \cdot \cos \frac{\alpha - \beta}{2}$$

$$20) \cos \alpha - \cos \beta = -2 \sin \frac{\alpha + \beta}{2} \cdot \sin \frac{\alpha - \beta}{2}$$

$$21) \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}$$

$$22) \operatorname{ctg} \alpha \pm \operatorname{ctg} \beta = \frac{\sin(\beta \pm \alpha)}{\sin \alpha \cdot \sin \beta}$$

Różniczki i całki więcej używane.

$$1) d(a + x) = dx; \quad \int a \cdot du = a \int du = au + c$$

$$2) d(xy) = x \cdot dy + ydx; \quad \int (u + v) dx = \int udx + \int vdx$$

$$3) d\left(\frac{x}{y}\right) = \frac{ydx - xdy}{y^2}; \quad \int udv = uv - \int v \cdot du$$

MF

$$4) \quad dx^m = m \cdot x^{m-1} \cdot dx \quad \int x^m dx = \frac{1}{m+1} x^{m+1} + c$$

$$5) \quad d \ln x = \frac{dx}{x} \quad \int \frac{dx}{x} = \ln x + c$$

$$6) \quad d e^x = e^x dx \quad \int e^x dx = e^x + c$$

$$7) \quad da^x = a^x \ln a dx \quad \int a^x dx = \frac{a^x}{\ln a} + c$$

$$8) \quad d \sin x = \cos x dx; \quad \int \cos x dx = \sin x + c$$

$$9) \quad d \cos x = -\sin x dx \quad \int \sin x dx = -\cos x + c$$

$$10) \quad d \operatorname{tg} x = \frac{dx}{\cos^2 x} \quad \int \frac{dx}{\cos^2 x} = \operatorname{tg} x + c$$

$$11) \quad d \operatorname{ctg} x = \frac{-dx}{\sin^2 x} \quad \int \frac{dx}{\sin^2 x} = -\operatorname{ctg} x + c$$

$$12) \quad d \operatorname{arc} \sin x = \frac{dx}{\sqrt{1-x^2}}$$

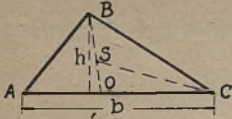
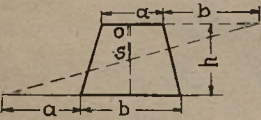
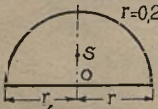
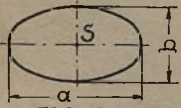
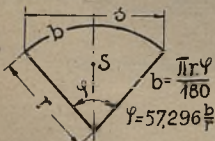
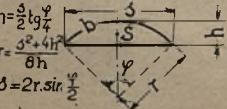
$$\int \frac{dx}{\sqrt{1-x^2}} = \operatorname{arc} \sin x + c = -\operatorname{arc} \cos x + c$$

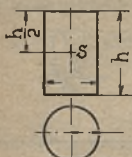

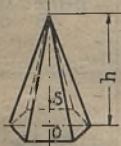
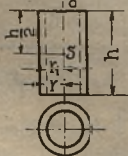
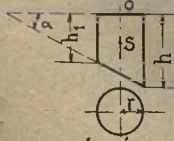
$$13) \quad d \operatorname{arc} \cos x = \frac{-dx}{\sqrt{1-x^2}}$$

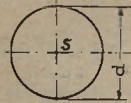
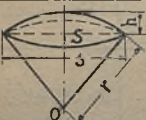
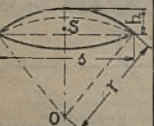
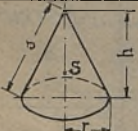


$$14) \quad d \operatorname{arc} \operatorname{tg} x = \frac{dx}{1+x^2}$$

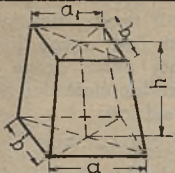
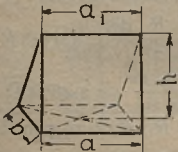
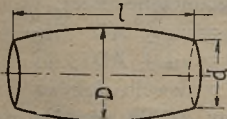
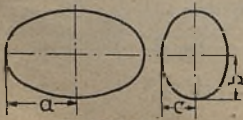
$$\int \frac{dx}{1+x^2} = \operatorname{arc} \operatorname{tg} x + c = -\operatorname{arc} \operatorname{ctg} x + c$$

$$15) \quad d \operatorname{arc} \operatorname{ctg} x = \frac{-dx}{1+x^2}$$

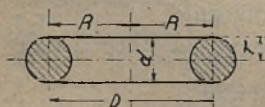
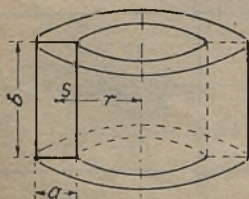
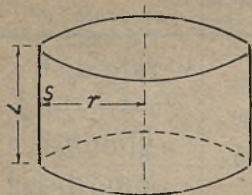
	POLE	POŁOŻENIE ŚRODKA CIĘŻKOŚCI
 <p>TRÓJKĄT</p>	$F = \frac{bh}{2}$	$AO = OC$ $SO = \frac{1}{3}BO$ ŚRODEK CIĘŻKOŚCI - WPUNKCIE PRZE- CIĘCIA ŚRODKOWYCH
 <p>TRAPEZ</p>	$F = \frac{a+b}{2} \cdot h$	$SO = \frac{1}{3}h \cdot \frac{2b+a}{a+b}$
 <p>PÓŁKOLE</p>	$F = \frac{\pi r^2}{2}$	$r = 0,282\sqrt{F}$ $SO = \frac{4r}{3\pi} = 0,43r$
 <p>ELIPSA</p>	$F = \frac{a \cdot b \cdot \pi}{4}$	PUNKT PRZE- CIĘCIA OSI
 <p>WYCINEK KOŁOWY</p>	$F = \frac{b \cdot r}{2}$ $= \frac{\varphi}{360} \cdot \pi r^2$	$SO = \frac{2}{3} \cdot \frac{r \cdot s}{b}$
 <p>ODCINEK KOŁOWY</p>	$F = \frac{r(b-s) + sh}{2}$	$SO = \frac{s^3}{12F}$

	CAŁA POWIERZCHNIA- O POLE PŁASZCZA =M	POŁOŻENIE ŚRODKA CIĘŻKOŚCI	OBJĘTOŚĆ = v
 <p>WALEC</p>	$M = 2\pi r h =$ $= \pi d h$	$SO = \frac{h}{2}$	$v = \pi r^2 h =$ $= \frac{d^2 \pi}{4} h$
 <p>PROSTOKĄDŁOŚCIAN</p>	$O = \text{OBWÓD} \times$ $\times \text{WYSOKOŚĆ} +$ $+ \text{PODWOJNE}$ POLE POD- STAWY.	<p>W PUNKCIE PRZECIĘCIA PRZEKĄTNYCH</p>	$v = \text{DŁUGOŚĆ} \times$ $\times \text{SZEROKOŚĆ} \times$ $\times \text{WYSOKOŚĆ}$
 <p>OSTROSŁUP</p>	$O = \text{SUMA PO-}$ WIERZCHNI TRÓJKĄTÓW $\text{BOCZNYCH} +$ $+ \text{POLE POD-}$ STAWY	$SO = \frac{1}{4} h$	$v = \frac{h}{3} \times \text{POLE}$ PODSTAWY
 <p>WALEC WYDRAŻONY</p>	$M = 2\pi h (r + r_1)$	$SO = \frac{h}{2}$	$v = \pi h (r^2 + r_1^2)$
 <p>WALEC UKOŚNIEŚCIĘTY</p>	$M = \pi r (h + h_1)$	$SO = \frac{h + h_1}{4} +$ $+ \frac{1}{4} \cdot \frac{r^2 \cdot \text{tg}^2 \alpha}{h + h_1}$	$v = \pi r^2 \frac{h + h_1}{2}$

	CAŁA POWIERZCHNIA = O POLE PŁASZCZYZNA = M	POŁOŻENIE ŚRODKA CIĘŻKOŚCI	OBJĘTOŚĆ = v
 <p>KULA</p>	$O = 4\pi r^2 = \pi d^2$	W ŚRODKU	$v = \frac{4}{3}\pi r^3 =$ $= \frac{\pi d^3}{6}$
 <p>WYCINEK KULI</p>	$O = \frac{\pi r}{2}(4h + s)$	$SO = \frac{3}{4}(r - \frac{h}{2})$	$v = \frac{2}{3}\pi r^2 h$
 <p>ODCINEK KULI</p>	$M = 2\pi r h =$ $= \frac{\pi}{4}(s^2 + 4h^2)$	$SO = \frac{3(2r-h)^2}{4 \cdot 3r-h}$	$v = \pi h^2(r - \frac{h}{3}) =$ $= \pi h(\frac{s^2}{8} + \frac{h^2}{6})$
 <p>STOZEK</p>	$M = \pi r s =$ $= \pi r \sqrt{r^2 + h^2}$	$SO = \frac{1}{4} h$	$v = \frac{h}{3} r^2 \pi$
 <p>OSTROŚLUP ŚCIĘTY</p>	<p>O = SUMA PÓLTRAPEZÓW + POLE PODSTAWY + POLE PODSTAWY GÓRNEJ.</p>	$SO = \frac{h}{4} \frac{F + 2\sqrt{Ff} + 3f}{F + \sqrt{Ff} + f}$	$v = \frac{h}{3}(F + f + \sqrt{Ff})$ <p>F - POLE PODST. DOLNEJ f - " " GÓRNEJ</p>
 <p>STOZEK ŚCIĘTY</p>	$M = \pi s (r + R)$	$SO = \frac{h}{4} \frac{r^2 + 2rR + 3R^2}{r^2 + rR + R^2}$	$v = \frac{\pi h}{3}(r^2 + rR + R^2)$

	CAŁA POWIERZCHNIA = O POŁE PŁASZCZA = M	OBJĘTOŚĆ = v
 <p>OBELISK</p>	$O = \text{SUMA 4 CH}$ $\text{TRAPEZÓW} +$ OBIE POD- STAWY	$v = \frac{h}{6} [(2a + a_1) \cdot b + (2a_1 + a) \cdot b_1] = \frac{h}{6} [ab + a_1 \cdot b_1 + (a + a_1) \cdot (b + b_1)]$
 <p>STREFA KULISTA</p>	$M = 2r\pi h$	$v = \frac{\pi h}{6} (3a^2 + 3b^2 + h^2)$
 <p>KLIN</p>	$O = \text{SUMA 2 CH}$ TRAPEZÓW, OBU BOCZNYCH TRÓJ- $\text{KĄTÓW} + \text{POD-}$ STAWA	$v = (2a + a_1) \cdot \frac{b \cdot h}{6}$
 <p>BECZKA</p>	NIE DA SIĘ WYRAZIĆ PROSTEMI WZORAMI	W PRZYBLIŻENIU $v = \frac{\pi \cdot l}{15} \cdot (2D^2 + D \cdot d + 0,75d^2)$
 <p>ELIPSOIDA</p>	NIE DA SIĘ WYRAZIĆ PROSTEMI WZORAMI	$v = \frac{4}{3} \cdot a \cdot b \cdot c \cdot \pi$

Prawo Guldina:



Powierzchnia obrotowa powstała przez obrót prostej dokoła dowolnej osi jest równa linii L pomnożonej przez drogę, jaką zakresli środek ciężkości S odległy o r od osi:

$$F = L \cdot 2 \cdot \pi \cdot r$$

Objętość bryły obrotowej powstałej przez obrót powierzchni F dokoła dowolnej osi, jest równa tej powierzchni pomnożonej przez drogę jaką zakresli środek ciężkości S odległy o r od osi.

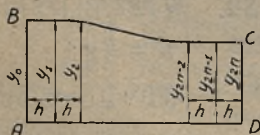
$$V = F \cdot 2 \pi R = a \cdot b \cdot 2 \cdot \pi \cdot r;$$

$$F = 4 \cdot \pi^2 \cdot R \cdot r = 39,478 \cdot R r = \pi^2 \cdot D d = 9,8696 \cdot D \cdot d;$$

$$V = \frac{\pi^2 \cdot R \cdot d^2}{2} = 4,9348 R \cdot d^2 = \frac{\pi^2 \cdot D \cdot d^2}{4} = 2,4674 D \cdot d^2 = 2 \pi^2 R \cdot r^2 = 19,739 R \cdot r^2.$$

Pole dowolnego kształtu

Przykład: Pierścień walcowy



Pole ograniczone przez:

$$BA = y_0 \perp AD$$

$$CD = y_{2n} \perp AD$$

$BC =$ dowolna krzywa

Dzielimy AD na dowolną, parzystą ($2n$) ilość równych części h rzędnymi y_1, y_2 i t. d. Pole F

węduł wzoru Simpsona równać się będzie

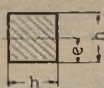
$$F = \frac{h}{3} (y_0 + 4y_1 + 2y_2 + 4y_3 + \dots + 2y_{2n-2} + 4y_{2n-1} + y_{2n})$$

MF



$$F = b \cdot h; \quad J = \frac{b h^3}{12};$$

$$e = \frac{h}{2}; \quad W = \frac{b h^2}{6};$$



$$F = h^2; \quad J = \frac{h^4}{12};$$

$$e = \frac{h}{2}; \quad W = \frac{h^3}{6};$$



$$F = b(H-h), \quad e = \frac{H}{2};$$

$$J = \frac{b}{12}(H^3 - h^3);$$

$$W = \frac{b}{6H}(H^3 - h^3);$$



$$F = 2b(h-d) \cdot \frac{\pi d^2}{4};$$

$$e = \frac{h}{2};$$

$$J = \frac{1}{12} \left[\frac{3\pi}{16} d^4 + b(h^3 - d^3) + b^3(h-d) \right];$$

$$W = \frac{1}{6h} \left[\frac{3\pi}{16} d^4 + b(h^3 - d^3) + b^3(h-d) \right];$$

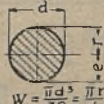


$$F = \frac{3\sqrt{3}}{2} r^2 = 2,598 r^2;$$

$$e = \frac{1}{2} \sqrt{3} = 0,866 r;$$

$$J = \frac{5\sqrt{3}}{16} r^4 = 0,5413 r^4;$$

$$W = \frac{5}{8} r^3;$$



$$F = \pi r^2 = \frac{\pi d^2}{4};$$

$$e = \frac{d}{2}; \quad J = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi r^4}{4} =$$

$$= 0,0491 d^4 \approx 0,05 d^4 = 0,7854 r^4$$

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi r^3}{4} = 0,0982 d^3 \approx 0,1 d^3 = 0,7854 r^3;$$



$$F = \frac{3\sqrt{3}}{2} r^2 = 2,598 r^2;$$

$$e = r;$$

$$J = \frac{5\sqrt{3}}{16} r^4 = 0,5413 r^4;$$

$$W = \frac{5\sqrt{3}}{16} r^3 = 0,5413 r^3;$$

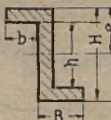
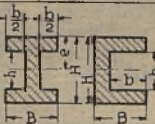
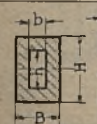


$$F = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2); \quad e = \frac{D}{2};$$

$$J = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) = \frac{\pi}{4}(R^4 - r^4) =$$

$$\approx 0,05(D^4 - d^4)$$

$$W = \frac{\pi}{32} \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{4} \frac{R^4 - r^4}{R};$$

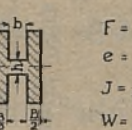
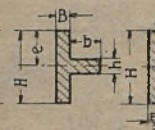
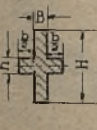


$$F = HB - hb;$$

$$e = \frac{H}{2};$$

$$J = \frac{1}{12}(BH^3 - bh^3)$$

$$W = \frac{1}{6H}(BH^3 - bh^3)$$

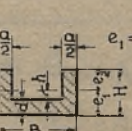
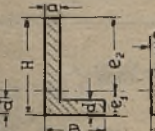
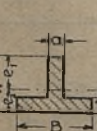


$$F = HB + hb;$$

$$e = \frac{H}{2};$$

$$J = \frac{1}{12}(BH^3 + bh^3);$$

$$W = \frac{1}{6H}(BH^3 + bh^3);$$

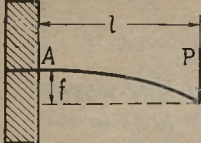
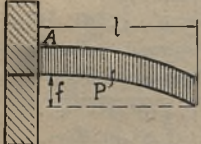
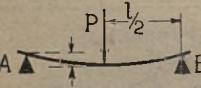
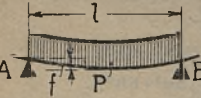
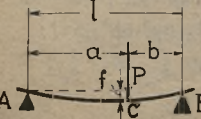


$$F = BH - b(e_2 - h)$$

$$e_1 = \frac{1}{2} \left[\frac{\alpha H^2 + b d^2}{\alpha H + b d} \right]; \quad e_2 = H - \theta_1$$

$$J = (B e_1^3 - b h^3 + \alpha e_2^3)$$

$$W_1 = \frac{J}{e_1}; \quad W_2 = \frac{J}{e_2};$$

SCHEMAT	ODPORY PODPÓR MOMENT GNĄCY M_{max}	OBCIĄŻENIE P MOMENT WYTRZYMA- W	STRZAŁKA DGIĘCIA f	NIEBEZPIECZ- NY PRZEKROJ PRZY:
	$A = P$ $M_{max} = P \cdot l$	$P = \frac{kg \cdot W}{l}$ $W = \frac{P \cdot l}{kg}$	$f = \frac{P \cdot l^3}{3EJ}$	A
	$A = P$ $M_{max} = \frac{P \cdot l}{2}$	$P = \frac{2kg \cdot W}{l}$ $W = \frac{P \cdot l}{2kg}$	$f = \frac{P \cdot l^3}{8EJ}$	A
	$A = B = \frac{P}{2}$ $M_{max} = \frac{P \cdot l}{4}$	$P = \frac{4kg \cdot W}{l}$ $W = \frac{P \cdot l}{4kg}$	$f = \frac{P \cdot l^3}{48EJ}$	POŚRODKU
	$A = B = \frac{P}{2}$ $M_{max} = \frac{P \cdot l}{8}$	$P = \frac{8kg \cdot W}{l}$ $W = \frac{P \cdot l}{8kg}$	$f = \frac{5}{384} \frac{P \cdot l^3}{EJ}$	
	$A = \frac{P \cdot b}{l}$ $B = \frac{P \cdot a}{l}$ $M_{max} = \frac{P \cdot a \cdot b}{l}$	$P = kg \cdot W \cdot \frac{l}{a \cdot b}$ $W = \frac{P \cdot a \cdot b}{l \cdot kg}$	$f = \frac{P \cdot a^2 \cdot b^2}{3EJ \cdot l}$	C

SCHEMAT	ODPORY PODPÓR MOMENT GNĄCY M_{max}	OBŁAŻENIE P MOMENT WYTRZYM. W	STRZAŁKA UGIĘCIA f	NIEBEZPIECZNY PRZEKROJ PRZY:
	$A = \frac{11}{16} P$ $B = \frac{5}{16} P$ $M_{max} = \frac{3 P l}{16}$	$P = \frac{16}{3} \cdot \frac{kg \cdot W}{l}$ $W = \frac{3}{16} \cdot \frac{P \cdot l}{kg}$	$f = \frac{P}{E \cdot J} \cdot \frac{7 l^3}{768}$	A
	$A = \frac{5}{8} P$ $B = \frac{3}{8} P$ $M_{max} = \frac{P \cdot l}{8}$	$P = 8 \cdot \frac{kg \cdot W}{l}$ $W = \frac{P \cdot l}{8 kg}$	$f = \frac{P}{E \cdot J} \cdot \frac{l^3}{185}$	A
	$A = B = \frac{P}{2}$ $M_{max} = \frac{P \cdot l}{8}$	$P = 8 \cdot \frac{kg \cdot W}{l}$ $W = \frac{P \cdot l}{8 kg}$	$f = \frac{P}{E \cdot J} \cdot \frac{l^3}{192}$ $= \frac{1}{12} \cdot \frac{kg \cdot l^2}{E \cdot h}$	A i B i W ŚRODKU
	$A = B = \frac{P}{2}$ $M_{max} = \frac{1}{12} P l$	$P = 12 \cdot \frac{kg \cdot W}{l}$ $W = \frac{P \cdot l}{12 kg}$	$f = \frac{P}{E \cdot J} \cdot \frac{l^3}{384}$ $= \frac{1}{16} \cdot \frac{kg \cdot l^2}{E \cdot h}$	A i B
	$A = B = P$ DLA AB: $M = P c = const$	$P = \frac{kg \cdot W}{c}$ $W = \frac{P \cdot c}{kg}$	$f_1 = \frac{P}{E \cdot J} \cdot \frac{l^3}{8} \cdot \frac{c}{l}$ $f_2 = \frac{P}{E \cdot J} \cdot \frac{c^2}{3} \cdot \left(c + \frac{3l}{2} \right)$	W DOWOLNEJ MIEJ- SCU POMIĘDZY A i B

MF

Wzory Eulera na wyboczenia.

Jeden koniec swobodny, drugi zamocowany	Oba końce zamocowane przegubowo, jeden prowadzony w osi.	Jeden koniec zamocowany, drugi przegubowo prowadzony w osi	Oba końce zamocowane na stałe
$P = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{4 l^2};$	$P = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2};$	$P = \frac{2 \pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2};$	$P = \frac{4 \pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2};$

P — jest to siła wybacząca w kg.

Przyjmując współczynnik bezpieczeństwa „ σ ” otrzymamy

$$P \text{ dopuszczalne} = \frac{P}{\sigma};$$

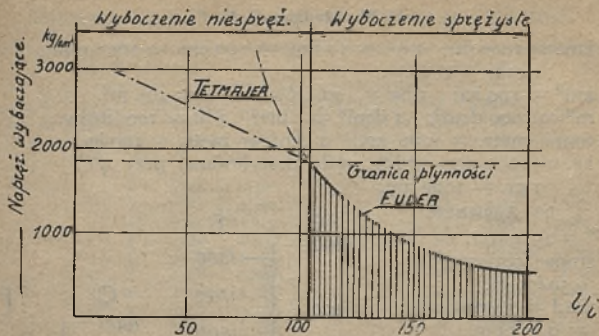
Wartości „ σ ” dla: 1) żeliwa = 8

2) żelazo, żelazo zlewne i stal zlewna = 5

3) drzewo = 6 — 12.

Granica stosowalności wzorów Eulera określa się współ-

czynnikiem $\lambda = \frac{l}{i}$; gdzie $i = \sqrt{\frac{I}{F}}$ (ramię bezwładności).



Pole zakreskowane — stosowalność wzorów Euler'a
 Pole ograniczone linią przerywaną — wzorów Tetmajera
 Dalej na lewo — zjawisko wyboczenia nie zachodzi.

Wzór Tetmajera.

$$p = \frac{P}{F} = K \left[1 - C_1 \frac{l}{i} + C_2 \left(\frac{l}{i} \right)^2 \right]$$

p — naprężenie wybacząc

Wartości współczynników.

M a t e r j a ł	K	C_1	C_2	Granice dla l/i	
				max	min
Stal zlewna	3350	0,00185	0	—	90
Żelazo zlewne	3100	0,00368	0	10	105
Stal niklowa (< 5% Ni)	4700	0,00490	0	—	86
Żeliwo	7760	0,01546	0,00007	5	80
Drzewo budowlane	293	0,00662	0	1,8	100

$$P_{\text{dop.}} = \frac{P}{\sigma} = \frac{K}{\sigma} \left[1 - C_1 \frac{l}{i} + C_2 \left(\frac{l}{i} \right)^2 \right]$$

gdzie $\frac{P}{\sigma} = k_c$; (k_c = naprężenie dopuszczalne na ściskanie)

a) W układzie: C. G. S.

1 km. = 1000 m; 1 m. = 10 dm. = 100 cm. = 1000, mm;

1 mm = 1000 μ .

1 km² = 100 ha; 1 ha = 100 arów; 1 ar = 100 m².

1 m³ = 1000 dcm³; 1 dcm³ = 1 liter; 1 hl = 100 litrów.

1 tona metr. = 1000 kg.; 1 centnar metr. = 100 kg.

1 kg. = 1000 gr. = 1 liter wody destylowanej przy 4⁰C;

1 gr. = 1000 mg.

b) Angielskie.

1" = 25,4 mm.

1 stopa (foot) = 12" =

0,30479 m.

1 yard = 3 stopy =

= 0,9144 m.

1 mila (statute mile) =

= 1609,32 m.

1 acre = 43560 stóp

kw. = 4046,71 m² =

= ca 0,405 ha.

1 Imperial Gallon = 4

Quarts = 8 Pints =

= 4,547 litr.

1 bushel = 36,37 litr.

1 lb. (funt avoirdupois) =

= 16 ounces = 0,4536 kg.

1 oz. (ounces) = 28,35 gr.

1 Ton (long ton) = 20

cwt. = 2240 lbs =

= 1016,047 kg.

1 short ton = 2000 lbs =

= 907,185 kg.

Porównanie.

1 mm = 0,03937"

1 m = 3,281 stopy.

1 km = 1093,61 yarda =

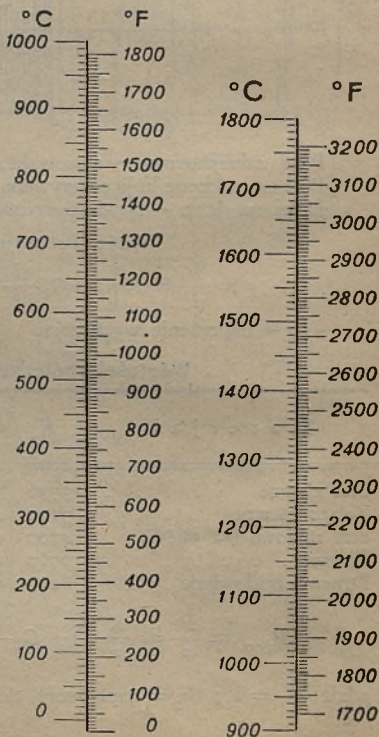
= 0,621 statute mile.

1 ha = 2,471 acrów ang.

1 litr = 0,22 Imp. Gall.

1 hl = 2,7466 bushels.

1 kg = 2,2046 lb.



Zamiana części cala ang. na dziesiątne i na mm

MF

Części cala ang.						Części cala ang.							
$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{32}$	$\frac{1}{64}$	dziesiątne	mm.	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{13}$	$\frac{1}{32}$	$\frac{1}{64}$	dziesiątne	mm.		
			1	,0156	0,397					33	,5156	13,097	
			2	,0312	0,794					17	,5312	13,494	
			3	,0469	1,191						35	,5469	13,891
		1	4	,0625	1,588				9	18	36	,5625	14,288
			5	,0781	1,984						37	,5781	14,685
			6	,0938	2,381					19	38	,5938	15,082
			7	,1094	2,778						39	,6094	15,479
1		2	8	,1250	3,175			5	10	20	40	,6250	15,876
			9	,1406	3,572						41	,6406	16,272
			10	,1562	3,969					21	42	,6562	16,669
			11	,1719	4,366						43	,6719	17,066
		3	12	,1875	4,763				11	22	44	,6875	17,463
			13	,2031	5,160						45	,7031	17,860
			14	,2188	5,556					23	46	,7188	18,257
			15	,2344	5,953						47	,7344	18,654
2		4	16	,2500	6,350			6	12	24	48	,7500	19,051
			17	,2656	6,747						49	,7656	19,448
			18	,2812	7,144					25	50	,7812	19,844
			19	,2969	7,541						51	,7969	20,241
		5	20	,3125	7,938				13	26	52	,8125	20,638
			21	,3281	8,335						53	,8281	21,035
			22	,3438	8,732					27	54	,8438	21,432
			23	,3594	9,128						55	,8594	21,829
3		6	24	,3750	9,525			7	14	28	56	,8750	22,226
			25	,3906	9,922						57	,8906	22,623
			26	,4062	10,319					29	58	,9062	23,020
			27	,4219	10,716						59	,9219	23,417
		7	28	,4375	11,113				15	30	60	,9375	23,813
			29	,4531	11,510						61	,9531	24,210
			30	,4688	11,907					31	62	,9688	24,607
			31	,4844	12,304						63	,9844	25,004
4		8	32	,5000	12,700			1	1	1	1	1,0000	25,401

Wartość liczby: $\pi = 3,1416$ przyspieszenie ziemskie $g = 9,8120 \text{ cm/sec}^2$ zasada log. natural. $e = 2,7183$.

J e d n o s t k i :

SIŁY

kilogram (kg.)

CIŚNIENIA

atmosfera techniczna — 1 at = 1 kg/cm²

atmosfera fizykalna — 1 At = 1,033 kg/cm²

1 mm słupa rtęci = $\frac{1}{760}$ At. = 0,00136 kg/cm²

PRACY (energji)

1 Joule = 10⁷ ergów.

1 kWgodz = 1,36 KMgodz.

1 kilogramometr (kgm) = 9,8062 Joule.

1 kaloria gramowa (cal) = 4,186,10⁷ ergów = 0,4269 kgm.

kwantum — elementarna ilość energji =
= 6,654,10⁻²⁷ erg. (Jest to energja kinetyczna elektronu, podzielona przez tę ilość drgań, jaką ten ruch elektronu wytwarza).

MOCY

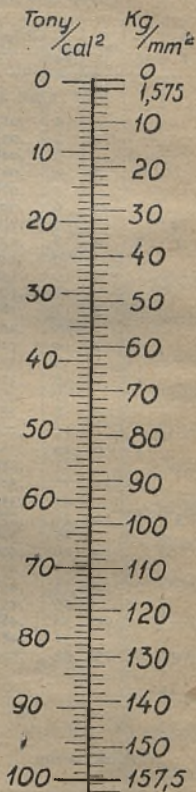
1 Watt = 10⁷ ergów na sek. = 1 Joule/sek.

1 kWatt = 1000 W = 1,36 KM. = 102 kgm/sek.

1 PC (Poncelet) = 1 kW.

1 KM = 1 CV = 75 kgm/sek = 736 W.

1 HP = 76 kgm/sek.



Wielkość	Znak wielk.	Nazwa jednostki	Znak jednostki	U w a g i
Natężenie prądu	I.	amper miliamper	A mA	$1 \text{ mA} = 10^{-3} \text{ A}$
Napięcie (Różnica potencjałów) Siła elektromotoryczna	V. E.	volt kilovolt	V kV	$1 \text{ kV} = 10^3 \text{ V}$
Oporność	R.	om megom.	Ω M Ω	$1 \text{ M}\Omega = 10^6 \Omega$
Pojemność	C.	farad mikrofarad centymetr	F μF cm	$1 \mu\text{F} = 10^{-6} \text{ F}$ $1 \text{ cm} = 1/9 \cdot 10^{-5} \mu\text{F}$
Indukcyjność własna Indukcyjność wzajemna	L. M.	henr milihern	H mH	$1 \text{ mH} = 10^{-3} \text{ H}$
Ilość elektryczności	Q.	kulomb (ampersek) amper-godzina	C Ah	—
Moc	N.	wat kilowat koń mechan.	W kW KM	$1 \text{ kW} = 10^3 \text{ W}$ $1 \text{ KM} = 0,736 \text{ kW}$
Praca	A.	joule (dżaul) watogodzina kilowatogodz.	J Wh kWh	$\text{Wh} = 3600 \text{ J}$ $\text{kWh} = 10^3 \text{ Wh}$

Prąd stały.

Amper	$= \frac{\text{Volt}}{\text{Ohm}} = \frac{\text{Watt}}{\text{Volt}}$	$I = \frac{E}{R} = \frac{W}{V}$
Volt	$= \text{Amper} \cdot \text{Ohm} = \frac{\text{Watt}}{\text{Amper}}$	$E = IR = \frac{W}{A}$
Watt	$= \text{Amper} \cdot \text{Volt} = \frac{\text{Volt}^2}{\text{Ohm}}$	$W = IE = \frac{V^2}{R}$

MF

Prąd zmienny.

Przewodnik, posiadający przy prądzie stałym opór R_0 samoindukcję L_H i pojemność C_F , będzie przy prądzie zmiennym o częstotliwości f okr./sek. miał oporność pozorną:

$$Z = \sqrt{R^2 + \left(\omega L - \frac{1}{\omega C}\right)^2} \quad \text{gdzie } \omega = 2\pi f$$

przy rezonansie $\omega L = \frac{1}{\omega C}$, wtedy $Z = R$.

Moc prądu zmiennego jednofazowego przy przesunięciu faz natężenia i napięcia prądu o kąt φ będzie:

$$W = EI \cdot \cos \varphi,$$

a trójfazowego:

$$W = \sqrt{3} \cdot EI \cdot \cos \varphi,$$

gdzie $\cos \varphi$ nazywa się współczynnikiem mocy.

Opór przewodnika.

Jeżeli długość przewodnika — l m, przekrój jego — q mm², opór właściwy — ρ , to:

$$R = \rho \frac{l}{q},$$

gdzie:

$$R_t = R_{15} [1 + \alpha(t - 15^0)].$$

Przekrój przewodników dla linii prądu zmiennego trójfazowego¹⁾ w mm² oblicza się ze wzoru:

$$q = \frac{\rho \cdot l \cdot W \cdot 10^5}{E^2 \cdot \cos^2 \varphi \cdot p},$$

¹⁾ dla prądu zmiennego jednofazowego i prądu stałego rezultat pomnożyć przez 2.

gdzie opór właściwy — ρ ; długość linii w metrach — l ; moc odbiornika w kilowatach — W ; napięcie na początku linii w woltach — E ; współczynnik mocy dla oświetlenia $\cos \varphi = 1$, silników prądu zmiennego $\cos \varphi = 0,6 - 0,8$ (zależnie od obciążenia); dopuszczalny spadek napięcia w procentach dla oświetlenia $p = 1,5 - 2$, dla silników $p = 4 - 5$, dla przesyłania energii na większą odległość $p = 10 - 12$.

Opór właściwy i zmiana z temp.

M a t e r j a ł	ρ_{15}	α
srebro	0,016	+ 0,0036
miedź	0,0175	+ 0,0040
glin	0,031	+ 0,0037
platyna	0,094	+ 0,0024
żelazo	0,14	+ 0,0045
stal	0,18	+ 0,005
ołów	0,21	+ 0,0041
bronzal.	0,13 — 0,29	+ 0,001
nikielina	0,40 — 0,44	+ 0,00022
konstantan	0,49 — 0,51	— 0,00005
manganin	0,425	+ 0,000008
węgiel	100 — 600	— 0,0003 do — 0,0008

Obciążenie maximalne dla miedzi w amp.²⁾

Przekrój w mm ²	Rodzaj przewodnika				Przekrój w mm ²	Rodzaj przewodnika			
	izolowany		goły			izolowany		goły	
	obciąż.	bezp.	obciąż.	bezp.		obciąż.	bezp.	obciąż.	bezp.
0,5	7	6	—	—	25	100	80	170	125
0,75	9	6	—	—	35	125	100	210	160
1,0	11	6	—	—	50	160	125	260	190
1,5	14	10	—	—	70	200	160	320	225
2,5	20	15	—	—	95	240	200	385	300
4,0	25	20	—	—	120	280	225	450	360
6,0	31	25	70	35	150	325	260	500	360
10	43	35	95	60	Przewody gołe jednożył. stosuje się do 16 mm ² , powyżej wielożył.				
16	75	60	130	100					

Zużycie prądu przez lampy żarowe:

1. z włóknem węglowym 3—4 wat/świecę
2. „ metalowem do 60 W . . . 1,3—1,0 „
3. „ „ od 150 W . . . 0,8—0,6 „

Oświetlenie miejsc ruchu i pracy (średnia jasność):

1. Drogi jezdne i podwórza 1— 2 luxów
2. korytarze, składy 2— 5 „
3. schody, przejścia główne, kotłownie . . . 6— 10 „
4. walcownie, kuźnie, odlewnie 15— 30 „
5. ślusarnie, tokarnie, stolarnie 30— 40 „
6. biura, sale posiedzeń 50— 70 „
7. mechanika precyzyjna 70— 90 „
8. biura konstrukcyjne, sale rysownicze . . 90—120 „




²⁾ Przekrój obliczony na spadek napięcia sprawdza się potem na obciążenie dopuszczalne.

Do obliczenia strumienia świetlnego w lumenach służy wzór

$$\Phi = \frac{E \cdot F}{m \eta_0}$$

gdzie E — średnia jasność w luxach, F — powierzchnia miejsca w m^2 , m — ilość żarówek, η_0 — współczynnik wydajności dla lokalu kwadratowego.

Dla lokalu prostokątnego $\eta_0 = \eta_{szer.} + \frac{1}{3}(\eta_{dług.} - \eta_{szer.})$:

Rodzaj oświetlenia	bezpośredni	półpośredni	pośredni
			
	stosunek szerok. lub dług. lokalu do wysokości lampy		
Odstęłość między lampami $a = 1,5 - 2 h$	1,5—2,5— —4—8	1—1,5— —2,5—5	1—1,5— —2,5—5
Sufit jasny, ściany śred.-jasne	0,36—0,44— —0,51—0,58	0,19—26— —0,34—0,45	0,15—0,20— —0,26—0,34
Sufit średn.-jasny, ściany ciemne	0,30—0,40— —0,47—0,54	0,11—0,17— —0,24—0,33	0,08—0,11— —0,13—0,22

Przeliczanie lumenów na waty dla żarówek z włóknem metalowym (przyjęta jedna świeca międzynarod. = 1,11 świecy Hefnera).

Lm	W		Lm	W		Lm	W	
	przy napięciu			przy napięciu			przy napięciu	
	110 V	220 V	110 V	220 V	110 V	220 V	110 V	220 V
115	—	15	770	—	75	4350	—	300
130	15	—	940	75	—	4850	300	—
195	—	25	1100	—	100	7400	—	500
220	25	—	1300	100	—	9000	500	—
315	—	40	2000	—	150	12500	—	750
405	40	—	2250	150	—	14000	750	—
580	—	60	2700	—	200	17000	—	1000
710	60	—	3100	200	—	18500	1000	—

Ogniwa galwaniczne.

Nazwa	S z e m a t	Siła el.-mot. Volt.	Opór wewn. Ω
Weston	— amalg Cd, CdSO ₄ + + aq, Hg ₂ SO ₄ + aq, Hg (+)	1,018	rzędu 500
Clark	— amalg. Zn, ZnSO ₄ + aq, Hg ₂ SO ₄ + aq, Hg [+]	1,432	" "
Leclanché	— Zn, NH ₄ Cl + aq, [MnO ₂] C [+]	ok. 1,5	0,25—4
Daniell	— Zn, H ₂ SO ₄ + aq CuSO ₄ + aq, Cu [+]	1,08—1,12	ok. 4
Akumulat.	— Pb, H ₂ SO ₄ + aq, PbO ₂ (+)	2,2—1,9	b. mały

Masa metalu wydzielonego w miligr. przy galwanostegji oblicza się według wzoru:

$$m = k \cdot I \cdot t,$$

gdzie k — równoważnik elektrochemiczny,

I — natężenie prądu w amp.,

t — czas w sek.

Nazwa metal	Ile wydziela się		Warstwa i mm grub. i cm ² pow. waży gr.	Prąd w amp. na i dcm ² powierzchni
	mg/amp. sek.	gr/amp.godz.		
nikiel	0,307	1,106	0,86	0,6
miedź	0,330	1,186	0,89	0,5
ołów	1,076	3,874	1,13	—
cynk	0,339	1,220	0,72	1,0
żelazo	0,291	1,050	0,75	—
srebro	1,118	4,025	1,05	0,5
złoto	0,678	2,440	1,92	0,1

Nazwa pierwiastka	Znak chem.	Ciężar atomowy	Objętość atomowa	α	Ciężar właściwy	Temperatura		Ciepło właściwe przy temp. 0 do 100°	Spółcz. rozszerz. liniowej razy 10 ⁻ⁿ	Opór elektr. właściwy razy 10 ⁻⁸ Ω
						wrzenia	topnienia			
Aluminium . . .	Al	27.1	10.0	13	2.70	1800	658.7	0.223	24	2.6
Antymon . . .	Sb	121.77	18.2	51	6.62	1440	630	0.051	11	39
Argon . . .	A	39.91	—	18	—	—185.8	—189.6	0.126	—	38
Arsen . . .	As	74.96	13.1	33	5.72	—	817	0.0814	55	35
Azot . . .	N	14.008	—	7	—	—196	—210	0.249	—	—
Bar . . .	Ba	137.37	36	56	(3.8)	1200	850	0.068	—	—
Beryl . . .	Be	9.02	4.8	4	1.9	—	1280	0.424	—	—
Bizmut . . .	Bi	209.0	21.3	83	9.8	1420	271	0.030	14	—
Bor . . .	B	10.82	(4.4)	5	(2.5)	—	2300	0.366	—	—
Brom . . .	Br	79.916	25.4	35	3.14	59	—73	0.0843	—	—
Cer . . .	Ce	140.25	21.0	58	6.8	670	630	0.044	40	—
Cez . . .	Cs	132.81	70.6	55	1.88	—	26.4	0.052	—	—
Chlor . . .	Cl	35.457	—	17	—	—34	—101.5	0.116	—	—
Chrom . . .	Cr	52.01	7.6	24	6.8	2300	1550	0.100	—	—
Cyna . . .	Sn	118.8	16.3	50	7.28	2270	232	0.057	17	13
Cynk . . .	Zn	65.38	9.2	30	7.1	906	419	0.096	27	5.8
Cyrykon . . .	Zr	91	14.2	40	6.4	—	1530	0.066	—	—
Dysproz . . .	Dy	162.52	(35)	66	—	—	—	—	—	—
Erb . . .	Er	167.7	—	48	4.8	—	—	—	—	—
Eurob . . .	Eu	152.0	—	63	—	—	—	—	—	—
Fosfor . . .	P	31.027	13.3	15	2.33	287	44	0.1895	—	—
Fluor . . .	F	19.0	—	9	—	—187	—223	—	—	—
Gadolin . . .	Gd	157.30	—	64	—	—	—	—	—	—
Gal . . .	Ga	70.1	12.0	31	5.92	—	29.7	0.079	—	—
German . . .	Ge	72.5	13.3	32	5.46	1350	958	0.073	—	—
Hel . . .	He	4.0	10.0	2	—	—269	—272.4	—	—	—
Holm . . .	Ho	163.5	—	67	—	—	—	—	—	—
Ind . . .	In	114.8	49	49	7.2	—	155	0.056	8.4	—
Iryd . . .	Ir	193.1	8.6	77	22.4	—	2350	0.032	6.5	—

Nazwa pierwiastka	Znak chem.	Ciężar atomowy	Objętość atomowa	(ρ)	Ciężar właściwy	Temperatura		Ciepło właściwe przy temp. 0 do 100°	Spółcz. rozszerz. liniowej przy 10 ⁻⁶	Opór elektr. właściwy przy 10 ⁻⁵ Ω
						wrzenia	topnienia			
Jod	I	126.92	25.68	53	4.94	778	113	0.054	—	—
Kadm	Cd	112.4	13.0	48	8.64	767	321	0.056	29.7	7
Kobalt	Co	58.97	6.9	27	8.6	2400	1490	0.107	12.7	—
Krypton	Kr	82.92	—	36	—	—152	—169	—	—	—
Krzem	Si	28.3	12.1	14	2.34	—	1480	0.203	0.76	12000000
Ksenon	Xe	130.2	—	54	—	—107	—140	—	—	—
Lantan	La	139.0	23.0	57	6.1	—	810	0.044	—	—
Lit	Li	6.94	13.0	3	0.534	1400	180	0.7854	—	8.8
Lutet	Lu	175.0	—	71	—	—	—	—	—	—
Magnez	Mg	24.32	14.0	12	1.74	1120	651	0.249	26.0	4.3
Mangan	Mn	54.92	7.4	25	7.4	1900	1245	0.121	—	—
Miedz	Cu	63.57	7.116	29	8.93	2310	1083	0.094	17	1.6
Molibden	Mo	96	11.0	42	9.0	3000	2500	0.072	—	—
Neodym	Nd	144.3	21.0	60	7.0	—	840	—	—	—
Neon	Ne	20.2	—	10	—	—220	—234	—	—	—
Nikiel	Ni	58.68	6.7	28	8.8	2000	1452	0.113	13	6
Niob	Nb	93.5	—	41	—	—	1950	—	—	—
Ołów	Pb	207.2	18.27	82	11.3	1525	327.4	0.031	29	20
Osm.	Os	190.9	8.49	76	22.4	—	2700	0.0311	066	9.5
Palad	Pd	106.7	9.0	46	11.9	—	1560	0.059	—	1.07
Platyna	Pt	195.2	9.12	78	21.4	3800	1755	0.032	9	10.10
Potas	K	39.10	45.4	19	0.86	760	62.3	0.165	—	6.6
Praseodym	Pr	140.9	22.0	59	6.5	—	940	—	—	—
Rad	Ra	226.0	—	88	—	—	700	—	—	—
Radon	Rn	222.0	—	86	—	—	—	—	—	—
Rod	Rh	102.9	8.5	45	12.1	—	1970	0.058	—	—
Ręć	Hg	200.6	14.80	80	13.5	357	38.87	0.0333	—	94.8
Rubid	Rb	85.5	56.2	37	1.52	606	38.5	0.080	—	—
Ruten	Ru	101.7	8.30	44	12.26	—	2500	0.061	—	—

Nazwa pierwiastka	Znak chem.	Ciężar atomowy	Objętość atomowa	I ^{*)}	Ciężar właściwy	Temperatura		Ciepło właściwe przy temp. 0 do 100 ^o	Spółcz. rozszerz. linjowej przy 10 ^o	Opór elektr. właściwy razy 10 ⁻⁶ Ω
						wrzenia	topnienia			
Samar	Sa	150.4	19.0	62	7.8	—	—	—	—	—
Selen	Se	79.2	17.7	34	4.46	684	144	0.076	36	—
Siarka	S	32.07	15.5	16	2.07	444.5	119	0.17	70	—
Skand	Sc	45.10	—	21	—	—	—	—	—	—
Sód	Na	23.0	23.7	11	0.971	878	97.5	0.293	62	4.8
Srebro	Ag	107.88	10.2	47	10.5	1055	960	0.056	20	1.5
Stront	Sr	87.6	34.5	38	2.54	1000	800	0.055	—	25
Tal	Tl	204.0	17.2	81	11.85	1500	303	0.029	30	18
Tantal	Ta	181.5	10.9	73	16.6	—	2850	0.033	—	15
Tellur	Te	127.5	20.4	52	6.25	1390	455	0.048	34	2000000
Terb	Tb	159.2	—	65	—	—	—	—	—	—
Tlen	O	16.0	—	8	—	-183	-218	0.218	—	—
Tor	Th	232.1	21.1	90	11.0	—	1700	0.027	—	—
Tul	Tm	169.4	—	69	—	—	—	—	—	—
Tytan	Ti	48.1	11	22	4.5	—	1795	0.112	—	—
Uran	U	238.2	12.7	92	18.7	—	1300	0.02	—	—
Wanad	V	51.0	9.3	23	5.5	—	1800	0.115	—	—
Wapń	Ca	40.07	25.9	20	1.55	—	800	0.16	—	—
Węgiel	C	12.0	3.42	6	3.51	—	3850	0.450	—	2500—7000
Wodor	H	1.008	—	1	—	-253	-257	3.408	—	—
Wolfram**)	W	184.0	9.6	74	19.1	4800	3400	0.033	—	—
Yterb	Yb	173.5	—	70	(3.8)	—	—	—	—	—
Ytr	Y	88.7	(23)	39	—	—	—	—	—	—
Złoto	Au	197.2	10.24	79	19.25	2600	1063	0.031	14	2.2
Żelazo	Fe	55.84	7.10	26	7.86	2450	1524	0.105	10	9—15

*) I jest to liczba porządkowa pierwiastka w systemie periodycznym, oznaczająca również ilość wolnych elektronów w atomie. **) Tungsten.

MF

Temperatura w stop. C.

wrzenia		topnienia	
alkohol etylowy	78·4	acetylen.	—82
benzol	80·2	alkohol etylowy	—115
benzyna	90—100	stop Wooda	68·5
dwusiarczek węgla	46	benzol	5·5
eter etylowy	34	gliceryna	—19
gliceryna	290	kwarc	1750
kwask siarkowy	332	kwask siarkowy	—10·5
nafta	150—270	oliwa	—2—6
oliwa	300	parafina	36—56
sól	1442	stearyna	72
terpentyna	156	szkło	800—1400
woda	100	wosk	61—64

Stożki Segera.

Nr. stożka	Punkt top- nienia °C	Nr. stożka	Punkt top- nienia °C	Nr. stożka	Punkt top- nienia °C	Nr. stożka	Punkt top- nienia °C	Nr. stożka	Punkt top- nienia °C
022	600	010 a	900	3 a	1140	15	1435	32	1710
021	650	09 a	920	4 a	1160	16	1460	33	1730
020	670	08 a	940	5 a	1180	17	1480	34	1750
019	690	07 a	960	6 a	1200	18	1500	35	1770
018	710	06 a	980	7	1230	19	1520	36	1790
017	730	05 a	1000	8	1250	20	1530	37	1825
016	750	04 a	1020	9	1280	26	1580	38	1850
015 a	790	03 a	1040	10	1300	27	1610	39	1880
014 a	815	02 a	1060	11	1320	28	1630	40	1920
013 a	835	01 a	1180	12	1350	29	1650	41	1960
012 a	855	1 a	1100	13	1380	30	1670	42	2000
011 a	880	2 a	1120	14	1410	31	1690		

Skurcz.

Skurczem nazywamy stosunek zmiany wymiarów metalu roztopionego lub rozrzużonego do tychże wymiarów po ochłodzeniu do zwykłej temperatury.

MF

Metal	Skurcz odniesiony do					
	Długości		Powierzchni		Objętości	
	stosu- nek	cm na 1 m.	stosu- nek	cm ² na 1 m ²	stosu- nek	cm ³ na 1 m ³
Aluminium	1 : 56	1,79	1 : 28	357	1 : 10	53580
Bronz	1 : 63	1,59	1 : 32	317	1 : 21	47610
Bronzal	1 : 53	1,89	1 : 27	377	1 : 18	56610
Bronz dzwonowy	1 : 65	1,54	1 : 33	308	1 : 22	46140
Cyna	1 : 128	0,78	1 : 64	156	1 : 43	23400
Cynk	1 : 62	1,61	1 : 32	313	1 : 21	48390
Miedź	1 : 125	0,80	1 : 63	160	1 : 42	24000
Mosiądz	1 : 65	1,54	1 : 32	313	1 : 22	46140
Ołów	1 : 92	1,09	1 : 46	217	1 : 31	32610
Stal łana	1 : 50	2,00	1 : 25	400	1 : 17	60000
Zeliwo	1 : 96	1,04	1 : 48	208	1 : 32	31260

W walcowniach stali liczą skurcz linjowy 12 m/m na 1 metr.

Spółczynnik tarcia. Spółcz. tarcia określa, jaka część siły obciążającej musi być użyta na pokonanie oporu tarcia.

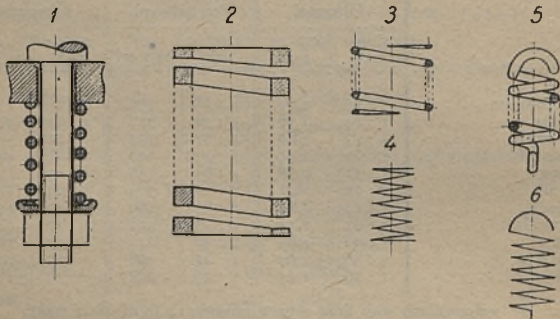
Materiały	Stan powierzchni	Spółczynnik tarcia	
		w ruchu	w spoczynku
dębina po dębnie	suche	0,48	0,62
" " "	namydlone	0,16	0,44
lina konopna po dębnie	suche	0,53	0,80
pas skórzany po żelazie	suche	0,56	—
" " " "	wilgotne	0,36	0,38
żelazo kute po dębnie	"	0,26	0,65
żelazo kute po żel. kutem	suche	0,44	—
" " " " "	smarow.	0,10	0,13
" " " " "	lanem	0,18	0,19
żelazo łane po żel. lanem	smarowane	0,15	0,16
" " " " "	zwilżone	0,31	—
żelazo po lodzie	—	0,014	0,027
skóra po dębnie	suche	0,33	0,43

SPRĘŻYNY.

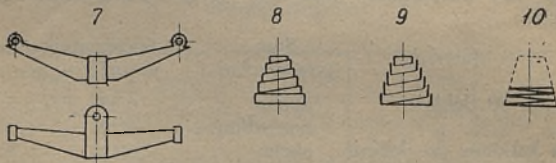
Oznaczenia (symbole) sprężyn (wg. PN/0-519).

a) Sprężyny śrubowe

Sprężyny naciskowe (rys. 1, 2, 3 i 4) i naciągowe (rys. 5 i 6).

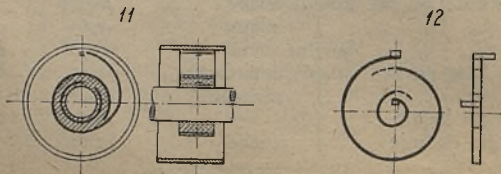


Sprężyny resorowe (płaskie rys. 7) i stożkowe (rys. 8, 9 i 10).



b) Sprężyny spiralne.

Sprężyna napędowa zegarowa (naprężona 11) i odprężona (12).



Uwaga: Rozdział niniejszy traktuje o sprężynach, mających zastosowanie w budowie samochodów i motorów spalinowych z pominięciem dużej ilości odmian istniejących sprężyn, nie mających bezpośredniego związku z wymienionymi wyżej maszynami.

W braku ustalonej klasyfikacji przyjęto podział sprężyn podług budowy tychże.

Oznaczanie sprężyn, jako też znakowanie wytrzymałościowe według norm polskich

$$\frac{PN}{0-519} \quad \text{i} \quad \frac{PN}{W-I}$$

I. Obliczanie sprężyn.

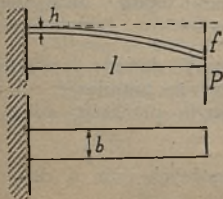
Oznaczenia:

- P — obciążenie dopuszczalne w kg.,
 f — strzałka ugięcia w cm.,
 E — spólczynnik sprężystości podłużnej w kg/cm²,
 J_x — moment bezwładności przekroju względem osi głównej $x-x$,
 kg — naprężenie dopuszczalne przy gięciu w kg/cm²,
 H — praca sprężysta w kg/cm.,
 V — objętość w cm³,
 G — spólczynnik sprężystości poprzecznej w kg/cm²,
 k_t — naprężenie dopuszczalne przy skręcaniu w kg/cm²,
 ω — dopuszczalny kąt skręcenia sprężyny w radjanach.

A. Sprężyny resorowe (płaskie)

1) pojedyncze.

a) przekrój pręta prostokątny, sprężyna kształtu prostokątnego



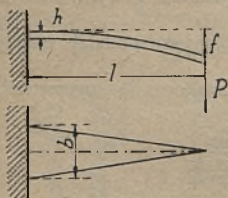
$$P = \frac{b \cdot h^2}{6} \cdot \frac{kg}{l}$$

$$f = \frac{P}{E \cdot J_x} \cdot \frac{l^3}{3} = 4 \frac{l^3}{b \cdot h^3} \cdot \frac{P}{E} =$$

$$= \frac{2}{3} \cdot \frac{l^2}{h} \cdot \frac{kg}{E};$$

$$H = \frac{P \cdot f}{2} = \frac{1}{18} \cdot \frac{kg^2}{E} \cdot V;$$

b) przekrój pręta prostokątny, sprężyna kształtu trójkątnego.



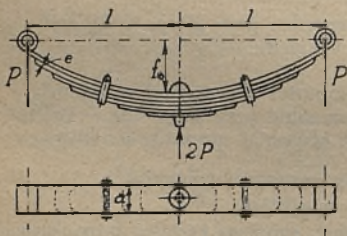
$$P = \frac{b \cdot h^2}{6} \cdot \frac{k_g}{l}; \quad J_x = \frac{b \cdot h^3}{12};$$

$$f = \frac{P}{E \cdot J_x} \cdot \frac{l^3}{2} = 6 \frac{l^3}{bh^3} \cdot \frac{P}{E} =$$

$$= \frac{l^2}{h} \cdot \frac{k_g}{E};$$

$$H = \frac{P \cdot f}{2} = \frac{1}{6} \cdot \frac{k_g^2}{E} \cdot V;$$

2) złożone.



Ze wzoru podstawowego

$$EJ_x \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{r_1} \right) = m,$$

gdzie r jest promieniem krzywizny początkowej w dowolnym punkcie krzywiny zginanej, zaś r_1 jest nową wartością tegoż promienia krzywizny po odkształceniu pod działaniem momentu gnącego m ; J_x jest momentem bezwładności

Ze względu na nieznaczną, w stosunku do jego promienia krzywizny, grubość resoru, przyjmujemy, że promienie r i r_1 są te same dla wszystkich piór w danym przekroju prostokątnym.

Z powyższego mamy dla poszczególnych piór w danym przekroju

$$\begin{aligned} \frac{m_1}{J_{x_1}} &= \frac{m_2}{J_{x_2}} = \frac{m_3}{J_{x_3}} = \dots = \frac{m_k}{J_{x_k}} = \\ &= \frac{m_1 + m_2 + m_3 + \dots + m_k}{J_{x_1} + J_{x_2} + J_{x_3} + \dots + J_{x_k}} = \\ &= \frac{M_g}{J_{x_1} + J_{x_2} + J_{x_3} + \dots + J_{x_k}} \end{aligned}$$

zatem moment gnący M_g rozkłada się na poszczególne pióra proporcjonalnie do ich momentu bezwładności J_x . W założeniu jednakowych grubości (e) i szerokości (a) piór otrzymamy

$$m = \frac{M}{k}; \quad k \text{ — ilość piór w danym przekroju;}$$

Największy moment gnący leży pośrodku resoru

$$M_g = P \cdot l; \quad \frac{a \cdot e^2}{6} \cdot k_g = \frac{P \cdot l}{k}.$$

Dla obliczenia resoru zakłada się zazwyczaj:

a — szerokość piór,

h — giętkość resoru $= \frac{f}{2P}$,

$2P$ — obciążenie resoru,

e_g — wydłużenie jednostkowe dopuszczalne,

$2l$ — odległość między punktami przyłożenia sił P .

Dobrze skonstruowany resor nie powinien wykazać najmniejszego odkształcenia trwałego nawet po obciążeniu go siłą $2P_0$, pod wpływem której górne pióro zostaje zupełnie wyprostowane; pod tem obciążeniem $r_1 = \infty$,

a z równania:

$$E J_x \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{r_1} \right) = m = k_g \cdot \frac{a \cdot e^2}{6}$$

wynika

$$e_{go} = \frac{e}{2r};$$

wobec tego, że ugięcia są proporcjonalne do obciążeń,

$$\frac{2P_0}{f_0} = \frac{2P}{f} = \frac{1}{h}, \quad \text{skąd } f_0 = 2P_0 \cdot h$$

gdzie f_0 jest konstrukcyjną strzałką resoru.

Z zależności geometrycznej:

$$r = \frac{l^2}{2f_0} = \frac{l^2}{4 \cdot h \cdot P_0},$$

otrzymuje się wartość dla promienia średniego piór;

$$e = 2r \cdot e_{go} = \frac{e_{go} l^2}{2hP_0} = \frac{e_g l^2}{2hP};$$

skąd wypada wartość na e w zależności od e_g i $2P$.

Zależnie od gatunku stali wartość dla e_{go} waha się od 0,0035 do 0,0045 w zastosowaniu do pojazdów.

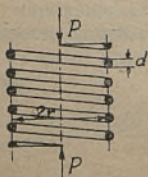
Należy sprawdzić pióro główne na siłą tnącą, stąd pióro główne jest zwykle grubsze od pozostałych.

W dziedzinie resorów samochodowych istnieje dążność do takiego rozwiązania konstrukcyjnego, któreby pozwoliło na dostateczne doprowadzenie smaru między pióra. Ostatnim wyrazem tej dążności jest świeżo zgłoszony do opatentowania wynalazek polski Tadeusza Potockiego z Uhrynia, resoru uformowanego z kilku wiązek prętów stalowych o przekroju okrągłym. Przestrzeń wolna między prętami wypełniona zostaje smarem.

B. Sprężyny śrubowe.

1) Sprężyny śrubowe naciskowe.

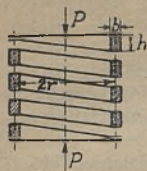
a) cylindryczne



$$P = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d^3 \cdot k_t}{r}; \quad n - \text{ilość zwojów czynnych}$$

$$f = \frac{64 \cdot n \cdot r^3}{d^4} \cdot \frac{P}{G} = \frac{4 \cdot \pi \cdot n \cdot r^2}{d} \cdot \frac{k_t}{G};$$

$$H = \frac{P \cdot f}{4} = \frac{1}{4} \cdot \frac{k_t^2}{G} V;$$



$$P = \frac{2}{9} \cdot \frac{b^2 \cdot h \cdot k_t}{r}; \quad \frac{b}{h} = \varphi;$$

$$f = 7,2 \cdot \pi \cdot n \cdot r^3 \cdot \frac{b^2 + h^2}{b^3 \cdot h^3} \cdot \frac{P}{G} =$$

$$= 1,6 \cdot \pi \cdot n \cdot r^2 \cdot \frac{b^2 + h^2}{b h^2} \cdot \frac{k_t}{G};$$

$$H = \frac{P \cdot f}{2} = \frac{4}{45} (\varphi^2 + 1) \frac{k_t^2}{G} \cdot V;$$

$$P = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d^3}{r} \cdot k_t;$$

b) stożkowe



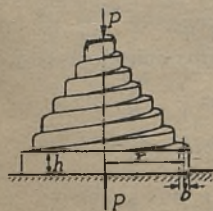
$$f = \frac{16}{\pi} \cdot \frac{r^2 \cdot l}{d^4} \cdot \frac{P}{G} = \frac{r \cdot l}{d} \cdot \frac{k_t}{G} =$$

$$= 16 \cdot n \cdot \frac{r^3}{d^4} \cdot \frac{P}{G} = \pi \cdot n \cdot \frac{r^2}{d} \cdot \frac{k_t}{G};$$

$$H = \frac{P \cdot f}{2} = \frac{1}{8} \cdot \frac{k_t^2}{G} \cdot V;$$

n — ilość zwojów czynnych,

l — długość rozwinięta (zwojów czynnych).



$$P = \frac{2}{9} \cdot \frac{b^2 \cdot h}{r} \cdot k_t;$$

$$f = 1,8 r^2 \cdot l \cdot \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3} \cdot \frac{P}{G} =$$

$$= 0,4 \cdot r \cdot l \cdot \frac{b^2 + h^2}{b \cdot h^2} \cdot \frac{k_t}{G},$$

gdzie l jest długością rozwinięta (zwojów czynnych);

$$H = \frac{P \cdot f}{2} = \frac{2}{45} (\varphi^2 + 1) \cdot \frac{k_t^2}{G} \cdot V, \quad \text{gdzie } \varphi = \frac{b}{h}.$$

2) Sprężyny naciągowe śrubowe.

Wzory do obliczania sprężyn naciągowych są te same, co dla tego samego typu sprężyn naciskowych.

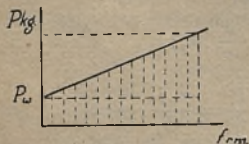
Należy tutaj wprowadzić pojęcie napięcia wstępnego, które bardzo często spotykamy przy sprężynach o uzwojeniu zwartym (bez odstępów między zwojami).

Jest to najmniejsza siła pod działaniem której sprężyna zaczyna się rozciągać; nazwiemy ją P_w .

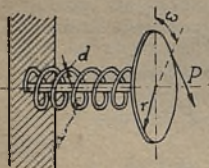
Wzór na obliczenie ugięcia pod działaniem siły P ulega następującej zmianie.

$$f = \frac{64 \cdot \pi \cdot r^3}{d^4} \cdot \frac{P - P_w}{G};$$

$$H = \frac{P + P_w}{2} \cdot f;$$



W praktyce P_w nie powinno przekraczać 15% obciążenia dopuszczalnego, zaś tolerancja dla P_w powinna wynosić od 6% do 10%, a to ze względu na niejednorodność materiału.



przekrój drutu okrągły.

3) Sprężyny śrubowe skrętowe

$$P = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \cdot \frac{k_g}{r};$$

$$f = r \cdot \omega = \frac{64}{\pi} \cdot \frac{P \cdot l \cdot r^2}{E \cdot d^4} = \frac{2 \cdot r \cdot l}{d} \cdot \frac{k_g}{E},$$

gdzie l — długości rozwiniętej sprężyny.

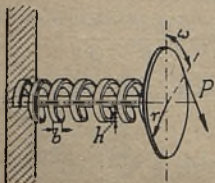
$$H = \frac{P \cdot f}{2} = \frac{1}{8} \cdot \frac{k_g^2}{E} \cdot V;$$

$$P = \frac{b \cdot h^2}{6} \cdot \frac{k_g}{r};$$

$$f = r \cdot \omega = 12 \cdot \frac{P \cdot l \cdot r^2}{E \cdot b \cdot h^3} = \frac{2 \cdot r \cdot l}{h} \cdot \frac{k_g}{E},$$

gdzie l — długość rozwiniętej sprężyny.

$$H = \frac{P \cdot f}{2} = \frac{1}{6} \cdot \frac{k_g^2}{E} \cdot V;$$



przekrój drutu prostokątny.

SPRĘŻYNY ŚRUBOWE CYLINDRYCZNE NACISKOWE I NACIĄGOWE.

Drut stalowy o przekroju okrągłym.

Tabela dopuszczalnych obciążeń, ugięć przy dopuszczalnym obciąż. współczynników giętkości sprężyn (C).

d — Średnica drutu stalowego

D	2 mm		3 mm		4 mm		5 mm		6 mm		7 mm										
	p	f	p	f	p	f	p	f	p	f	p	f									
20	7,1	38	1,87	24	25	9,5	57	19	30	15	73	110	15	73	159	18	88	217	21	103	
24	5,9	55	1,08	20	36	5,5	47	27	17,3	22	42	92	22	42	136	25	55	190	28	69	
28	5,1	75	0,68	17,1	49	3,5	40	37	10,9	29	27	79	38	17,0	119	32	37	160	35	48	
32	4,4	96	0,46	14,9	65	2,3	35	48	7,3	68	38	68	48	12,6	106	41	26	160	43	35	
36					13,3	8,2	1,63	31	5,1	61	48	61	60	9,1	96	50	19	152	43	35	
40					11,9	10,0	1,19	28	3,7	55	60	55	72	6,9	87	61	14,2	138	53	26	
44					10,8	12,1	0,89	26	2,8	50	72	50	72	6,9	80	73	11	126	63	20	
48					10	14,5	0,69	24	2,2	46	87	46	46	5,3	80	85	8,5	117	73	16	
52								22	1,71	43	102	43	43	4,2	73	85	9,9	108	84	12,8	
56								20	1,37	40	121	40	40	3,3	68	99	6,9	101	97	10,4	
60								18,9	1,11	37	137	37	37	2,7	64	114	5,6	101	97	10,4	
64								17,7	0,92	35	159	35	35	2,2	60	130	4,6	95	110	8,6	
68										33	177	33	33	1,86	56	143	3,9	89	124	7,2	
72										31	197	31	31	1,57	53	160	3,3	84	140	6	
76										29	218	29	29	1,33	50	185	2,7	80	157	5,1	
80										28	245	28	28	1,14	48	200	2,4	76	173	4,4	
84															45	225	2	72	189	3,8	
88															44	241	1,78	69	209	3,3	
92															42	269	1,56	66	228	2,9	
96															40	292	1,37	63	252	2,5	
100																		61	265	2,3	
104																		58	290	2	
108																		56	312	1,79	
112																		54	337	1,6	
	2 mm		3 mm		4 mm		5 mm		6 mm		7 mm		8 mm		9 mm		10 mm		11 mm		12 mm

k = 45 kg/mm²G = 7500 kg/mm²

C = siła, pod jarzmem której 1 zwój ugina się o 1 mm.

P = obciążenie dopuszczalne sprężyny

f = ugięcie sprężyny pod jarzmem siły P przy założeniu

ilość zwojów czynnych n = 10.

MF

SPRĘŻYNY ŚRUBOWE CYLINDRYCZNE NACISKOWE I NACIĄGOWE — ciąg dalszy.

Drut stalowy o przekroju okrągłym

Tabela dopuszczalnych obciążeń, ugięć przy dopuszczalnych obciążeniach współczynników giętkości sprężyn (C).

D	8 mm			9 mm			10 mm			11 mm			12 mm			13 mm		
	p	f	c	p	f	c	p	f	c	p	f	c	p	f	c	p	f	c
32	283	24	117															
36	252	31	82	358	27	132												
40	226	38	60	332	34	96	443	30	146									
44	206	46	45	293	41	72	402	37	110	535	33	161	640	36	176			
48	189	54	35	268	48	56	369	43	85	492	40	124	590	43	138	750	39	190
52	174	64	27	248	56	44	340	51	67	453	46	98	550	50	110	690	45	152
56	162	74	22	230	66	35	316	60	53	421	54	78	510	57	90	650	52	124
60	152	85	17,8	215	77	28	295	69	43	393	62	63	477	65	74	610	60	102
64	141	96	14,7	201	87	23	276	77	36	368	71	52	445	73	62	570	67	85
68	133	109	12,2	190	97	19,5	260	87	30	346	79	44	450	82	52	540	75	72
72	126	122	10,3	179	108	16,5	246	98	25	328	89	37	425	82	52	540	75	72
76	119	137	8,7	170	121	14	233	111	21	310	100	31	402	91	44	510	84	61
80	113	151	7,5	161	134	12	221	121	18,5	295	109	27	382	100	38	486	93	52
84	108	166	6,5	154	148	10,4	210	131	15,8	281	122	23	364	110	33	463	103	45
88	103	184	5,6	147	16,3	9	201	146	13,8	268	134	20	348	124	28	442	113	39
92	99	202	4,9	140	177	7,9	192	159	12,1	256	145	17,7	332	133	25	423	124	34
96	94	219	4,3	134	191	7	184	174	10,6	245	158	15,5	318	145	22	405	135	30
100	91	240	3,8	129	211	6,1	177	188	9,4	236	172	13,7	306	158	19,4	389	144	27
104	87	256	3,4	124	226	5,5	170	205	8,3	226	185	12,2	294	170	17,3	374	156	24
108	84	280	3	119	243	4,9	164	222	7,4	218	200	10,9	283	184	15,4	360	171	21
112	81	300	2,7	115	262	4,4	158	236	6,7	210	214	9,8	273	196	13,8	347	183	19
116	78	312	2,5	111	285	3,9	152	253	6	203	231	8,8	263	212	12,4	335	196	17,1
120	75	341	2,2	107	297	3,6	147	272	5,4	196	248	7,9	254	227	11,2	324	209	15,5
124	73	365	2	104	325	3,2	143	292	4,9	190	264	7,2	246	241	10,2	313	224	14
128	71	394	1,8	101	348	2,9	138	307	4,5	184	283	6,5	239	260	9,2	304	239	12,7
132				98	363	2,7	134	327	4,1	178	297	6	231	275	8,4	294	253	11,6
136				95	396	2,4	130	352	3,7	173	314	5,5	225	292	7,7	286	270	10,6
140				92	418	2,2	126	370	3,4	168	336	5	218	307	7,1	278	286	9,7

C. Sprężyny spiralne.



$$P = \frac{b \cdot h^2}{6} \cdot \frac{k_g}{r};$$

$$f = r \cdot \omega = \frac{12 \cdot P \cdot l \cdot r^2}{E \cdot b \cdot h^3} = 2 \cdot \frac{r \cdot l}{h} \cdot \frac{k_g}{E};$$

$$H = \frac{P \cdot f}{2} = \frac{1}{6} \cdot \frac{k_g^2}{E} \cdot V;$$

D. Sprężyny złożone.

Niejednokrotnie względy konstrukcyjne dyktują nam zastosowanie miast pojedynczej sprężyny naciskowej, względnie naciągowej, sprężyny złożonej, składającej się z dwóch lub więcej sprężyn, umieszczonych jedna w drugiej.

Uzyskujemy przez to większe ugięcie f cm. przy tej samej sile P , niż w wypadku zastosowania sprężyny pojedynczej. Aby uniknąć zaczepienia podczas pracy jednej sprężyny o drugą, nadajemy sprężynom sąsiadującym przeciwny skręt.

Obciążenie zespołu $P = P_1 + P_2 + \dots + P_k$. Wobec tego, że sprężyny składowe pod obciążeniem dopuszczalnym P mają ugięcia równe, zaś naprężenia dopuszczalne k_t dla wszystkich sprężyn winno być samo, to mamy:

$$\frac{D_1}{d_1} \cdot l_1 = \frac{D_2}{d_2} \cdot l_2 = \dots = \frac{D_k}{d_k} \cdot l_k;$$

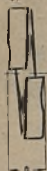
$$P = \frac{\pi}{8} \left(\frac{d_1^3}{D_1} + \frac{d_2^3}{D_2} + \dots + \frac{d_k^3}{D_k} \right) \cdot k_t;$$

gdzie d_1, d_2, \dots, d_k = średnice drutów,

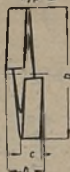
zaś D_1, D_2, \dots, D_k — średnice uzwojenia poszczególnych sprężyn.

Podkładki sprężynujące.

Typ A



Typ B



Przykład oznaczenia podkładki sprężynującej
typu A o wymiarach:

$a = 24$ mm, $c = 5$ mm, $e = 7$ mm

PODKŁADKA SPRĘŻYNUJĄCA

A 24 x 5/7 PN/G-603

mm

Do śrub o średnicach		a	b	c	a	h
mm	cale					
3	—	3,5	7,5	1	2	2
3,5	—	4	8			
4	—	4,5	8,5			
4,5	—	5	10	1,5	2,5	3
5	$\frac{1}{16}$	5,5	10,5			
5,5	—	6	11			
6	$\frac{1}{8}$	7	13	2	3	4
(7)	—	8	14			
8	$\frac{1}{16}$	9	17			
(9) i 10	$\frac{3}{16}$	11	19	2,5	4	5
—	($\frac{1}{16}$)	12	22			
12	—	13	23			
—	$\frac{1}{8}$	14	24	3	5	6
14	—	15	25			
16	$\frac{3}{16}$	17	27			
18	—	19	29	5	7	10
20	$\frac{1}{4}$	21	35			
22	$\frac{7}{16}$	24	38			
24	—	26	40	6	8	12
—	1	27	41			
27	—	30	44			
30	$1\frac{1}{8}$	32	48	8	10	16
(33)	$1\frac{1}{4}$	35	51			
36	$1\frac{3}{8}$	39	58			
39	$1\frac{1}{2}$	42	62	8	12	16
(42)	($1\frac{3}{8}$)	44	68			
45	$1\frac{3}{4}$	48	72			
(48)	($1\frac{7}{8}$)	50	74	8	12	16
52	2	55	79			

Z

KOŁA ZĘBATE

TREŚĆ

Koła czołowe	str.	53
Ślimaki i ślimacznice	„	61
Profile specjalne i poprawki	„	65
Koła stożkowe	„	71
Koła łańcuchowe	„	88
Obliczenia wytrzymałościowe	„	92

KOŁA ZĘBATE.

a) Koła zębate czołowe o zębach prostych i śrubowych

W budowie samochodów stosuje się wyłącznie koła zębate o ewolwentowym zarysie zęba. Stosuje się układ modułowy, przy którym długość podziałki t , mierzona na okręgu koła podziałowego o średnicy d_t , jest wielokrotnością modułu m .

$$m = 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 5; 6; 7; 8;$$

rzadziej $m = 1,76; 2,25; 4,5$.

W Anglii i Ameryce stosuje się podziałki calowe „Diametral Pitch — D_p ” i obwodowe „Circular Pitch — C_p ”. Podziałka „Diametral Pitch” wyraża się liczbą oderwaną ilości zębów, przypadających na 1 cal ang. średnicy koła podziałowego. Jest to pojęcie odwrotne do modułu, bowiem:

$$m = \frac{d_t}{z}; \quad D_p = \frac{z}{d_t},$$

stąd średnice podziałowe $d_t = z m$ mm

$$d_t = \frac{z}{D_p} \text{ cali ang.}$$

i z porównania wzorów powyższych

$$m = \frac{25,4}{D_p}; \quad D_p = \frac{25,4}{m}$$

„Circular Pitch” jest długością podziałki wyrażoną w calach

$$25,4 C_p = t = \pi \cdot m$$

stąd

$$m = 8,09 C_p.$$

Porównanie liczbowe m , C_p , D_p zestawiono w tablicy 1; tablica 2 ułatwia obliczanie wymiarów kół zębatach czołowych.

Angielska fabryka David Bodon & Sons stosuje moduł calowy M , który jest ułamkiem dziesiątym, przyczem

$$t'' = C_p = M \cdot \pi$$

$$M = 25,4 \cdot m.$$

Tablica I.

Diametral Pitch						Circular Pitch					
D_p	m	t	h_1	h_2	h	C_p	m	t	h_1	h_2	h
3	8,47	26,61	8,47	9,87	18,34	$1/8$	1,01	3,17	1,01	1,08	2,19
$3\frac{1}{2}$	7,26	22,81	7,26	8,46	15,72	$3/16$	1,51	4,74	1,51	1,76	3,27
4	6,35	19,95	6,35	7,41	13,76	$1/4$	2,02	6,35	2,02	2,36	4,38
5	5,08	15,96	5,08	5,92	11,00	$5/16$	2,52	7,92	2,52	2,94	5,46
6	4,23	13,29	4,23	4,94	9,17	$3/8$	3,03	9,52	3,03	3,53	6,56
7	3,63	11,40	3,63	4,23	7,86	$7/16$	3,53	11,09	3,53	4,13	7,66
8	3,17	9,96	3,17	3,70	6,87	$1/2$	4,04	12,69	4,04	4,72	8,76
9	2,82	8,86	2,82	3,29	6,11	$9/16$	4,54	14,26	4,54	5,30	8,84
10	2,54	7,98	2,54	2,96	5,50	$5/8$	5,05	15,87	5,05	5,89	10,94
11	2,31	7,26	2,31	2,71	5,02	$11/16$	5,56	17,47	5,56	6,49	12,05
12	2,12	6,66	2,12	2,47	4,59	$3/4$	6,06	19,04	6,06	7,07	13,13
14	1,81	5,69	1,81	2,12	3,93	$13/16$	6,57	20,63	6,57	7,66	14,23
16	1,59	5	1,59	1,85	3,44	$7/8$	7,08	22,24	7,08	8,26	15,34
18	1,41	4,43	1,41	1,64	3,05	$15/16$	7,58	23,81	7,58	8,90	16,48
20	1,27	3,99	1,27	1,48	2,75	1	8,09	25,42	8,09	9,44	17,53

Tablica II

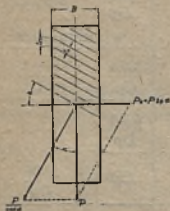
Wzory dla kół czołowych wg. m — D_p — C_p .

Wszystkie wielkości szukane w milimetrach		Znak	Wielkości szukane	Znak	Wszystkie wielkości szukane w calach ang.	
$\frac{d_z}{Z+2}$	$\frac{t}{\pi}$	m	moduł	m	$\frac{25,4}{D_p}$	$8,09 C_p$
					w milimetrach	
	$\frac{25,4}{m}$	D_p	Diametral Pitch	D_p	$\frac{3,14}{C_p}$	$\frac{Z+2}{d_o}$
	$\frac{m''}{8,09}$	C_p	Circular Pitch	C_p	$\frac{3,14}{D_p}$	
$\frac{d_t \cdot \pi}{z}$	$m \cdot \pi$	t	podziałka	t	C_p	$\frac{3,14}{D_p}$
	mZ	d_t	średnica podziałowa	d_t	$\frac{Z}{D_p}$	$\frac{Z C_p}{3,14}$
$d_t + 2m$	$(z+2)m$	d_z	średnica zewnętrzna	d_z	$\frac{Z+2}{D_p}$	$\frac{(Z+2) C_p}{3,14}$
$\frac{t}{2}$	$\frac{m \pi}{2}$	$t_1 = t_2$	szer. zęba = = szer. wrębu	$C_{p1} = C_{p2}$	$\frac{C_p}{2}$	$\frac{1,57}{D_p}$
	m	h_1	wys. główki zęba	h_1	$\frac{1}{D_p}$	$0,3183 C_p$
	$1,16 m$	h_2	wys. podstawy zęba	h_2	$\frac{1,167}{D_p}$	$0,3714 C_p$
	$2,16 m$	h	wysokość zęba	h	$\frac{2,167}{D_p}$	$0,6897 C_p$
$\frac{d_{t_1} + d_{t_2}}{2}$	$\frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot m$	L	odległość osi	L	$\frac{Z_1 + Z_2}{2 D_p}$	$\frac{Z_1 + Z_2}{2} C_p$ $3,14$

W kołach śrubowych linia zęba jest krzywą śrubową, nawięta na walcu o średnicy d_t . Koła te stosujemy w wypadku, kiedy osie są do siebie równoległe lub wchrowate.

Wyobrazić je sobie możemy, jako cały szereg nieskończenie cienkich kół czołowych, nałożonych jedno na drugie i przesuniętych względem siebie tak, że ich zęby tworzą linje

śrubową. Zazębianie odbywa się w sposób ciągły, praca kół jest spokojniejsza — wolna od uderzeń, co przyczynia się do mniejszego zużywania się zębów. Im większy jest kąt (α) pochylenia, tym bieg kół jest spokojniejszy, powstający jednak wskutek nachylenia zębu nacisk poosiowy $P_a = P \cdot \operatorname{tg} \alpha$ (rys. 1), usiłujący przesunąć koło wzdłuż osi, zwiększa się, to też α nie przekracza 20° . W stosunku do kół czołowych koła śrubowe mogą pracować przy większych szybkościach obwodowych, a przy tej samej podziałce, nadają się do przenoszenia większych mocy, gdyż przekrój zęba narażony na złamanie, skośnie położony, jest większy przy tej samej podziałce, aniżeli w kole o zębach prostych.

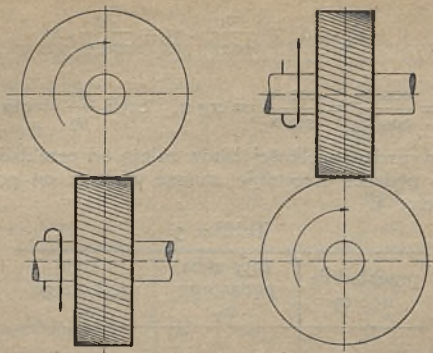


Rys. 1.

Koła śrubowe o osiach równoległych mają kąty pochylenia równe, równe podziałki normalne t_n i czołowe t_{cz} , a średnice podziałowe są odwrotnie proporcjonalne do ilości obrotów, a wprost proporcjonalne do ilości zębów. Kierunki pochylenia linii śrubowej są różne, t. zn. jedno koło jest prawoskrętne, a drugie lewoskrętne.

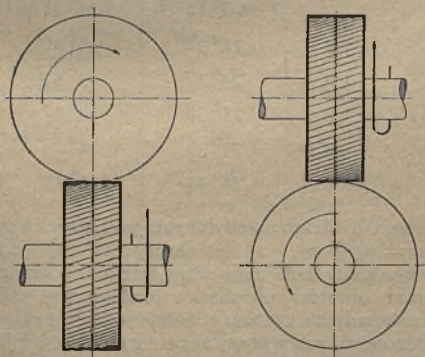
W kołach o osiach prostopadłych ($\alpha_1 + \alpha_2 = 90^\circ$) prostopadłe są do siebie parami nieskończenie cienkie koła czołowe, na jakie nasze śrubowe dzielimy. Elementarne takie pary zazębiają się pojedynczo, dotykając do siebie teoretycznie w jednym tylko punkcie, więc zużywanie się zębów jest szybsze, naciski poosiowe wypadają stosunkowo większe, większe bowiem są kąty α_1 i α_2 , które w sumie muszą dać 90° . Z równań na średnice podziałowe, wynika, że dwa koła śrubowe mogą mieć równe ilości zębów, lecz nierówne średnice, lub też koło o większej ilości zębów może mieć mniejszą średnicę; — podziałki normalne są zawsze jednak równe. Kierunki pochylenia zęba są jednakowe, przyczem koła prawoskrętne mają kierunki obrotów zgodne, lewoskrętne różne — patrz rys. 2 i 3.

Bardzo często stosuje się jednakowe średnice kół przy różnych ilościach zębów, wtedy



Koła prawoskrętne - kierunki obrotów zgodne

Rys. 2.



Koła lewoskrętne - kierunki obrotów przeciwne

Rys. 3.

Z

$$d_t = d_{t_2} = \frac{z_1}{\cos \alpha_1} \cdot m = \frac{z_2}{\cos \alpha_2} \cdot m$$

skąd

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} = \frac{\cos \alpha_1}{\sin \alpha_1} = \operatorname{ctg} \alpha, \quad \text{czyli} \quad \frac{u_1}{u_2} = \operatorname{ctg} \alpha_1$$

i w tym wypadku wielkości kątów zależą od przekładni, przy-
czem koło pędzące otrzymuje zawsze większy kąt pochylenia,
jak w tabelce 3.

Tablica 3.

przekładnia $u_1 : u_2$	kąty zęba pędzącego α_1	koła pędzonego α_2
1 : 1	45 ⁰	45 ⁰
1 : 1 ^{1/2}	56 ⁰ 19'	33 ⁰ 41'
1 : 2	63 ⁰ 26'	26 ⁰ 34'
1 : 2 ^{1/2}	68 ⁰ 12'	21 ⁰ 48'
1 : 3	71 ⁰ 34'	18 ⁰ 26'
1 : 3 ^{1/2}	74 ⁰ 3'	15 ⁰ 57'
1 : 4	75 ⁰ 58'	14 ⁰ 2'
1 : 4 ^{1/2}	77 ⁰ 36'	12 ⁰ 24'
1 : 5	78 ⁰ 41'	11 ⁰ 19'

W kołach o osiach nachylonych pod dowolnym kątem α wypada $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$, o ile skrety kół są jednakowe i $\alpha = \alpha_1 - \alpha_2$, kiedy koła mają różne kierunki pochylenia zębów.

Kierunki obrotów określamy analogicznie, jak w kołach o osiach prostopadłych, zaznaczyć należy jednak, że kierunek skre-
tu koła pędzonego, nie wpływa zupełnie na kierunek jego obrotu.

Przykład: Odległość prostopadłych osi dwu kół śrubowych wynosi $L = 210$ mm. koło pędzące ma $Z_1 = 18$ zębów, moduł 4,5. a średnicę zewnętrzną $d_{z_1} = 257,80$ mm. Wyznaczyć wymiary koła drugiego. Posługujemy się wzorami tablicy 4.

Tablica 4.

Wzory do obliczania wymiarów kół śrubowych.

Wielkość szukana	Znak	Wzory do obliczeń		
moduł normalny	m	$\frac{t}{\pi}$	$m_{cz} \cos \alpha$	
moduł czołowy	m_{cz}	$\frac{t_{cz}}{\pi}$	$\frac{m}{\cos \alpha}$	
podziałka normalna	t	$m \pi$	$t_{cz} \cdot \cos \alpha$	
podziałka czołowa	t_{cz}	$\frac{m \pi}{\cos \alpha}$	$\frac{t}{\cos \alpha}$	$\frac{d_t \pi}{Z}$
średnica podziałowa	d_t	$Z m_{cz}$	$\frac{Z m}{\cos \alpha}$	$\frac{Z t_n}{\pi \cos \alpha}$
średnica zewnętrzna	d_z	$d_t + 2m$	$\left(\frac{Z}{\cos \alpha} + 2\right) m$	
skok zęba	σ		$B \cdot \operatorname{tg} \alpha$	
skok linii śrubowej zęba	H	$\pi d_t \cdot \operatorname{ctg} \alpha$	$\frac{\pi \cdot Z \cdot m}{\sin \alpha}$	
kąt zęba	koła pędzącego	α_1	kiedy osie równoległe $\alpha_1 = \alpha_2$	
	koła pędzonego	α_2	kiedy osie krzyżują się $\alpha_1 \geq \alpha_2$	
kąt nachylenia osi	α		$\alpha_1 + \alpha_2$	
ilość zębów	Z	$\frac{d_t}{m_{cz}}$	$\frac{d_t \cdot \pi}{t_{cz}}$	$\frac{d_t \cdot \cos \alpha}{m}$
długość zęba	b		$\frac{B}{\cos \alpha}$	
szerokość koła	B	$b \cdot \cos \alpha$	$\sim 10 m$	$\sim 3 t$
wys. główki zęba	h_1		m	
wyc. podstawy zęba	h_2		$1,16 m$	
odległości osi	L	$\frac{d_{t_1} + d_{t_2}}{2}$	$\left(\frac{Z_1}{\cos \alpha_1} + \frac{Z_2}{\cos \alpha_2}\right) \frac{m}{2}$	
	Z_i	$\frac{Z}{\cos \alpha}$	frez obracć według ilości zębów	

Z

Koło pędzące:

$$d_{t_1} = d_{z_1} - 2m = 257,80 - 2 \times 4,5 = 248,8.$$

$$\cos \alpha_1 = \frac{4,5 \times 18}{248,8} = 0,3256$$

$$\alpha_1 = 71^0 \quad \alpha_2 = 90^0 - 71^0 = 19^0.$$

Koło pędzone:

$$d_{t_2} = 2L - d_{t_1} = 2 \cdot 210 - 248,8 = 171,2$$

$$Z_2 = \frac{d_{t_2} \cdot \cos \alpha_2}{m} = \frac{171,2 \times 0,94552}{4,5} = 36.$$

$$d_{z_2} = 171,2 + 9 = 180,2$$

$$H_z = 171,2 \times \pi \times \operatorname{ctg} 19^0 = 537,57 \times 2,9042 = 1581,53$$

$$Z_i = \frac{36}{\cos^3 19^0} = \approx 43,56.$$

frez Nr. 6.

Decydując się na mniej dokładną obróbkę, koła zębate nacinać możemy frezami krążkowymi, których 8 lub 15 sztuk stanowi komplet danego modułu lub podziałki.

Podział frezów krążkowych do kół zębatych czołowych o zębach prostych — 8 frezów w komplecie

moduł mniejszy od 10

Nr. freza	1	2	3	4	5	6	7	8
nacina koła								
ilości zębów	12-13	14-16	17-20	21-25	26-34	35-54	55-134	135-∞

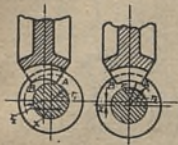
Dla kół śrubowych numer freza dobiera się wg urojonej

ilości zębów $Z_i = \frac{Z}{\cos^3 \alpha}$ lub wg. wykresu rys. 3.

b) Ślimaki i ślimacznice.

Zespół ślimakowy uważać można jako dwa koła śrubowe o osiach, najczęściej prostopadłych. Zespoły te stosuje się przy dużych przekładniach np. 4 : 38 w tylnej osi ciężarowego U. S. A.

Ślimak ma postać śruby o profilu trapezowym, którego boki pochylone są pod kątem $2\varepsilon = 30^0$, w przekroju prostopadłym do kierunku zwoju. Ze wzoru na skok śruby $h = \pi d \operatorname{tg} \alpha$ widać, że kąt pochylenia zwoju na różnych średnicach jest różny, większy u spodu zęba, a mniejszy u jego wierzchołka. To też baczną uwagę zwrócić należy nie tylko na wykonanie, lecz i na montaż. Na rys. 4 przesunięto osie o wielkość x . Punkt A ślimacznicy dotyka zęba ślimaka na zwoju o promieniu r_1 a punkt B — na promieniu r_2 . Pochylenie zęba



Rys. 4. Rys. 5.

ślimacznicy nie odpowiada już pochyleniom linii śrubowej w punktach A i B. Ząb nie przylega na całej swej długości, zużycie zęba ślimacznicy rozpoczyna się od wierzchołka A. Gdy zwiększyć odległość osi o wielkość x , rys. 5, krawędź zęba AB o pochyleniu zęba, odpowiadającym promieniowi r_1 , pracuje ze zwojem ślimaka na wysokości r_2 , więc zamiast na całej krawędzi AB, ząb przylega tylko w wierzchołkach A i B, które przejmują cały nacisk, co prowadzi znów do szybkiego zużywania się zębów.

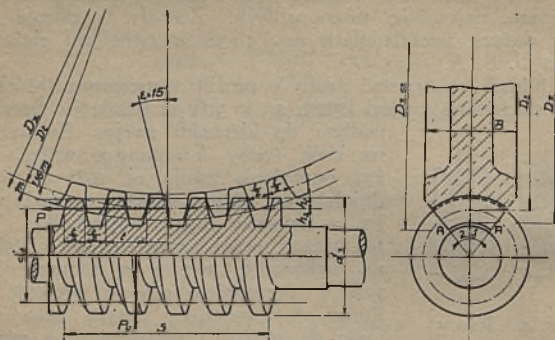
ŚLIMAK U GÓRY	KIER. OBROT				KIER. NACISKU				
	ŚLIMAK	ŚLIMACZNY	ŚLIMAK	ŚLIMACZNY	ŚLIMAK	ŚLIMACZNY	ŚLIMAK	ŚLIMACZNY	
PRAWY	A	D	H	F	PRAWY	B	D	H	E
PRAWY	B	C	Y	E	PRAWY	A	C	Y	F
LEWY	A	C	Y	F	LEWY	B	C	Y	E
LEWY	B	D	H	E	LEWY	A	D	H	F

Rys. 6.

Kierunek obrotu ślimacznicy i składowa po-

Z

osiowa nacisku, zależą od położenia ślimaka, kierunku skrętu jego zwojów i kierunku obrotu, patrz schemat rys. 6.



Rys. 7.

W przecięciu płaszczyzną prostopadłą do osi ślimacznicy i przechodzącą przez oś ślimaka, otrzymujemy obraz zażębień listwy zębatej z kołem czołowym rys. 7. Obowiązujące tu wzory zestawiono w tabelcy 5.

Długość ślimaka obieramy jak w tabelce 6.

Ślimacznice o małej ilości zębów i dużym skoku ślimaka, zaokrąglenia wieńca nie otrzymują ($D_{cz} = D_z$). O ile ślimacznica ma mniej niż 30 zębów, powiększa się jej średnicę podziałową do wielkości $D_t' = (0,937 Z + 2) m$, odległość osi zespołu powiększa się wtedy o

$$\delta = \frac{1}{2} (D_t' - D_t),$$

stosuje się również wzór

$$\delta = m \left(1 - \frac{z}{30} \right).$$

Tablica V.
Wzory do obliczania ślimaka i ślimacznicy

Dla ślimaka		Znak	Wielkość szukana	Znak	Dla ślimacznicy	
$\frac{h}{z \cdot \pi}$	$\frac{t}{\pi}$	m	moduł	m	$\frac{t}{\pi}$	$\frac{Dt}{z \cdot \pi}$
$\frac{h}{z}$	$m \cdot \pi$	t	podziałka	t	$m \cdot \pi$	$\frac{Dt}{z}$
$\frac{s}{t}$		z	ilość zębów	z	$\frac{Dt}{m}$	
$\pi d_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$	$z \cdot t$	h	skok ślimaka			
$\frac{\pi d_t}{h}$	$\frac{d_t}{z \cdot m}$	$\operatorname{tg} \alpha$	kąt pochylenia zęba	α		
w tablicy 6		s	długość ślimaka			
$\frac{h}{\pi \operatorname{tg} \alpha}$	$d_z - 2h_1$	d_t	średnica podziałowa	D_t	$z \cdot m$	
			średn. podz. popr.	D_t'	$(0,937 Z + 2 m) m$	
		d_z	najmn. średn. zewn.	D_z	$(Z + 2) m$	
			najm. śr. zewn. popr.	D_z'	$D_t' + 2m$	
			czoł. średn. zewn.	D_{zc_2}	$D_t + k(d_t - 2m)$	
			kąt środkowy ślim.	δ	$\operatorname{ctg} \delta = \frac{1}{a} \left(1,2 + 0,3183 \frac{d_t}{m} \right)$	
$d_t - 2,33 m$			średnica rdzenia ślimaka			
$m \text{ lub } m \cos \alpha$			wys. główki zęba	h_1	m	
	$1,16 m$		wys. podstawy zęba	h_2	$1,16 m$	
	$h_1 + 1,16 m$		całk. wysokość zęba	h	$2,16 m$	
			szer. wieńca ślim.	B	$da \operatorname{Sin} \delta + 0,25 t$	
$\frac{d_t + D_t}{2}$			odległość osi	L	$\frac{D_t + d_t}{2}$	
			wartość	$K =$	$(1 - \cos \delta)$	

Warto ci a

$z =$	28	35	45	55	65	75	85
$a =$	3,8	9,2	4,6	5,0	5,2	5,6	5,8

Z

Tablica 6.

Ilość zębów ślimacznicy	długość ślimaka $S = m \times$	Ilość zębów ślimacznicy	długość ślimaka $S = m \times$
—21	10	71—80	19
21—30	11,5	81—90	20,5
31—40	13	91—100	22
41—50	14,5	101—110	23,5
51—60	16	111—120	25
61—70	17,5		

Przykład: Ślimak dwuzwojowy ma $d_t = 80$, $m = 4,0$,
ślimacznica $Z = 28$.

skok ślimaka

$$h = z \cdot t = 2 \cdot 3,14 \cdot 4 = 25,22.$$

kąt pochylenia $\alpha = 5^0 43'$, bo

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{\pi d_t} = \frac{8}{80} = 0,1.$$

wysokość główki zęba ślimaka

$$h_1' = m \cdot \cos \alpha = 4 \times 0,995 = \sim 3,98,$$

średnica rdzenia ślimaka

$$d_r = d_t - z_1 \times 1,16 m = 80 - 2,33 \times 4 = 70,68,$$

całkowita długość ślimaka

$$s = 11,5 \times 4 = 46,$$

średnica podział ślimacznicy

$$D_t = (0,937 Z + 2) \cdot m = (0,937 + 28 + 2) \cdot 4 = 112,96$$

$$\operatorname{ctg} \delta = \frac{1}{a} \left(1,2 + 0,3183 \frac{d_t}{m} \right) = \frac{1}{3,8} \left(1,2 + \frac{80}{4} \cdot 0,3183 \right) =$$

$$= 1,707 \quad \text{i} \quad \delta = 30^0 22',$$

czołowa średnica zewnętrzna ślimacznicy

$$D_{z_{cz}} = D_t + (d_t - 2m) \cdot k = 112,96 + (80 - 2 \times 4) \times 0,137 = 112,96 + 9,86 = 122,82,$$

gdzie

$$k = (1 - \cos \delta) = (1 - 0,86281) = 0,137,$$

szerokość wieńca (nieobowiązująca ściśle)

$$B = d_a \cdot \sin \delta + 0,25 t = 80 \times 0,505 + 3,14 = 43,5.$$

C. Profile specjalne i poprawki.

Do niedawna uważano kąt 15^0 w Europie i $14^0 30'$ w Ameryce jako normalne kąty przyporu ewolwentowego profilu zęba. Obecnie stosuje się jako normalną ewolwentę o kącie przyporu $\epsilon = 20^0$. Przy małych ilościach zębów występują jednak podcięcia profilu. Liczbę zębów $Z_0 = \frac{2}{\sin^2 \epsilon}$ przyjmujemy za krańcową, powyżej której podcięcie zęba nie występuje. (Dla $\epsilon = 15^0$ $Z_0 = 30$ i $\epsilon = 20^0$ $Z_0 = 17$).

Celem uniknięcia podciętych, a więc osłabionych zębów, stosuje się różne kąty przyporu, jak poniżej:

ilość zębów koła	8—13	14—17	18—22	23—25
kąt przyporu ewolv.	25^0	$22^0 30'$	20^0	$17^0 30'$

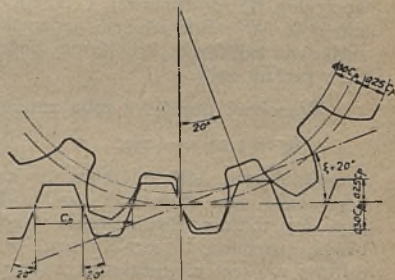
Amerykańskie wytwornie w kołach do skrzynek biegów stosują zazębie nie skrócone „Stubbed Tooth“ o kącie $\epsilon = 20^0$, przyczem rys. 8

$$h_1 = 0,25 t \quad t_1 = t_2 = \frac{1}{2} t$$

$$h_2 = 0,30 t \quad d_t = \frac{z t}{\pi}$$

$$h = 0,55 t \quad d_a = d_t + 0,5 t$$

Fabryka Fellowa stosuje zazębie, przy któ-



Rys. 8.

rem wysokość główki zęba odpowiada mniej szemu z rzędu modułowi, przyczem wysokość podstawy wynosi 1,22 — 1,25 wysokości główki. Tak np. znak zazębienia $4/5 D_p$ oznacza że wysokość główki zęba odpowiada $D_p = 5$, a więc 0,2", przyczem grubość zęba $D_p = 4$, czyli 0,3925". Lub też symbol $4/3$ oznacza ząb o grubości odpowiadającej $m = 4$ więc 6,28 mm, wysokość główki = 3 mm i wysokości podstawy zęba równej 3,75 mm.

Fellow stosuje profile: 1,75/1,50 — 2/1,75 — 2,25/1,75
 2,5/2 — 2,75/2 — 3/2,25 — 3,25/2,5 — 3,5/2,5 — 3,75/2,75
 4/3 — 4,25/3,25 — 4,5/3,25 — 4,75/3,5 — 5/3,75 — 5,25/4
 5,5/4 — 5,75/4 — 6/4,5 — 6,25/4,75 — 6,5/5.

Nacinając koła zapomocą freza ślimakowego, lub zębatki Maaga o normalnym profilu listwy zębatej i kącie boków zęba 30^0 , otrzymać możemy różnorodne wzmocnione profile poprawione. Poprawki polegają na powiększeniu średnicy zewnętrznej. Wtedy wysokość główki zęba powiększa się, wysokość podstawy zęba odpowiednio skraca, więc ząb wzmacnia się u podstawy przyjmując bardziej ostrą formę przy wierzchołku. Powiększając średnicę koła zębatego musimy przesunąć o wielkość $MS = xm$ rys. 9 narzędzie tnące.

Koło podziałowe o promieniu $R_t = \frac{mz}{2}$ odsunęło się od linii podziałowej freza i toczy się po nowej linii tocznej gryza równoległej do podziałowej i odsuniętej od niej o tę samą odległość MS . Przesunięcie jednostkowe freza X nazywa się wielkością poprawki, lub krótko poprawką, lub też przesunięciem profilu zęba.

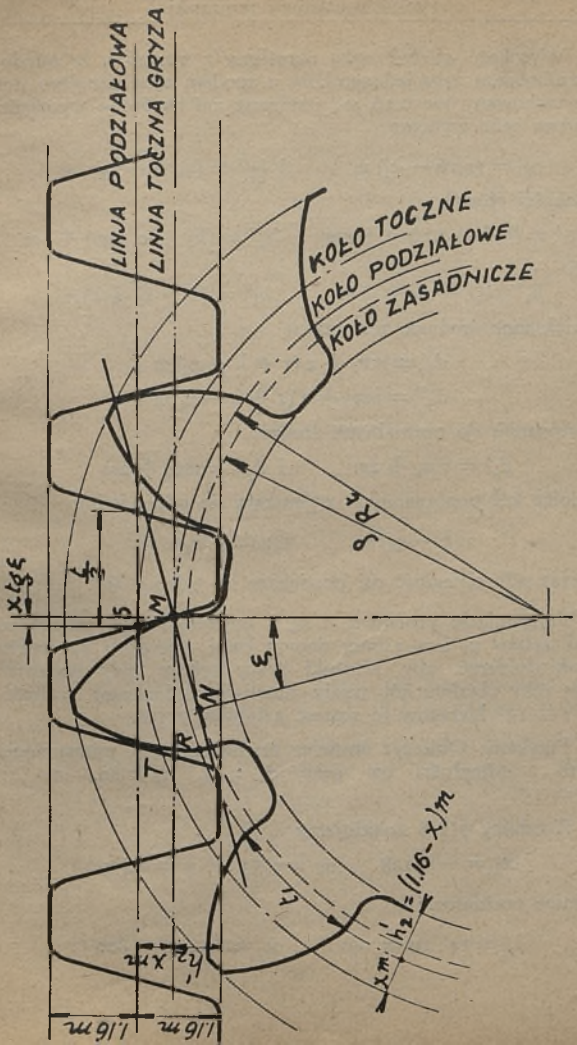
Wysokość podstawy zęba zmniejsza się;

$$h_2 = 1,16 m - xm;$$

$$h_2 = (1,16 - x) \cdot m$$

Szerokość zęba MR mierzona na kole podziałowym wzrasta, odpowiada ona szerokości wrębu freza MT , mierzonej na jego linii tocznej. Powiększenie wysokości główki zęba nie jest równe przesunięciu profilu xm , a powiększenie odległości osiowej nie jest równe sumie przesunięć jednostkowych. Styczna do kół tocznych jest nową linią przyporu o powiększonym kącie.

Z



Rys. 9.

Wysokość główek zęba określimy z warunku, że między wierzchołkiem zęba jednego koła, a spodem zęba drugiego, ma być zachowany luz $0,16 m$, ponieważ zaś skrócone wysokości podstaw zęba wynoszą

$$h_2' = (1,16 - x_1) m \quad \text{i} \quad h_2'' = (1,16 - x_2) \cdot m$$

wysokości główek

$$h_1' = (h_2'' - 0,16m) + xm \quad h_2'' = (h_2' - 0,16m) + \lambda m$$

czyli

$$h_1' = (1 - x_2 + \lambda) m \quad h_1'' = (1 - x_1 + \lambda) m$$

Powiększone średnice zewnętrzne

$$d_z' = mz_1 + 2(1 + \lambda - x_2) m \quad \text{i}$$

$$d_z'' = mz_2 + 2(1 + \lambda - x_1) m$$

W stosunku do normalnych średnic

$$d_z' = mz_1 + 2m \quad \text{i} \quad d_z'' = mz_2 + 2m$$

Średnice kół poprawionych zwiększają się odpowiednio

$$2(\lambda - x_2) m \quad \text{i} \quad 2(\lambda - x_1) \cdot m,$$

podczas gdy odległość osi powiększa się tylko o λm .

Przesunięcie profilu x_1 i x_2 i odległości osi λ zależą od ilości zębów z_1 i z_2 i przy danym kącie przyporu ε , należy je tak dobierać, aby warunki pracy zębów były najlepsze i aby zęby obydwu kół miały możliwie jednakową grubość. Dla $\varepsilon = 15^\circ$ bierzemy je wprost z tablicy 7 i 8.

Przykład: Obliczyć średnice zewnętrzne kół, przesunięcia profili i odległości osi przy $z_1 = 14$, $z_2 = 80$, $m = 10$ i $\varepsilon = 15^\circ$.

Z tablicy 7 i 8 znajdujemy

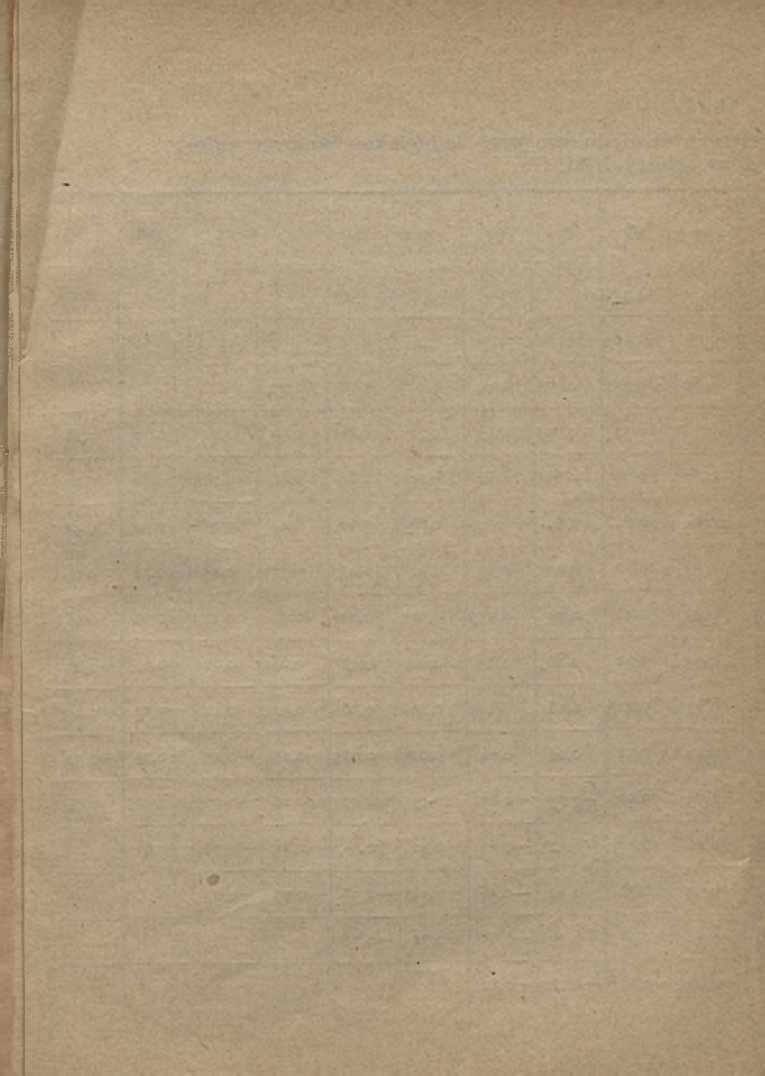
$$x_1 = -0,128 \quad x_2 = 0,53 \quad \lambda = 0,439$$

Średnice podziałowe

$$d_{t_1} = 14 \cdot 10 = 140, \quad d_{t_2} = 80 \cdot 10 = 800$$

T a b l i c a 7
Jednostkowe przesunięcia profili x_1 i x_2 kół zębatach naciętych obwiedniowo

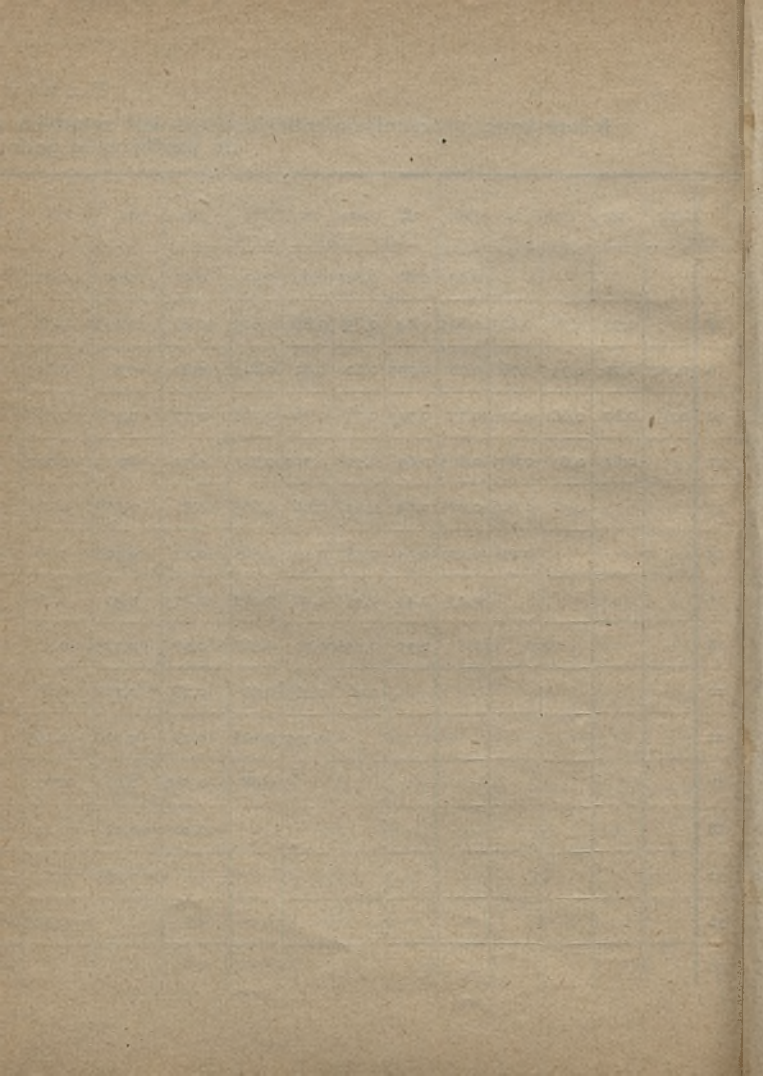
Z_1	9		10		11		12		14		16		18		20		22		24		28		32		36		40		44		48		56		
	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2			
6																																	1,00	0,77	
7														0,556	0,66	0,55	0,682	0,53	0,68	0,515	0,69	0,475	0,705	0,52	0,71	0,57	0,718	0,62	0,72	0,665	0,725	0,72	0,73	0,79	0,73
8					0,537	0,555	0,535	0,565	0,53	0,58	0,525	0,60	0,518	0,61	0,508	0,625	0,495	0,635	0,475	0,645	0,46	0,66	0,41	0,67	0,395	0,68	0,44	0,685	0,485	0,60	0,53	0,695	0,595	0,70	
9	0,475	0,475	0,487	0,498	0,49	0,50	0,492	0,51	0,49	0,53	0,485	0,55	0,478	0,565	0,468	0,58	0,455	0,59	0,435	0,60	0,405	0,615	0,375	0,63	0,34	0,64	0,31	0,65	0,29	0,66	0,33	0,662	0,39	0,66	
10	0,498	0,487	0,438	0,438	0,45	0,45	0,45	0,46	0,45	0,48	0,447	0,50	0,44	0,515	0,432	0,53	0,42	0,545	0,40	0,555	0,37	0,57	0,336	0,585	0,308	0,60	0,275	0,61	0,24	0,62	0,213	0,63	0,15	0,64	
11	0,50	0,490	0,45	0,45	0,405	0,405	0,41	0,415	0,41	0,435	0,41	0,455	0,40	0,47	0,395	0,485	0,385	0,405	0,372	0,51	0,345	0,525	0,315	0,54	0,28	0,56	0,25	0,57	0,215	0,58	0,185	0,59	0,125	0,60	
12	0,51	0,492	0,46	0,45	0,415	0,41	0,37	0,37	0,375	0,375	0,375	0,412	0,37	0,428	0,362	0,445	0,355	0,455	0,336	0,47	0,31	0,49	0,28	0,505	0,25	0,52	0,22	0,53	0,185	0,54	0,158	0,552	0,095	0,56	
14	0,53	0,490	0,48	0,45	0,435	0,41	0,39	0,375	0,305	0,305	0,31	0,33	0,305	0,345	0,30	0,36	0,29	0,375	0,275	0,39	0,25	0,41	0,22	0,425	0,19	0,44	0,162	0,455	0,13	0,468	0,10	0,48	0,035	0,49	
16	0,55	0,485	0,50	0,447	0,455	0,41	0,412	0,375	0,33	0,31	0,25	0,25	0,246	0,265	0,24	0,28	0,235	0,30	0,22	0,31	0,197	0,33	0,17	0,35	0,14	0,37	0,11	0,38	0,075	0,395	0,05	0,41	-0,02	0,42	
18	0,565	0,478	0,515	0,44	0,47	0,40	0,428	0,37	0,345	0,305	0,265	0,246	0,195	0,195	0,19	0,21	0,185	0,22	0,17	0,235	0,145	0,26	0,12	0,28	0,095	0,296	0,06	0,31	0,03	0,325	0,00	0,34	-0,065	0,35	
20	0,58	0,468	0,53	0,432	0,485	0,395	0,445	0,362	0,36	0,30	0,28	0,24	0,21	0,19	0,145	0,145	0,135	0,157	0,13	0,17	0,10	0,195	0,08	0,21	0,05	0,23	0,02	0,245	-0,02	0,26	-0,05	0,27	-0,115	0,29	
22	0,59	0,455	0,545	0,42	0,495	0,385	0,455	0,355	0,375	0,29	0,30	0,235	0,22	0,185	0,157	0,135	0,09	0,09	0,085	0,105	0,06	0,125	0,035	0,145	0,01	0,165	-0,025	0,18	-0,06	0,195	-0,09	0,21	-0,155	0,23	
24	0,60	0,435	0,555	0,40	0,51	0,372	0,47	0,336	0,39	0,275	0,31	0,22	0,235	0,17	0,17	0,13	0,105	0,085	0,045	0,045	0,025	0,068	-0,005	0,088	-0,035	0,10	-0,06	0,12	-0,096	0,13	-0,13	0,15	-0,19	0,17	
28	0,615	0,405	0,57	0,37	0,525	0,345	0,49	0,31	0,41	0,25	0,33	0,197	0,26	0,145	0,195	0,10	0,125	0,06	0,068	0,025	0,05	-0,05	-0,075	-0,02	-0,10	-0,01	-0,13	0,005	-0,16	0,02	-0,20	0,035	-0,265	0,05	
32	0,63	0,375	0,585	0,336	0,54	0,315	0,505	0,28	0,425	0,22	0,35	0,17	0,28	0,12	0,21	0,08	0,145	0,035	0,088	-0,005	0,02	-0,075	-0,13	-0,13	-0,16	-0,11	-0,19	-0,09	-0,22	-0,08	-0,26	-0,65	-0,325	-0,04	
36	0,64	0,34	0,60	0,308	0,56	0,28	0,52	0,25	0,44	0,19	0,37	0,14	0,296	0,095	0,23	0,05	0,165	0,01	0,10	-0,035	0,01	-0,10	-0,11	-0,16	-0,21	-0,21	-0,24	-0,195	-0,27	-0,18	-0,31	-0,165	-0,38	-0,14	
40	0,65	0,31	0,61	0,275	0,57	0,25	0,53	0,22	0,455	0,162	0,38	0,11	0,31	0,06	0,245	0,02	0,18	-0,025	0,12	-0,06	0,005	-0,13	-0,09	-0,19	-0,195	-0,24	-0,24	-0,28	-0,315	-0,27	-0,355	-0,255	-0,425	-0,23	
44	0,66	0,29	0,62	0,24	0,58	0,215	0,54	0,185	0,468	0,13	0,395	0,075	0,325	0,03	0,26	-0,02	0,195	-0,06	0,13	-0,096	0,02	-0,16	-0,08	-0,22	-0,18	-0,27	-0,27	-0,315	-0,355	-0,355	-0,395	-0,34	-0,47	-0,32	
48	0,662	0,33	0,63	0,213	0,59	0,185	0,552	0,158	0,48	0,10	0,41	0,05	0,34	0,00	0,27	-0,05	0,21	-0,09	0,15	-0,13	0,035	-0,20	-0,65	-0,26	-0,165	-0,31	-0,255	-0,355	-0,34	-0,395	-0,405	-0,405	-0,47	-0,37	
56	0,668	0,39	0,64	0,15	0,60	0,125	0,565	0,095	0,492	0,035	0,425	-0,02	0,355	-0,065	0,29	-0,115	0,23	-0,155	0,17	-0,19	0,055	-0,265	-0,045	-0,325	-0,145	-0,38	-0,235	-0,425	-0,32	-0,47	-0,37	-0,47	-0,445	-0,44	
64	0,675	0,445	0,65	0,21	0,62	0,07	0,58	0,04	0,51	-0,02	0,445	-0,08	0,375	-0,13	0,31	-0,175	0,25	-0,22	0,19	-0,255	0,075	-0,335	-0,03	-0,395	-0,125	-0,455	-0,22	-0,495	-0,305	-0,54	-0,34	-0,525	-0,41	-0,50	
72	0,68	0,50	0,652	0,26	0,625	0,01	0,59	-0,02	0,52	-0,08	0,455	-0,135	0,39	-0,185	0,325	-0,235	0,26	-0,275	0,205	-0,315	0,09	-0,395	-0,01	-0,46	-0,11	-0,52	-0,2	-0,565	-0,28	-0,595	-0,31	-0,58	-0,38	-0,55	
80	0,685	0,55	0,655	0,31	0,65	0,45	0,60	-0,07	0,53	-0,128	0,465	-0,19	0,40	-0,24	0,335	-0,285	0,272	-0,335	0,219	-0,375	0,10	-0,455	0,00	-0,525	-0,10	-0,585	-0,195	-0,63	-0,25	-0,65	-0,29	-0,64	-0,355	-0,61	
96	0,69	0,65	0,66	0,395	0,635	0,11	0,61	-0,17	0,545	-0,235	0,48	-0,298	0,415	-0,35	0,355	-0,40	0,29	-0,45	0,24	-0,485	0,125	-0,57	0,015	-0,64	-0,08	-0,71	-0,17	-0,76	-0,21	-0,76	-0,245	-0,745	-0,31	-0,71	
112	0,695	0,735	0,665	0,46	0,64	0,17	0,62	-0,26	0,555	-0,33	0,49	-0,34	0,425	-0,45	0,365	-0,505	0,305	-0,55	0,25	-0,595	0,135	-0,69	0,03	-0,76	-0,07	-0,82	-0,15	-0,87	-0,18	-0,855	-0,215	-0,845	-0,28	-0,81	
128	0,70	0,815	0,67	0,54	0,642	0,24	0,625	-0,28	0,565	-0,42	0,50	-0,482	0,44	-0,54	0,38	-0,60	0,32	-0,65	0,26	-0,70	0,15	-0,795	0,045	-0,87	-0,05	-0,94	-0,115	-0,97	-0,15	-0,95	-0,185	-0,935	-0,25	-0,90	
160	0,72	0,98	0,672	0,68	0,645	0,34	0,63	-0,20	0,57	-0,585	0,51	-0,66	0,45	-0,72	0,39	-0,78	0,33	-0,835	0,275	-0,89	0,16	-0,99	0,06	-1,075	-0,04	-1,15	-0,09	-1,15	-0,115	-1,13	-0,15	-1,11	-0,22	-1,07	



Tablica 8

Jednostkowe przesunięcie odległości osi kół zębatych naciętych obwiedniowo przy jednostkowym przesunięciu profili x_1 x_2 podanych w tablicy XXI.

	10	11	12	14	16	18	20	22	24	28	32	36	40	44	48	56	64	72	80	96	112	128	160	
7					0,87	0,88	0,895	0,90	0,91	0,92	0,97	1,02	1,065	1,12	1,16									
8		0,77	0,78	0,805	0,825	0,84	0,85	0,86	0,865	0,87	0,875	0,88	0,92	0,96	1,005	1,08	1,15	1,2						
9	0,705	0,72	0,73	0,76	0,78	0,795	0,80	0,81	0,815	0,82	0,82	0,815	0,805	0,80	0,835	0,905	0,96	1,025	1,08	1,17				
10	0,655	0,67	0,68	0,71	0,73	0,745	0,75	0,76	0,765	0,77	0,768	0,762	0,755	0,745	0,735	0,705	0,75	0,81	0,86	0,94	1,01	1,10	1,26	
11		0,62	0,63	0,655	0,675	0,69	0,70	0,710	0,715	0,72	0,713	0,712	0,70	0,695	0,68	0,66	0,63	0,60	0,60	0,66	0,725	0,80	0,90	
12			0,58	0,606	0,625	0,64	0,65	0,66	0,665	0,67	0,668	0,66	0,65	0,64	0,62	0,60	0,57	0,835	0,50	0,44	0,38	0,34	0,425	
14				0,51	0,525	0,54	0,55	0,56	0,565	0,57	0,568	0,56	0,55	0,54	0,52	0,495	0,46	0,425	0,439	0,315	0,25	0,16	0,00	
16					0,43	0,44	0,45	0,46	0,465	0,475	0,47	0,46	0,45	0,44	0,42	0,39	0,355	0,315	0,27	0,20	0,11	0,03	0,15	
18						0,35	0,355	0,36	0,367	0,37	0,375	0,36	0,35	0,34	0,32	0,285	0,25	0,21	0,17	0,085	0,00	-0,1	-0,27	
20							0,26	0,265	0,27	0,28	0,272	0,26	0,25	0,235	0,215	0,18	0,145	0,10	0,06	-0,03	-0,11	-0,22	-0,4	
22								0,175	0,178	0,18	0,175	0,165	0,155	0,14	0,12	0,08	0,04	-0,025	-0,075	-0,16	-0,25	-0,34	-0,52	
24									0,08	0,086	0,08	0,07	0,06	0,04	0,02	-0,03	-0,075	-0,13	-0,175	-0,26	-0,375	-0,475	-0,66	
28										-0,10	-0,11	-0,12	-0,14	-0,16	-0,18	-0,225	-0,27	-0,32	-0,375	-0,47	-0,59	-0,69		
32											-0,285	-0,3	-0,32	-0,34	-0,36	-0,41	-0,465	-0,525	-0,58	-0,70	-0,8			
36												-0,475	-0,49	-0,52	-0,54	-0,59	-0,655	-0,71	-0,78					
40													-0,67	-0,695	-0,71	-0,76	-0,82							



Wysokości główek zęba

$$h_1' = [1 + 0,439 - (-0,128)] \times 10 = 15,67$$

$$h_1'' = [1 + 0,439 - 0,53] \cdot 10 = 9,09.$$

Średnice zewnętrzne

$$d_{z_1} = 140 + 2 \times 15,67 = 171,34$$

$$d_{z_2} = 800 + 2 \times 9,09 = 818,18$$

Odległość osi $L = \frac{14 + 80}{2} \cdot 10 + 0,439 \cdot 10 = 274,39$.

Z wielu różnorodnych wzorów do określenia x_1 i x_2 najczęściej używane są wartości

$$x = \frac{25 - z}{30} \text{ przy } \varepsilon = 15^0, \quad x = \frac{14 - z}{30} \text{ przy } \varepsilon = 20^0$$

oznaczając, jak zawsze, z_1 — ilość zębów koła mniejszego stosujemy te wartości (prof. Kutzbach'a) w trzech zasadniczych wypadkach:

$$\begin{array}{lll} \text{a)} & z_1 + z_2 > 50 & z_1 \leq 25 \quad \varepsilon = 15^0 \quad \text{lub} \\ & z_1 + z_2 > 28 & z_1 \leq 14 \quad \varepsilon = 20^0 \end{array}$$

Koło mniejsze zwiększamy, większe zmniejszamy, odległość osi — bez zmiany

$$d_{z_1} = (z + 2 + 2x) \cdot m \quad \text{powiększono o } 2xm$$

$$d_{z_2} = (z + 2 - 2x) \cdot m \quad \text{zmniejszono o } 2xm$$

$$\text{np. } z_1 = 20 \quad z_2 = 50 \quad m = 10$$

$$x = \frac{25 - 20}{30} = 0,166$$

$$d_{z_1} = (20 + 2 + 2 \times 0,166) 10 = 223,34 \quad d_{z_2} = 516,66$$

$$\begin{array}{lll} \text{b)} & z_1 + z_2 < 50, & z_1 < 25 \quad z_2 < 25 \quad \varepsilon = 15^0 \quad \text{lub} \\ & z_1 + z_2 < 28, & z_1 < 14 \quad z_2 < 14 \quad \varepsilon = 20^0 \end{array}$$

Obydwie średnice powiększamy

$$d_{z_1} = (z_1 + 2) m + (x_1 - k) m$$

$$d_{z_2} = (z_2 + 2) m + (x_2 - k) \cdot m$$

Odległość osi powiększa się o $\lambda = x_1 + x_2 - K$ przyczem dla danej sumy $z_1 + z_2$, bierzemy z tablicy 9.

$$\text{Przy } z_1 = 10, \quad z_2 = 15, \quad \varepsilon = 15^0, \quad m = 10$$

$$x_1 = \frac{25 - 10}{30} = 0,5,$$

$$x_2 = \frac{25 - 15}{30} = 0,333 \quad \lambda = 0,649, \quad K = 0,184$$

średnice zewnętrzne

$$d_{z_1} = (10 + 2) \cdot 10 + (0,5 - 0,184) \cdot 2 \cdot 10 = 126,32$$

$$d_{z_2} = (15 + 2) \cdot 10 + (0,333 - 0,184) \cdot 2 \cdot 10 = 172,98$$

$$L = \frac{10 + 15}{2} \cdot 10 + 0,649 \cdot 10 = 131,49$$

c)

$$z_1 + z_2 < 50, \quad z_1 < 25, \quad z_2 > 25, \quad \varepsilon = 15^0 \text{ lub}$$

$$z_1 + z_2 < 28, \quad z_1 < 14, \quad z_2 > 14, \quad \varepsilon = 20^0$$

średnica koła mniejszego zwiększa się o $(x_1 - K) \cdot m$

„ „ większego zmniejsza się o $(x_2 - K) \cdot m$

$$z_1 = 18, \quad z_2 = 30, \quad m = 2, \quad \varepsilon = 15^0$$

$$z_1 + z_2 = 48, \quad K = 0,002 \quad \lambda = 0,065$$

$$x_1 = \frac{25 - 18}{30} = 0,233 \quad x_2 = \frac{25 - 30}{30} = -0,166$$

$$d_{z_1} = (18 + 2) \cdot 2 + (0,233 - 0,002) \cdot 2 \cdot 2 = 40,924$$

$$d_{z_2} = (30 + 2) \cdot 2 + (-0,166 - 0,002) \cdot 2 \cdot 2 = 63,344$$

$$L = \frac{18+30}{2} \cdot 2 + 0,065 \cdot 2 = 48,130.$$

Tablica 9.

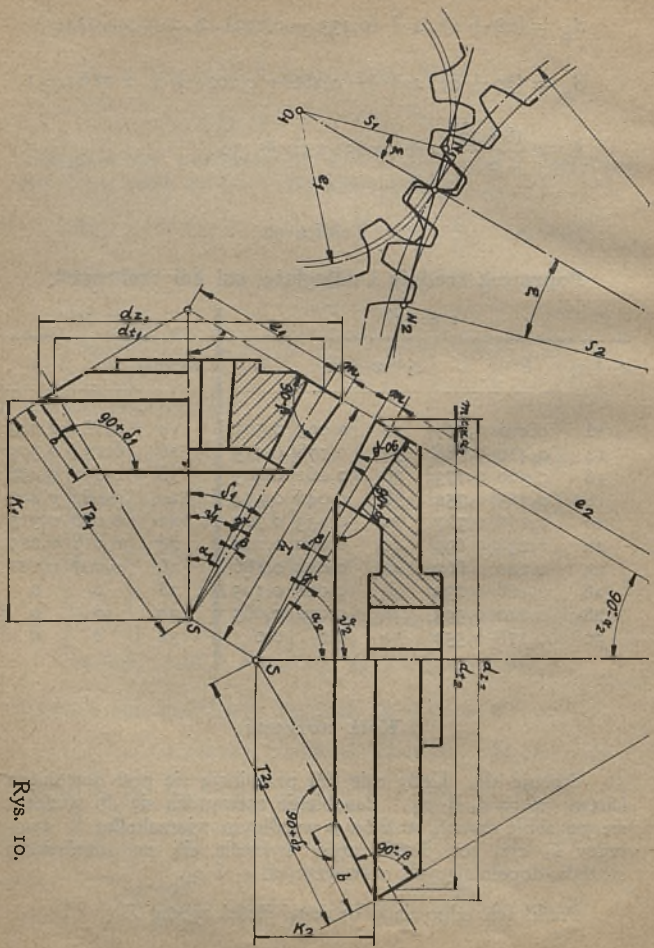
Poprawek średnic i odległości osi kół czołowych

$\varepsilon = 15^0$						$\varepsilon = 20^0$		
$z_1 + z_2$	k	λ	$z_1 + z_2$	k	λ	$z_1 + z_2$	k	λ
12	0,470	0,797	32	0,095	0,505	14	0,181	0,643
14	0,412	0,788	34	0,078	0,455	16	0,131	0,575
16	0,360	0,773	36	0,062	0,405	18	0,092	0,496
18	0,315	0,752	38	0,046	0,354	20	0,062	0,409
20	0,273	0,727	40	0,033	0,300	22	0,036	0,317
22	0,234	0,699	42	0,022	0,244	24	0,018	0,217
24	0,200	0,667	44	0,014	0,186	26	0,007	0,111
26	0,168	0,632	46	0,008	0,125	28	0	0
28	0,140	0,593	48	0,002	0,065	30	0	0
30	0,116	0,550	50	0,0	0,0	32	0	0

Koła stożkowe.

Stosuje się, kiedy osie kół przecinają się pod dowolnym kątem $\alpha^1 = \alpha_1 + \alpha_2$. Zazębienie sprowadza się do toczenia się po sobie dwóch stożków o wspólnym wierzchołku S_i tworzący T_i rys. 10. Profil zęba wykreśla się na rozwinięciu stożków dopełniających o tworzących e_1 i e_2 .

Profil ten odpowiada urojonej ilości zębów Z_i ,



Rys. 10.

Kąt grubości zęba w mierzy się na rozwinięciu stożka podziałowego.

Wszystkie zależności w tablicy 10.

Przykład: $z_1 = 17$ $z_2 = 56$ $m = 5$ $\alpha = 90$

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{17}{56} = 0,30351 \quad \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{57}{16} = 3,2948$$

$$\alpha_1 = 16^{\circ}53' \quad \alpha_2 = 73^{\circ}7'$$

$$d_{t_1} = 17,5 = 85, \quad d_{t_2} = 56,5 = 280$$

$$d_{z_1} = 5 (17 + 2 \times 0,95690) = 94,57,$$

$$d_{z_2} = 5 (56 + 2 \times 0,29042) = 282,90$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{2 \times 0,29042}{17} = 0,3417$$

$\beta = 1^{\circ}57'$ dla obydwu kół jednakowy.

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{2,32 \cdot 0,29042}{17} = 0,03963$$

$\gamma = 2^{\circ}15'$ również dla obydwu kół jednakowy.

$$T_1 = \frac{85}{2 \cdot \sin 16^{\circ}53'} = \frac{280}{2 \cdot \sin 73^{\circ}7'} = 146,33$$

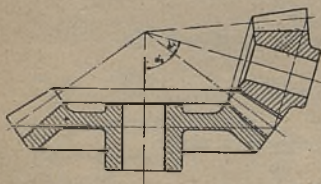
$$T_2 = \frac{94,57}{2 \cdot \sin 18^{\circ}50'} = \frac{282,90}{2 \cdot \sin 75^{\circ}4'} = \approx 146,38$$

$$K_1 = \frac{94,57}{2} \operatorname{ctg} 18^{\circ}50' = 138,62$$

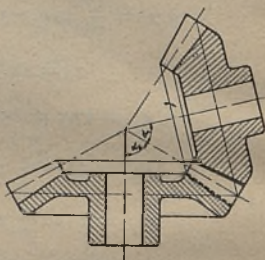
$$K_2 = \frac{282,90}{2} \operatorname{ctg} 75^{\circ}4' = 37,72$$

$$W = \frac{180}{7} \cdot 0,29042 = 3,076^0 = 3^0 4'$$

Na rys. 11 $\alpha_1 + \alpha_2 < 90^0$, na rys. 12 $\alpha_1 + \alpha_2 > 90^0$ i wierzchołek stożka leży powyżej płaszczyzny koła podziałowego

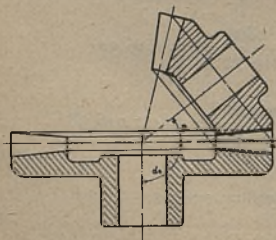


Rys. 11. $\alpha_1 + \alpha_2 < 90^0$.



• Rys. 12. $\alpha_1 + \alpha_2 > 90^0$.

węgszego, a na rys. 13 $>$ leży na płaszczyźnie koła podziałowego większego, które jest płaskie o $\alpha_2 = 90^0$ i nazywa się również koronowem. Koło takie zazębiać może odpowiednio z każdym innym o kącie α_1 . Na tej właściwości koła płaskiego oparta jest zasada działania maszyn, nacinających koła stożkowe metodą obwiedniową.



Rys. 13. $\alpha_2 = 90^0$.

Przy $\alpha_1 + \alpha_2 = \alpha$

$$\operatorname{ctg} \alpha_1 = \frac{Z_2}{Z_1} \operatorname{cosec} \alpha + \operatorname{ctg} \alpha ;$$

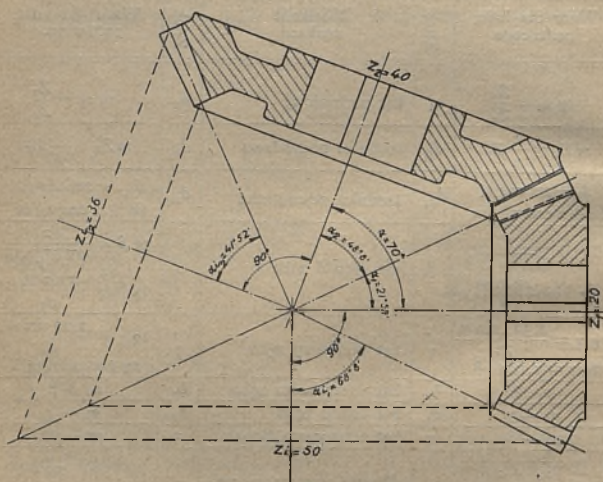
$$\operatorname{ctg} \alpha_2 = \frac{Z_1}{Z_2} \operatorname{cosec} \alpha + \operatorname{ctg} \alpha .$$

Tablica 10.

Wzory do obliczania kół stożkowych bez poprawki o kącie $\alpha = 90^\circ$.

Wzór dla koła pędzącego	Znak	Wielkość szukana	Znak	Wzór dla koła pędzonego
$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{Z_1}{Z_2}$	α_1	kąt podziałowy	α_2	$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{Z_2}{Z_1}$
$m Z_1 = \frac{t}{\pi} Z_1$	d_{t_1}	średnica podziałowa	d_{t_2}	$m Z_2 = \frac{t}{\pi} Z_2$
$d_{t_1} + 2m \cos \alpha_1$ ($z_1 + 2 \cos \alpha_1$) \cdot m	d_{z_1}	średnica zewnętrzna	d_{z_2}	$d_{t_2} + 2m \cos \alpha_2$ ($z_2 + 2 \cos \alpha_2$) \cdot m
$\operatorname{tg} \beta = \frac{2}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}$ $\operatorname{tg} \beta = \frac{2}{2 \sin \alpha_1}$	β	kąt główki zęba	β	$\operatorname{tg} \beta = \frac{2}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}$ $\operatorname{tg} \beta = \frac{2}{2 \sin \alpha_2}$
$\operatorname{tg} \gamma = \frac{2,32 \cdot \sin \alpha_1}{Z_1}$ $\operatorname{tg} \gamma = 1,16 \operatorname{tg} \beta$	γ	kąt podstawy zęba	γ	$\operatorname{tg} \gamma = \frac{2,32 \sin \alpha_2}{z_2}$ $\operatorname{tg} \gamma = 1,16 \operatorname{tg} \beta$
$\alpha_1 + \beta$	δ_1	kąt wierzchołka zęba	δ_2	$\alpha_2 + \beta$
$\alpha_1 - \gamma$	ϑ_1	kąt spadku zęba	ϑ_2	$\alpha_2 - \gamma$
$90 - \beta$	η	kąt z tworzącą dopeln.	η	$90 - \beta$
$\frac{m}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$ $\frac{1}{2} m Z_1 \operatorname{cosec} \alpha_1$	T_t	długość tworzącej podziałowej	T_t	$\frac{m \cdot \operatorname{ctg} \beta}{2 \sin \alpha_2} m Z_2$
$\frac{1}{2} d_{z_1} \operatorname{cosec} \delta_1$ $m \cdot \operatorname{cosec} \beta$	T_z	długość tworzącej zewnętrznej	T_z	$\frac{d_{z_2}}{2 \sin \delta_2} \frac{m}{\sin \beta}$
$\frac{1}{2} d_{z_1} \cdot \operatorname{ctg} \alpha_1$	K_1	odległość wierzchołka zęba	K_2	$\frac{1}{2} d_{z_2} \cdot \operatorname{ctg} \alpha_2$
$\frac{1}{2} m Z_1 \sec \alpha_1$	e_1	długość tworzącej stożka dopełniającego promień rozwinięcia	e_2	$\frac{1}{2 \cos \alpha_2} m Z_2$
$\frac{180}{z} \sin \alpha_1$	w	kąt grubości zęba mierzony na rozwinięciu stożka podziałowego	w	$\frac{180}{z_2} \sin \alpha_2$
$\frac{z}{\cos \alpha_1}$	Z_{i_1}	ilość zębów, jakiej odpowiada profil na rozwinięciu stożka dopełniającego	Z_{i_2}	$\frac{Z_2}{\cos \alpha_2}$

Aby korzystać z tablicy 10 wyobrażamy sobie, że każde z kół zazębia się z pewnym urojonym kołem zębatym, którego oś jest prostopadła do rzeczywistego rys. 14.



Rys. 15.

Rys. 14.

Przykład

$$\alpha = 70^{\circ} \quad Z_1 = 20 \quad Z_2 = 40$$

$$\operatorname{ctg} \alpha_1 = \frac{40}{20} \operatorname{cosec} 70^{\circ} + \operatorname{ctg} 70^{\circ} = 2,49237$$

$$\alpha_1 = 21^{\circ} 52'$$

$$\operatorname{ctg} \alpha_2 = \frac{20}{40} \cdot 1,0642 + 0,36397 = 0,89607$$

$$\alpha_2 = 48^{\circ} 8'$$

Koła te zazębają parami z kołami urojonymi o kątach

$$\alpha_{i_1} = 68^{\circ}8' \quad \text{i} \quad \alpha_{i_2} = 41^{\circ}52'$$

Urojone liczby zębów

$$z_{i_1} = z_1 \operatorname{ctg} \alpha_1 = 20 \cdot 2,49237 = \sim 50$$

$$z_{i_2} = z_2 \operatorname{ctg} \alpha_2 = 40 \cdot 0,89607 = \sim 36$$

urojone zespoły mają parami przekładnię $\frac{20}{50}$ i $\frac{40}{36}$ co pamiętać należy przy ustawianiu automatów Gleasona Reineckera i innych.

Poprawki kół zębatach stożkowych wprowadzać należy przy ilości zębów mniejszej od 25 i przekładni większej od $1:1,5$. Jako punkt wyjścia przyjmujemy wielkość poprawki ψ^0 kąta główki zęba β , lub wielkość linjową K wysokości główki zęba. O wielkość ψ^0 zwiększamy kąt główki zęba i zmniejszamy kąt podstawy zęba w kole pędzącym (o mniejszej ilości zębów) i zmniejszamy kąt główki zęba, zwiększając kąt podstawy zęba w kole o większej ilości zębów. Analogicznie wprowadzamy k . Średnice i kąty podziałowe nie zmieniają się, średnica zewnętrzna koła mniejszego zwiększa się, a większego zmniejsza, patrz tablica 11—12 i rys. 15 kąt poprawki $\psi = \frac{2}{3}(\beta - \beta_0)$, gdzie β_0 jest najmniejszym dopuszczalnym kątem główki zęba, dla danego stosunku $z_2:z_1$ wziętym z tablicy 13 Np. dla $z_2:z_1 = 56:17 = 3,29$ wielkość β_0 leży między 2,74 i 3,96, przez interpolację znajdujemy $3,96 - 3,29 = 0,67$, a dalej $0,67 : 0,041 = 16,3'$ więc ostatecznie

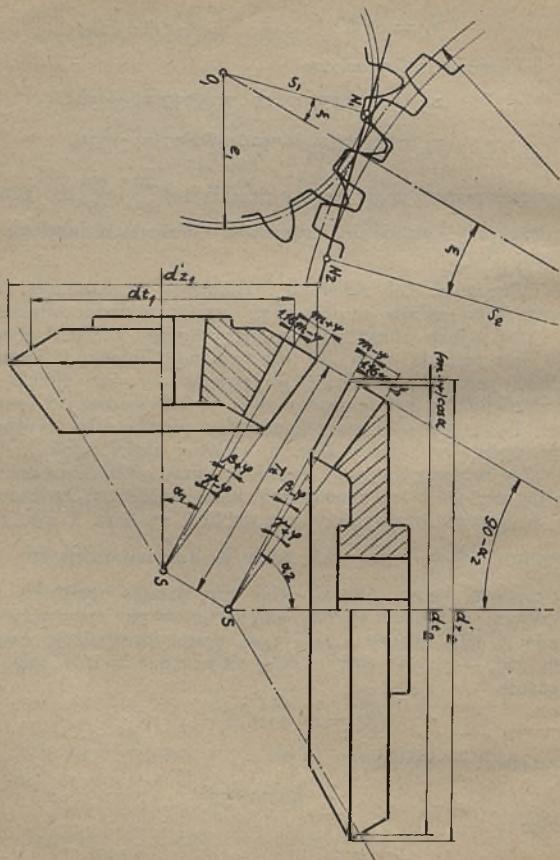
$$\beta_0 = 1^{\circ} + 16,3' = 1^{\circ} 16'$$

ponieważ z przykładu

$$\beta = 1^{\circ} 57'$$

więc

$$\psi = \frac{2}{3}(1^{\circ} 57' - 1^{\circ} 14') = \sim 29'$$



Rys. 15.

Tablica 11.

Wymiary kół zębatach przy poprawce katowej ψ , równej dla kąta główki i podstawy zęba w obydwu kołach.

Wzory dla koła pędzącego	Znak	Wielkość szukana	Znak	Wzory dla koła pędzonego
$\beta + \psi$	β_1'	kąt główki zęba	β_2'	$\beta - \psi$
$\gamma - \psi$	γ_1'	kąt podstawy zęba	γ_2'	$\gamma + \psi$
$T_t \cdot \operatorname{tg}(\beta + \psi)$	h_1'	wysokość główki zęba	h_1'	$T_t \operatorname{tg}(\beta - \psi)$
$T_t \cdot \operatorname{tg}(\gamma - \psi)$	h_2'	wys. podstawy zęba	h_2'	$T_t \operatorname{tg}(\gamma + \psi)$
$ m z_1 + 2h_1' \cos \alpha_1$	d_{z_1}	średnica zewnętrzna	d_{z_2}	$m z_2 + 2h_1' \cos \alpha_2$

pozostałe wielkości analogicznie jak w tablicy 10

Tablica 12.

Wymiary kół zębatach przy poprawce linjowej K , równej dla wysokości główki i podstawy zęba w obydwu kołach.

Wzory dla koła pędzącego	Znak	Wielkość szukana	Znak	Wzory dla koła pędzonego
$m + k$	h_1'	wysokość główki zęba	h_1'	$m - k$
$1,16m - k$	h_2'	wysokość podstawy zęba	h_2'	$1,16m + k$
$\operatorname{ctg} \beta_1 = \frac{T_t}{m + k}$	β_1'	kąt główki zęba	β_2'	$\operatorname{ctg} \beta_2' = \frac{T_t}{m - k}$
$\operatorname{ctg} \gamma_1 = \frac{T_t}{1,16m - k}$	γ_1'	kąt podstawy zęba	γ_2'	$\operatorname{ctg} \gamma_2' = \frac{T_t}{1,16m + k}$
$[z_1 + (2 + k) \cos \alpha_1] m$	d_{z_1}	średnica zewnętrzna	d_{z_2}	$[z_2 + (2 - k) \cos \alpha_2] m$

pozostałe wielkości analogicznie jak w tablicy 10

$$\begin{array}{l} \text{Kąt główki zęba} = 1^{\circ}57' + 29' = 2^{\circ}26' \quad 1^{\circ}57' - 29' = 1^{\circ}28' \\ \text{,, podstawy zęba} = 2^{\circ}15' - 29' = 1^{\circ}46' \quad 2^{\circ}15' + 29' = 2^{\circ}44' \end{array}$$

Poprawki katowe ψ stosuje fabryka Reineckera, która zatem skraca normalną wysokość podstawy zęba do wartości $h_2 = 1,236 m$, przy wysokości główki zęba równej modułowi.

Z wykresów fabryki DBS rys. 17, znajdujemy bezpośrednio wartości poprawki linjowej k , np. dla $17:56$ i $\varepsilon = 15^0$ $k = 0,41$ przyczem

w kole pędzącem, w kole pędzonym
 wys. jednostkowa
 główki zęba = $1,00 + 0,41 = 1,41$ $1,00 - 0,41 = 0,59$
 wys. jednostkowa
 podstawy zęba = $1,16 - 0,41 = 0,75$ $1,16 + 0,41 = 1,57$

Tablica 13.

Najmniejsze dopuszczalne kąty β_0 główki zęba koła pędzącego dla stosunków $\frac{z_2}{z_1} = \frac{\text{ilość zębów koła pędzonego}}{\text{ilość zębów koła pędzącego}}$

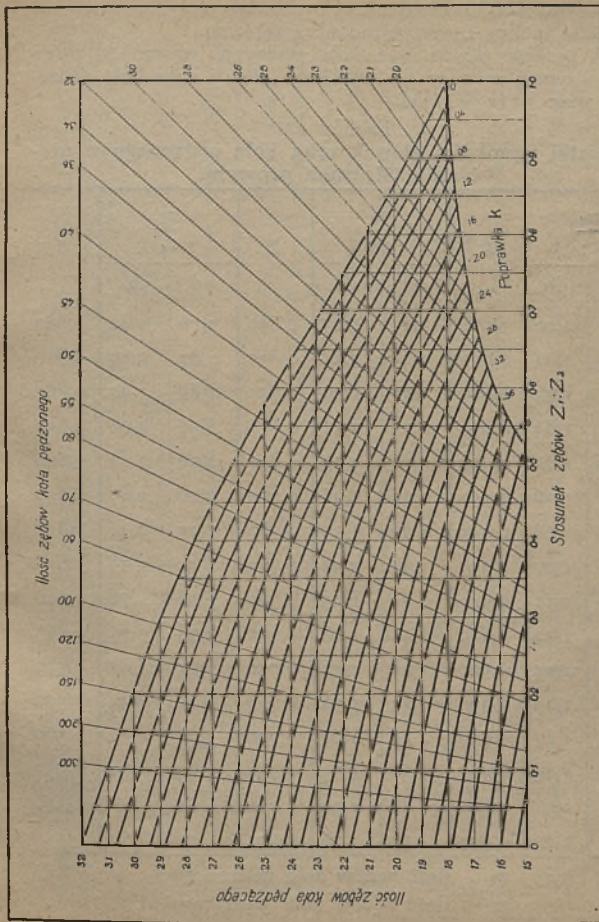
$\frac{z_2}{z_1}$	β_0	różnica na $1'$	$\frac{z_2}{z_1}$	β_0	różnica na $1'$
0,94	6^0	0,002	1,76	$2^0 30'$	0,012
1,00	$5^0 30'$	0,002	2,12	2^0	0,021
1,07	5^0	0,003	2,74	$1^0 30'$	0,041
1,15	$4^0 30'$	0,003	3,96	1^0	0,056
1,25	4^0	0,004	4,80	$0^0 45'$	0,127
1,37	$3^0 30'$	0,005	6,70	$0^0 30'$	0,175
1,53	3^0	0,008			

Gleason stosuje poprawki obejmujące zmianę kąta przyporu, zmianę wysokości główki i grubości zęba.

	$\varepsilon = 14,5^0$		$\varepsilon = 17,5^0$		$\varepsilon = 20^0$	
	Koło pędzące	Koło pędzone	mniejszego	większego	mniejszego	większego
Ilość zębów (z) koła:	> 14		13	$13 < z < 24$	10 i mniej	
	13	25 i więcej	12	> 12	11	11 do 13
			11	15 i więcej		

Wysokość całkowita zęba $h = 2,188 m$.

Suma wysokości główek zęba koła pędzącego i pędzonego jest zawsze równa $2 m =$ czynnej wysokości zęba.



Rys. 16. Wykres wartości linijowych poprawek główki zęba kół stożkowych.

Z

Wysokość główki zęba koła pędzonego otrzymujemy mnożąc stałe tablicy 14 przez moduł zazębienia.

Wysokość główki zęba koła pędzącego równa jest wysokości czynnej zęba mniej wysokość główki zęba koła pędzonego więc $= (2 - g) \cdot m$.

Tablica 14.

Jednostki wysokości główek zęba koła pędzonego w uzębieniu Gleasona prostym.

$\frac{z_2}{z_1}$		g	$\frac{z_2}{z_1}$		g	$\frac{z_2}{z_1}$		g
od	do		od	do		od	do	
1,00	1,00	1,000	1,23	1,25	0,840	1,76	1,82	0,680
1,00	1,02	0,990	1,25	1,27	0,830	1,82	1,89	0,670
1,02	1,03	0,980	1,27	1,29	0,820	1,89	1,97	0,660
1,03	1,04	0,970	1,29	1,31	0,810	1,97	2,06	0,650
1,04	1,05	0,960	1,31	1,33	0,800	2,06	2,16	0,640
1,05	1,06	0,950	1,33	1,36	0,790	2,16	2,27	0,630
1,06	1,08	0,940	1,36	1,39	0,780	2,27	2,41	0,620
1,08	1,09	0,930	1,39	1,42	0,770	2,41	2,58	0,610
1,09	1,11	0,920	1,42	1,45	0,760	2,58	2,78	0,600
1,11	1,12	0,910	1,45	1,48	0,750	2,78	3,05	0,590
1,12	1,14	0,900	1,48	1,52	0,740	3,05	3,41	0,580
1,14	1,15	0,890	1,52	1,56	0,730	3,41	3,94	0,570
1,15	1,17	0,880	1,56	1,60	0,720	3,94	4,82	0,560
1,17	1,19	0,870	1,60	1,65	0,710	4,82	6,81	0,550
1,19	1,21	0,860	1,65	1,70	0,700	6,81	~	0,540
1,21	1,23	0,850	1,70	1,76	0,690			

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{\text{ilość zębów koła pędzonego}}{\text{ilość zębów koła pędzącego}}$$

dla koła pędzonego $h_1 = g \cdot m$ pędzącego $h_1 = (2 - g) \cdot m$.

Tablica 15.

Stale C grubości zęba koła pędzonego przy $m = 1,0$. Uzębienie Gleasona proste.

		10	11	12	13	14	15—17	18—21	22—29	30							
		wartości stałej C dla $m = 1,0$															
Z_2	ilość zębów koła pędzonego	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00	3,25	3,50	3,75	4,00	4,50	5,00	5,00 i wyżej
Z_1	ilość zębów koła pędzącego	0,025	0,010	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,015	0,030	0,045	0,060	0,070	0,085	0,100
		0,070	0,015	0,040	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,030	0,045	0,060	0,070	0,085	0,100
		0,100	0,050	0,070	0,040	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	0,045	0,060	0,075	0,090	0,100	0,110	0,120
		0,120	0,080	0,100	0,045	0,050	0,050	0,050	0,050	0,050	0,065	0,080	0,095	0,110	0,120	0,130	0,140
		0,140	0,105	0,120	0,060	0,060	0,060	0,060	0,060	0,060	0,075	0,090	0,105	0,120	0,130	0,140	0,150
		0,160	0,125	0,140	0,070	0,070	0,070	0,070	0,070	0,070	0,085	0,100	0,115	0,130	0,140	0,150	0,160
		0,175	0,145	0,155	0,070	0,070	0,070	0,070	0,070	0,070	0,085	0,100	0,115	0,130	0,140	0,150	0,160
		0,190	0,160	0,170	0,080	0,080	0,080	0,080	0,080	0,080	0,095	0,110	0,125	0,140	0,150	0,160	0,170
		0,205	0,170	0,180	0,090	0,090	0,090	0,090	0,090	0,090	0,105	0,120	0,135	0,150	0,160	0,170	0,180
		0,215	0,180	0,185	0,100	0,100	0,100	0,100	0,100	0,100	0,115	0,130	0,145	0,160	0,170	0,180	0,190
		0,225	0,190	0,190	0,110	0,110	0,110	0,110	0,110	0,110	0,125	0,140	0,155	0,170	0,180	0,190	0,200
		0,230	0,195	0,195	0,120	0,120	0,120	0,120	0,120	0,120	0,135	0,150	0,165	0,180	0,190	0,200	0,210
		0,240	0,200	0,205	0,135	0,135	0,135	0,135	0,135	0,135	0,150	0,165	0,180	0,195	0,205	0,215	0,225
		0,250	0,210	0,210	0,150	0,150	0,150	0,150	0,150	0,150	0,165	0,180	0,195	0,210	0,220	0,230	0,240
		0,255	0,220	0,215	0,165	0,165	0,165	0,165	0,165	0,165	0,180	0,195	0,210	0,225	0,235	0,245	0,255

Grubość zęba koła pędzonego t_2 wynoszą

$$\text{przy } \varepsilon = 14^{1/2} \quad t_2 = [1,071 + 0,5g - c] \cdot m$$

$$\text{przy } \varepsilon = 17^{1/2} \quad t_2 = [0,971 + 0,6g - c] \cdot m$$

$$\text{przy } \varepsilon = 20^0 \quad t_2 = [0,871 + 0,7g - c] \cdot m$$

grubość zęba koła pędzącego $t_1 = t - t_2$

przyczem $t_1 + t_2 = 3,14 \cdot m$.

W kołach śrubowych Gleasona pochylenie linii zęba nie wpływa zupełnie na wymiary średnic i kątów obydwu kół, inne są tylko wartości poprawek i krótsza całkowita wysokość zęba $h = 1,888 m$.

Tablica 16.

Jednostkowe wysokości główek zęba koła pędzonego
w uzębieniu Gleasona spiralnym.

$\frac{Z_2}{Z_1}$		g_s	$\frac{Z_2}{Z_1}$		g_s	$\frac{Z_2}{Z_1}$		g_s
1,00	1,00	0,850	1,21	1,23	0,720	1,68	1,75	0,590
1,00	1,02	0,840	1,23	1,26	0,710	1,75	1,82	0,580
1,02	1,03	0,830	1,26	1,28	0,700	1,82	1,90	0,570
1,03	1,05	0,820	1,28	1,31	0,690	1,90	1,99	0,560
1,05	1,06	0,810	1,31	1,34	0,680	1,99	2,10	0,550
1,06	1,08	0,800	1,34	1,37	0,670	2,10	2,23	0,540
1,08	1,09	0,790	1,37	1,41	0,660	2,23	2,38	0,530
1,09	1,11	0,780	1,41	1,44	0,650	2,38	2,58	0,520
1,11	1,13	0,770	1,44	1,48	0,640	2,58	2,82	0,510
1,13	1,15	0,760	1,48	1,52	0,630	2,82	3,17	0,500
1,15	1,17	0,750	1,52	1,57	0,620	3,17	3,67	0,490
1,17	1,19	0,740	1,57	1,63	0,610	3,67	4,56	0,480
1,19	1,21	0,730	1,63	1,68	0,600	4,56	7,00	0,470
						7,00	∞	0,460

$$\frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\text{ilość zębów koła pędzonego}}{\text{ilość zębów koła pędzącego}}$$

wysokość czynna zęba = 1,700 m

wysokość główki zęba koła pędzonego $h_1 = g_s m$

wysokość główki zęba koła pędzącego $h_1 = (1,700 - g_s) m$

wysokość podstawy zęba koła pędzonego = 1,888 — wysokość jego główki

wysokość podstawy zęba koła pędzącego = 1,888 — wysokość jego główki.

Tablica 17.

Stałe C_s grubości zęba koła pędzonego przy $m = 1,0$
 Uzębienie spiralne Gleasona.

Ilość zębów koła pędzącego	10	11	12—13	14—16	17—19	20 i w.
	wartości C_s przy $m = 1,0$					
1,00—1,25	0,020	0,030	0,005	0,000	0,000	0,000
1,25—1,50	0,055	0,075	0,015	0,005	0,000	0,000
1,50—1,75	0,085	0,105	0,025	0,015	0,005	0,000
1,75—2,00	0,105	0,070	0,035	0,025	0,015	0,005
2,00—2,25	0,125	0,085	0,045	0,035	0,025	0,015
2,25—2,50	0,125	0,095	0,055	0,050	0,035	0,025
2,50—2,75	0,110	0,105	0,065	0,060	0,050	0,040
2,75—3,00	0,120	0,115	0,075	0,085	0,065	0,050
3,00—3,25	0,130	0,125	0,085	0,085	0,075	0,055
3,25—3,50	0,140	0,135	0,095	0,095	0,085	0,060
3,50—3,75	0,150	0,140	0,105	0,100	0,090	0,060
3,75—4,00	0,155	0,145	0,115	0,105	0,090	0,060
4,00—4,50	0,160	0,150	0,125	0,105	0,090	0,060
4,50—5,00	0,170	0,155	0,135	0,105	0,090	0,060
5,00 i wyżej	0,180	0,160	0,135	0,105	0,090	0,060

$\frac{Z_2}{Z_1} =$ ilość zębów koła pędzonego
 ilość zębów koła pędzącego

Koła śrubowe mają różne kierunki skrętu zęba. Są prawe o ile koło pędzące jest prawe i lewe, o ile ono jest lewe. Nacisk poosiowy P_o jest znacznie większy, aniżeli przy zębach prostych. Jego zależność od P_u (siły działającej stycznie do obwodu koła podziałowego) i kierunek podano poniżej.

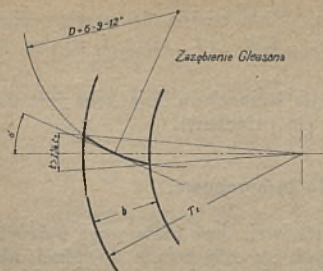
Kierunek skrętu i obrotu koła pędzącego	Wielkości i kierunki nacisku poosiowego ← nacisk do wierzchołka stożka nacisk od wierzchołka stożka → wypadkowy nacisk działa w kierunku siły większej
Koło prawe obraca się w prawo lub lewe w lewo	dla koła pędzącego $P_o = P_u \left[\overrightarrow{\text{tg } \sigma \cdot \cos \alpha} + \overrightarrow{\frac{\text{tg } \varepsilon \sin \alpha}{\cos \sigma}} \right]$ dla koła pędzonego $P_o = P_u \left[\overrightarrow{\text{tg } \sigma \cdot \cos \alpha} + \overrightarrow{\frac{\text{tg } \varepsilon \sin \alpha}{\cos \sigma}} \right]$
Koło prawe obraca się w lewo lub lewe w prawo	dla koła pędzącego $P_o = P_u \left[\overrightarrow{\text{tg } \sigma \cdot \cos \alpha} + \overrightarrow{\frac{\text{tg } \varepsilon \sin \alpha}{\cos \sigma}} \right]$ dla koła pędzonego $P_o = P_u \left[\overleftarrow{\text{tg } \sigma \cdot \cos \alpha} - \overrightarrow{\frac{\text{tg } \varepsilon \sin \alpha}{\cos \sigma}} \right]$

Przyjęta nazwa „Koła śrubowe“ nie jest właściwą, bowiem w rozwinięciu, rys. 17, krzywa zęba Gleasona jest częścią łuku o średnicy freza D . Kąt pochylenia σ przyjmuje się najczęściej w granicach $20-40^\circ$, a obiera go się tak, aby długość czołowej podziałki t nie była mniejsza od $1^{1/4}$ podziałki normalnej

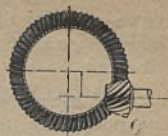
Koła hypoidalne (na rys. 18 lewe) pozwalają na obniżenie położenia wału kardanowego, bowiem przestawienie osi wg. Gleasona wynosić może

przy średnicach ko-

ła pędzonego . . .	$200 \div 228$	$240 \div 268$	$280 \div 317$	$330 \div 382$
przedstawienie osi .	38,1	4 4,45	50,8	63,5



Rys. 17.

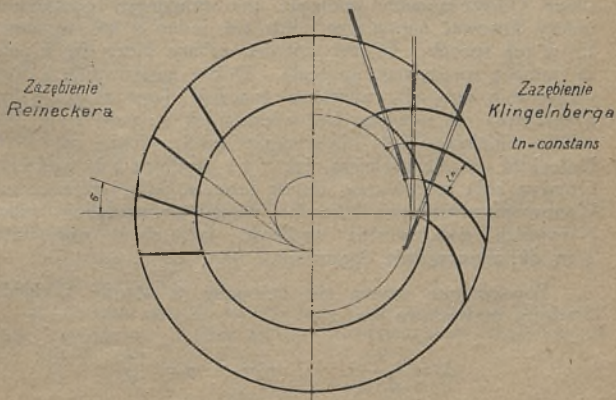


Rys. 18.

Koło pędzące otrzymuje skręt około 35^0 — 40^0 , pędzone 5^0 — 15^0 , przy tej samej ilości zębów, średnica koła pędzącego znacznie się zwiększa

(około $28^0/0$), bez obawy więc podcinania zęba możemy dawać małą ilość zębów koła pędzącego, powiększając granicę przekładni, która dochodzić może do $1:11$.

W zazębieniu Klingelnberga, rys. 19, krzywa zęba jest ewolwentą, przyczem normalna grubość zęba pozostaje jedna-



Rys. 19.

kowa na całej długości zęba. Koła nacina się gryzem ślimakowym stożkowym, którego skok jest stały i równy podziałce.

W rozwinięciu ząbienia Reineckera linja zęba jest prostą pochyloną pod kątem σ do promienia.

d. Koła łańcuchowe.

Zaletą przekładni łańcuchowej, jest mała waga łańcucha, możność stosowania przy tych samych kołach dowolnej odległości osiowej, łatwość montażu i zmiany przekładni. Występujące po pewnym czasie małe wydłużanie się ogniwek łańcucha nie wpływa na cichość i równomierność pracy, gdyż dłuższe nieco ogniwka na zwiększonym nowym obwodzie podziałowym układają się nadal prawidłowo, choć przestają dotykać dna zęba. Krótsze łańcuchy zużywają się naogół szybciej, gdyż poszczególne ogniwko ząbebia częściej z kołem; w luźnych łańcuchach ogniwka nabiegają jedno na drugie, powodując zrywanie, zbytnie naciąganie jest również szkodliwe. Gdy łańcuch podlegać ma zmiennym obciążeniom należy stosować naprężacze, lub też jedno z kół wykonywa się w ten sposób, że jego wieniec zębaty łączy się z piastą za pomocą sprężystego sprzęgła. Dobre smarowanie i czyste utrzymanie łańcucha zwiększa znacznie jego długotrwałość. Przekładnia nie powinna być większa jak 1 : 3 do 1 : 4. Ilość zębów mniejszego koła nie mniejsza od 8, a lepiej od 10—12. Odległość osi nie mniejsza, jak 1,5 x średnica koła większego. Obydwa koła łańcuchowe muszą leżeć w jednej płaszczyźnie. Pionowego zawieszania łańcucha należy bezwzględnie unikać. Najwyższa dopuszczalna szybkość łańcuchów normalnych 4 m/sek. maksymalnie 6,5 m/sek.

Powszechnie używa się łańcuchy o równej podziałce. Średnica podziałowa rys. 20

$$r_d = \frac{t}{\sin \alpha} \quad \text{gdzie} \quad \alpha = \frac{180}{Z}$$

średnica zewnętrzna

$$d_z = d_t + 2r - e$$

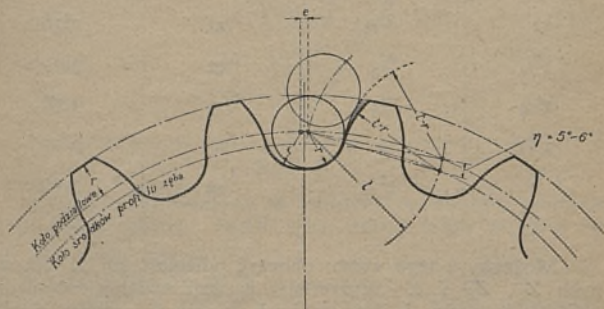
gdzie $2r$ jest średnicą rolki, a e obieramy jak poniżej

podziałka t wartości e dla ilości zębów

	8 — 12	13 — 16
$1/2'' - 3/4''$	$\approx 1,6$	$\approx 0,8$ mm.
$1'' - 2''$	$\approx 3,2$	$\approx 1,6$,

przy ilości Z większej od 17 $e = 0$,

$$\text{czyli } d_z = d_t + 2r$$



Rys. 20.

Koła łańcuchowe należy wykonywać z pewnym luzem C jak w tablicy 18.

Grubość wieńca koła 1,5–2 mm. mniejsza aniżeli szerokość rolki łańcucha.

Całkowita długość łańcucha C musi być wielokrotną długości ogniwa t , oblicza się ją z dostatecznym przybliżeniem wg. wzoru

$$C = 2 \frac{L}{t} + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{L}$$

Tablica 18.

Dopuszczalne luzy w kołach łańc.

t	2r	dopuszczalny luz	
		C''	C mm.
1/2	11/32	1/32	0,79
5/8	11/32	1/32	0,79
3/4	15/32	1/16	1,59
1	9/16	3/32	2,38
1 1/4	5/8	5/32	3,97
1 1/2	3/4	3/16	4,76
1 3/4	1	1/8	3,17
2	1 1/8	5/32	3,97

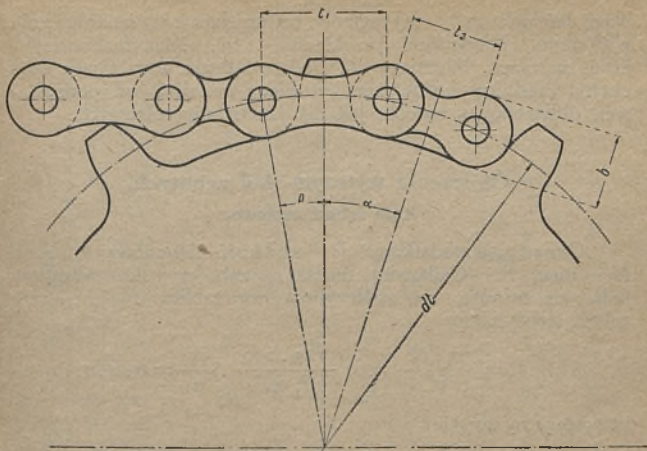
Możnaby z tego wzoru obliczyć odległość osi L dla danych Z_1 , Z_2 i t . Wykreślając w skali schemat ząbienia, długość łańcucha i ilość ogniwek można w prostszy sposób wyznaczyć graficznie przy pomocy cyrkla. Rzadziej używane łańcuchy o nierównych ogniwkach, nazywają się bloczkowemi, bowiem krótsze ogniwko wykonywa się jako pełne w formie bloczka rys. 21.

Średnica podziałowa

$$d_t = \frac{t_1}{\sin \beta}$$

gdzie

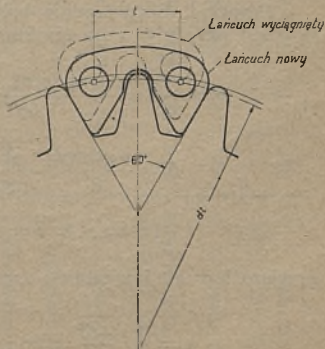
$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\sin \alpha}{\frac{t_1}{t_2} + \cos \alpha} \quad \text{a kąt } \alpha = \frac{180^\circ}{Z}$$



Rys. 21.

Łańcuchy cichobieżne w prostym rozwinięciu podobne są do listwy zębatej. Profil zęba, trójkąt ścięty o kącie 60° .

Łańcuchy szybkobieżne odznaczają się równomierną pracą i znacznie większą długotrwałością. Szerokie łańcuchy zaopatruje się w ogniwka prowadzące boczne lub środkowe. Profil zęba koła jest krzywą odszukaną praktycznie, w sposób dający dalsze zazębianie się ogniwek łańcucha, rys. 22, nawet przy ogniwkach wyciągniętych wskutek zużycia. Najmniejsza ilość zębów koła 15 — 17, największa dopuszczalna odległość osiowa ze względu na



Rys. 22.

wagę łańcucha 2,75 — 3 metrów, najmniejsza $1\frac{1}{2}$ średnicy koła większego. Największa przekładnia 1 : 6. Maxymalna szybkość 10 m/sek. Wymiary kół podają fabryki, wyrabiające łańcuchy. Średnica zewnętrzna jest nieco mniejsza od podziałowej, obliczonej w sposób, jak dla łańcuchów rolkowych.

Obliczenia wytrzyma. kół zębatych.

Koła zębate czołowe.

Oznaczając dodatkowo v — szybkość obwodowa w m/sek
 N — moc, P — Całkowity nacisk na ząb, n — ilość obrotów koła na minutę, c — współczynnik wg tablicy 19, b — szerokość zęba mamy

$$P = \frac{75 \cdot N}{v} = \approx \frac{143 \cdot 200}{d_t \text{ cm}} \cdot \frac{N}{n} = c \cdot b \cdot t$$

przyjmujemy zwykle

w samochodach $b = 9 \text{ m}$ lub 2 t ,

w norm. maszynach $b = 2 - 3 \text{ t}$ lub $6 - 10 \text{ m}$

przy dużych obc. i szybko. $b = 3 - 5 \text{ t}$ lub $10 - 15 \text{ m}$

Przykład. Bezpośrednio koło w skrzynce biegów o $z = 20$
 $m = 4,0$ przy $n = 1200$ obr/min przenosi 30 KM.

$$v = \frac{\pi d n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,08 \cdot 1200}{60} = \approx 5 \text{ m/sek}$$

$$P = \frac{143200}{8} \cdot \frac{30}{1200} = \approx 448 \text{ kg}$$

$$448 = c \cdot b \cdot t = 108 \cdot 2 \cdot t^2 -$$

przyjęto $b = 2 \text{ t}$ i z tablicy $c = 108$ stąd

$$t = \sqrt{\frac{448}{2 \cdot 108}} = \approx 1,2 \text{ cm} = 12 \text{ mm}.$$

$2^{16} = \approx 1,44 = 14,4 \text{ mm}$

Tablica 19
Wartości C dla kół czolowych i stożkowych.

M a t e r i a ł	S z y b k o ś ć o b w o d a v w m / s e k													
	0,25	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12—15
Zeliwo	28	27	26	23	21	19	18	17	16	14	13	12	11	10
Odlew stalowy	56	54	56	46	42	38	36	34	32	28	26	24	22	20
Stal Bessanera	84	84	78	69	63	57	54	51	48	42	39	36	33	30
Bronz fosforowy	48	46	44	39	36	32	31	29	21	24	22	20	19	17
Bronz czerwony	36	35	34	30	27	25	23	22	21	18	17	16	14	13
Stal niklowa	168	162	156	138	126	114	108	102	96	84	78	72	66	60
Stal chromoniklowa koła hart. w oleju	224	216	208	184	168	152	144	136	128	112	104	96	88	80
Delta—metal	73	70	68	60	55	49	47	44	42	36	34	31	29	26
Skóra surowa, drze- wo bukowe	17	16	16	14	13	11	11	10	19	8	8	7	7	6

przyjęty więc moduł 4 jest odpowiedni bowiem $t = 3,14 \cdot 4 = 12,56$.

Praktycznie stwierdzono, że w pewnych warunkach cementowane koła zębata o $\epsilon = 15^0$ i szlifowanych profilach wykazują zbyt szybkie zużycie (zagniatanie, zażeranie się) powierzchni. To też wszystkie koła sprawdza się dla kontroli wg wzoru

$$S_a = \frac{m \cdot z \cdot b}{20 \cdot N}$$

i

$$S_b = S_a \cdot \frac{m \cdot n \cdot kg}{400000}$$

gdzie S_a i S_b są współczynnikami bezpieczeństwa, kg wytrzymałością na zginanie w kg/mm^2 .

Zależnie od żądanej trwałości i bezpieczeństwa współczynniki te bierze się mniejsze lub większe, w lekkich samochodach $S_a = 1,25 - 3$ w innych $3 - 5$. Współczynnik S_b w samolotach 6 -- 10 w samochodach 1,25 do 6, jednak przy profilach poprawnych stosują się wartości nawet o 100% większe. W naszym przykładzie

$$S_a = \frac{m \cdot z \cdot b}{20 \cdot N} = \frac{4,20 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 3,14}{20 \cdot 30} = \approx 3,36$$

$$S_b = S_a \cdot \frac{m \cdot n \cdot k}{400000} = 3,36 \cdot \frac{4 \cdot 1200 \cdot 60}{400000} = \approx 2,35$$

$$k_g \text{ stali} = 60 \text{ kg/mm}^2$$

Koła śrubowe.

Nacisk na ząb skierowany prostopadle do kierunku zęba wynosi $P \cdot \cos \alpha$. Obliczenia wykonywamy wg wzoru jak dla kół o zębach prostych

$$P = \frac{75 N}{v} = \frac{143200}{d_t} \frac{N}{n} = c \cdot B \cdot t,$$

gdzie B jest szerokością wieńca, a właściwie rzutem długości zęba na kierunek osi koła.

Dla kół o osiach nachylonych pod kątem α , c obieramy z tablicy, jednak wg szybkości poślizgu v_s , różnej od obwodowej v , lecz równej dla obydwu kół.

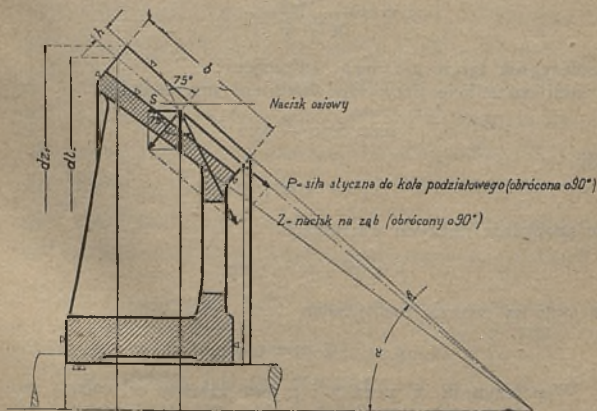
$$v_s = \frac{v_1 \sin \alpha}{\cos \alpha_2} = \frac{v_2 \sin \alpha}{\cos \alpha_1}$$

Dla kół o krzyżujących się osiach, z których pędzące jest stalowe, a pędzone brązowe przyjmujemy:

$v_g =$	1	2	3	4	5	6	7	8	m/sek
$c =$	22	17	14	12	10	9	8	7	kg/mm ²

Koła stożkowe.

Nacisk na ząb P , skierowany zawsze wzdłuż linii przyporu, rys. 23, działa w płaszczyźnie prostopadłej do tworzącej i daje składową styczną $P_u = P \cdot \cos \epsilon$, oraz składową prostopadłą do niej $P \cdot \sin \epsilon$. Ta znow składowa



Rys. 23.

prostopadła rozkłada się na pionową prostopadłą do osi i poziomą równoległą do osi.

Pozioma usiłuje przesunąć koło, które, wobec tego, należy na wałku odpowiednio zabezpieczyć.

Dla ułatwienia w obliczeniach przyjmujemy pełną wartość P , korzystając z poprzednich wzorów wyznaczamy t_m , wg średnicy d_m , przeliczając

$$d_t = d_m \frac{L}{L - \frac{b}{2}}$$

Zespoły ślimakowe.

Projektując przekładnię liczyć się musimy z kątem α pochyleń zwoju i kątem tarcia ρ . Obydwa te kąty wpływają na sprawność η .

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \rho)}$$

współczynnik tarcia $\mu = \operatorname{tg} \rho$, przyczem:
dla stali na żelwie przy odpowiednim smarowaniu

$$\mu = 0,10 - 0,11$$

czyli

$$\rho = \sim 6^0,$$

a w specjalnie dobrych warunkach

$$\rho = 5^0 \text{ i } \mu = 0,09.$$

Dla stali na brzozi fosforowym

$$\rho = 2^0 \text{ i } \mu = 0,03.$$

Współczynnik η poza α i ρ jest zależny od całego szeregu czynników jako to: ilości zwojów ślimaka, szybkości obwodowej, dokładności montażu, dobroci i intensywności smarowania e. t. c. Średnio μ obierać można wg. tablicy.

Tablica 20.

Kąt pochylenia zwoju α	Współczynnik tarcia μ								
	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10
	Kąt tarcia ρ								
	1°10'	1°50'	2°20'	2°50'	3°30'	4°	4°40'	5°10'	5°50'
Współczynnik wydajności η									
5°	0,810	0,732	0,680	0,637	0,586	0,552	0,514	0,487	0,457
10°	0,895	0,843	0,807	0,775	0,736	0,708	0,675	0,651	0,623
15°	0,925	0,885	0,860	0,833	0,802	0,780	0,752	0,731	0,706
20°	0,941	0,910	0,886	0,865	0,838	0,818	0,792	0,775	0,753
25°	0,950	0,922	0,903	0,883	0,858	0,841	0,818	0,803	0,782
30°	0,954	0,930	0,912	0,895	0,873	0,856	0,836	0,820	0,800
35°	0,958	0,936	0,918	0,902	0,880	0,865	0,844	0,829	0,810
40°	0,960	0,938	0,922	0,906	0,884	0,868	0,847	0,835	0,814
45°	0,960	0,939	0,922	0,906	0,885	0,869	0,849	0,835	0,813
50°	0,960	0,938	0,922	0,905	0,884	0,867	0,846	0,831	0,810
55°	0,958	0,935	0,917	0,900	0,878	0,858	0,837	0,819	0,797
60°	0,954	0,928	0,910	0,890	0,865	0,845	0,821	0,802	0,778

Aby ślimacznica była samohamowna zachodzić musi $\alpha < \rho$ czyli $\operatorname{tg} \rho > \operatorname{tg} \alpha < 0,1$. Zbyt małego α przyjmować jednak nie można, bowiem wtedy η wypada zbyt małe.

Najkorzystniej jest gdy stosunek

$$\frac{\rho}{\alpha} = \frac{6}{5} = 1,2$$

wtedy bowiem współczynnik η utrzymuje się równy w przybliżeniu 0,45, co należy już uznać za najniższą dopuszczalną granicę.

W samochodzie z reguły ślimak, przenoszący moc N , napędza ślimacznice. Siła P_u , działająca na jego obwodzie, rys. 7, za jednym obrotem wykonywa pracę $P_u \cdot 2\pi r_t$ i musi pokonać siłę P działającą na drodze S wzdłuż osi ślimaka a wywołaną przez moment obrotowy ślimacznicy i wykonywującą pracę $P \cdot s$.

Dla równowagi obydwie te prace muszą być równe

$$P_u \cdot 2\pi r_t \cdot \eta = P \cdot s = P \cdot \pi d_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

stąd
$$P_u = P \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

dla pokonania tarcia siłę P_u musimy zwiększyć do

$$P'_u = P \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{1}{\eta}$$

P'_u daje moment obrotowy ślimaka

$$M_s = P'_u r_t = \frac{P}{\eta} \operatorname{tg} \alpha \cdot r_t = P v_t \operatorname{tg} \alpha \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)}{\operatorname{tg} \alpha}$$

ostatecznie

$$M_s = P \cdot r_t \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$$

ponieważ

$$\operatorname{tg}(\alpha + \rho) = \frac{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \rho}{1 - \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \rho}, \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{S}{2 r_t \cdot \pi} \quad \text{i} \quad \operatorname{tg} \rho = \mu$$

$$M_s = P r_t \frac{S + 2\pi r_t \cdot \mu}{2\pi r_t - S \mu}$$

ponieważ około $2 \div 10\%$ idzie na pokonanie tarcia łożysk ślimaka

$$M_s = 1,1 \cdot P \cdot v_t \frac{S + 2\pi r_t \mu}{2\pi r_t - S \mu}$$

M_s obliczamy według wzoru

$$M_s = 71620 \frac{N}{n}$$

Z wartości M_s odszukujemy P , a następnie wg wzoru $P = C \cdot b \cdot t$, sprawdzamy, czy obrane b i t są dostatecznie duże przy

$$C = \frac{P}{b \cdot t}$$

wartości C są tu mniejsze, aniżeli dla kół czołowych stożkowych;

dla żeliwa $C = 8 - 12 \text{ kg/mm}^2$. O ile wymagana jest długo-trwałość dla brązu fosforowego

$$C = \quad 40 \quad 30 \quad 25 \quad 21 \quad 18 \quad 15 \quad 13 \text{ kg/cm}^2$$

przy $v = \frac{\pi d_t n}{60}$ $\left\{ \begin{array}{cccccc} 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 \text{ m/sek.} \end{array} \right.$

W każdym wypadku v nie może przekraczać 10 m/sek. Aby uniknąć zbytniego grzania się ślimacznicy, lepiej stosować wartości C jeszcze mniejsze wg wzoru

$$C = 60 : (1 + 0,5 v) \text{ kg/cm}^2.$$

PN

NORMALIZACJA

TREŚĆ

Wstęp	str.	103
Gwinty	„	105
Pasowania	„	116
Aparaty miernicze	„	117
Gaźnik	„	118
Zderzaki	„	119
Korki chłodnicy	„	120
Pedały	„	121
Układ biegów	„	122
Przyrządy elektryczne	„	123
Skrzynka biegów	„	124
Złącze napędu licznika	„	125
Latarnie (obsada)	„	126
Karter silnika	„	127
Gałka drążka biegów	„	128
Skróty nazw Państw	„	129

WSTĘP

PN

Praca normalizacyjna zapoczątkowana została w Anglii przez British Engineering Standards Association B. E. S. A., które w 1901 r. ukonstytuowało The Engineering Standards Committee. W 1923 r. Institutions of Automotive Engineers (I. A. E.) i Motor Manufactures and Traders — (I. M. M. et T.) przystąpiło do wydawnictwa norm samochodowych.

W Ameryce prace normalizacyjne w gałęzi samochodowej zostały zapoczątkowane w 1910 roku przez Society of Automotive Engineers — S. A. E., w Niemczech przez Deutsche Industrie Normen i FAKRA, we Francji przerwana pracą rozpoczęto ponownie w 1927 r. przez Bureau de Normalisation de l'Automobile, we Włoszech przez Comitato Generale per l'Unificazione nell'Industria Meccanica — UNIM., w Austrii przez Oesterreichischer Normenausschusz fuer Industrie und Gewerbe — ONIG, w Czechosłowacji przez Ceskoslovenska Normalizacni Spolecnost — CSN, w Polsce przez Polski Komitet Normalizacyjny — PKN i t. d.

Rozwój przemysłu wszechświatowego wpłynął na bliższą współpracę poszczególnych Komitetów różnych państw i spowodował utworzenie się międzynarodowego Związku Normalizacyjnego I. S. A. International Federation of National Standardizing Association w skrócie I. S. A. z siedzibą w Zurichu.

Członkami I. S. A. są obecnie Komitety Normalizacyjne następujących państw: Ameryki (U. S. A.), Austrii, Belgji, Czechosłowacji, Danji, Francji, Holandji, Italji, Japonji, Niemiec, Norwegji, Polski Rosji, Rumunji, Szwajcarji, Szwecji i Węgier.

Międzynarodowy Związek Normalizacyjny I. S. A. wyłania z siebie Komitety Techniczne dla różnych gałęzi przemysłu,

powierając ich kierownictwo jednemu z państw, należącemu do Związku.

W 1928 roku na Międzynarodowym Kongresie I. S. A. w Pradze postanowiono ukonstytuować Międzynarodowy Komitet Normalizacyjny Samochodowy — jako Komitet Techniczny I. S. A. — 22, którego Kierownictwo zostało powierzone Francji.

Skutkiem tego powstał Międzynarodowy Komitet Normalizacyjny Samochodowy pod nazwą „Bureau International de Normalisation de l'Automobile” w skrócie B. I. N. A. z siedzibą w Paryżu.

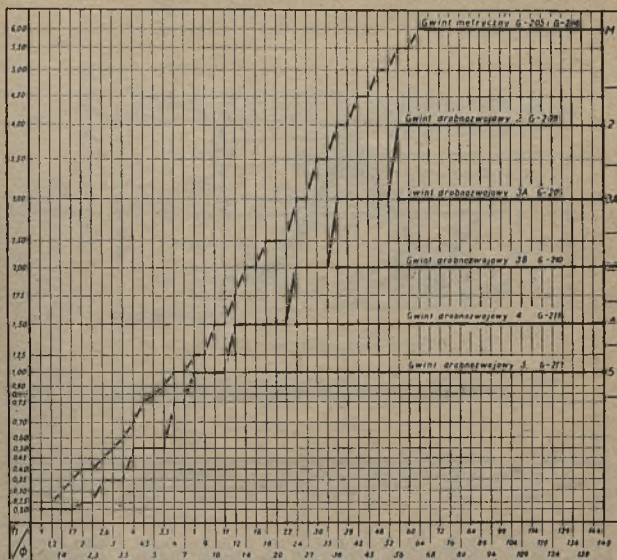
Komitet zapoczątkował swą pracę przez zwołanie 1-go Międzynarodowego Kongresu Normalizacyjnego w czerwcu 1929 r. w Paryżu, na którym został przedyskutowany ogólny zarys prac Komitetu Technicznego I. S. A. — 22.

W ślad za nim odbyły się: 2-gi Kongres w październiku 1929 r. w Paryżu, 3-ci w kwietniu 1930 r. w Medjolanie, 4-ty w lutym 1931 r. w Berlinie (sprawozdanie w Wiadomościach Polskiego Komitetu Normalizacyjnego).

Na powyższych Zjazdach ujednostajniono międzynarodowo na tępujące normy:

aparaty miernicze deski rozdzielczej	PN/S-302
gaźnik — skok otwarcia przepustnicy	PN/S-304
zderzaki wozów osobowych	PN/S-306
korek chłodnicy i zbiorników	PN/S-307
pedały-układ i sposób działania	PN/S-308
układ biegów	PN/S-312
przyrządy elektryczne kierunku obrotu	PN/S-213
kołnierz i otwory karteru silnika	PN/S-216
złącze napędu licznika lub szybkościomierza	PN/S-301
obsada kulista regulowana, latarnie	PN/S-309
oznaczanie gwintu lewego	PN/S-314
skrzynka biegów, kołnierze i otwory skrzynki	PN/S-315
gałka drążka zmiany biegów	PN/S-319
międzynarodowe skróty nazw Państw	PN/S-400
gaźniki-kołnierze gaźników	PN/S-220
pióra resorowe	PN/S-320
świece	PN/S-211
zamki, części lub otwory o przekroju kwadrat.	PN/S-410

WYKRES

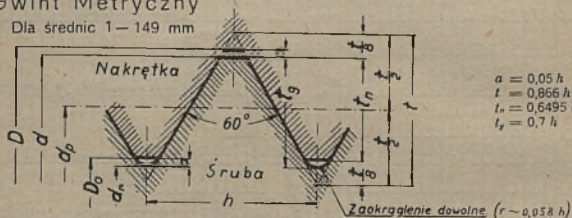


Skok (h) i średnica (Φ) gwintów podane w milimetrach

M		Gwint metryczny — G-205 i G-206				Gwint drobnozwojowy G-208		Gwinty drobnozwojowe	Długość średnic od — do	Skoki
średnica	skok	średnica	skok	średnica	skok	średnica	skok			
1—1,2	0,25	4,5	0,75	18—22	2,5	1—1,7	0,2	3A G-209	56—149	3
1,4	0,3	5	0,8	24—27	3	2—2,3	0,25			
1,7	0,35	5,5	0,9	30—33	3,5	2,6—3,5	0,35	3B G-210	36—149	2
2—2,3	0,4	6—7	1	36—39	4	4—5,5	0,5			
2,6	0,45	8—9	1,25	42—45	4,5	6—8	0,75	4 G-211	24—149	1,5
3	0,5	10—11	1,5	48—52	5	8—11	1			
3,5	0,6	12	1,75	56—60	5,5	12—22	1,5	5 G-212	12—149	1
4	0,7	14—16	2	64—149	6	24—33	2			
						36—52	3			
						56—149	4			

Gwint Metryczny

Dla średnic 1—149 mm



$$a = 0,05 h$$

$$t = 0,866 h$$

$$t_n = 0,6495 h$$

$$t_r = 0,7 h$$

Przykład oznaczenia gwintu metrycznego: M 70

Wymiary gwintu w zależności od skoku $\frac{\text{PN}}{\text{G-207}}$

Gwint metryczny

mm

Skok h	Głębokość		Luz a	Promień zaokrągl. r	Skok h	Głębokość		Luz a	Promień zaokrągl. r
	gwintu t_g	nośna t_n				gwintu t_g	nośna t_n		
0,2	0,140	0,130	0,010	0,0116	1,25	0,875	0,812	0,062	0,0725
0,25	0,175	0,162	0,012	0,0145	1,50	1,050	0,974	0,075	0,0870
0,3	0,210	0,195	0,015	0,0174	1,75	1,225	1,137	0,087	0,1015
0,35	0,245	0,227	0,017	0,0203	2	1,400	1,299	0,100	0,1160
0,4	0,280	0,260	0,020	0,0232	2,5	1,750	1,624	0,125	0,1450
0,45	0,315	0,292	0,022	0,0261	3	2,100	1,949	0,150	0,1740
0,5	0,350	0,325	0,025	0,0290	3,5	2,450	2,273	0,175	0,2030
0,6	0,420	0,390	0,030	0,0348	4	2,800	2,598	0,200	0,2320
0,7	0,490	0,455	0,035	0,0406	4,5	3,150	2,923	0,225	0,2610
0,75	0,525	0,487	0,037	0,0435	5	3,500	3,248	0,250	0,2900
0,8	0,560	0,520	0,040	0,0464	5,5	3,850	3,572	0,275	0,3190
0,9	0,630	0,585	0,045	0,0522	6	4,200	3,897	0,300	0,3480
1	0,700	0,649	0,050	0,0582					

Millimetry

w/g PN-G-205

Śruba		Skok gwintu h	Głębokość		Luz a	Nakrętka		
Srednica Gwintu d	Przebieg rdzenia cm^2		Srednica podziałowa d_f	Gwintu t_f		Źrednica Gwintu D	Otworu D_0	
1	0.65	0.003	0.838	0.25	0.175	0.162	1.025	0.675
1.2	0.85	0.006	1.038	0.25	0.175	0.162	1.025	0.875
1.4	0.98	0.008	1.205	0.3	0.210	0.195	1.430	1.010
1.7	1.21	0.012	1.473	0.35	0.245	0.227	1.735	1.245
2	1.44	0.016	1.740	0.4	0.280	0.260	2.040	1.480
2.3	1.74	0.024	2.040	0.4	0.280	0.260	2.340	1.780
2.6	1.97	0.030	2.308	0.45	0.315	0.292	2.645	2.015
3	2.30	0.042	2.675	0.5	0.350	0.325	3.050	2.350
3.6	2.66	0.056	3.110	0.6	0.420	0.390	3.560	2.720
4	3.02	0.07	3.645	0.7	0.490	0.455	4.070	3.090
(4.5)	3.45	0.09	4.013	0.75	0.525	0.487	4.575	3.525
5	3.88	0.12	4.480	0.8	0.560	0.520	5.080	3.960
(5.5)	4.24	0.14	4.915	0.9	0.630	0.585	5.690	4.330
6	4.60	0.17	5.350	1	0.700	0.650	6.100	4.700
(7)	5.60	0.25	6.350	1	0.700	0.650	7.100	5.700
8	6.25	0.31	7.188	1.25	0.875	0.812	8.125	6.375
(9)	7.25	0.41	8.188	1.25	0.875	0.812	9.125	7.375
9	7.90	0.49	9.028	1.5	1.050	0.974	10.150	8.050
(10)	8.90	0.62	10.028	1.5	1.050	0.974	11.150	9.050
12	9.65	0.71	10.863	1.75	1.225	1.137	12.175	9.725
(14)	11.20	0.98	12.701	2	1.40	1.299	14.20	11.40
16	13.20	1.37	14.701	2	1.40	1.299	16.20	13.40
(18)	14.50	1.65	16.376	2.5	1.75	1.624	18.25	14.75
20	16.50	2.14	18.376	2.5	1.75	1.624	20.25	16.75
(22)	18.50	2.69	20.376	2.5	1.75	1.624	22.25	18.75
24	19.80	3.08	22.051	3	2.10	1.949	24.30	20.10
(27)	22.80	4.08	25.051	3	2.10	1.949	27.30	23.10
30	25.10	4.95	27.727	3.5	2.45	2.273	30.35	25.45
(33)	28.10	6.20	30.727	3.5	2.45	2.273	33.35	28.45

PN

w/g PN - G - 206

Gwint		Średnica		Przekrój rdzenia cm^2	Średnica podziałowa d_p	Skok gwintu h	Głębokość		Luz α	Nakrętka	
		d	Rdzenia d_r				Gwintu f_g	Nośna f_n		Gwintu D	Otworu D_0
(33)		28.1		6.20	30.727	3.5	2.45	2.273	0.175	33.35	28.45
.36		30.4		7.26	33.402	4	2.80	2.598	0.200	36.40	30.80
(39)		33.4		8.76	36.402	4	2.80	2.598	0.200	39.40	33.80
42		35.7		10.0	39.077	4.5	3.15	2.923	0.225	42.45	36.15
(45)		38.7		11.7	42.077	4.5	3.15	2.923	0.225	45.45	39.15
48		41.0		13.2	44.752	5	3.50	3.248	0.250	48.50	41.50
(52)		45.0		15.9	48.752	5	3.50	3.248	0.250	52.50	45.50
56		48.3		18.3	52.428	5.5	3.85	3.572	0.275	56.55	48.85
(60)		52.3		21.5	56.428	5.5	3.85	3.572	0.275	60.55	52.85
64		55.6		24.3	60.103	6	4.2	3.897	0.3	64.6	56.2
(68)		59.6		27.9	64.103	6	4.2	3.897	0.3	68.6	60.2
72		63.6		31.8	68.103	6	4.2	3.897	0.3	72.6	64.2
(76)		67.6		35.9	72.103	6	4.2	3.897	0.3	76.6	68.2
80		71.6		40.2	76.103	6	4.2	3.897	0.3	80.6	72.2
(84)		75.6		44.9	80.103	6	4.2	3.897	0.3	84.6	76.2
89		80.6		51.0	85.103	6	4.2	3.897	0.3	89.6	81.2
(94)		85.6		57.5	90.103	6	4.2	3.897	0.3	94.6	86.2
99		90.6		64.5	95.103	6	4.2	3.897	0.3	99.6	91.2
(104)		95.6		71.8	100.103	6	4.2	3.897	0.3	104.6	96.2
109		100.6		79.5	105.103	6	4.2	3.897	0.3	109.6	101.2
(114)		105.6		87.6	110.103	6	4.2	3.897	0.3	114.6	106.2
119		110.6		96.1	115.103	6	4.2	3.897	0.3	119.6	111.2
(124)		115.6		104.7	120.103	6	4.2	3.897	0.3	124.6	116.2
129		120.6		114.2	125.103	6	4.2	3.897	0.3	129.6	121.2
(134)		125.6		123.9	130.103	6	4.2	3.897	0.3	134.6	126.2
139		130.6		134.0	135.103	6	4.2	3.897	0.3	139.6	131.2
(144)		135.6		144.5	140.103	6	4.2	3.897	0.3	144.6	136.2
149		140.6		155.2	145.103	6	4.2	3.897	0.3	149.6	141.2

Ś R U B A średnica			Średnica podzia- łowa		Skok gwintu		N A K R Ę T K A średnica	
gwintu d	rdzenia d _r	d _p	gwintu D	otworu D _o	h	gwintu D	otworu D _o	
1	0,72	0,870	1,020	0,740	0,2	36	32,1	
1,2	0,92	1,070	1,220	0,940	0,2	(39)	35,1	
1,4	1,12	1,270	1,420	1,140	0,2	42	36,1	
1,7	1,42	1,570	1,720	1,440	0,2	(45)	41,1	
2	1,68	1,838	2,025	1,675	0,25	48	44,1	
2,3	1,95	2,138	2,325	1,975	0,25	(52)	48,1	
2,6	2,11	2,373	2,635	2,145	0,35	56	50,8	
3	2,51	2,773	3,035	2,545	0,35	(60)	54,8	
3,5	3,01	3,273	3,535	3,045	0,35	64	58,8	
4	3,30	3,675	4,050	3,350	0,5	(68)	62,8	
(4,5)	3,80	4,175	4,550	3,850	0,5	72	66,8	
5	4,30	4,675	5,050	4,350	0,5	(76)	70,8	
(5,5)	4,80	5,175	5,550	4,850	0,5	80	74,8	
6	4,95	5,513	6,075	5,025	0,75	(84)	78,8	
(7)	5,95	6,513	7,075	6,025	0,75	89	83,8	
8	6,95	7,513	8,075	7,025	0,75	(94)	88,8	
(9)	7,60	8,350	9,100	7,700	0,99	99	93,8	
10	8,60	9,350	10,100	8,700	1	(104)	98,8	
(11)	9,60	10,350	11,100	9,700	1,5	109	103,8	
12	9,90	11,026	12,150	10,650	1,5	(114)	108,8	
(14)	11,90	13,026	14,150	12,050	1,5	119	113,8	
16	13,90	15,026	16,150	14,050	1,5	(124)	118,8	
(18)	15,90	17,026	18,150	16,050	1,5	129	123,8	
20	17,90	19,026	20,150	18,050	1,5	(134)	128,8	
(22)	19,90	22,026	22,150	20,050	1,5	139	133,8	
24	21,20	22,701	24,200	21,400	2	(144)	138,8	
(27)	24,20	25,701	27,200	24,400	2	149	143,8	
30	27,20	28,701	30,200	27,400	2	154	148,8	
(33)	30,20	31,701	33,200	30,400	2	159	153,8	

PN

Ś R U B A średnica		Średnica podziałowa d_p	Skok gwintu h	NAKRĘTKA średnica	
gwintu d	rdzenia d_r			gwintu D	otworu D_o
56	51,80	54,051	3	56,3	52,1
(60)	55,80	58,051	3	60,3	56,1
64	59,80	62,051	3	64,3	60,1
(68)	63,80	66,051	3	68,3	64,1
72	67,80	70,051	3	72,3	68,1
(76)	71,80	74,051	3	76,3	72,1
80	75,80	78,051	3	80,3	76,1
(84)	79,80	82,051	3	84,3	80,1
89	84,80	87,051	3	89,3	85,1
(94)	89,80	92,051	3	94,3	90,1
99	94,80	97,051	3	99,3	95,1
(104)	99,80	102,051	3	104,3	100,1
109	104,80	107,051	3	109,3	105,1
(114)	109,80	112,051	3	114,3	110,1
119	114,80	117,051	3	119,3	115,1
(124)	119,80	122,051	3	124,3	120,1
129	124,80	127,051	3	129,3	125,1
(134)	129,80	132,051	3	134,3	130,1
139	134,80	137,051	3	139,3	135,1
(144)	139,80	142,051	3	144,3	140,1
149	144,80	147,051	3	149,3	145,1

Gwint metr. drobnozwojowy w/g PN/G—210

Ś R U B A średnica		Średnica podzia- łowa d_p	Skok gwintu h	NAKRĘTKA średnica		Ś R U B A średnica		Średnica podzia- łowa d_p	Skok gwintu h	NAKRĘTKA średnica	
gwintu d	rdzenia d_r			gwintu D	otworu D_o	gwintu d	rdzenia d_r			gwintu D	otworu D_o
36	33,20	34,701	2	36,2	33,4	89	86,20	87,701	2	89,2	86,4
(39)	36,20	37,701	2	39,2	36,4	(94)	91,20	92,701	2	94,2	91,4
42	39,20	40,701	2	42,2	39,4	99	96,20	97,701	2	99,2	96,4
(45)	42,20	43,701	2	45,2	42,4	(104)	101,20	102,701	2	104,2	101,4
48	45,20	46,701	2	48,2	45,4	109	106,20	107,701	2	109,2	106,4
(52)	49,20	50,701	2	52,2	49,4	(114)	111,20	112,701	2	114,2	111,4
56	53,20	54,701	2	56,2	53,4	119	116,20	117,701	2	119,2	116,4
(60)	57,20	58,701	2	60,2	57,4	(124)	121,20	122,701	2	124,2	121,4
64	61,20	62,701	2	64,2	61,4	129	126,20	127,701	2	129,2	126,4
(68)	65,20	66,701	2	68,2	65,4	(134)	131,20	132,701	2	134,2	131,4
72	69,20	70,701	2	72,2	69,4	139	136,20	137,701	2	139,2	136,4
(76)	73,20	74,701	2	76,2	73,4	(144)	141,20	142,701	2	144,2	141,4
80	77,20	78,701	2	80,2	77,4	149	146,20	147,701	2	149,2	146,4
(84)	81,20	82,701	2	84,2	81,4						

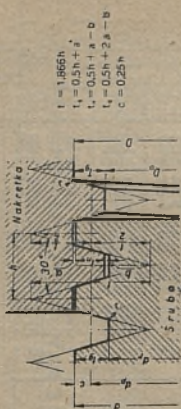
ŚRUBA średnica		Średnica podzia- łowa d _e	Skok gwintu h	NAKRĘTKA średnica		ŚRUBA średnica		Średnica podzia- łowa d _e	Skok gwintu h	NAKRĘTKA średnica	
gwintu d	rdzenia d _r			gwintu D	otworu D _o	gwintu d	rdzenia d _r			gwintu D	otworu D _o
						(76)	73,90	75,026	1,5	76,15	74,05
						80	77,90	79,026	1,5	80,15	78,05
						(84)	81,90	83,026	1,5	84,15	82,05
24	21,90	23,026	1,5	24,15	22,05	89	86,90	88,026	1,5	89,15	87,05
(27)	24,90	26,026	1,5	27,15	25,05	(94)	91,90	93,026	1,5	94,15	92,05
30	27,90	29,026	1,5	30,15	28,05	99	96,90	98,026	1,5	99,15	97,05
(33)	30,90	32,026	1,5	33,15	31,05	(104)	101,90	103,026	1,5	104,15	102,05
36	33,90	35,026	1,5	36,15	34,05	(109)	106,90	108,026	1,5	109,15	107,05
(39)	36,90	38,026	1,5	39,15	37,05	(114)	111,90	113,026	1,5	114,15	112,05
42	39,90	41,026	1,5	42,15	40,05	119	116,90	118,026	1,5	119,15	117,05
(45)	42,90	44,026	1,5	45,15	43,05	(124)	121,90	123,026	1,5	124,15	122,05
48	45,90	47,026	1,5	48,15	46,05	129	126,90	128,026	1,5	129,15	127,05
(52)	49,90	51,026	1,5	52,15	50,05	(134)	131,90	133,026	1,5	134,15	132,05
56	53,90	55,026	1,5	56,15	54,05	(139)	136,90	138,026	1,5	139,15	137,05
(60)	57,90	59,026	1,5	60,15	58,05	(144)	141,90	143,026	1,5	144,15	142,05
64	61,90	63,026	1,5	64,15	62,05	149	146,90	148,026	1,5	149,15	147,05
(68)	65,90	67,026	1,5	68,15	66,05						
72	69,90	71,026	1,5	72,15	70,05						

PN

Gwint metr. drobnozwojowy 5. w/g PN/G—212

ŚRUBA średnica		Średnica podzia- łowa d _e	Skok gwintu h	NAKRĘTKA średnica		ŚRUBA średnica		Średnica podzia- łowa d _e	Skok gwintu h	NAKRĘTKA średnica	
gwintu d	rdzenia d _r			gwintu D	otworu D _o	gwintu d	rdzenia d _r			gwintu D	otworu D _o
12	10,60	11,350	1	12,4	10,7	(68)	66,60	67,350	1	68,1	66,7
(14)	12,60	13,350	1	14,1	12,7	72	70,60	71,350	1	72,1	70,7
16	14,60	15,350	1	16,1	14,7	(76)	74,60	75,350	1	76,1	74,7
(18)	16,60	17,350	1	18,1	16,7	80	78,60	79,350	1	80,1	78,7
20	18,60	19,350	1	20,1	18,7	(84)	82,60	83,350	1	84,1	82,7
(22)	20,60	21,350	1	22,1	20,7	89	87,60	88,350	1	89,1	87,7
24	22,60	23,350	1	24,1	22,7	(94)	92,60	93,350	1	94,1	92,7
(27)	25,60	26,350	1	27,1	25,7	99	97,60	98,350	1	99,1	97,7
30	28,60	29,350	1	30,1	28,7	(104)	102,60	103,350	1	104,1	102,7
(33)	31,60	32,350	1	33,1	31,7	109	107,60	108,350	1	109,1	107,7
36	34,60	35,350	1	36,1	34,7	(114)	112,60	113,350	1	114,1	112,7
(39)	37,60	38,350	1	39,1	37,7	119	117,60	118,350	1	119,1	117,7
42	40,60	41,350	1	42,1	40,7	(124)	122,60	123,350	1	124,1	122,7
(45)	43,60	44,350	1	45,1	43,7	129	127,60	128,350	1	129,1	127,7
48	46,60	47,350	1	48,1	46,7	(134)	132,60	133,350	1	134,1	132,7
(52)	50,60	51,350	1	52,1	50,7	139	137,60	138,350	1	139,1	137,7
56	54,60	55,350	1	56,1	54,7	(144)	142,60	143,350	1	144,1	142,7
(60)	58,60	59,350	1	60,1	58,7	149	147,60	148,350	1	149,1	147,7
64	62,60	63,350	1	64,1	62,7						

Wymiary gwintu trapezowego w zale-
żności od skoku w/g PN/G—216



Gwint metr. drobnorozwojowy 5
w/g PN/G—214

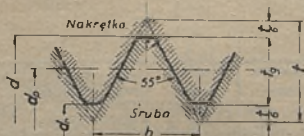
ŚRUBA średnica		Średnica podziałowa		SKOK gwintu		NAKRĘTKA średnica	
gwintu d	rdzenia d _r	d _p	d	h	D	D _p	D _p
154	152,60	153,35	154,1	1	154,1	152,7	
159	157,60	158,35	159,1	1	159,1	157,7	
164	162,60	163,35	164,1	1	164,1	162,7	
169	167,60	168,35	169,1	1	169,1	167,7	
174	172,60	173,35	174,1	1	174,1	172,7	
179	177,60	178,35	179,1	1	179,1	177,7	
184	182,60	183,35	184,1	1	184,1	182,7	
189	187,60	188,35	189,1	1	189,1	187,7	
194	192,60	193,35	194,1	1	194,1	192,7	
199	197,60	198,35	199,1	1	199,1	197,7	
209	207,60	208,35	209,1	1	209,1	207,7	
219	217,60	218,35	219,1	1	219,1	217,7	
229	227,60	228,35	229,1	1	229,1	227,7	
239	237,60	238,35	239,1	1	239,1	237,7	
249	247,60	248,35	249,1	1	249,1	247,7	
259	257,60	258,35	259,1	1	259,1	257,7	
269	267,60	268,35	269,1	1	269,1	267,7	
279	277,60	278,35	279,1	1	279,1	277,7	
289	287,60	288,35	289,1	1	289,1	287,7	
299	297,60	298,35	299,1	1	299,1	297,7	

Skok h	Głębokość gwintu		Przebieg zakreślony r _{1/2}	Głębokość gwintu nabryku T _{1/2}	L U Z Y	
	t ₁	t ₂			a	b
3	1,75	1,25	0,25	1,50	0,25	0,5
4	2,25	1,75	0,25	2	0,25	0,5
5	2,75	2	0,25	2,25	0,25	0,75
6	3,25	2,5	0,25	2,75	0,25	0,75
7	3,75	3	0,25	3,25	0,25	0,75
8	4,25	3,5	0,25	3,75	0,25	0,75
9	4,75	4	0,25	4,25	0,25	0,75
10	5,25	4,5	0,25	4,75	0,25	0,75
12	6,25	5,5	0,25	5,75	0,25	0,75
14	7,5	6	0,5	6,5	0,5	1,5
16	8,5	7	0,5	7,5	0,5	1,5
18	9,5	8	0,5	8,5	0,5	1,5
20	10,5	9	0,5	9,5	0,5	1,5
22	11,5	10	0,5	10,5	0,5	1,5
24	12,5	11	0,5	11,5	0,5	1,5
26	13,5	12	0,5	12,5	0,5	1,5

Patrz rys. str. 112

ŚRUBA		Prze- krój rdzenia	Średn. podzia- łowa	Skok	NAKRĘTKA		ŚRUBA		Prze- krój rdzenia	Średn. podzia- łowa	Skok	NAKRĘTKA	
średnica	rdzenia				średnica	średnica	średnica	rdzenia				średnica	rdzenia
gwintu d	rdzenia d _r	cm ²	d _p	h	gwintu D	otworu D _o	gwintu d	rdzenia d _r	cm ²	d _p	h	gwintu D	otworu D _o
10	6,5	0,33	8,5	3	10,5	7,5	90	77,5	47,17	84	12	90,5	79
12	8,5	0,57	10,5	3	12,5	9,5	(92)	79,5	49,64	86	12	92,5	81
14	9,5	0,71	12	4	14,5	10,5	95	82,5	53,46	89	12	95,5	84
16	11,5	1,04	14	4	16,5	12,5	(98)	85,5	57,41	92	12	98,6	87
18*	13,5	1,43	16	4	18,5	14,5	100	87,5	60,13	94	12	100,5	89
20	15,5	1,89	18	4	20,5	16,5	(105)	92,5	67,20	99	12	105,5	94
22	16,5	2,14	19,5	5	22,5	18	110	97,5	74,66	104	12	110,5	99
24	18,5	2,69	21,5	5	24,5	20	(115)	100	78,54	108	14	116	103
26	20,5	3,30	23,5	5 ₁	26,5	22	120	105	86,56	113	14	121	108
28	22,5	3,98	25,5	5	28,5	24	(125)	110	95,03	118	14	126	113
30	23,5	4,34	27	6	30,5	25	130	115	103,87	123	14	131	118
32	25,5	5,11	29	6	32,5	27	(135)	120	113,10	128	14	136	123
(34)	27,5	5,94	31	6	34,5	29	140	125	122,72	133	14	141	128
36	29,5	6,83	33	6	36,5	31	(145)	130	132,73	138	14	146	133
(38)	30,5	7,31	34,5	7	38,5	32	150	133	138,93	142	16	151	136
40	32,5	8,30	36,5	7	40,5	34	(155)	138	149,57	147	16	156	141
(42)	34,5	9,35	38,5	7	42,5	36	160	143	160,61	152	16	161	146
44	36,5	10,46	40,5	7	44,5	38	(165)	148	172,03	157	16	166	151
(46)	37,5	11,04	42	8	46,5	39	170	153	183,85	162	16	171	156
48	39,5	12,25	44	8	48,5	41	(175)	158	196,07	167	16	176	161
50	41,5	13,53	46	8	50,5	43	180	161	203,68	171	18	181	164
52	43,5	14,86	48	8	52,5	45	(185)	166	216,42	176	18	186	169
55	45,5	16,26	50,5	9	55,5	47	190	171	229,66	181	18	191	174
(58)	48,5	18,47	53,5	9	58,5	50	(195)	176	243,29	186	18	196	179
60	50,5	20,03	55,5	9	60,5	52	200	181	257,30	191	18	201	184
(62)	52,5	21,65	57,5	9	62,5	54	210	189	280,55	200	20	211	192
65	54,5	23,33	60	10	65,5	56	220	199	311,03	210	20	221	202
(68)	57,5	25,97	63	10	68,5	59	230	209	343,07	220	20	231	212
70	59,5	27,81	65	10	70,5	61	240	217	369,84	229	22	241	220
(72)	61,5	29,71	67	10	72,5	63	250	227	404,71	239	22	251	230
75	64,5	32,67	70	10	75,5	66	260	237	441,15	249	22	261	240
(78)	67,5	35,78	73	10	78,5	69	270	245	471,44	258	24	271	248
80	69,5	37,94	75	10	80,5	71	280	255	510,71	268	24	281	258
(82)	71,5	40,15	77	10	82,5	73	290	265	551,55	270	24	291	268
85	72,5	41,28	79	12	85,5	74	300	273	585,35	237	26	301	276
(88)	75,5	44,77	82	12	88,5	77							

PN



$$h = \frac{25,40095}{z}$$

$$r = 0,13733 h$$

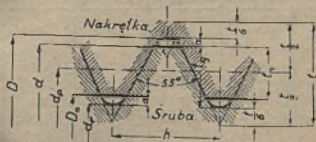
$$t = 0,96049 h$$

$$t_s = 0,64033 h$$

Przykład oznaczenia pełnego gwintu Whitworth'a (np. dla średnicy $\frac{1}{4}''$): $\frac{1}{4}''$

Millimetry

Średnica nominalna, cale ang.	Średnice			Głębokość gwintu t_p	Promień zakręglenia r	Przekrój rdzenia cm^2	Skok gwintu h	Liczba skoków na $1''$ ang. z
	Gwintu d	Rdzenia otworu d_r	Podziałowa d_p					
$\frac{1}{16}''$	4,263	3,408	4,085	0,078	0,145	0,09	1,058	24
$\frac{1}{8}''$	6,350	4,724	5,537	0,813	0,174	0,17	1,270	20
$\frac{3}{16}''$	9,525	6,131	7,034	0,904	0,194	0,29	1,411	18
$\frac{1}{4}''$	9,525	7,492	8,509	1,017	0,218	0,44	1,588	16
$\frac{5}{16}''$	11,113	8,789	9,951	1,162	0,249	0,61	1,814	14
$\frac{3}{8}''$	12,700	9,990	11,345	1,355	0,291	0,78	2,117	12
$\frac{7}{16}''$	15,876	12,918	14,397	1,479	0,317	1,31	2,309	11
$\frac{1}{2}''$	19,051	15,798	17,424	1,627	0,349	1,96	2,540	10
$\frac{9}{16}''$	22,226	18,611	20,419	1,807	0,388	2,72	2,822	9
$1''$	25,401	21,335	23,368	2,033	0,436	3,57	3,175	8
$1\frac{1}{8}''$	28,576	23,929	26,253	2,324	0,498	4,50	3,629	7
$1\frac{1}{4}''$	31,751	27,104	29,428	2,324	0,498	5,77	3,629	7
$1\frac{3}{8}''$	34,926	29,505	32,215	2,711	0,581	6,84	4,233	6
$1\frac{1}{2}''$	38,101	32,680	35,391	2,711	0,581	8,39	4,233	6
$1\frac{3}{4}''$	41,277	34,771	38,024	3,253	0,658	9,49	5,080	5
$1\frac{7}{8}''$	44,452	37,946	41,959	3,253	0,658	11,31	5,080	5
$2''$	47,627	40,398	44,012	3,614	0,775	12,82	5,645	4 1/2
$2\frac{1}{8}''$	50,802	43,573	47,187	3,614	0,775	14,91	5,645	4 1/4
$2\frac{1}{4}''$	57,152	49,020	53,086	4,066	0,872	18,87	6,350	4
$2\frac{3}{8}''$	63,502	55,370	59,436	4,066	0,872	24,08	6,350	4
$2\frac{1}{2}''$	69,853	60,558	65,205	4,647	0,997	28,80	7,257	3 1/2
$3''$	76,203	66,909	71,556	4,647	0,997	35,16	7,257	3 1/4
$3\frac{1}{8}''$	82,553	72,544	77,548	5,005	1,071	41,33	7,816	3 1/8
$3\frac{1}{4}''$	89,903	78,854	83,899	5,005	1,073	48,58	7,816	3 1/8
$3\frac{3}{8}''$	95,254	84,410	89,832	5,422	1,163	55,96	8,467	3
$4''$	101,604	90,760	96,182	5,422	1,163	64,70	8,467	3
$4\frac{1}{8}''$	107,954	96,639	102,297	5,657	1,213	73,35	8,835	2 3/4
$4\frac{1}{4}''$	114,304	102,990	108,647	5,657	1,213	83,31	8,835	2 3/4
$4\frac{3}{8}''$	120,655	108,825	114,740	5,915	1,268	93,01	9,237	2 3/8
$5''$	127,005	115,176	121,090	5,915	1,268	104,17	9,237	2 3/8
$5\frac{1}{8}''$	133,355	120,963	127,159	6,196	1,329	114,92	9,677	2 1/4
$5\frac{1}{4}''$	139,705	127,313	133,509	6,196	1,329	127,30	9,677	2 1/4
$5\frac{3}{8}''$	146,055	133,043	139,549	6,506	1,395	139,02	10,160	2 1/8
$6''$	152,406	139,394	145,900	6,506	1,395	152,61	10,160	2 1/8



$$h = 25,40095 \frac{z}{2}$$

$$a = 0,074h$$

$$r = 0,13733h$$

$$t = 0,96049h$$

$$t_s = 0,56633h$$

$$t_s = 0,49233h$$

PN

Przykład oznaczenia przytęplonego gwintu Whitworth'a (np dla średnicy $\frac{3}{4}$ " , $\frac{3}{16}$ " Pr

milimetry

Średnica nominalna cale ang	Nakrętka		Śruba		Głębokość			Promień zaokrąglenia r	Średnica podziałowa d _p	Środek gwintu h	Liczba strózków na 1" ang
	Średnica		Przekrój rdzenia cm ²	Gwintu t _g	Nośna t _n	Lux u					
	Gwintu D	Otworu D _o					Gwintu d				
$\frac{1}{16}$ "	4,763	3,588	4,608	3,408	0,00	0,899	0,821	0,078	4,085	1,058	24
$\frac{1}{8}$ "	6,550	4,912	6,162	4,724	0,17	0,716	0,656	0,054	5,157	1,270	20
$\frac{3}{16}$ "	9,528	6,539	7,729	6,131	0,29	0,789	0,695	0,104	7,034	1,411	18
$\frac{1}{4}$ "	12,700	9,068	10,664	8,789	0,44	0,860	0,782	0,117	8,609	1,562	16
$\frac{5}{16}$ "	16,876	12,700	14,387	12,387	0,61	1,028	0,893	0,134	11,346	2,117	12
$\frac{3}{8}$ "	22,226	16,876	18,875	16,798	0,78	1,159	1,042	0,156	14,897	2,805	11
$\frac{1}{2}$ "	28,461	22,226	24,891	21,335	1,01	1,308	1,197	0,171	19,424	3,640	10
$\frac{5}{8}$ "	36,810	28,576	32,039	28,929	1,27	1,459	1,251	0,188	25,283	4,729	9
$\frac{3}{4}$ "	47,627	36,810	40,825	34,771	1,56	1,598	1,390	0,208	32,215	6,222	8
$\frac{7}{8}$ "	59,802	47,627	52,036	44,825	1,87	1,759	1,663	0,235	40,283	8,209	7
1 "	76,203	59,802	66,212	56,370	2,31	1,926	1,787	0,268	50,428	10,848	6
$1\frac{1}{8}$ "	98,553	76,203	84,000	72,544	2,80	2,097	1,926	0,298	63,500	14,288	5
$1\frac{1}{4}$ "	127,000	98,553	108,825	93,01	3,35	2,279	2,078	0,331	79,932	18,645	4
$1\frac{3}{8}$ "	162,000	127,000	144,332	122,332	4,00	2,472	2,226	0,367	99,932	24,447	3
$1\frac{1}{2}$ "	203,000	162,000	184,410	154,18	4,75	2,679	2,384	0,408	124,410	32,288	2
$1\frac{3}{4}$ "	254,000	203,000	231,332	194,332	5,60	2,900	2,540	0,454	154,410	42,447	2
2 "	317,500	254,000	294,332	244,332	6,50	3,137	2,726	0,504	194,410	56,288	2
$2\frac{1}{4}$ "	395,000	317,500	364,332	304,332	7,50	3,390	2,940	0,558	244,410	74,447	2
$2\frac{1}{2}$ "	490,000	395,000	454,332	374,332	8,50	3,650	3,180	0,617	304,410	98,288	2
$2\frac{3}{4}$ "	600,000	490,000	554,332	454,332	9,50	3,920	3,440	0,681	374,410	128,447	2
3 "	725,000	600,000	664,332	554,332	10,50	4,200	3,740	0,750	454,410	166,288	2
$3\frac{1}{2}$ "	875,000	725,000	794,332	664,332	11,50	4,490	4,080	0,824	544,410	212,447	2
4 "	1050,000	875,000	944,332	794,332	12,50	4,790	4,480	0,903	644,410	268,288	2
$4\frac{1}{2}$ "	1250,000	1050,000	1114,332	944,332	13,50	5,100	4,890	0,987	754,410	344,447	2
5 "	1475,000	1250,000	1304,332	1114,332	14,50	5,420	5,320	1,076	874,410	444,288	2
$5\frac{1}{2}$ "	1725,000	1475,000	1514,332	1304,332	15,50	5,750	5,760	1,169	1004,410	568,447	2
6 "	2000,000	1725,000	1744,332	1514,332	16,50	6,090	6,200	1,266	1144,410	718,288	2

ZASADA STAŁEGO OTWORU

PASOWANIE	1 klasa	2 klasa	3 klasa	4 klasa	5 klasa
	Otwór-walek	Otwór-walek	Otwór-walek	Otwór-walek	Otwór-walek
Przeźronne bardzo luźne	—	—	—	—	<u>H — a</u>
Przeźronne luźne	—	—	—	—	<u>H — b</u>
Przeźronne (zwykłe)	—	—	—	H4 — c4	<u>H — c</u>
Obrotowe bardzo luźne	—	H2 — d2	H3 — d3	<u>H4 — d4</u>	<u>H — d</u>
Obrotowe luźne	—	H2 — e2	<u>H3 — e3</u>	H4 — e4	—
Obrotowe (zwykłe)	—	<u>H2 — f2</u>	H3 — f3	<u>H4 — f4</u>	—
Obrotowe ciasne	H1 — g1	H2 — g2	<u>H3 — g3</u>	—	—
Suwliwe	<u>H1 — h1</u>	<u>H2 — h2</u>	H3 — h3	<u>H4 — h4</u>	<u>H — h</u>
Przylgowe	H1 — j1	H2 — j2	<u>H3 — j3</u>	—	—
Lekko wciskane	<u>H1 — k1</u>	<u>H2 — k2</u>	H3 — k3	H4 — k4	—
Wciskane (zwykłe)	H1 — m1	H2 — m2	<u>H3 — m3</u>	—	—
Lekko włączane	<u>H1 — n1</u>	<u>H2 — n2</u>	<u>H3 — n3</u>	—	—
Włączane (zwykłe)	—	H2 — q2	<u>H3 — q3</u>	—	—
Mocno włączane	—	H2 — s2	H3 — s3	—	—

ZASADA STAŁEGO WAŁKA

PASOWANIE	1 klasa	2 klasa	3 klasa	4 klasa	5 klasa
	Otwór-walek	Otwór-walek	Otwór-walek	Otwór-walek	Otwór-walek
Przeźronne bardzo luźne	—	—	—	—	<u>A — h</u>
Przeźronne luźne	—	—	—	—	B — b
Przeźronne (zwykłe)	—	—	—	C4 — h4	<u>C — h</u>
Obrotowe bardzo luźne	—	D2 — h2	D3 — h3	<u>D4 — h4</u>	D — h
Obrotowe luźne	—	E2 — h2	<u>E3 — h3</u>	E4 — h4	—
Obrotowe (zwykłe)	—	<u>F2 — h2</u>	F3 — h3	<u>F4 — h4</u>	—
Obrotowe ciasne	G1 — h1	G2 — h2	<u>G3 — h3</u>	—	—
Suwliwe	<u>H1 — h1</u>	<u>H2 — h2</u>	H3 — h3	<u>H4 — h4</u>	<u>H — h</u>
Przylgowe	J1 — h1	J2 — h2	<u>J3 — h3</u>	—	—
Lekko wciskane	<u>K1 — h1</u>	<u>K2 — h2</u>	K3 — h3	K4 — h4	—
Wciskane (zwykłe)	M1 — h1	M2 — h2	<u>M3 — h3</u>	—	—
Lekko włączane	<u>N1 — h1</u>	<u>N2 — h2</u>	N3 — h3	—	—
Włączane (zwykłe)	—	Q2 — h2	<u>Q3 — h3</u>	—	—
Mocno włączane	—	S2 — h2	S3 — h3	—	—

Oznaczenia wydrukowane tłustym drukiem i podkreślone odpowiadają pasowaniom uprzywilejowanym, powinno się je możliwie szeroko stosować, uciekając się do innych tylko wtedy, gdy ich użycie byłoby wyraźnie korzystniejsze, niż użycie pasowań uprzywilejowanych.

ZASADA STAŁEGO WALKA

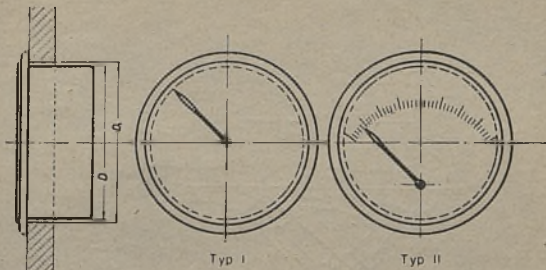
Otwory obwiedzione grubymi linjami odpowiadają pasowaniu uprzywilejowanemu. Wymiary ponad 120 mm. w klasie 1 stosują się tylko w wypadkach wyjątkowych.

Średnica nominalna mm.	1 KLASA								2 KLASA								3 KLASA								4 KLASA																
	Odczytki		O t w ó r						Wa-tek		O t w ó r						Wa-tek		O t w ó r						Wa-tek		O t w ó r														
			H1	G1	H1	J1	K1	M1			N1	H2	D2	E2	F2	G2			H2	J2	K2	M2	N2	O2			S2	H3	D3	E3	F3	G3	H3	J3	K3	M3	N3	O3	S3	H4	C4
1-3	górna								0	+35	+25	+18	+12	+9	+4	+2	0	-6			0	+40	+25	+22	+16	+14	+6	+2	0	-9			0	+60	+50	+40	+30	+20	+3		
	dolna								-6	+14	+9	+5	+2	0	-5	-8	-10	-16			-9	+12	+8	+4	+1	0	-9	-12	-14	-22			-14	+20	+12	+8	+4	0	-18		
3-6	górna	0	+9	+6	+3	+1	-1	-5	0	+50	+35	+25	+18	+12	+6	+2	-1	-8	-10	-12	0	+55	+40	+30	+22	+20	+8	+3	-1	-12			0	+90	+70	+55	+45	+25	+4		
	dolna	-5	+3	0	-4	-6	-8	-12	-8	+22	+14	+8	+3	0	-7	-10	-14	-20	-22	-25	-12	+20	+12	+6	+2	0	-10	-16	-20	-30			-20	+30	+20	+12	+6	0	-22		
6-10	górna	0	+12	+8	+4	+1	-2	-6	0	+60	+45	+35	+22	+16	+8	+3	-1	-10	-14	-16	0	+70	+50	+40	+30	+25	+10	+4	-2	-16			0	+120	+85	+70	+55	+35	+5		
	dolna	-6	+4	0	-4	-7	-10	-16	-10	+30	+20	+12	+4	0	-8	-12	-16	-25	-30	-30	-16	+30	+16	+8	+2	0	-12	-20	-25	-40			-25	+45	+30	+16	+8	0	-30		
10-18	górna	0	+14	+9	+5	+1	-2	-7	0	+80	+55	+40	+25	+18	+10	+4	-2	-12	-18	-22	0	+90	+60	+50	+35	+30	+14	+5	-3	-18	-22	30		0	+140	+110	+85	+65	+40	+6	
	dolna	-7	+5	0	-5	-8	-12	-18	-12	+40	+25	+14	+5	0	-9	-16	-20	-30	-35	-40	-18	+35	+22	+10	+3	0	-14	-25	-30	-45	-50	-55		-30	+60	+40	+22	+10	0	-35	
18-30	górna	0	+18	+12	+6	+1	-3	-9	0	+100	+70	+50	+35	+22	+12	+4	-3	-14	-22	-35	0	+110	+75	+60	+40	+35	+18	+6	-4	-22	-30	-40			0	+180	+130	+110	+80	+60	+7
	dolna	-9	+6	0	-5	-10	-14	-22	-14	+55	+35	+20	+7	0	-10	-18	-25	-35	-45	-55	-22	+50	+30	+14	+4	0	-16	-30	-40	-55	-65	-75		-35	+75	+50	+30	+14	0	-40	
30-50	górna	0	+22	+14	+8	+2	-4	-10	0	+120	+85	+60	+40	+25	+16	+9	-4	-16	-30	-50	0	+140	+90	+70	+50	+40	+22	+7	-6	-25	-35	-55		0	+220	+160	+130	+95	+65	+8	
	dolna	-10	+8	0	-6	-12	-18	-25	-16	+70	+45	+25	+9	0	-12	-22	-30	-45	-60	-75	-25	+60	+35	+18	+5	0	-18	-35	-45	-65	-75	-95		-40	+100	+60	+35	+16	0	-50	
50-80	górna	0	+25	+16	+10	+2	-6	-12	0	+150	+110	+75	+50	+30	+20	+6	-8	-20	-40	-70	0	+170	+110	+85	+60	+60	+30	+8	-8	-30	-50	-80		0	+270	+200	+150	+120	+65	+10	
	dolna	-12	+9	0	-6	-14	-22	-30	-20	+85	+55	+30	+12	0	-12	-25	-40	-50	-70	-100	-30	+80	+45	+25	+6	0	-20	-40	-55	-80	-95	-130		-50	+130	+80	+45	+25	0	-60	
80-120	górna	0	+30	+18	+12	+2	-8	-14	0	+180	+130	+90	+55	+35	+25	+7	-8	-22	-55	-100	0	+200	+130	+100	+70	+55	+35	+9	-10	-35	-65	-110		0	+320	+240	+180	+140	+80	+12	
	dolna	-14	+10	0	-6	-16	-25	-35	-22	+110	+70	+40	+14	0	-14	-30	-45	-60	-90	-140	-35	+100	+60	+30	+8	0	-22	-45	-65	-90	-120	-160		-55	+160	+100	+60	+30	0	-65	
120-180	górna	0	+35	+22	+14	+3	-9	-16	0	+220	+150	+110	+65	+40	+30	+8	-10	-25	-75	-140	0	+240	+160	+120	+80	+65	+40	+10	-14	-40	-85	-150		0	+380	+280	+210	+160	+50	+14	
	dolna	-16	+12	0	-6	-18	-30	-40	-25	+130	+85	+50	+18	0	-14	-35	-50	-70	-120	-180	-40	+120	+75	+35	+10	0	-22	-55	-75	-110	-150	-210		-65	+190	+120	+70	+35	0	-75	
180-260	górna	0	+40	+25	+18	+3	-12	-18	0	+260	+180	+120	+75	+50	+35	+9	-14	-30	-100	-200	0	+280	+180	+140	+90	+70	+50	+12	-18	-50	-110	-210		0	+450	+330	+250	+180	+100	+14	
	dolna	-18	+14	0	-6	-20	-35	-50	-80	+160	+100	+60	+22	0	-14	-40	-60	-80	-150	-250	-50	+150	+90	+45	+12	0	-22	-60	-90	-120	-180	-280		-70	+250	+150	+90	+45	0	-85	
260-360	górna	0	+45	+25	+20	+3	-14	-20	0	+300	+210	+140	+85	+55	+40	+10	-16	-35	-130	-280	0	+320	+210	+160	+100	+80	+55	+14	-22	-55	-140	-280		0	+520	+380	+290	+210	+110	+16	
	dolna	-20	+16	0	-6	-22	-40	-55	-35	+190	+120	+70	+25	0	-14	-45	-70	-90	-180	-330	-55	+170	+100	+50	+14	0	-25	-65	-100	-130	-220	-360		-80	+280	+170	+100	+50	0	-95	
360-500	górna	0	+50	+30	+25	+4	-16	-22	0	+350	+240	+160	+100	+60	+45	+12	-20	-40	-170	-370	0	+370	+240	+180	+110	+90	+65	+16	-25	-60	-180	-370		0	+600	+430	+330	+230	+130	+16	
	dolna	-22	+18	0	-6	-25	-45	-60	-40	+230	+140	+80	+30	0	-14	-50	-80	-100	-230	-430	-80	+210	+120	+60	+16	0	-25	-75	-120	-150	-270	-460		-90	+330	+210	+120	+60	0	-110	

ZASADA STAŁEGO OTWORU

Wálki obwiedzione grubemi linjami odpowiadajá pasowaniom uprzywilejowanym. Wymiary ponad 120 mm. w klasie 1 stosujá sié tylko w wypadkach wyjątkowych.

Srednica nomi- nalna mm	Odczylki	1 K L A S A								2 K L A S A								3 K L A S A								4 K L A S A															
		Ot- wór		W a ł e k				Ot- wór		W n ł o e k						Ot- wór		W a ł e k						Ot- wór		W a ł e k															
		H1	g1	h1	j1	k1	m1	n1	H2	d2	e2	f2	g2	h2	j2	k2	m2	n2	q2	s2	H3	d3	e3	f3	g3	h3	j3	k3	m3	n3	q3	s3	H4	c4	d4	e4	f4	h4	k4		
ponad- do																																									
1— 3	górna									+ 9	14	9	6	2	0	+ 5	+ 8	+ 10	+ 16			+ 14	12	8	4	1	0	+ 9	+ 12	+ 14	+ 22		+ 20	20	12	8	4	0	+ 17		
	dolna									0— 30	20	14	9	6	0	+ 2	+ 4	+ 9				0	40	25	18	12	9	1	+ 2	+ 5	+ 14		0	55	40	35	25	14	+ 3		
3— 6	górna	+ 6	— 3	0	+ 4	+ 6	+ 8	+ 12	+ 12	— 22	— 14	8	— 3	0	+ 7	+ 10	+ 14	+ 20			+ 22	+ 25	+ 20	— 20	12	6	— 2	0	+ 10	+ 16	+ 20	+ 30		+ 25	30	— 20	— 12	— 6	0	+ 22	
	dolna	0	— 8	— 5	— 1	+ 1	+ 3	+ 6	0	— 45	— 30	— 20	12	8	— 1	+ 2	+ 3	+ 12			+ 14	+ 16	0	— 55	40	— 25	— 16	— 12	— 2	+ 3	+ 7	+ 20		0	80	— 60	— 45	— 35	— 20	+ 4	
6— 10	górna	+ 8	— 4	0	+ 4	+ 7	+ 10	+ 16	+ 16	— 30	— 20	— 12	— 4	0	+ 8	+ 12	+ 16	+ 25			+ 30	+ 35	+ 25	— 30	16	8	2	0	+ 12	+ 20	+ 25	+ 40		+ 35	45	30	16	8	0	+ 30	
	dolna	0	— 10	— 6	— 2	+ 1	+ 4	+ 8	0	— 55	— 40	— 25	— 16	— 10	— 2	+ 3	+ 7	+ 16			+ 18	+ 22	0	— 70	50	— 30	— 20	— 16	— 3	+ 4	+ 9	+ 25		0	— 110	— 75	— 60	— 45	— 25	+ 5	
10— 18	górna	+ 9	— 5	0	+ 5	+ 8	+ 12	+ 18	+ 18	— 40	— 25	— 14	— 5	0	+ 9	+ 16	+ 20	+ 30			+ 35	+ 45	+ 30	40	22	10	3	0	+ 14	+ 25	+ 30	+ 45	+ 50	+ 55	+ 40	60	35	22	10	0	+ 35
	dolna	0	— 12	— 7	— 2	+ 1	+ 5	+ 9	0	— 70	— 50	— 30	— 20	— 12	— 3	+ 4	+ 9	+ 18			+ 22	+ 30	0	— 90	60	— 40	— 25	— 18	— 4	+ 5	+ 12	+ 30	+ 30	+ 35	0	— 130	— 95	— 75	— 55	— 30	+ 6
18— 30	górna	+ 12	— 6	0	+ 5	+ 10	+ 14	+ 22	+ 22	— 55	— 35	— 20	7	0	+ 10	+ 18	+ 25	+ 35			+ 45	+ 55	+ 35	— 50	30	— 14	— 4	0	+ 16	+ 30	+ 40	+ 55	+ 65	+ 75	+ 50	75	— 50	— 30	— 14	0	+ 40
	dolna	0	— 16	— 9	— 3	+ 1	+ 6	+ 12	0	— 90	— 60	— 40	— 25	— 14	— 4	+ 4	+ 12	+ 22			+ 30	+ 40	0	— 110	75	— 50	— 30	— 22	— 6	+ 6	+ 16	+ 35	+ 40	+ 50	0	— 160	— 120	— 90	— 65	— 35	+ 7
30— 50	górna	+ 14	— 8	0	+ 6	+ 12	+ 18	+ 25	+ 25	— 70	— 45	— 25	— 9	0	+ 12	+ 22	+ 30	+ 45			+ 60	+ 75	+ 40	— 60	35	18	— 5	0	+ 18	+ 35	+ 45	+ 65	+ 75	+ 95	+ 55	— 100	— 60	— 35	— 18	0	+ 50
	dolna	0	— 18	— 10	— 4	+ 2	+ 8	+ 14	0	— 110	— 75	— 50	— 30	— 16	— 5	+ 8	+ 14	+ 25			+ 40	+ 60	0	— 140	90	— 60	— 35	— 25	— 9	+ 7	+ 20	+ 40	+ 50	+ 70	0	— 200	— 150	— 110	— 80	— 40	+ 8
50— 80	górna	+ 16	— 9	0	+ 6	+ 14	+ 22	+ 30	+ 30	— 85	— 55	— 30	12	0	+ 12	+ 25	+ 40	+ 50			+ 70	+ 100	+ 50	— 80	45	25	— 6	0	+ 20	+ 40	+ 55	+ 80	+ 95	+ 130	+ 65	— 130	— 80	— 45	— 25	0	+ 60
	dolna	0	— 22	— 12	— 6	+ 2	+ 10	+ 16	0	— 140	— 95	— 65	— 35	— 20	— 7	+ 6	+ 18	+ 30			+ 50	+ 80	0	— 170	110	— 70	— 40	— 30	— 12	+ 8	+ 25	+ 50	+ 65	+ 95	0	— 250	— 180	— 130	— 95	— 50	+ 10
80— 120	górna	+ 18	— 10	0	+ 6	+ 16	+ 25	+ 35	+ 35	— 110	— 70	— 40	14	0	+ 14	+ 30	+ 45	+ 60			+ 90	+ 140	+ 85	— 100	60	30	— 8	0	+ 22	+ 45	+ 65	+ 90	+ 120	+ 160	+ 80	— 160	— 100	— 60	— 30	0	+ 65
	dolna	0	— 25	— 14	— 8	+ 2	+ 12	+ 18	0	— 170	— 110	— 75	— 40	— 22	— 10	+ 7	+ 22	+ 35			+ 65	+ 120	0	— 200	130	— 85	— 50	— 35	— 16	+ 9	+ 30	+ 55	+ 80	+ 130	0	— 300	— 210	— 160	— 110	— 55	+ 12
120— 180	górna	+ 22	— 12	0	+ 6	+ 18	+ 30	+ 40	+ 40	— 130	— 85	— 50	18	0	+ 14	+ 35	+ 50	+ 70			+ 120	+ 190	+ 65	— 120	75	35	— 10	0	+ 22	+ 55	+ 75	+ 110	+ 150	+ 210	+ 90	— 190	— 120	— 70	— 35	0	+ 75
	dolna	0	— 30	— 16	— 9	+ 3	+ 14	+ 22	0	— 200	— 140	— 90	— 50	— 25	— 12	+ 8	+ 25	+ 40			+ 90	+ 160	0	— 240	160	— 100	— 55	— 40	— 20	+ 10	+ 35	+ 65	+ 110	+ 170	0	— 370	— 250	— 190	— 130	— 65	+ 14
180— 260	górna	+ 25	— 14	0	+ 6	+ 20	+ 35	+ 50	+ 50	— 160	— 100	— 60	22	0	+ 14	+ 40	+ 60	+ 80			+ 150	+ 250	+ 70	— 150	90	45	— 12	0	+ 22	+ 60	+ 90	+ 120	+ 180	+ 280	+ 100	— 230	— 150	— 90	— 45	0	+ 85
	dolna	0	— 35	— 18	— 12	+ 3	+ 18	+ 25	0	— 240	— 160	— 110	— 60	— 30	— 16	+ 9	+ 30	+ 50			+ 120	+ 220	0	— 280	180	— 120	— 65	— 50	— 25	+ 12	+ 40	+ 70	+ 130	+ 230	0	— 420	— 300	— 220	— 150	— 70	+ 17
260— 360	górna	+ 25	— 16	0	+ 6	+ 22	+ 40	+ 55	+ 55	— 190	— 120	— 70	25	0	+ 14	+ 45	+ 70	+ 90			+ 180	+ 330	+ 80	— 170	— 100	50	14	0	+ 25	+ 65	+ 100	+ 130	+ 220	+ 360	+ 110	— 280	— 170	— 100	— 50	0	+ 95
	dolna	0	— 35	— 20	— 14	+ 3	+ 20	+ 25	0	— 280	— 190	— 120	— 65	— 35	— 20	+ 10	+ 35	+ 55			+ 150	+ 300	0	— 320	— 210	— 130	— 75	— 55	— 30	+ 14	+ 50	+ 80	+ 170	+ 310	0	— 490	— 340	— 250	— 170	— 80	+ 10
360— 500	górna	+ 30	— 18	0	+ 6	+ 25	+ 45	+ 60	+ 60	— 230	— 140	— 80	30	0	+ 14	+ 50	+ 80	+ 100			+ 230	+ 430	+ 90	— 210	— 120	60	16	0	+ 25	+ 75	+ 120	+ 150	+ 270	+ 460	+ 130	— 330	— 210	— 120	— 60	0	+ 110
	dolna	0	— 40	— 22	— 16	+ 4	+ 25	+ 30	0	— 320	— 220	— 140	— 75	— 40	— 25	+ 12	+ 40	+ 60			+ 190	+ 390	0	— 370	— 240	— 150	— 85	— 60	— 35	+ 16	+ 55	+ 90	+ 210	+ 400	0	— 560	— 390	— 290	— 200	— 90	+ 18



- Typ I. Aparaty miernicze o wskazówkach, umieszczonych na tarczy centralnie.
 Typ II. Aparaty miernicze o wskazówkach, umieszczonych mimośrodkowo. W tym przypadku podziałka winna być umieszczona w górnej części tarczy, zaś wzrost wartości winien następować w kierunku od lewej strony ku prawej.

Średnica D aparatu	Średnica D ₁ otworu	ZASTOSOWANIE
26 ⁺⁰ _{-0,5}	26,5 ⁺⁰ _{±0,3}	Przełączniki i tym podobne aparaty
52 ⁺⁰ _{-0,5}	52,5 ⁺⁰ _{±0,5}	Amperomierze, woltomierze, manometry i t. p.
60 ⁺⁰ _{-0,5}	61 ⁺⁰ _{±0,5}	Liczniki, zegary, szybkościomierze i t. p.
80 ⁺⁰ _{-0,5}	81 ⁺⁰ _{±0,5}	

Podziałka szybkościomierza winna obejmować szybkości conajmniej 80 km/godz. dla wozów ciężarowych, 150 km/godz. dla wozów sportowych, 120 „ „ „ turystycznych, 200 „ i więcej „ wyścigowych.

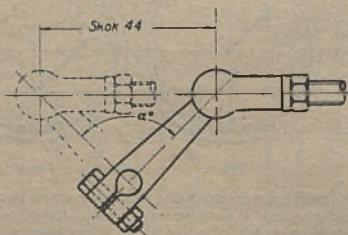
Szybkość obrotowa linki

PN
S - 301

Zgodne z normą międzynarodową, zatwierdzoną na Międzynarodowym Kongresie w Medjołanie w kwietniu 1930 r. przez Międzynarodowe Biuro Normalizacyjne Samochodów (BINA) — Komitet Techniczny ISA 22.

PODWOZIE

PN



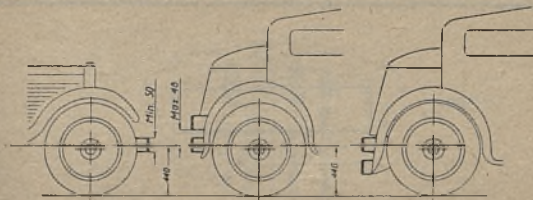
**Ramię i przegub drążków, regulujących
dopływ paliwa.**

Kąt α zależy od zastosowania przez wytwórcę gaźników sposobu dławienia. Kąt ten może więc być różny, zależnie od systemu dławienia.

Linijny skok otwarcia gaźnika, równy 44 mm, jest wymiarem obowiązującym.

Zgodnie z normą międzynarodową, zatwierdzoną na Międzynarodowym Kongresie w Mediolanie w kwietniu 1930 r. przez Międzynarodowe Biuro Normalizacyjne Samochodów (BINA) — Komitet Techniczny ISA 22.

**PODWOZIE
SILNIK**



Rys. 1 Położenie zderzaka przedniego, wozu obciążonego normalnie
 Rys. 2 Położenie zderzaka tylnego, wozu nieobciążonego
 Rys. 3 Położenie zderzaka tylnego, wozu pod pełnym obciążeniem

1. **Rodzaje zderzaków.** Zderzaki mogą być listwowe, prętowe, rurowe i t. d. Ze względu na to, że odległość przedniego zderzaka od powierzchni toru stosunkowo mało zmienia się pod wpływem obciążenia wozu, pojedynczy zderzak przedni najzupełniej wystarcza. Wobec tego, zaleca się stosować przednie zderzaki — pojedyncze, a tylne — podwójne.

2. **Umocowanie.** Pojedynczy zderzak powinien być tak umocowany, aby średnie położenie środka płaszczyzny czynnej zderzaka wynosiło 440 mm powyżej powierzchni toru (rys. 1). Podwójny zderzak powinien być tak umocowany, aby w przypadku gdy wóz jest nieobciążony, środek dolnej listwy znajdował się w odległości 440 mm od powierzchni toru (rys. 2), zaś w przypadku, gdy wóz jest pod pełnym obciążeniem, aby środek górnej listwy znajdował się w tejże odległości (rys. 3).

3. **Szerokość.** Szerokość płaszczyzny czynnej zderzaka powinna być taka, aby przy pełnym obciążeniu lub całkowitem odciążeniu wozu, krawędzie zderzaka wystawały co najmniej 10 mm w górę lub w dół poza linię, oddaloną od powierzchni toru o 440 mm.

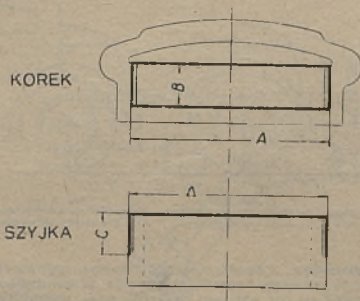
Szerokość płaszczyzny czynnej zderzaka nie może być mniejsza od 50 mm.

4. **Odstęp.** Odstęp pomiędzy poszczególnymi listwami, prętami, rurami i t. p., tworzącymi zderzak, nie powinien przekraczać 48 mm.

5. **Długość.** Długość przednich zderzaków nie powinna przekraczać odległości między zewnętrznymi krawędziami opon przednich kół, zaś tylnych zderzaków — odległości między zewnętrznymi krawędziami błotników

Zgodne z normą międzynarodową, zatwierdzoną na Międzynarodowym Kongresie w Medjolanie w kwietniu 1930 r. przez Międzynarodowe Biuro Normalizacyjne Samochodów (BINA) — Komitet Techniczny ISA 22.

PODWOZIE



Kształt korka i szyjki dowolny. Obowiązującymi są tylko wymiary gwintu.

mm

A	Skok gwintu	B	C
60	2,0	7	8
80	2,0	8	9

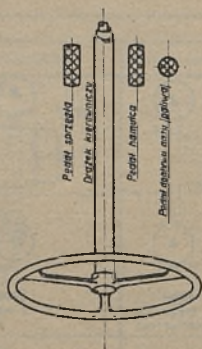
Uwaga. Wozy tego samego typu winny mieć otwory dla korków chłodnicy i zbiorników nacięte jednakowym gwintem (o tej samej średnicy i skoku).

Gwint metryczny

PN
G-210

Zgodne z normą międzynarodową, zatwierdzoną na Międzynarodowym Kongresie w Medjolanie w kwietniu 1930 r. przez Międzynarodowe Biuro Normalizacyjne Samochodów (BINA) — Komitet Techniczny ISA 22.

PODWOZIE
SILNIK



Układ pedałów.

Kierowca, siedzący na miejscu, przeznaczem dla niego, powinien mieć:

- pedał sprzęgła po lewej stronie drążka kierownicy,
- pedał hamulca po prawej stronie drążka kierownicy,
- pedał dootywu paliwa (gazu) po prawej stronie pedału hamulca.

Sposób działania.

Przez naciskanie pedału sprzęgła następuje wyłączenie sprzęgła.

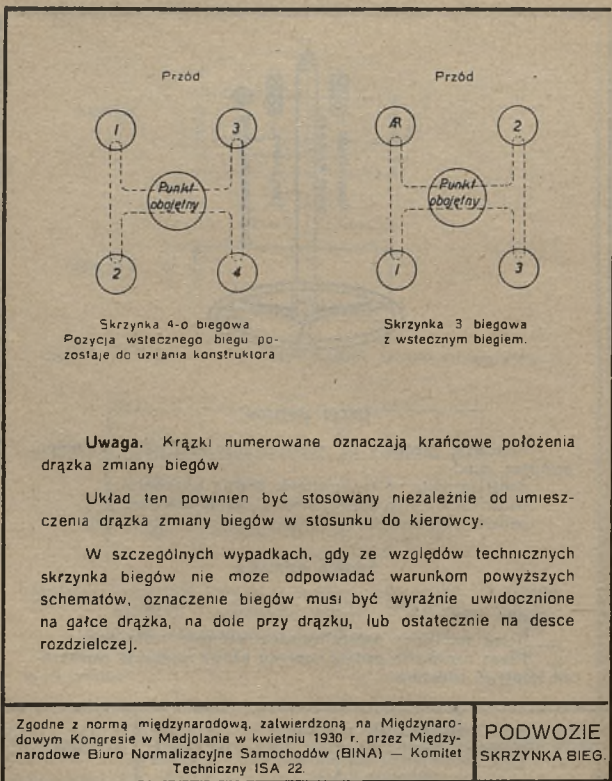
Przez naciskanie pedału hamulca następuje hamowanie.

Przez naciskanie pedału dootywu paliwa następuje zwiększenie dootywu mieszanki.

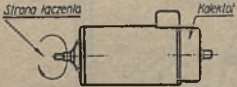
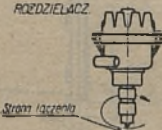
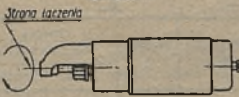

Zgodne z normą międzynarodową, zatwierdzoną na Międzynarodowym Kongresie w Medjolanie w kwietniu 1930 r. przez Międzynarodowe Biuro Normalizacyjne Samochodów (BINA) — Komitet Techniczny ISA 22.

PODWOZIE

PN



Kierunek obrotu.

NAZWA PRZYRZĄDÓW	Nazwa obrotu	Kierunek obrotu
<p style="text-align: center;">PRĄDNICĄ.</p> 	Prawy	Zgodny z ruchem wskazówek zegara
<p style="text-align: center;">ROZDZIELACZ.</p> 	Lewy	Odwrotny do ruchu wskazówek zegara
<p style="text-align: center;">ROZRUSZNIK</p> 	Prawy	Zgodny z ruchem wskazówek zegara
<p style="text-align: center;">ISKROWNIK (MAGNETO)</p> 	Prawy	Zgodny z ruchem wskazówek zegara

Kierunek obrotu wszelkich przyrządów powinien być określany, patrząc nań od strony łączenia. Przy prądnicy z obustronnie wystającym wałem należy określać kierunek obrotu, patrząc na prądnicę od strony przeciwnej kolektora. Kierunek obrotu, zalecany dla wszystkich przyrządów, z wyjątkiem rozdzielacza, jest zgodny z ruchem wskazówek zegara. Przodem przyrządu nazywa się tą jego stronę, na którą patrzymy, określając kierunek obrotu.

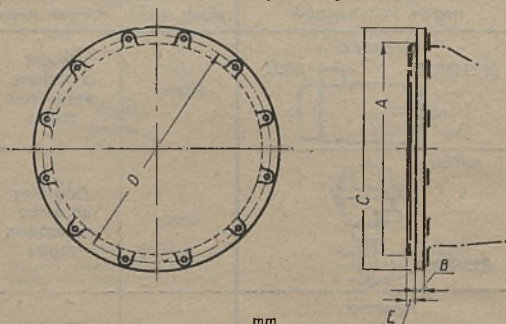
Zgodne z normą międzynarodową, zatwierdzoną na Międzynarodowym Kongresie w Medjolanie w kwietniu 1930 r. przez Międzynarodowe Biuro Normalizacyjne Samochodów (BINA) – Komitet Techniczny ISA 22.

SILNIK

PN

Kołnierz i otwory skrzynki.

Kołnierz skrzynki biegów.



mm

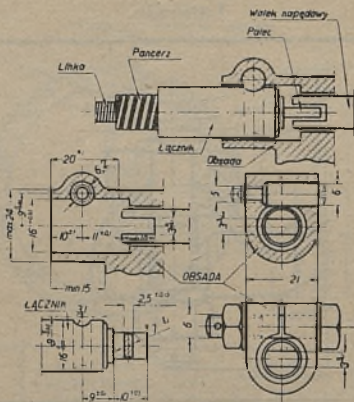
A	Φ koła otworów D	Φ zewn. C	Grubość B _{min}	Występ E	Otwory na obwodzie	
					Ilość	Średnica
314,3 ^{-0,05} _{-0,15}	333,4	355	12	5	8	10,5
362,0 ^{-0,06} _{-0,20}	381,0	405	12	5	12	10,5
409,6 ^{-0,06} _{-0,20}	428,6	450	14	6	12	10,5
447,7 ^{-0,06} _{-0,20}	466,7	490	14	6	12	10,5
511,2 ^{-0,06} _{-0,20}	530,2	550	16	8	12	10,5
647,7 ^{-0,06} _{-0,20}	679,5	710	16	8	16	13
787,4 ^{-0,07} _{-0,25}	850,9	880	18	8	16	13

Kołnierz karteru silnika — patrz PN/S - 216.

W przypadku zastosowania kołków centrujących na kołnierze karteru silnika, nie należy stosować występu centrującego na kołnierzu skrzynki biegów.

Zgodne z normą międzynarodową, zatwierdzoną na Międzynarodowym Kongresie w Medjolanie w kwietniu 1930 r. przez Międzynarodowe Biuro Normalizacyjne Samochodów (IBINA) — Komitet Techniczny ISA 22.

PODWOZIE
SKRZYŃKA BIEG.
f



PN

Każdy obrót wałka, napędzającego palet łącznika, odpowiada jednemu metrowi drogi, przebytej przez wóz, z tolerancją $\pm 3\%$.

Kierunek obrotu wałka napędowego licznika jest zgodny z ruchem wskazówek zegara, patrząc od strony łącznika, w kierunku linki. Kierunek obrotu linki szybkościomierza jest dowolny.

Linka napędowa na przegięciach nie może tworzyć łuku o promieniu mniejszym niż 120 mm, przy czym początek pierwszego przegięcia linki winien znajdować się w odległości 100 mm od końca wałka napędowego.

Wewnątrz skrzynki biegów, około Obsady napędu wałka licznika lub szybkościomierza, winna być pozostawiona wolna przestrzeń o średnicy 100 mm i długości również 100 mm, w celu uniemożliwienia dodatkowych połączeń.

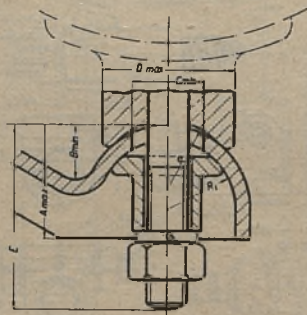
Obsada może być wykonana według rysunku górnego lub też przecięcia według dolnego rysunku w rzucie poprzecznym. Długość przecięcia w obsadzie winna wynosić 20 mm, wymiar oznaczony na rysunku gwiazdką.

Śruba, ściągająca przeciętą obsadę, może być umieszczona w niej, jak wskazano na dolnym rysunku lub też ponad łącznikiem.

Zgodne z normą międzynarodową, zatwierdzoną na Międzynarodowym Kongresie w Medjołanie w kwietniu 1930 r. przez Międzynarodowe Biuro Normalizacyjne Samochodów (BINA) — Komitet Techniczny ISA 22

PODWOZIE

Latarnie.



RODZAJE LATARNI	A maxim.	B minim.	C minim.	D maxim.	E	R maxim. latarni	R ₁ minim. obsady
Model mały ciężar max. 0,5 kg lub średnica max. 130 mm	15	6	12	20	30	12,5	12,5
Model duży ciężar powyżej 0,5 kg lub średnica powyżej 130 mm	30	12	22	40	50	25	25

Uwagi. 1) W celu łatwego regulowania snopu światła, śruba, tworząca oś latarni, winna być pionowa.

2) Śruba, stenowiąca oś obrotu latarni, może być wydrążona osiowo w celu przeprowadzenia przez nią przewodników elektrycznych.

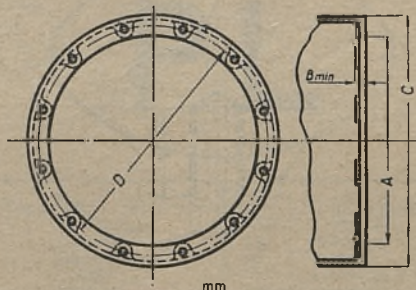
3) Nakrętka, ustalająca położenie latarni, powinna być umieszczona u dołu tak, aby pozwalała na łatwy dostęp dla klucza.

4) Wsporniki latarni powinny być urządzone tak, aby pionowa oś latarni mogła być odchylana o 6° we wszystkie strony, nawet w przypadku zastosowania latarni dużego modelu.

Zgodne z normą międzynarodową, zatwierdzoną na Międzynarodowym Kongresie w Mediolanie w kwietniu 1930 r. przez Międzynarodowe Biuro Normalizacyjne Samochodów (BINA) — Komitet Techniczny ISA 22

PODWOZIE

Kołnierz karteru silnika.



mm

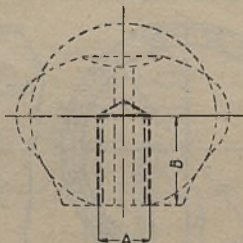
A	Ø koła otworów D	Ø zewnętrz. C	Grubość B	Otwory niegwintowane		Otwory gwintowane
				Ilość	Średnica	Gwint
314,9 ⁺⁰ / _{-0,10}	333,4	355	12	8	10,5	10×1,50
362,0 ⁺⁰ / _{-0,12}	381	405	12	12	10,5	10×1,50
409,6 ⁺⁰ / _{-0,12}	428,6	450	14	12	10,6	10×1,50
447,7 ⁺⁰ / _{-0,12}	466,7	490	14	12	10,5	10×1,50
511,2 ⁺⁰ / _{-0,12}	530,2	550	16	12	10,5	10×1,50
647,7 ⁺⁰ / _{-0,12}	679,5	710	16	16	13	12×1,75
787,4 ⁺⁰ / _{-0,14}	850,9	880	18	16	13	12×1,75

Otwory do śrub mogą być gwintowane lub niegwintowane.
 Kołnierz skrzynki biegów — patrz PN/S-315.

Zgodne z normą międzynarodową, zatwierdzoną na Międzynarodowym Kongresie w Medjolanie w kwietniu 1930 r. przez Międzynarodowe Biuro Normalizacyjne Samochodów (BINA) — Komitet Techniczny ISA 22.

SILNIK

PN



mm

A	B _{min}	Skok gwintu
10	18	1,50
16 ¹⁾	18	1,50

UWAGA. Pożądanem jest umieszczenie na gałce cyfr, określających odnośną pozycję drążka przy włączaniu biegów.

¹⁾ Średnica A = 16 mm używa się w przypadku stosowania bezpiecznika wstępnego biegu.

Zgodne z normą międzynarodową, zatwierdzoną na Międzynarodowym Kongresie w Medjolanie w kwietniu 1930 r. przez Międzynarodowe Biuro Normalizacyjne Samochodów (BINA) — Komitet Techniczny ISA 22.

**PODWOZIE
SKRZYŃKA BIEG.**

Elipsa

Duża oś = 30 cm

Mała oś = 10 cm

Wysokość liter

min. 100 mm

Grubość 15 mm



PN

GB	Anglja W. Bryt. i półn. Irlandja	BI	Indje Brytyjskie
GBA	.. Ile d'Aurigny	SHS	Jugoslawja
GBZ	.. Gibraltar	CO	Kolumbja
GBG	.. Guernescy	C	Kuba
GBJ	.. Jersey	FL	Lichtenstein
GBY	.. Malta	LT	Litwa
RA	Argentyna	L	Luksemburg
A	Austrja	LR	Łotwa
B	Belgja	MEX	Meksyk
BR	Brazylja	MC	Monako
BG	Bułgarja	D	Niemcy
RC	Chiny	N	Norwegja
CS	Czechosłowacja	PA	Panama
RCH	Chili	PY	Paragwaj
DK	Danja	PE	Peru
ET	Egipt	PR	Persja
EQ	Ekwador	PL	Polska
EW	Estonja	P	Portugalja
SF	Finlandja	SU	Rosja
F	Francja — Algier — Tunis — Marokko — Indje	RM	Rumunja
DA	Gdańsk	SA	Saara (terytorjum)
GR	Grecja	SM	Siam
G	Guatemala	US	Stany Zjednoczone A P
RH	Haiti	CH	Szwajcarja
NL	Holandja	S	Szwecja
E	Hiszpanja	LSA	Syrja i Liban
SE	Irlandja, wolne stany	TR	Turcja
I	Italja (Włochy)	U	Urugwaj
		H	Węgry

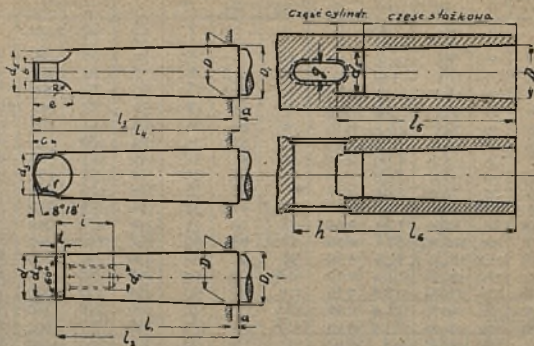
NARZĘDZIA

N

TREŚĆ

Stożki	str.	133
Kwadraty narz.	„	137
Noże	„	138
„ fasonowe	„	141
Frezy	„	144
Wiertła.	„	149
Rozwiertaki	„	156
Przeciągacze	„	158
Sprawdziany	„	162
Gwintowniki	„	164
Tarcze szlifierskie	„	167
Przyrządy wiertnicze	„	174

N



STOŻEK N ^o	D	D ₁	d	d ₁	d ₂	d ₃	d ₄	l ₁	l ₂
	0	9,045	9,212	6,401	-	6,115	5,9	5,5	50,8
1	12,065	12,239	9,371	M 6	8,973	8,7	8	34	37,5
2	17,781	17,981	14,534	M 10		13,6	13	65	69
3	23,826	24,052	19,760	M 12		18,6	18	81	85,5
4	31,269	31,544	25,909	M 16		24,6	24	103,2	108,5
5	44,401	44,732	37,470	M 20		35,7	35	131,7	138
6	63,350	63,762	53,732	M 20		51,3	50	184,1	192
7	83,061	83,555	69,853	M 20		66,8	65	254	263,5

TRZPIEN STOŻEK N ^o	l ₃	l ₄	a	b	c	e	l	R	r	t
	0	56,3	59,5	3,2	3,9	6,4	10,4	-	4	1
1	62	65,5	3,5	5,2	9,5	14,5	15	5	1,25	3
2	74,5	78,5	4,0	6,3	11,1	17,1	20	6	1,5	4
3	93,5	98	4,5	7,9	14,3	21,3	30	7	2	4
4	117,7	123	5,3	11,9	15,9	24,9	35	9	2,5	5
5	149,2	155,5	6,3	15,9	19,0	30,0	45	11	3	6
6	209,6	217,5	7,9	19,0	28,6	45,6	60	17	4	7
7	285,5	295	9,5	28,5	35,0	55,0	80	20	5	8

GNIAZDO STOŻEK N ^o	D	d ₃	l ₅	l ₆	g	h	ZBIEŻNOŚĆ
	0	9,045	6,7	51,9	49	4,1	14,5
1	12,065	9,7		52	5,4	18,5	1: 20,048 = 0,04988
2	17,781	14,9	66,9	63	6,6	22	1: 20,020 = 0,04995
3	23,826	20,2	83,2	78	8,2	27,5	1: 19,922 = 0,050196
4	31,269	26,5	105,7	98	12,2	32	1: 19,254 = 0,051938
5	44,401	38,2	134,5	125	16,2	37,5	1: 19,002 = 0,0526265
6	63,350	54,8	187,1	177	19,3	47,5	1: 19,180 = 0,052138
7	83,061	74,1	257,2	241,5	28,8	67	1: 19,231 = 0,052

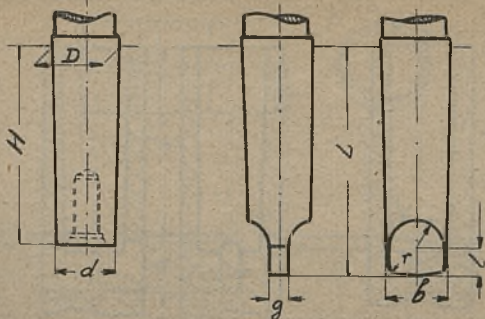
← 14,06
19,133
25,156
36,548
52,422
68,215

← 55.5

OZNACZENIE STOŻKA	TRZPIEN										
	D	D ₁	d	d ₁	d ₂	d ₃	d ₄	l ₁	l ₂	l ₃	l ₄
4	4	4,1	2,85	-	-	-	2	25	25	-	-
6	6	6,15	4,4	-	-	-	3,5	32	35	-	-
(9)	9	9,2	6,5	-	6,2	6	5,5	50	54	56	60
(12)	12	12,2	9,4	M6	9	8,5	8	52	56	60	64
(18)	18	18,2	14,5	M10	14	13,5	13	70	74	80	84
(24)	24	24,2	19,6	M12	19	18	18	88	92	100	104
(32)	32	32,2	26,7	M16	26	25	24	106	110	120	124
(40)	40	40,2	33,8	M20	33	32	30	124	128	140	144
50	50	50,25	42,9	M20	42	41	40	142	147	160	165
(60)	60	60,30	52,0	M24	51	49	48	160	166	180	186
(70)	70	70,35	61,1	M24	60	58	58	178	185	200	207
80	80	80,40	70,2	M30	69	67	65	196	204	220	228
(90)	90	90,45	79,3	M30	76	76	75	214	223	240	249
100	100	100,50	88,4	M30	87	85	85	232	242	260	270
(110)	110	110,55	97,5	M30	96	94	92	250	261	280	291
120	120	120,60	106,6	M30	105	103	100	268	280	300	312
(130)	130	130,65	115,7	M36	114	112	110	286	299	320	333
140	140	140,70	124,8	M36	123	121	120	304	318	340	354
(150)	150	150,75	133,9	M36	132	130	125	322	337	360	375
160	160	160,80	143	M42	141	139	135	340	356	380	396
(170)	170	170,85	152,1	M42	150	148	145	358	375	400	417
180	180	180,90	161,2	M42	159	157	150	376	394	420	438
(190)	190	190,95	170,3	M48	168	166	160	394	413	440	459
200	200	200	179,4	M48	177	175	170	412	432	460	480

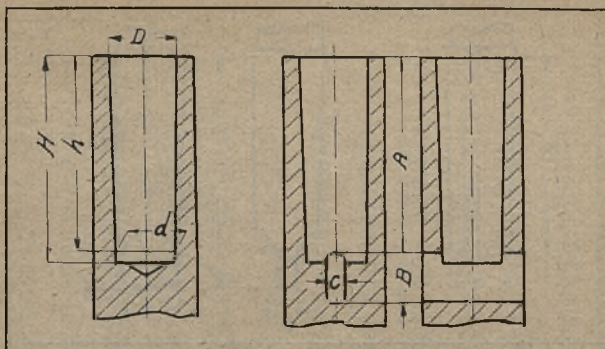
OZNACZENIE STOŻKA	TRZPIEN							GNAZDO					
	Q _{max}	b	c	e	i	R	r	t	d ₅	l ₅	l ₆	g	h
4	2	-	-	-	-	-	0,5	2,2	3,0	2,5	2,1	2,5	8
6	3	-	-	-	-	-	0,5	2,5	4,6	3,4	2,9	3,5	12
(9)	4	3,9	6	10	-	4	1,0	2,5	6,7	5,2	4,9	4,3	17
(12)	4	5	8	13	15	5	1,25	3	9,7	5,4	5,1	5,3	20
(18)	4	6,5	10	16	20	6	1,5	4	14,8	7,2	6,8	6,8	24
(24)	4	8	12	19	30	7	2	4	20,0	9,0	8,5	8,3	28
(32)	4	11	14	23	35	9	2,5	5	27,2	10,9	10,3	11,3	32
(40)	4	14	16	27	45	11	3	5	34,4	12,7	11,9	14,3	36
(50)	5	17	18	32	45	14	3	6	43,6	14,5	13,6	17,3	40
(60)	6	20	20	37	60	17	4	7	52,9	16,4	15,3	20,3	44
(70)	7	23	22	42	60	20	4	8	62,1	18,2	17,0	23,3	48
(80)	8	26	24	47	80	23	5	8	71,4	20,0	18,6	26,3	52
(90)	9	29	26	52	80	26	5	9	80,6	21,9	20,4	29,3	56
100	10	32	28	58	80	30	6	10	89,8	23,7	22,0	32,3	60
(110)	11	35	30	63	80	33	6	10	99,2	25,5	23,6	35,3	64
120	12	38	32	68	80	36	6	11	108,4	27,4	25,4	38,3	68
(130)	13	41	34	73	90	39	8	12	117,7	29,2	27,0	41,3	72
140	14	44	36	78	90	42	8	13	126,9	31,0	28,6	44,3	76
(150)	15	47	38	83	90	45	8	14	136,2	32,9	30,5	47,3	80
160	16	50	40	88	100	48	8	14	145,4	34,7	32,1	50,3	84
170	17	53	42	93	100	51	8	15	154,7	36,5	33,8	53,3	88
180	18	56	44	98	100	54	10	16	163,9	38,4	35,5	56,3	92
(190)	19	59	46	103	110	57	10	17	173,2	40,2	37,2	59,3	96
200	20	62	48	108	110	60	10	18	182,4	42,0	38,8	62,3	100

Stożki w nawiasach nie są normalnymi stożkami narzędziowymi.

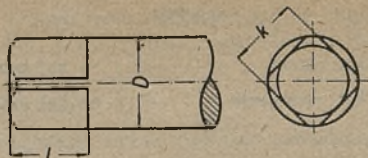


N ^o	D	d	H	b	L	l	g	r	ZBIĘŻNOŚĆ
1	6,070	5,080	23,812	4,31	30,16	4,762	3,174	0,76	1:24
2	7,600	6,350	30,161	5,58	38,00	6,350	3,968	0,76	1:24
3	9,778	7,924	44,449	7,16	53,97	7,937	4,762	1,01	1:24
	10,003	7,924	50,798	7,16	60,52	7,937	4,762	1,01	1:24
4	10,210	8,890	31,749	8,12	53,16	8,731	5,556	1,27	1:24
5	13,283	11,430	44,449	10,66	65,08	9,524	6,350	1,52	1:24
6	15,214	12,690	60,323	11,68	73,02	11,112	7,143	1,52	1:24
	16,128	12,690	82,548	14,22	76,98	11,112	7,143	1,77	1:24
7	18,414	15,240	76,197	14,22	86,45	11,905	7,937	1,77	1:24
	19,456	15,240	101,590	14,22	89,72	11,905	7,937	1,77	1:24
8	22,800	19,050	90,480	18,03	104,77	12,690	8,731	2,03	1:24
9	27,075	22,860	101,590	21,84	123,82	14,280	9,520	2,54	1:24
10	32,002	26,570	126,990	25,64	145,17	16,663	11,112	2,79	1:23,25
	32,730	26,570	144,450	25,64	162,67	16,663	11,112	2,79	1:23,25
	33,323	26,570	157,950	25,64	176,21	16,663	11,112	2,79	1:23,25
11	38,880	31,750	171,440	25,64	168,99	16,663	11,112	3,30	1:24
12	45,617	38,099	180,970	37,47	201,61	19,049	12,699	3,81	1:24
13	52,652	44,450	196,840	43,43	217,48	19,050	12,700	4,32	1:24
14	59,530	50,799	209,540	49,78	232,56	21,431	14,287	4,83	1:24
15	66,420	57,149	222,240	56,12	245,26	21,431	14,287	5,33	1:24
16	73,292	63,499	234,340	62,22	260,34	23,812	15,875	5,84	1:24
17	—	69,849	247,640	—	—	—	—	—	1:24
18	—	76,199	260,340	—	—	—	—	—	1:24

N



N ^o	D	d	H	h	A	B	C	ZBIĘŻNOŚĆ
1	6,070	5,080	26,986	23,812	23,812	9,524	3,428	1:24
2	7,600	6,350	33,336	30,161	29,764	12,699	4,216	1:24
3	9,778	7,924	47,624	44,449	43,654	15,874	5,004	1:24
	10,003	7,924	53,974	50,798	50,040	15,875	5,004	1:24
4	10,210	8,890	34,924	31,749	33,558	17,462	5,791	1:24
5	13,283	11,430	47,624	44,449	42,860	19,049	6,604	1:24
6	15,214	12,690	63,498	60,323	58,338	22,224	7,391	1:24
	16,128	12,690	85,723	82,548	80,562	22,224	7,391	1:24
7	18,414	15,240	79,370	76,197	73,815	23,812	8,178	1:24
	19,456	15,240	104,770	101,590	99,214	23,812	8,178	1:24
8	22,800	19,050	93,650	90,480	87,700	25,390	8,960	1:24
9	27,075	22,860	104,770	101,590	98,423	28,570	9,770	1:24
10	32,002	26,570	130,170	126,990	123,020	33,330	11,353	1:23,25
	32,730	26,570	147,620	144,450	140,480	33,336	11,353	1:23,25
	33,323	26,570	161,120	157,950	153,980	33,336	11,353	1:23,25
11	38,880	31,750	174,620	171,440	167,474	33,336	11,353	1:24
12	45,617	38,099	184,140	180,970	176,200	38,090	12,953	1:24
13	52,652	44,450	200,020	196,840	192,080	38,090	12,953	1:24
14	59,530	50,799	212,720	209,540	203,990	42,860	14,529	1:24
15	66,420	57,149	216,680	222,240	216,680	42,860	14,529	1:24
16	73,292	63,499	238,120	234,940	228,590	47,620	16,129	1:24
17	—	69,849	250,820	247,640	—	—	—	1:24
18	—	76,199	263,520	260,340	—	—	—	1:24



mm

Średnica chwytu D		Zakończenie kwadratowe		Średnica chwytu D		Zakończenie kwadratowe	
od	do	Rozwartość k	Długość l	od	do	Rozwartość k	Długość l
2,48	2,83	2,1	5	17,34	19,33	14,5	17
2,84	3,20	2,4	5	19,34	21,33	16	19
3,21	3,60	2,7	6	21,34	24,00	18	21
3,61	4,01	3,0	6	24,01	26,67	20	23
4,02	4,53	3,4	6	26,68	29,33	22	25
4,54	5,08	3,8	7	29,34	32,00	24	27
5,09	5,79	4,3	7	32,01	34,67	26	29
5,80	6,53	4,9	8	34,68	38,67	29	32
6,54	7,33	5,5	8	38,68	42,67	32	35
7,34	8,27	6,2	9	42,68	46,67	35	38
8,28	9,46	7	10	46,68	52,06	39	42
9,47	10,67	8	11	52,07	58,67	44	47
10,68	12,00	9	12	58,68	65,33	49	52
12,01	13,33	10	13	65,34	73,33	55	58
13,34	14,67	11	14	73,34	81,33	61	64
14,68	16,00	12	15	81,34	90,66	68	71
16,01	17,33	13	16	90,67	101,33	76	79

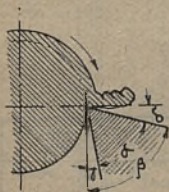
O ile średnica chwytu D nie jest ściśle określona dla danego narzędzia, należy przyjąć największą dopuszczalną wartość średnicy D, dla danej rozwartości k

N

NOŻE.

$\sphericalangle \alpha$ — kąt ostrza
 $\sphericalangle \beta$ — kąt skrawania

$\sphericalangle \gamma$ — kąt przyłożenia
 $\sphericalangle \delta$ — kąt natarcia.



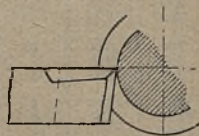
Rys. 1. Toczenie. Rys. 2. Struganie. Rys. 3. Dłutowanie.

Kąty pochylenia płaszczyzn, tworzących ostrze noża nazywamy kątami zaostrenia. Nie zależą one ani od kształtu i wielkości noża, ani też od typu obrabiarki, na jakiej znajdują zastosowanie. Wielkość kątów zaszlifowania zależy od rodzaju obrabianego materiału. Przez właściwy wybór kątów zaszlifowania zwiększamy trwałość narzędzia i zmniejszamy opory skrawania, osiągając dzięki temu większą wydajność obrabiarek.

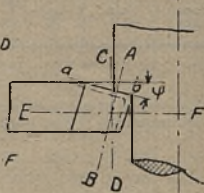
Kąty zaostrenia powinny być mierzone w płaszczyźnie prostopadłej do krawędzi tnącej noża w zależności od płaszczyzny trzonka noża.

Kąty mierzone w płaszczyznach prostopadłej i ró-

Przekrój A-B



Przekrój C-D



Przekrój E-F



Rys. 4. Toczenie.

wnoległej do trzonka mają inne wartości niż kąty zaostrenia w wypadku, gdy krawędź tnąca jest ułożona skośnie w stosunku do trzonka.

$$\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \delta \cos \psi$$

$\angle \varphi$ — nazywamy kątem bocznego zaszlifowania

$$\operatorname{tg} \rho = \operatorname{tg} \delta \sin \psi$$

$\angle \rho$ — nazywamy kątem tylnego zaszlifowania.

Z wzorów tych wynika, że kąty φ i ρ są zależne od kąta odchylenia krawędzi tnącej ψ i że dla kąta $\psi = 0$ $\varphi = \delta$ zaś $\rho = 0$ jak to ma miejsce w wypadku noża bocznego, którego krawędź tnąca jest równoległa do trzonka.

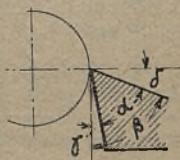
Kąty zaszlifowania noża zależą od właściwości obrabianego materiału, jednak pewien wpływ na ich wielkość wywiera także kształt powierzchni, po której zsuwa się skrawany materiał. Powierzchnia ta może być płaska, lub wklęsła. Stosowanie wklęsłej powierzchni sprzyja zwijaniu się wióra, to też jest wskazane przy obróbce materiału dającego niełamliwy wiór.

Wartości w niżej podanej tabelce dotyczą średnich wielkości kątów, to też w poszczególnych wypadkach spotkać się można z dość znacznymi odchyleniami.

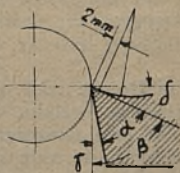
W zależności od rodzaju wykonywanej roboty zmienia się kształt ostrza.

Normalizacja kształtów i wymiarów noży tokarskich daje poważne oszczędności, gdyż pozwala na zmniejszenie ich ilości i racjonalną gospodarkę, choćby przez umożliwienie mechanicznego ostrzenia.

Załączone rysunki kilku zasadniczych typów noży wskazują,



Rys. 5. Nóż z wierzchem płaskim.



Rys. 6. Nóż z wierzchem wklęsłym.

Wartości kątów według PN.

Wartość kątów w zależności od materiałów obrab.					Wartości kątów dla noży przecinaków i wykończaków				
Kąty	Noże z wierzchem płaskim		Noże z wierzchem wklęsłym		Noże wierzchem płaskim		Noże z wierzchem wklęsłym		
	Oznaczn.	BT	T	M	BM	BT	T	M	BM
α		80 ⁰	70 ⁰	58 ⁰	48 ⁰	84 ⁰	80 ⁰	70 ⁰	58 ⁰
β		86 ⁰	77 ⁰	65 ⁰	58 ⁰	90 ⁰	86 ⁰	77 ⁰	65 ⁰
γ		6 ⁰	7 ⁰	7 ⁰	10 ⁰	6 ⁰	6 ⁰	7 ⁰	7 ⁰
δ		4 ⁰	13 ⁰	25 ⁰	32 ⁰	0 ⁰	4 ⁰	4 ⁰	25 ⁰

BT — materiały bardzo twarde — utwardzone żeliwo, stal b. twarda i t. p.

T — „ twarde — żeliwo, bronz, stal twarda i t. p.

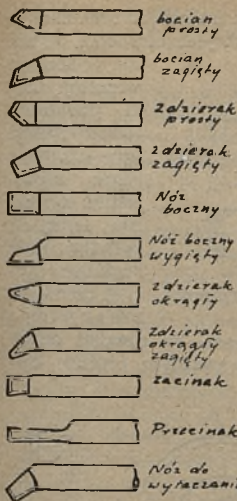
M — „ miękkie — żelazo zlewne, stal miękka i t. p.

BM — „ bardzo miękkie — lekkie metale, np. glin i t. p.

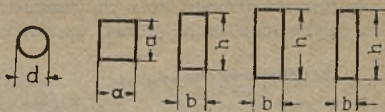
że niektóre z nich muszą być przekuwane w celu osiągnięcia właściwego kształtu ostrza.

W celu zaoszczędzenia kosztownej stali szybko tnącej często wykonywa się noże z nalepianymi ostrzami na trzonek ze stali węglowej. Jako materiał na płytki do nalepiania stosuje się wysoko wartościową stal szybko tnącą, Widję lub Carboloy, (węgiel wolframu), Ramet (węgiel tantalu) i Stellit.

Zarówno Widia, Carboloy, jak i Ramet odznaczają się wielką twardością i zdolnością skrawania b. twardych materiałów z dużą szybkością, są jednak bardzo kruche, nie znoszą uderzeń i drgań. Toczyć nimi można stal hartowaną porcelaną, a także aluminium (zamiast djamentu). Noże z Widji, Carboloy i Rametu opłacają się na b. silnych obrabiarkach o wielkiej mocy. Płytki Widia, Carboloy i Ramet mogą być nalepiane na



Rys. 7. Typy noży.



Rys. 8.

Normalne przekroje stali na noże.

noże głowic frezowych na pióra dużych wiertel i t. d. Lutuje się je na miedź.

Trzonek noża musi być dostatecznie silny, aby nie drżał; jest to bardzo ważne ze względu na trwałość ostrza i wygląd obrabianej powierzchni.

Przy wyborze przekroju trzonka kierować się należy jego długością i mocą obrabiarki do której ma służyć.

Pożądane jest zawsze jaknajkrótsze umocowywanie noży. Podane tu normalne wymiary przekrojów stali należy stosować zarówno dla noży całkowicie wykonanych ze stali szybkotnącej, jak i dla noży z nalepianymi ostrzami.

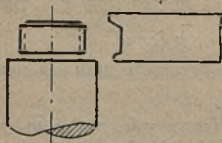
$$b : h \cong 1, 1,5 \quad b : h \cong 1 : 2$$

6	8 × 8	10 × 16	8 × 16	6 × 20
8	10 × 10	12 × 20	10 × 20	8 × 25
10	12 × 12	16 × 25	12 × 25	8 × 30
12	16 × 16	20 × 30		10 × 25
16	20 × 20	—		10 × 40
	25 × 25	30 × 40		15 × 40
	30 × 30	40 × 60		

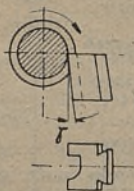
Noże fasonowe. Ostrze ma ściśle określony kształt i wymiary. Używane są one przeważnie na automatach i rewolwerówkach. Najczęściej bywają stosowane noże fasonowe ze stali prętowej przez odpowiednie ukształtowanie ostrza, jak to wi-

doczne na rysunku noża do podcinania gwintu, Noże takie są w wykonaniu tanie, jednak trwałość ich jest niewielka, to też,

Noż fasonowy do podcinania gwintu



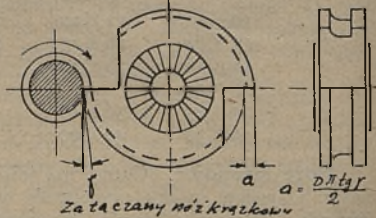
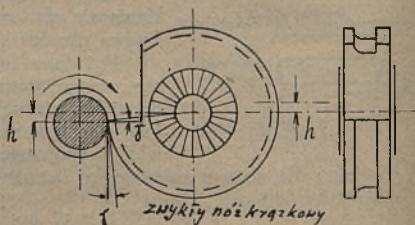
Rys. 9.



Rys. 10. Noż fasonowy. rych ostrza nie zmieniają

kształtu, ani wymiarów wskutek ostrzenia. Są również stosowane noże wykonane w formie pręta o żądanym profilu, które pracują czołem i po naostrzeniu nie tracą wymiarów, noże te zarówno jak i krążkowe są umocowywane w oprawkach. Do wykonania tego rodzaju noży konieczne jest wykonanie pomocniczego noża profilowego zwykłego oraz szablonu do sprawdzenia.

Aby uniknąć tarcia noża o obrabiany przedmiot, ostrze noża krążkowego nie może leżeć w płaszczyźnie przechodzącej przez jego oś, lecz w płaszczyźnie nachylonej do niej o kąt γ jak to widocz-



Rys. 11. Noże krążkowe,

ne na rys. zwykłego noża krążkowego. W wypadku noża prof. czołowego ostrze jest nachylone o kąt γ do linii tworzących profil.

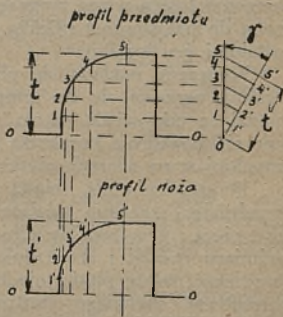
Wynika z tego, że profil samego ostrza nie odpowiada rzeczywistemu profilowi krążka, bądź pręta profilowego noża czołowego, co przy wykonywaniu musi być uwzględnione. Noże krążkowe zataczane wady tej nie mają, ostrze przechodzi i tu przez oś krążka, profil zaś jego jest jednocześnie profilem krążka, nóż zaś do zataczania ma profil ściśle taki sam, jaki chcemy mieć na obrobionym przedmiocie. Noże zataczane są wykonywane zwykle z 2 ostrzami jak na szkicu, zaletą ich jest, że ostrze leży zawsze w płaszczyźnie, przechodzącej przez oś noża, a więc nie może być ani pomyłki przy ostrzeniu ani zniekształcenia profilu.

Przy nożach krążkowych zwykłych, ważnym jest aby przy ostrzeniu wymiar „h” nie uległ zmianie. Różnica między profilem noża krążkowego zwykłego w przekroju osiowym i w przekroju odległym o „h” od osi jest widoczna z wykresu profilu przedmiotu i noża. Wykres taki może służyć do wykonania szablonu i noża do obtoczenia krążka. Właściwy profil krążka można też osiągnąć obtaczając go nożem o profilu przedmiotu, ustawiając jego ostrze o „h” wzżej od osi krążka, lub w wypadku noża czołowego pochylając o kąt „ γ ”.

Nalutowywanie płytek „Widia” na noże tokarskie i inne narzędzia wykonane ze stali konstrukcyjnej odbywa się wyłącznie przy użyciu opilek, lub drobno pociętych kawałków blachy miedzianej w temperaturze koło 1150°C .

Ogień do lutowania powinien mieć płomień redukujący.

Bezpośrednie działanie płomienia wpływa niekorzystnie na jakość metalu Widia, to też proces nalutowywania powinien



Rys. 12. Wykres profilu przedmiotu i noża.

się odbywać w piecu muflowym, lub w razie braku takich urządzeń w zwykłym ognisku, lecz za ochronną ścianką rozdzielczą z ogniotrwałego materiału.

Aby uniknąć odpadania i kruszenia się przy pracy nalutowanych płytek Widia należy przede wszystkim jaknajdokładniej dopasować płytki do miejsca nalutowania w ten sposób, aby przylegały one możliwie idealnie, gdyż jest to koniecznym warunkiem dobrego spojenia płytki z narzędziem, a tem samem jej trwałości.

Przebieg lutowania jest następujący: narzędzie do którego ma być przylutowana płytka „Widia” ogrzewa się do temperatury około 800°C, po osiągnięciu tej temperatury posypuje się miejsce przylegania płytki boraksem. Po stopieniu się boraksu narzędzie trzeba wyjąć z ognia i oczyścić powierzchnię przeznaczoną do nalutowania miękką szczotką drucianą z zendry i pozostałości po boraksie.

Następnie nakłada się płytkę Widia na właściwe miejsce i całość ogrzewa się do temperatury niezbędnej do stopienia miedzi co odpowiada około 1150°, miejsce nalutowania posypuje się powtórnie boraksem i po spłynięciu tegoż nakłada się natychmiast na wierzch płytki okruszyny miedzi.

Po stopieniu się, miedź samoczynnie spływa pod płytkę, wypełniając szczelnie miejsce zlutowania. Narzędzie wyjmuje się z pieca i przyciska się silnie płytkę Widia w celu wyciśnięcia nadmiaru miedzi i stworzenia silnego i trwałego połączenia. Przyciskać należy płytkę niedużym stemplem ręcznym, aby nie powodować szybkiego studzenia, które wpływa ujemnie na wartość Widji i jakość połączenia.

Narzędzie z nalutowaną płytką powinno stygnąć powoli, najlepiej w sproszkowanym węglu drzewnym, aby uchronić ostrze póki jest czerwone od szkodliwego działania powietrza, Widji hartować nie potrzeba i nie można.

FREZY.

Są dwa zasadnicze typy frezów: ścinowe i zataczane. Różnią się one od siebie sposobem wykonania. Frezy ścinowe mają zęby ukształtowane przez frezowanie, ostateczna zaś forma zębów frezów zataczanych osiąga się przez zataczanie zębów od tyłu.

Frezy ścinowe. Wykonanie ich jest proste i tanie.

Ostrzenie frezów ścinowych polega na szlifowaniu fazy na obwodzie. Wskutek ostrzenia zmniejszają się wysokości zębów, a tem samem i miejsce dla wiórów; wada ta mniej daje się odczuwać przy nowoczesnych frezach o małej ilości zębów spiralnych.

Zasadniczą wadą frezów ścinowych jest to że nadają się one tylko do obróbki płaskich powierzchni; wykonanie frezów ścinowych do obróbki powierzchni krzywych jest kosztowne, zaostrenia ich wymaga specjalnych przyrządów. Przy obróbce przedmiotów o kształtach prostych, frezy ścinowe bezwzględnie się opłacają i dlatego

są powszechnie stosowane. Najgorzej pracują frezy walcowe z zębami prostymi, gdyż obciążenie ich zmienia się nieustannie i powoduje drgania. Frezy z zębami spiralnymi pracują le-



Freza ścinowy

Rys. 13.



Freza zataczony

Rys. 14.

piej, gdyż jednocześnie pracuje kilka zębów, a każdy z nich wchodzi i wychodzi z pracy stopniowo. Najekonomiczniej pracują frezy czołowe, to też nadają się one bardzo dobrze do obróbki płaskich powierzchni.

Frezy zataczane. mają grzbiety zębów zatoczone do tyłu według spirali logarytmicznej, której promień wodzący tworzy stałą kąt ze styczną i leży w płaszczyźnie przechodzącej przez oś freza. Ostrze freza zataczanego powinno leżeć w płaszczyźnie przechodzącej przez oś freza, gdyż tylko w tym wypadku będzie ono miało prawidłowy profil.

Przy ostrzeniu frezów zataczanych szlifuje się czoła zębów zbierając jednakowo grube warstwy ze wszystkich zębów, aby wysokości poszczególnych zębów się nie różniły.

Przy hartowaniu frezy zataczane ulegają pewnym deformacjom powodującym zniekształcenie profilu, zowalizowanie freza i t. d., co nie daje się usunąć przez szlifowanie, dlatego też hartowanie wymaga dużej staranności i umiejętności.

Szlifowanie otworów we frezach zataczanych następuje dużo

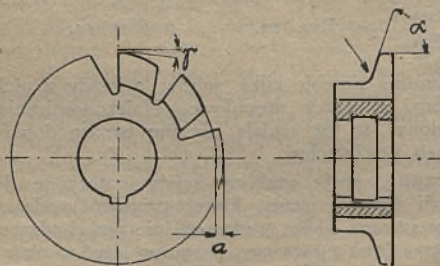
trudności z powodu niemożności należytego wycentrowania freza i często bywa przyczyną zepsucia drogiego narzędzia, to też lepiej jest otwór wytaczać tak, aby go wykończyć po zahartowaniu przez dotarcie, a nie przez szlifowanie.

Frezy z wysokimi zębami wymagają dużej podziałki, (małej ilości zębów), wskutek czego pracować mogą z niewielkim posuwem, jeśli chodzi o gładką powierzchnię. Ze względu na zmienne obciążenia frezy zataczane wymagają silnych obrabiarek, nie ulegających drganiom.

Frezy zataczane specjalnie się nadają do obróbki powierzchni krzywych, zwłaszcza do kół zębatych i złożonych profili.

Zatoczenie zębów do tyłu ma na celu utworzenie między materiałem obrabianym i styczną do zęba kąta γ , niezbędnego dla uniknięcia tarcia zębów o materiał. Kąt γ wynosi $8 - 10^{\circ}$. W zależności od ilości zębów i średnicy freza, każdemu kątowi γ odpowiada pewna wielkość a , to jest zatoczenie zębów do tyłu

Wielkość tę określa wzór:



Rys. 15. Frez zataczany.

$$a = \frac{D \pi \cdot \operatorname{tg} \gamma}{Z}$$

D — średnica freza,
 Z — ilość zębów.

Na załączonej tabeli są podane wartości a dla kąta $\lambda = 10^{\circ}$ i dla różnych średnic i ilości zębów.

Zataczanie może się odbywać w kierunku promienia, lub osi freza, a także w kierunku skośnym, frezy spiralne muszą być zataczane po spirali. W wypadku freza tarczowego, którego profil w pewnym miejscu jest nachylony do osi pod kątem α bliskim do 90° zataczanie musi się odbywać skośnie, jak to wskazuje strzałka, gdyż w przeciwnym razie frez zamiast skrawać gniótłby materiał.

Frezy o profilach wklęsłych, lub wypukłych symetrycznych mogą być wykonywane z jednego kawałka tylko w tym wypadku, jeśli niema obawy o zacieranie się, t. j. jeżeli kąt α jest dostatecznie mały.

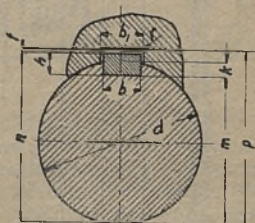
W wypadku profilu pokazanego na rysunku frez musi być zataczany w kierunku strzałek, aby zaś po naostrzeniu profil nie uległ zmianie, frez musi być wykonany z 2 części, które przy pomocy blaszek mogą być ustawione według szablonu (rys. 15a).

Otwory we frezach są znormalizowane według niżej umieszczonej tablicy.

Kanały na wpustki powinny mieć rogi zaokrąglone, aby nie stały się przyczyną pęknięcia przy hartowaniu freza.



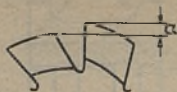
Rys. 16. Frez dzielony.



Rys. 17. Frezy—normalne wymiary otworów.

Tablica do rys. 17.

d	b	h	b ₁	k	m	n	p	f	r
10	3	3	3,05	1,8	8,2	11,2	d + 1,5	0,3	0,3
13	3	3	3,05	1,8	11,2	14,2	d + 1,6	0,4	0,4
16	4	4	4,08	2,8	13,2	17,2	d + 1,7	0,5	0,5
22	6	6	6,08	4,4	17,6	23,6	d + 2,1	0,5	0,5
27	6	6	6,08	4,4	22,6	28,6	d + 2,4	0,8	0,8
32	8	7	8,10	5,0	27,0	34,0	d + 2,8	0,8	0,8
40	10	8	10,10	5,5	34,5	42,5	d + 3,5	1,0	1,0
50	12	8	12,10	5,5	44,5	52,5	d + 3,5	1,0	1,0
60	14	9	14,10	6,0	54,0	63,0	d + 4,25	1,25	1,25
70	16	10	16,10	6,5	63,5	73,5	d + 5,0	1,5	1,5
80	18	11	18,10	7,0	73,0	84,0	d + 5,5	1,5	1,5
100	24	14	24,15	9,0	91,0	105,0	d + 7,0	2,0	2,0



WIELKOŚĆ SKOKU „a”
DLA KĄTA $\gamma \leq 10^\circ$

ILOŚĆ ZĘBÓW	ŚREDNICA FREZA w m/m											
	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90
6	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	6,5	7	7,5	8
7	2,5	3	3,5	4	4	4,5	5	5,5	6	6	6,5	7
8	2,5	2,5	3	3,5	3,5	4	4,5	4,5	5	5,5	5,5	6
9	2	2,5	2,5	3	3,5	3,5	4	4	4,5	5	5	5,5
10	1,5	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4,5	4,5	5
12	1,5	2	2	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4
14	1,5	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3	3	3,5
16	1	1,5	1,5	1,5	2	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3
18		1	1,5	1,5	1,5	2	2	2	2	2,5	2,5	3
20		1	1	1	1,5	1,5	1,5	2	2	2	2	2,5
22			1	1	1,5	1,5	1,5	1,5	2	2	2	2
24				1	1	1,5	1,5	1,5	1,5	2	2	2
26				1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5	2
28					1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
30					1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5
32						1	1	1	1	1,5	1,5	1,5
34							1	1	1	1,5	1,5	1,5
36								1	1	1	1,5	1,5
38									1	1	1	1,5
40										1	1	1
	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200
6	8,5	9	9	11								
7	7,5	7,5	7,5	9	10	11	11,5	12				
8	6,5	6,5	6,5	8	9	9,5	10	11	11,5	12	12,5	
9	5,5	5,5	6	7	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11,5	12
10	5	5	5,5	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	11
12	4	4,5	4,5	5,5	6	6,5	6,5	7	7,5	8	8,5	9
14	3,5	4	4	4,5	5	5,5	5,5	6	6,5	7	7,5	8
16	3	3,5	3,5	4	4,5	4,5	5	5,5	5,5	6	6,5	7
18	2,5	3	3	3,5	4	4	4,5	4,5	5	5,5	5,5	6
20	2,5	2,5	2,5	3	3,5	3,5	4	4	4,5	5	5	5,5
22	2,5	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4	4,5	4,5	5
24	2	2	2	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4	4	4,5
26	2	2	2	2,5	3	3	3	3,5	3,5	3,5	4	4
28	2	2	2	2,5	3	3	3	3,5	3,5	3,5	3,5	4
30	1,5	2	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3	3	3,5	3,5
32	1,5	1,5	2	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3	3	3,5
34	1,5	1,5	1,5	2	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3	3
36	1,5	1,5	1,5	2	2	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3
38	1,5	1,5	1,5	1,5	2	2	2	2	2,5	2,5	2,5	3
40	1	1,5	1,5	1,5	1,5	2	2	2	2,5	2,5	2,5	2,5

Na frezach z uzębieniem spiralnym powinien być wbity kąt pochylenia i długość spirali, gdyż wartości te są konieczne do prawidłowego ustawienia automatycznych szlifierek do ostrzenia frezów. Niewłaściwe ustawienie szlifiarki powoduje zniekształcenie profili zębów frezów zataczanych.

Skok spirali można obliczyć ze wzoru:

$$S = D \pi \operatorname{ctg} \alpha$$

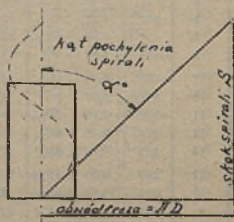
gdzie: D — średnica freza

α — kąt pochylenia spirali.

Skok spirali, obliczony podług powyższego wzoru, jest inny dla wierzchołków zębów i inny dla ich podstaw. Przy małych wysokościach zębów błędy te nie mają znaczenia, przy większych zaś są powodem zniekształcenia profilu, na co

nie mamy żadnej rady, za podstawę do obliczania skoku spirali i jej pochylenia bierze się zwykle średnicę zewnętrzną; dla frezów modułowych lepiej jest brać za podstawę do obliczenia średnicę podziałową, gdyż otrzymuje się wtedy mniejsze błędy.

Na str. 161 i następnych są podane tablice, w których znaleźć można długości spirali dla różnych średnic i kątów pochylenia spirali.



Rys. 18.

WIERTŁA.

Wiertła łopatkowe (piórkowe) używa się w wypadkach specjalnych np. do otworów o dnie fasonowym, do długich otworów o małej średnicy (lufy karabinowe).

Wiertła spiralne odznaczają się dużą wydajnością, dokładnością wykonania (po naostrzeniu nie tracą wymiarów) mniejszym zużyciem mocy i t. d. W fabrykach samochodowych i lotniczych stosowane są prawie wyłącznie wiertła spiralne ze stali szybko tnącej.

Mogą one być zwijane, odkuwane w matrycy lub frezowane z pełnego. Pomimo widocznych z punktu widzenia metalur-

Średni- ca freza w mm	Skok spirali w mm i calach ang. przy pochyleniu spirali α°						Średni- ca freza w mm			
	10°		12°		15°					
	mm	cali ang.	mm	cali ang.	mm	cali ang.				
4	71	2,79	2 ¹³ / ₁₆	59	2,32	2 ⁵ / ₁₆	47	1,85	1 ¹⁷ / ₃₂	4
5	89	3,50	3 ¹ / ₈	74	2,91	2 ²⁹ / ₃₂	59	2,32	2 ⁷ / ₁₆	5
6	107	4,21	4 ⁷ / ₃₂	89	3,50	3 ¹ / ₈	70	2,76	2 ⁷ / ₁₆	6
7	125	4,92	4 ¹³ / ₁₆	104	4,09	4 ³ / ₃₂	82	3,23	3 ⁷ / ₃₂	7
8	143	5,63	5 ¹ / ₈	118	4,65	4 ¹¹ / ₃₂	94	3,70	3 ¹¹ / ₁₆	8
9	160	6,30	6 ⁵ / ₁₆	133	5,24	5 ¹ / ₈	105	4,13	4 ¹ / ₈	9
10	178	7,01	7	148	5,83	5 ¹³ / ₃₂	117	4,61	4 ¹³ / ₃₂	10
11	196	7,72	7 ²¹ / ₃₂	163	6,42	6 ³ / ₁₆	129	5,08	5 ¹ / ₈	11
12	214	8,43	8 ⁷ / ₁₆	177	6,97	6 ¹¹ / ₃₂	141	5,55	5 ⁹ / ₁₆	12
13	232	9,13	9 ¹ / ₈	192	7,56	7 ⁹ / ₁₆	158	6,22	6 ⁷ / ₃₂	13
14	249	9,80	9 ¹³ / ₁₆	207	8,15	8 ³ / ₃₂	164	6,46	6 ¹⁵ / ₃₂	14
15	267	10,51	10 ¹ / ₈	222	8,74	8 ⁷ / ₁₆	176	6,93	6 ¹³ / ₁₆	15
16	285	11,22	11 ⁷ / ₃₂	237	9,33	9 ⁵ / ₁₆	188	7,40	7 ²¹ / ₃₂	16
17	303	11,93	11 ¹³ / ₁₆	251	9,88	9 ⁷ / ₁₆	199	7,83	7 ¹⁷ / ₃₂	17
18	330	12,99	13	266	10,47	10 ¹³ / ₃₂	217	8,54	8 ¹⁷ / ₃₂	18
19	339	13,35	13 ¹¹ / ₃₂	281	11,06	11 ¹ / ₁₆	223	8,78	8 ¹⁵ / ₃₂	19
20	356	14,02	14	296	11,65	11 ¹ / ₈	235	9,25	9 ¹ / ₈	20
21	374	14,72	14 ²¹ / ₃₂	310	12,20	12 ² / ₁₆	246	9,69	9 ¹¹ / ₁₆	21
22	392	15,43	15 ⁷ / ₁₆	325	12,80	12 ¹³ / ₁₆	258	10,16	10 ⁹ / ₁₆	22
23	410	16,14	16 ¹ / ₈	340	13,39	13 ³ / ₁₆	270	10,63	10 ⁶ / ₈	23
24	428	16,85	16 ⁷ / ₁₆	355	13,98	13 ¹¹ / ₃₂	281	11,06	11 ¹ / ₁₆	24
25	445	17,52	17 ¹ / ₈	370	14,57	14 ⁹ / ₁₆	293	11,54	11 ¹⁷ / ₃₂	25
26	463	18,23	18 ¹ / ₈	384	15,12	15 ¹ / ₈	305	12,01	12	26
27	481	18,94	18 ¹³ / ₁₆	399	15,71	15 ¹¹ / ₁₆	317	12,48	12 ¹⁵ / ₁₆	27
28	499	19,65	19 ¹¹ / ₁₆	414	16,30	16 ⁹ / ₃₂	328	12,91	12 ²¹ / ₃₂	28
29	517	20,35	20 ¹¹ / ₃₂	429	16,89	16 ⁷ / ₁₆	340	13,39	13 ⁹ / ₁₆	29
30	534	21,02	21	443	17,44	17 ⁷ / ₁₆	352	13,86	13 ⁹ / ₁₆	30
31	552	21,73	21 ⁹ / ₁₆	458	18,03	18 ¹ / ₃₂	363	14,29	14 ¹⁰ / ₃₂	31
32	570	22,44	22 ⁷ / ₁₆	473	18,62	18 ³ / ₁₆	375	14,76	14 ⁹ / ₁₆	32
33	588	23,15	23 ¹ / ₈	488	19,21	19 ⁷ / ₃₂	388	15,28	15 ⁹ / ₃₂	33
34	606	23,86	23 ⁷ / ₁₆	502	19,76	19 ⁵ / ₁₆	399	15,71	15 ¹³ / ₁₆	34
35	624	24,57	24 ⁹ / ₁₆	518	20,39	20 ³ / ₈	410	16,14	16 ¹⁰ / ₃₂	35
36	641	25,24	25 ¹ / ₈	532	20,95	20 ¹³ / ₁₆	422	16,61	16 ⁶ / ₈	36
37	659	25,95	25 ¹³ / ₁₆	547	21,54	21 ¹⁰ / ₁₆	434	17,09	17 ¹⁰ / ₃₂	37
38	677	26,65	26 ¹¹ / ₁₆	562	22,13	22 ¹ / ₈	446	17,56	17 ⁹ / ₁₆	38
40	713	28,07	28 ⁷ / ₁₆	591	23,27	23 ¹ / ₈	469	18,46	18 ¹⁵ / ₃₂	40
42	748	29,45	29 ⁷ / ₁₆	621	24,45	24 ⁷ / ₁₆	492	19,37	19 ⁹ / ₁₆	42
44	784	30,87	30 ⁷ / ₁₆	650	25,59	25 ⁵ / ₁₆	516	20,32	20 ⁶ / ₁₆	44
45	802	31,58	31 ⁹ / ₁₆	665	26,18	26 ⁵ / ₁₆	528	20,79	20 ¹³ / ₁₆	45
46	820	32,28	32 ¹ / ₈	680	26,77	26 ⁹ / ₁₆	539	21,22	21 ¹ / ₈	46
48	855	33,66	33 ¹³ / ₁₆	710	27,95	27 ¹³ / ₁₆	563	22,17	22 ⁹ / ₁₆	48
50	891	35,08	35 ⁷ / ₁₆	739	29,10	29 ¹ / ₈	586	23,07	23 ¹ / ₁₆	50
55	980	38,58	38 ⁹ / ₁₆	813	32,01	32	645	25,39	25 ⁷ / ₁₆	55

Średni- ca freza w mm.	Skok spirali w mm i calach ang. przy pochyleniu spirali α°						Średni- ca freza w mm			
	10°		12°		15°					
	mm	cali ang.	mm	cali ang.	mm	cali ang.				
58	1033	40,67	40 ³ / ₈	857	33,74	33 ³ / ₈	680	26,77	26 ³ / ₈	58
60	1069	42,09	42 ¹ / ₈	887	34,92	34 ³ / ₈	703	27,68	27 ¹ / ₈	60
62	1105	43,51	43 ³ / ₈	916	36,06	36 ¹ / ₈	727	28,62	28 ³ / ₈	62
65	1158	45,59	45 ³ / ₈	961	37,84	37 ¹ / ₈	762	30	30	65
68	1211	47,68	47 ¹ / ₈	1005	39,57	39 ⁰ / ₈	797	31,38	31 ³ / ₈	68
70	1247	49,10	49 ¹ / ₈	1035	40,75	40 ³ / ₈	821	32,32	32 ³ / ₈	70
75	1336	52,60	52 ³ / ₈	1109	43,66	43 ³ / ₈	879	34,61	34 ³ / ₈	75
80	1425	56,10	56 ¹ / ₈	1183	46,58	46 ³ / ₈	938	36,93	36 ³ / ₈	80
85	1514	59,61	59 ³ / ₈	1256	49,45	49 ¹ / ₈	997	39,25	39 ¹ / ₈	85
90	1603	63,11	63 ¹ / ₈	1330	52,36	52 ³ / ₈	1055	41,54	41 ³ / ₈	90
95	1693	66,66	66 ³ / ₈	1404	55,28	55 ¹ / ₈	1114	43,86	43 ³ / ₈	95
100	1782	70,16	70 ¹ / ₈	1478	58,19	58 ³ / ₈	1172	46,14	46 ¹ / ₈	100
105	1871	73,66	73 ³ / ₈	1562	61,10	61 ¹ / ₈	1231	48,47	48 ³ / ₈	105
110	1960	77,17	77 ¹ / ₈	1626	64,02	64	1290	50,79	50 ³ / ₈	110
115	2049	80,67	80 ³ / ₈	1700	66,94	67	1348	53,07	53	115
120	2138	84,18	84 ¹ / ₈	1774	69,84	69 ³ / ₈	1407	55,40	55 ³ / ₈	120
125	2227	87,68	87 ³ / ₈	1848	72,76	72 ³ / ₈	1466	57,72	57 ¹ / ₈	125
130	2316	91,18	91 ¹ / ₈	1922	75,67	75 ³ / ₈	1524	60,06	60	130
135	2405	96,69	94 ³ / ₈	1995	78,55	78 ¹ / ₈	1583	62,32	62 ³ / ₈	135
140	2494	98,19	98 ¹ / ₈	2069	81,46	81 ³ / ₈	1641	64,61	64 ³ / ₈	140
145	2583	101,70	101 ³ / ₈	2143	84,37	84 ³ / ₈	1700	66,93	67	145
150	2672	105,20	105 ¹ / ₈	2217	87,29	87 ¹ / ₈	1759	69,25	69 ³ / ₈	150
155	2761	109,49	109 ³ / ₈	2291	90,20	90 ³ / ₈	1817	71,54	71 ³ / ₈	155
160	2851	112,25	112 ¹ / ₈	2365	93,11	93 ³ / ₈	1876	73,86	73 ¹ / ₈	160
165	2940	115,75	115 ³ / ₈	2439	96,03	96	1934	76,14	76 ¹ / ₈	165
170	3029	119,25	119 ¹ / ₈	2513	98,94	99	1993	78,47	78 ¹ / ₈	170
175	3118	122,76	122 ³ / ₈	2587	101,85	101 ³ / ₈	2052	80,79	80 ³ / ₈	175
180	3207	126,26	126 ¹ / ₈	2661	104,77	104 ¹ / ₈	2110	83,07	83	180
185	3296	129,77	129 ³ / ₈	2734	107,64	107 ³ / ₈	2169	85,40	85 ³ / ₈	185
190	3385	133,27	133 ¹ / ₈	2808	110,55	110 ¹ / ₈	2228	87,72	87 ³ / ₈	190
195	3474	136,77	136 ³ / ₈	2882	113,47	113 ¹ / ₈	2286	90	90	195
200	3563	140,28	140 ¹ / ₈	2956	116,38	116 ³ / ₈	2345	92,33	92 ³ / ₈	200
210	3741	147,29	147 ¹ / ₈	3104	122,21	122 ¹ / ₈	2462	96,93	97	210
220	3920	154,33	154 ³ / ₈	3252	128,03	128	2579	101,54	101 ³ / ₈	220
230	4098	161,34	161 ³ / ₈	3403	133,86	133 ¹ / ₈	2697	106,18	106 ¹ / ₈	230
240	4276	168,35	168 ¹ / ₈	3547	139,65	139 ³ / ₈	2814	110,79	110 ³ / ₈	240
250	4454	175,36	175 ³ / ₈	3695	145,48	145 ¹ / ₈	2931	115,40	115 ³ / ₈	250
260	4632	182,37	182 ¹ / ₈	3843	151,30	151 ³ / ₈	3048	120	120	260
270	4810	189,37	189 ³ / ₈	3991	157,13	157 ¹ / ₈	3166	124,65	124 ³ / ₈	270
280	4988	196,38	196 ¹ / ₈	4137	162,88	162 ³ / ₈	3283	128,24	128 ¹ / ₈	280
290	5167	203,43	203 ³ / ₈	4287	168,78	168 ¹ / ₈	3400	133,86	133 ¹ / ₈	290
300	5345	210,44	210 ¹ / ₈	4434	174,57	174 ³ / ₈	3517	138,47	138 ³ / ₈	300

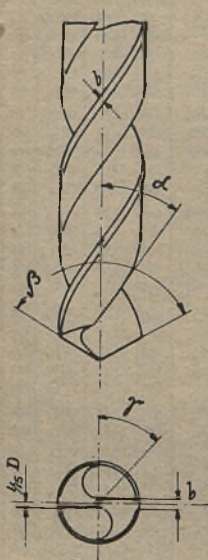
N

śred. freza w mm	Skok spirali w mm i calach ang. przy pochyleniu spinzeli α°								śred. freza w mm				
	18 ^o		20 ^o		22 ^o		25 ^o						
	mm	cali ang.	mm	cali ang.	mm	cali ang.	mm	cali ang.					
4	39	1,54	$1^{17}/_{32}$	35	1,38	$1^{8}/_{16}$	31	1,22	$1^{7}/_{32}$	27	1,06	$1^{1}/_{16}$	4
5	48	1,89	$1^{19}/_{32}$	43	1,69	$1^{11}/_{16}$	39	1,54	$1^{17}/_{32}$	34	1,34	$1^{11}/_{32}$	5
6	58	2,28	$2^{9}/_{32}$	52	2,05	$2^{1}/_{32}$	47	1,85	$1^{27}/_{32}$	40	1,57	$1^{9}/_{16}$	6
7	68	2,68	$2^{11}/_{16}$	60	2,36	$2^{3}/_{8}$	54	2,13	$2^{1}/_{8}$	47	1,85	$1^{27}/_{32}$	7
8	77	3,03	$3^{1}/_{32}$	69	2,72	$2^{23}/_{32}$	62	2,44	$2^{7}/_{16}$	54	2,13	$2^{1}/_{8}$	8
9	87	3,43	$3^{7}/_{16}$	78	3,07	$3^{1}/_{16}$	70	2,76	$2^{9}/_{16}$	61	2,40	$2^{19}/_{32}$	9
10	97	3,82	$3^{13}/_{16}$	86	3,39	$3^{9}/_{16}$	77	3,03	$3^{1}/_{32}$	67	2,64	$2^{5}/_{8}$	10
11	106	4,17	$4^{3}/_{16}$	95	3,74	$3^{7}/_{8}$	85	3,35	$3^{11}/_{32}$	74	2,91	$2^{29}/_{32}$	11
12	116	4,57	$4^{9}/_{16}$	104	4,09	$4^{7}/_{32}$	93	3,66	$3^{21}/_{32}$	81	3,19	$3^{7}/_{16}$	12
13	126	4,96	$4^{15}/_{32}$	112	4,41	$4^{19}/_{32}$	101	3,98	$3^{21}/_{32}$	88	3,46	$3^{15}/_{32}$	13
14	135	5,32	$5^{3}/_{16}$	121	4,76	$4^{3}/_{8}$	109	4,29	$4^{9}/_{32}$	94	3,70	$3^{11}/_{16}$	14
15	145	5,71	$5^{29}/_{32}$	130	5,12	$5^{1}/_{8}$	117	4,61	$4^{19}/_{32}$	101	3,98	$3^{21}/_{32}$	15
16	155	6,10	$6^{7}/_{32}$	138	5,43	$5^{7}/_{16}$	124	4,88	$4^{7}/_{8}$	108	4,25	$4^{1}/_{8}$	16
17	164	6,46	$6^{13}/_{32}$	147	5,79	$5^{27}/_{32}$	132	5,20	$5^{9}/_{16}$	114	4,49	$4^{3}/_{8}$	17
18	174	6,85	$6^{19}/_{32}$	155	6,10	$6^{1}/_{8}$	140	5,51	$5^{17}/_{32}$	121	4,76	$4^{9}/_{16}$	18
19	184	7,24	$7^{1}/_{8}$	164	6,46	$6^{16}/_{32}$	148	5,83	$5^{17}/_{16}$	128	5,04	$5^{1}/_{32}$	19
20	193	7,60	$7^{19}/_{32}$	173	6,81	$6^{19}/_{16}$	155	6,10	$6^{1}/_{8}$	135	5,32	$5^{9}/_{16}$	20
21	203	7,99	8	181	7,13	$7^{1}/_{8}$	163	6,42	$6^{7}/_{16}$	141	5,55	$5^{9}/_{16}$	21
22	213	8,39	$8^{19}/_{32}$	190	7,48	$7^{19}/_{32}$	171	6,73	$6^{29}/_{32}$	148	5,83	$5^{19}/_{32}$	22
23	222	8,74	$8^{9}/_{16}$	199	7,83	$7^{27}/_{32}$	179	7,05	$7^{1}/_{16}$	155	6,10	$6^{1}/_{8}$	23
24	231	9,09	$9^{1}/_{8}$	207	8,15	$8^{9}/_{32}$	187	7,36	$7^{9}/_{16}$	162	6,38	$6^{9}/_{16}$	24
25	242	9,53	$9^{17}/_{32}$	216	8,50	$8^{1}/_{8}$	194	7,64	$7^{9}/_{16}$	168	6,61	$6^{9}/_{16}$	25
26	251	9,88	$9^{7}/_{16}$	224	8,82	$8^{7}/_{16}$	202	7,95	$7^{21}/_{32}$	175	6,89	$6^{7}/_{16}$	26
27	261	10,28	$10^{9}/_{32}$	233	9,17	$9^{9}/_{16}$	210	8,27	$8^{9}/_{32}$	182	7,17	$7^{9}/_{32}$	27
28	271	10,67	$10^{19}/_{32}$	242	9,53	$9^{27}/_{32}$	218	8,58	$8^{19}/_{32}$	189	7,44	$7^{19}/_{32}$	28
29	280	11,02	$11^{1}/_{32}$	250	9,84	$9^{27}/_{32}$	225	8,86	$8^{9}/_{16}$	195	7,68	$7^{11}/_{16}$	29
30	290	11,42	$11^{19}/_{32}$	259	10,20	$10^{19}/_{16}$	233	9,17	$9^{9}/_{16}$	202	7,95	$7^{19}/_{16}$	30
31	300	11,81	$11^{19}/_{16}$	268	10,55	$10^{9}/_{16}$	241	9,49	$9^{1}/_{8}$	209	8,23	$8^{7}/_{32}$	31
32	309	12,17	$12^{9}/_{32}$	276	10,87	$10^{7}/_{16}$	249	9,80	$9^{19}/_{32}$	215	8,46	$8^{19}/_{32}$	32
33	319	12,56	$12^{9}/_{16}$	284	11,18	$11^{9}/_{16}$	256	10,08	$10^{9}/_{32}$	222	8,74	$8^{9}/_{16}$	33
34	329	12,95	$12^{15}/_{16}$	293	11,54	$11^{17}/_{32}$	264	10,39	$10^{19}/_{32}$	229	9,02	9	34
35	338	13,31	$13^{9}/_{16}$	302	11,89	$11^{29}/_{32}$	272	10,71	$10^{29}/_{32}$	236	9,29	$9^{9}/_{32}$	35
36	348	13,70	$13^{11}/_{16}$	311	12,24	$12^{1}/_{8}$	280	11,02	$11^{1}/_{32}$	242	9,53	$9^{17}/_{32}$	36
37	358	14,09	$14^{9}/_{32}$	319	12,56	$12^{9}/_{16}$	288	11,34	$11^{11}/_{32}$	250	9,84	$9^{9}/_{32}$	37
38	367	14,45	$14^{7}/_{16}$	328	12,91	$12^{29}/_{32}$	295	11,61	$11^{9}/_{16}$	256	10,38	$10^{1}/_{16}$	38
40	387	15,24	$15^{1}/_{8}$	345	13,58	$13^{19}/_{32}$	311	12,24	$12^{1}/_{8}$	269	10,59	$10^{19}/_{32}$	40
42	406	15,98	16	362	14,25	$14^{1}/_{8}$	326	12,83	$12^{27}/_{32}$	283	11,14	$11^{9}/_{32}$	42
44	425	16,73	$16^{9}/_{16}$	380	14,96	$14^{9}/_{32}$	342	13,46	$13^{19}/_{32}$	296	11,65	$11^{21}/_{32}$	44
45	435	17,13	$17^{1}/_{8}$	389	15,32	$15^{9}/_{16}$	350	13,78	$13^{19}/_{32}$	303	11,93	$11^{19}/_{16}$	45
46	445	17,52	$17^{17}/_{32}$	405	15,95	$15^{19}/_{16}$	358	14,09	$14^{9}/_{32}$	310	12,20	$12^{7}/_{32}$	46
48	464	18,27	$18^{9}/_{32}$	414	16,30	$16^{9}/_{32}$	373	14,69	$14^{11}/_{16}$	323	12,72	$12^{19}/_{32}$	48
50	483	19,02	19	432	17,01	17	389	15,32	$15^{9}/_{16}$	337	13,27	$13^{9}/_{32}$	50
55	532	20,95	$20^{19}/_{16}$	475	18,70	$18^{17}/_{16}$	427	16,81	$16^{17}/_{16}$	370	14,75	$14^{9}/_{16}$	55

śred. frezy w mm	Skok spirali w mm i calach ang. przy nachyleniu spirali a ^b												śred. frezy w mm
	18°		20°		22°		25°						
	mm	cali ang.	mm	cali ang.	mm	cali ang.	mm	cali ang.	mm	cali ang.	mm	cali ang.	
58	561	22,09	22 ³ / ₈	501	19,72	19 ³ / ₃₂	451	17,76	17 ⁷ / ₈	391	15,40	15 ⁷ / ₃₂	55
60	580	22,84	22 ⁹ / ₁₆	518	20,39	20 ³ / ₈	466	18,35	18 ¹¹ / ₃₂	404	15,91	15 ¹⁹ / ₃₂	60
62	600	23,62	23 ³ / ₈	535	21,06	21 ¹ / ₁₆	482	18,98	18	418	16,46	16 ¹⁹ / ₃₂	62
65	629	24,76	24 ³ / ₈	561	22,09	22 ³ / ₈	505	19,88	19 ⁷ / ₈	438	17,24	17 ¹ / ₈	65
68	658	25,91	25 ⁷ / ₈	587	23,11	23 ¹ / ₈	528	20,79	20 ¹³ / ₁₆	458	18,03	18 ¹ / ₃₂	68
70	677	26,65	26 ¹ / ₈	604	23,78	23 ³ / ₈	544	21,42	21 ⁷ / ₁₆	471	18,54	18 ¹⁷ / ₃₂	70
75	725	28,54	28 ³ / ₁₆	647	25,47	25 ¹ / ₈	583	22,95	22 ¹ / ₈	505	19,88	19 ⁷ / ₈	75
80	774	30,47	30 ¹ / ₈	690	27,17	27 ³ / ₁₆	622	24,49	24 ¹ / ₈	539	21,22	22 ⁷ / ₁₆	80
85	822	32,36	32 ³ / ₈	733	28,86	28 ³ / ₈	661	26,02	26	572	22,52	22 ¹ / ₈	85
90	870	34,25	34 ¹ / ₈	776	30,55	30 ³ / ₁₆	699	27,52	27 ¹ / ₈	606	23,86	23 ⁷ / ₈	90
95	919	36,18	36 ³ / ₁₆	820	32,28	32 ⁶ / ₁₆	738	29,06	29 ¹ / ₁₆	640	25,20	25 ² / ₁₆	95
100	967	38,07	38 ¹ / ₁₆	863	33,98	34	777	30,59	30 ⁶ / ₁₆	673	26,50	26 ¹ / ₈	100
105	1015	39,96	40	906	35,67	35 ¹¹ / ₁₆	816	32,13	32 ¹ / ₈	707	27,84	27 ¹³ / ₁₆	105
110	1064	41,89	41 ⁷ / ₁₆	949	37,36	37 ³ / ₈	855	33,66	33 ³ / ₁₆	741	29,17	29 ¹ / ₁₆	110
115	1112	43,78	43 ³ / ₈	993	39,10	39 ¹ / ₈	894	35,20	35 ² / ₈	774	30,47	30 ⁷ / ₁₆	115
120	1160	45,67	45 ³ / ₈	1036	40,79	40 ⁷ / ₁₆	933	36,73	36 ¹ / ₈	808	31,81	31 ¹⁹ / ₁₆	120
125	1209	47,60	47 ¹ / ₈	1079	41,06	41	972	38,27	38 ¹ / ₈	842	33,15	33 ¹ / ₈	125
130	1257	49,49	49 ¹ / ₁₆	1122	44,17	44 ¹ / ₈	1010	39,80	39 ³ / ₈	875	34,45	34 ⁷ / ₁₆	130
135	1305	51,38	51 ³ / ₈	1165	45,87	45 ⁷ / ₁₆	1050	41,34	41 ¹ / ₈	909	35,79	35 ¹⁷ / ₁₆	135
140	1354	53,31	53 ¹ / ₈	1208	47,56	47 ¹ / ₈	1090	42,91	42 ⁷ / ₁₆	943	37,13	37 ¹ / ₈	140
145	1402	55,20	55 ¹ / ₈	1252	49,29	49 ¹ / ₁₆	1127	44,37	44 ³ / ₈	976	38,43	38 ⁷ / ₁₆	145
150	1450	57,09	57 ¹ / ₈	1295	50,99	51	1166	45,91	45 ³ / ₈	1010	39,80	39 ³ / ₈	150
155	1499	59,02	59	1338	52,68	52 ⁷ / ₁₆	1205	47,44	47 ¹ / ₈	1044	41,10	41 ¹ / ₈	155
160	1547	60,91	60 ³ / ₈	1381	54,37	54 ³ / ₈	1244	48,98	49	1077	42,40	42 ⁷ / ₈	160
165	1596	62,84	62 ⁷ / ₁₆	1424	56,06	56	1282	50,47	50 ¹ / ₈	1111	43,74	43 ³ / ₈	165
170	1644	64,73	64 ³ / ₈	1467	57,76	57 ⁷ / ₁₆	1321	52,01	52	1145	45,08	45 ¹ / ₈	170
175	1692	66,62	66 ³ / ₈	1511	59,49	59 ¹ / ₂	1360	53,54	53 ¹ / ₂	1178	46,38	46 ³ / ₈	175
180	1741	68,55	68 ¹ / ₈	1554	61,18	61 ¹ / ₈	1399	55,08	55	1212	47,72	47 ¹ / ₈	180
185	1789	70,43	70 ¹ / ₈	1597	62,88	62 ⁷ / ₁₆	1438	56,62	56 ³ / ₈	1246	49,06	49	185
190	1837	72,32	72 ¹ / ₈	1640	64,57	64 ³ / ₈	1477	58,15	58 ¹ / ₈	1279	50,36	50 ¹ / ₈	190
195	1886	74,25	74 ¹ / ₈	1683	66,26	66 ¹ / ₈	1516	59,69	59 ¹ / ₈	1313	51,70	51 ³ / ₈	195
200	1934	76,14	76 ¹ / ₈	1726	67,95	68	1554	61,18	61 ¹ / ₈	1347	53,03	53	200
210	2031	79,96	79	1813	71,38	71 ³ / ₈	1632	64,25	64 ¹ / ₈	1414	55,67	55 ³ / ₈	210
220	2127	83,74	83 ³ / ₈	1899	74,77	74 ³ / ₈	1710	67,32	67 ³ / ₈	1481	58,31	58 ¹ / ₈	220
230	2224	87,56	87 ¹ / ₈	1985	78,15	78 ¹ / ₈	1788	70,40	70 ³ / ₈	1549	60,98	61	230
240	2310	90,95	91	2072	81,58	81 ¹ / ₈	1865	73,43	73 ³ / ₈	1616	63,62	63 ³ / ₈	240
250	2417	95,16	95 ¹ / ₈	2158	84,96	84	1943	76,50	76 ¹ / ₈	1684	66,46	66 ¹ / ₈	250
260	2514	98,98	99	2244	88,35	88 ³ / ₈	2021	79,57	79 ¹ / ₈	1751	68,94	68 ⁷ / ₁₆	260
270	2611	102,80	102 ³ / ₈	2330	91,73	91 ¹ / ₈	2098	82,60	82 ¹ / ₈	1818	71,58	71 ¹ / ₈	270
280	2708	106,62	106 ¹ / ₈	2417	95,16	95 ¹ / ₈	2176	85,67	85 ³ / ₈	1886	74,25	74 ¹ / ₈	280
290	2804	110,40	110 ³ / ₈	2503	98,55	98 ¹ / ₂	2254	88,74	88 ³ / ₈	1953	76,89	76 ¹ / ₈	290
300	2901	114,22	114 ¹ / ₈	2589	101,93	101	2332	91,81	91 ³ / ₈	2020	79,53	79 ¹ / ₈	300

N

gicznego zalet wiertel zwijanych i odkuwanych praktyka wykazała, że najlepiej pracują wiertła frezowane z pełnego. Wiertła spiralne są wykonywane jako 2-piórowe; kąt pochylenia spirali jest zależny od materiału w jakim mają być wiercone otwory,



Rys. 19.
Wiertło spiralne.

dla stali i żeliwa $\alpha = 40^{\circ}$
Mosiądzu 35°
Lekkich metali $40 - 45^{\circ}$

kąt β ma duży wpływ na wielkość siły poosiowej przy wierceniu. Doświadczenia wykazały że najkorzystniej jest stosować

dla stali i żeliwa . . $\beta = 116 \div 118^{\circ}$
Stopów glinowych $\sim 139^{\circ}$
metali miękkich i ciągliwych $90 \div 100^{\circ}$

Do prowadzenia wiertła w otworze służą wąskie paski na obu piórach, paski te muszą być oszlifowane na okrągło. Szerokość tych pasków powinna być niewielka aby tarcie wiertła o ścianki otworu nie pochłaniało zbyt wiele energii.

Przy ostrzeniu wiertel powinna być zwrócona baczną uwaga na to, aby obydwa ostrza miały jednakową długość, gdyż tylko w tym wypadku wiertło pracuje prawidłowo i nie rozbija otworu. Kąt $\gamma = 55^{\circ}$ daje najkorzystniejsze wyniki przy pracy.

Średnica wiertła mm	10	20	30	40	50	60	80	100
Pasek prowadzący b	1,3	2,0	2,6	3,0	3,4	3,6	3,8	4,0

Paski prowadzące, o których było wyżej, wskutek pracy ulegają zużyciu, to też średnica wiertła stale maleje i to więcej przy ostrzach niż przy obsadzie — wiertło staje się stożkowe;

aby uniknąć zacierania się wiertel przy wierceniu głębokich otworów nowe wiertła powinny mieć przy ostrzach większą średnicę niż przy obsadzie.

Zwężenie w kierunku obsady powinno wynosić

$$0,1 \div 0,15 \text{ mm na } 100 \text{ mm długości roboczej}$$

Dla fabryk, stosujących przy obróbce przyrządy wiertnicze, tolerancje wykonania wiertel winny być ściśle określone i dość wąskie. Załączona tabela podaje dopuszczalne odchylenia dla nowych wiertel.

Dopuszczalne odchylenia dla wiertel.

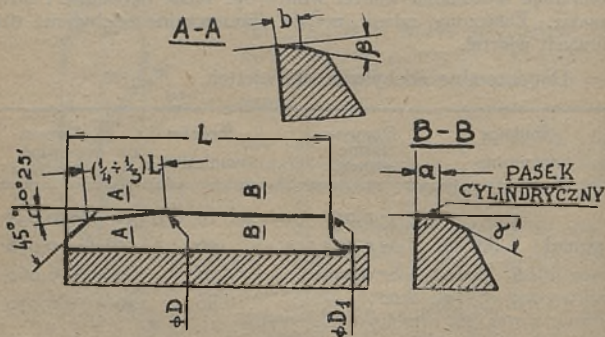
Średnica nominalna	Dopuszczalne odchyłki	Średnica nominalna	Dopuszczalne odchyłki
3	— 0,018	ponad 18 do 30	— 0,045
ponad 3 do 6	— 0,025	30 „ 50	— 0,050
6 „ 10	— 0,030	50 „ 80	— 0,060
10 „ 18	— 0,035	80 „ 120	— 0,070

Wiertła dla otworów rozwiercanych powinny być tak dobrane, aby pozostał niewielki zapas materiału na wyprostowanie i wygładzenie otworu rozwiertakiem. Aby ułatwić pracę rozwiertakowi stosuje się po wiertle pogłębiacz, który oczyszcza otwór zgruba pozostawiając dla rozwiertaka nieznaczny zapas.

Tablica załączona w dziale obróbki mechanicznej podaje średnice wiertel i pogłębiaczy jakie należy stosować przed rozwiertakiem.

ROZWIERTAKI.

Rozwiertak wygładza i wyprostowuje otwór. Pracuje tylko czołem, na całej zaś długości oszlifowany jest na cylinder; paski na grzbietach zębów służą jako prowadnice rozwiertaka. Przy rozwiercaniu ręcznym nacisk jest zbyt mały, aby rozwiertak się posuwał naprzód, dlatego ręczne rozwiertaki mają na początku dość długą część stożkową z krawędziami tnącymi.

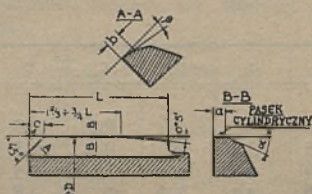


Sposób szlifowania rozwiertaków ręcznych.

Średnica D	D_1	α	b	β
3 — 6	— 0,001 $D = 0,004$	25^0	0,25	7^0
6 — 10	— 0,002 $D = 0,005$	18^0	0,35	5^0
10 — 18	— 0,003 $D = 0,007$	15^0	0,35	4^0
18 — 30	— 0,003 $D = 0,007$	12^0	0,35	3^0
30 — 50	— 0,004 $D = 0,010$	10^0	0,35	2^0

Ostrzenie rozwiertaków maszynowych.

Rozwiertaki maszynowe mają część stożkową z tyłu, a to w celu łatwiejszego cofania i w celu uniknięcia porysowania otworu.

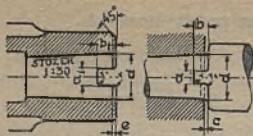


Sposób szlifowania rozwiertaków maszynowych.

Średnica D	$< \alpha$	b	$< \beta$	c
3 — 6	25^0	0,25	8^0	0,8
6 — 10	18^0	0,35	6^0	1
10 — 18	15^0	0,35	5^0	1
18 — 30	12^0	0,35	4^0	1
30 — 50	10^0	0,35	3^0	1,5
50 — 80	10^0	0,4	3^0	1,5

Rozwiertaki mogą mieć zęby proste lub spiralne. Rozwiertaki ze spiralnymi zębami dają otwory gładkie; aby uniknąć wkręcania się rozwiertaka w otwór prawotnącym rozwiertakom daje się zęby skrzyżowane w lewo. Rozwiertaki z zębami prostymi o nierównomierniej podziałce dają otwory gładkie, ale szlifowanie ich na średnicę wymaga pierścieni pomiarowych.

Pogłębiacze i rozwiertaki do średnicy 30 mm są wykonywane wraz z trzpieniem, większe zaś w celu oszczędzenia materiału wykonuje się jako nasadzone na trzpień.



Normalne wymiary otworów w rozwiertakach i pogłębiaczach nasadzanych.

d	a	b	a ₁	b ₁	c	e	r	r ₁
5	2	2,5	2,2	3	0,5	0,5	0,5	0,3
8	3	3,5	3,3	4	0,5	0,5	0,5	0,3
10	4	4,6	4,3	5,6	1	0,5	1	0,5
13	4	4,6	4,3	5,6	1	0,8	1	0,5
16	5	5,6	5,4	6,6	1	0,8	1	0,5
19	6	6,7	6,4	8,2	1,5	0,8	1,5	1
22	7	7,7	7,4	9,2	1,5	1	1,5	1
27	8	8,8	8,4	10,3	1,5	1	1,5	1
32	10	9,8	10,4	11,8	2	1,5	2	1,5
40	12	11	12,4	13	2	1,5	2	1,5
50	14	12	14,4	14,5	2,5	1,5	2,5	2
60	16	13	16,4	15,5	2,5	2	2,5	2
70	18	14	18,4	16,5	2,5	2	2,5	2
80	29	15	20,5	18	3	2	3	2,5
100	24	16	24,5	19	3	2	3	2,5

PRZECIĄGACZE.

Przeciągacze służą do wykonywania przelotowych otworów o dowolnym kształcie. Otwory przeciągane pod względem dokładności nie ustępują otworom rozwiertanym. Z powodu wysokiego kosztu przeciągaczy opłacić się one mogą tylko przy dużej produkcji i przy wymaganej dużej dokładności otworów. W przemyśle samochodowym przeciągacz jest narzędziem powszechnie stosowanym przy wyrobie kół zębatach.

Obliczenie. Podziałka p jest zależna od długości przeciąganego otworu i od rodzaju materiału. Ze względu na możliwość urwania się przeciągacza dobiera się podziałkę tak aby tylko 2 — 3 zęby pracowały jednocześnie. Im większa jest średnica otworu tem więcej zębów może naraz pracować, gdyż

rdzeń przeciągacza wypada stosunkowo grubszy. Do obliczenia podziałki może służyć wzór.

$$p = \alpha \sqrt{L}$$

gdzie L — długość otworu w m/m.

α — współczynnik zależny od średnicy otworu i jego długości.

dla:

$$\frac{L}{d} \leq 2; \quad \alpha = 1,5$$

$$\frac{L}{d} = 2 \div 3; \quad \alpha = 2$$

$$\frac{L}{d} \geq 3; \quad \alpha = 2,5$$

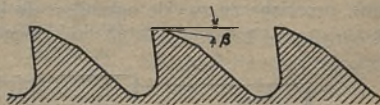
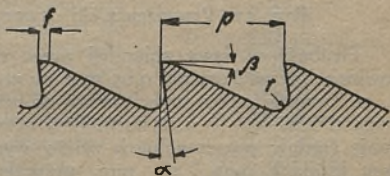
Podziałka zależy także od grubości warstwy materiału zbieranego przez ząb i od głębokości luk między zębami. Pamiętać należy, że tworzący się wiór zwiija się i wypełnia luki, jeżeli zaś zabraknie dla niego miejsca to ząb znacznie wyszarpywać materiał z otworu.

Aby ułatwić zwiijanie się wiórow należy dawać możliwie duże promienie zaokrąglenia między zębami (r), gdyby zaś była obawa o zbytne osłabienie zęba, to można zębom nadawać kształt według Rys. 21.

Wysokość zębów powinna wynosić:

$$0,4 \div 0,5 p$$

Na długości $f \cong 2$ mm zęby muszą być zaszlifowane do tyłu aby nie tarły o otwór



Rys. 20 i 21. Profile zębów przeciągaczy.

$$\angle \beta = 3 \div 5^{\circ}$$

$$\angle \alpha \approx 14^{\circ} \text{ dla stali}$$

$$\approx 6^{\circ} \text{ dla żeliwa}$$

$$\approx 4^{\circ} \text{ dla brązu}$$

Przy zwijaniu się wiórów bardzo ważne jest aby powierzchnie, o które się one trą, były gładkie, to też czola (piersi) zębów jak również zaokrąglenia powinny być oszlifowane.

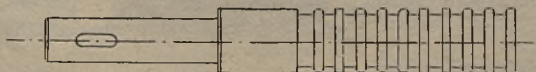
Część prowadząca przeciągacza nie powinna być krótsza od długości przeciąganego otworu.



Rys. 22. Przeciągacz do otworu okrągłego.

Grubość warstwy zbieranej przez poszczególne zęby nie powinna być większa niż 0,05 mm (w wyjątkowych wypadkach n. p. ostatnie zęby przeciągaczy do otworów kwadratowych mogą zbierać 0,07 ÷ 0,08 mm). Przy otworach długich stopniowanie średnic poszczególnych zębów wynosi 0,05 ÷ 0,08 mm, przy krótkich 0,07 ÷ 0,1 mm, przyczem ostatni przeciągacz powinien mieć 3 — 6 zębów końcowych o jednakowej średnicy. Pierwszy ząb każdego przeciągacza powinien mieć te same wymiary co prowadzenie.

Ze względu na trudność wykonania długich (ponad 1000 mm), przeciągaczy zwykle ogranicza się ich długość, a zato robi się 2 — 3 — 4 a nawet 5 sztuk do jednego otworu.



Rys. 23. Przeciągacz do wygładzania.

W materiałach ciągliwych trudno jest otrzymać gładkie otwory i często stosuje się przeciągacze wygładzające z zaokrąglo-

nemi zębami, które ugniatają materiał — dobrze jest przeciągacze takie wykonywać z kilkoma zębami o ostrych krawędziach, usuwających pozadzierany materiał.

Obfite smarowanie przeciągacza przy pracy w dużym stopniu przyczynia się do osiągnięcia dobrych rezultatów, najlepiej nadaje się do tego olej rzepakowy. Oleje mineralne nie są przydatne.

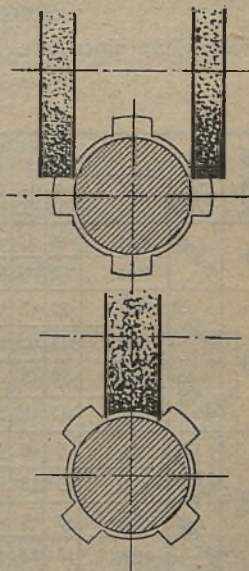
Wykonanie przeciągaczy nastrocza zwykle wiele trudności. Tylko warsztaty mające odpowiednie urządzenia (hartownia i szlifierki) i pewne doświadczenie mogą je wykonywać.

Załączone szkice przedstawiają sposób szlifowania przeciągacza do otworu 4 kanałowego. Szlifierka użyta do tego celu musi być wyposażona w automatyczny aparat podziałowy do obracania przeciągacza o $1/4$ obrotu po każdorazowym przejściu kamieni szlifierskich.

Do szlifowania części okrągłej między wystającymi zębami musi być użyta tarcza profilowa.

Od dokładności oszlifowania i naostrzenia przeciągaczy zależy ich trwałość i dokładność wykonywanych otworów, dlatego na szlifowanie powinna być zwrócona baczna uwaga.

Przeciągacze wykonuje się ze stali narzędziowej nie ulegającej deformacjom. Dobre rezultaty osiągnąć można ze stałą o zawartości 10 — 12% Cr i około 2,0% C. Po zgrubej obróbce mechanicznej powinien on podlegać normalizacji termicznej,



Rys. 24. Sposób szlifowania wzdłużnego przeciągacza 4-ro kanałowego.

która w dużym stopniu zapobiega krzywieniu się przy hartowaniu. Zależnie od długości i kształtu przeciągacza zapas na szlifowanie wynosi $0,6 \div 1$ mm. na średnicy.

SPRAWDZIANY

Sprawdziany tłoczkowe tolerancje wykonania przyjęte przez F. S. Ursus.

KLASA	RODZAJ	WYMIAR	1	3	6	10	18	30	50	80	120	180	260	360
			do 3	do 6	do 10	do 18	do 30	do 50	do 80	do 120	do 180	do 260	do 360	do 500
I	TŁOCZEK	Min.	+1,5	+1,5	+2	+2,5	+3	+3,5	+4,5	-	-	-	-	-
		Max.	±0,8	±0,8	±1	±1,3	±1,5	±1,8	±2,3	-	-	-	-	-
II	TŁOCZEK	Min.	+2,5	+3	+4	+4,5	+5	+6,5	+8,5	+10	+12	+16	+18	+20
		Max.	±1,3	±1,5	±2	±2,3	±2,5	±3,3	±4,3	±5	±6	±8	±9	±10
	SZCZĘKA	Max.	-2,5	-3	-4	-4,5	-5	-6,5	-8,5	-10	-12	-16	-18	-20
		Min.	±1,3	±1,5	±2	±2,3	±2,5	±3,3	±4,3	±5	±6	±8	±9	±10
III	TŁOCZEK	Min.	+6	+6	+6	+7	+8	+10	+12	+14	+18	+22	+26	+30
		Max.	±3	±3	±3	±3,5	±4	±5	±6	±7	±9	±11	±13	±15
	SZCZĘKA	Max.	-6	-6	-6	-7	-8	-10	-12	-14	-18	-22	-26	-30
		Min.	±3	±3	±3	±3,5	±4	±5	±6	±7	±9	±11	±13	±15
IV	TŁOCZEK	Min.	+10	+10	+10	+12	+12	+14	+18	+22	+28	+36	+44	+50
		Max.	±5	±5	±5	±6	±6	±7	±9	±11	±14	±18	±22	±25
	SZCZĘKA	Max.	-10	-10	-10	-12	-12	-14	-18	-22	-28	-36	-44	-50
		Min.	±5	±5	±5	±6	±6	±7	±9	±11	±14	±18	±22	±25

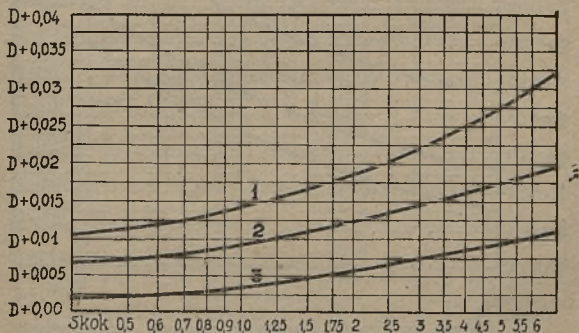
Odchyłki podane w μ m (0,001mm.)

Sprawdziany tłoczkowe normy zużycia przyjęte przez F. S. Ursus.

KLASA	WYMIAR	1	Ponad	Ponad	Ponad	Ponad	Ponad	Ponad	Ponad	Ponad	Ponad	Ponad	Ponad
		do 3	do 6	do 10	do 18	do 30	do 50	do 80	do 120	do 180	do 260	do 360	do 500
II	ZUŻYCIE w μ	2	3	3,5	4	5	6	7	8	9	10	12	14
III	ZUŻYCIE w μ	3	5	5	8	8	10	12	15	15	20	20	25

Normy zużycia są ważne dla sprawdzianów tłoczkowych i szczękowych

Tolerancje wykonania i granica zużycia dla sprawdzianów
gwintowych roboczych,
[przyjęte przez F. S. Ursus



1. Górna granica dla śr. flankowej spr. nowego.
2. Dolna granica dla śr. flankowej spr. nowego.
3. Dolna granica dla śr. flankowej spr. zużytego.

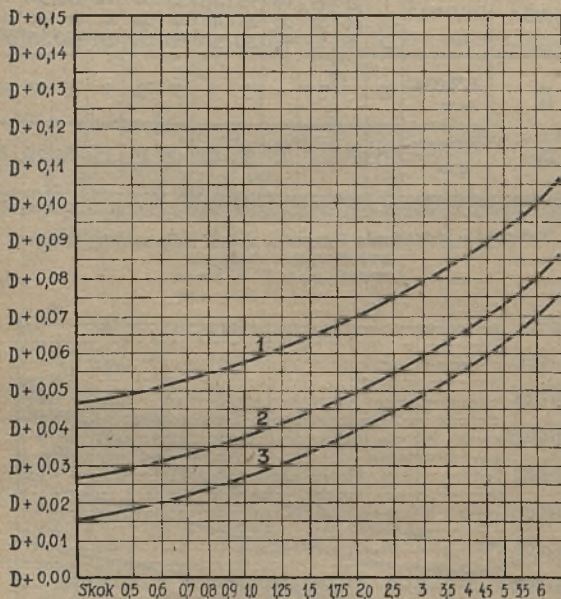
Dla średnicy zewnętrznej i rdzenia obowiązują te same wartości co dla średnicy flankowej.

D — średnica nominalna [teoretyczna].

Sprawdziany do śrub (nakrętki) należy sprawdzać nowym sprawdzianem trzpieniowym.

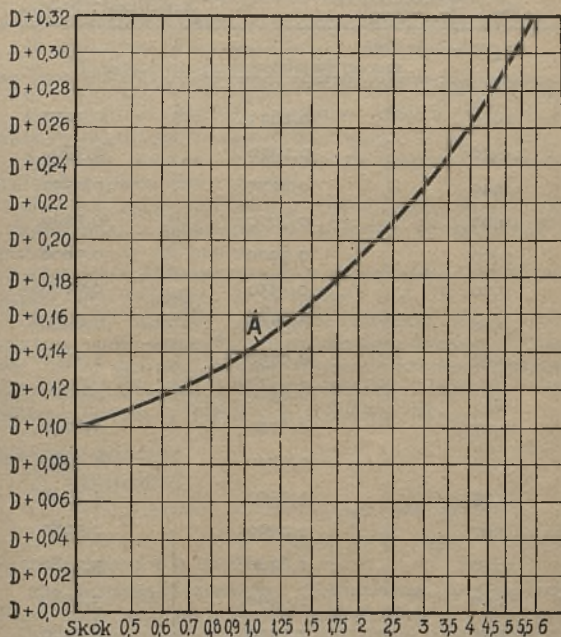
Tolerancje wykonania gwintowników ręcznych i maszynowych na średnicy flankowej

przyjęte przez F. S. „Ursus“



1. Górna granica śr. flankowej nowego gwintownika maszynowego,
2. } Dolna granica śr. flankowej zużytego gw. masz.
} Górna granica śr. flankowej nowego gw. ręcznego
3. Dolna granica śr. flankowej zużytego gwintownika ręcznego,
- D. Teoretyczna średnica flankowa,

Tolerancje wykonania gwintowników na średnicy rdzenia
przyjęte przez F. S. Ursus.



D - teoretyczna średnica rdzenia
Maximum ogranicza linja A
Minimum = $D \pm 0,0$

N

Stałe do obliczania średnicy flankowej gwintu

$$D_p = D_z - t$$

$$D_w = D_z - 2t$$

 S — skok gwintu D_z — śr. zewnętrzna D_p — śr. flankowa D_w — śr. rdzenia t — głębokość gwintuu

S	t	$2t$
0,25	0,1625	0,3250
0,30	0,1950	0,3900
0,40	0,2275	0,4550
0,50	0,2600	0,5200
0,60	0,3900	0,7800
0,70	0,4550	0,9100
0,80	0,5200	1,0400
0,90	0,5850	1,1700
1,0	0,6500	1,3000
1,25	0,8120	1,6240
1,50	0,9740	1,9480
1,75	1,1370	2,2740
2,00	1,2990	2,5980
2,50	1,6240	3,2480
3,00	1,9490	3,8980
3,50	2,2730	4,5460
4,00	2,5980	5,1960
4,50	2,9230	5,8460
5,00	3,2480	6,4960
5,50	3,5720	7,1440
6,00	3,8970	7,7940

TARCZE SZLIFIERSKIE

Rozróżniamy dwa zasadnicze gatunki materiałów szlifierskich.

1) Materiały o podstawie krzemionkowej,

- a) naturalne: kwarc, krzemień, piasek kwarcowy,
- b) sztuczne: karborund (Si C) i szkło mielone.

2) Materiały o podstawie glinowej

- a) naturalne: korund (95% Al_2O_3) i szmergiel (60% Al_2O_3),
- b) sztuczne: korubin, alundum, elektrit i inne, które różnią się między sobą zawartością Al_2O_3 .

Materiały sztuczne otrzymuje się stapiając odpowiednie składniki w piecu elektrycznym.

Pod względem twardości górują materiały krzemionkowe, w porównaniu z djamentem o twardości 10 karborund 9,5, korund 8,5 — 9, szmergiel 7.5.

Materiały szlifierskie znajdują zastosowanie albo w postaci proszku, albo w postaci tarcz, oselek i t. d.

Sztuczne materiały szlifierskie otrzymuje się w postaci, okruchów, które muszą być przed użyciem zmielone i posortowane według grubości. W celu otrzymania gotowego przedmiotu ziarna szlifierskie miesza się z materiałem wiążącym i nadaje ostateczny kształt w formie pod wysokim ciśnieniem.

Materiały wiążące.

1) Mineralne.

- a) Krzemionkowe — twardniejące bez wypalania;
- b) Ceramiczne (gliny ogniotrwałe) czyli twardniejące wskutek wypalania w piecu.

2) **Roślinne** — żywiczne. Formowanie odbywa się na gorąco, związanie następuje przy ochładzaniu.

Największą wytrzymałością odznaczają się tarcze, ceramiczne, które wytrzymują duże szybkości obwodowe. Ze względu na kruchość tarcz ceramicznych nie można ich stosować w wypadku dużych nacisków bocznych. Przyczyną kruchości tarcz ceramicznych jest w dużym stopniu porowatość, jest ona jednak korzystna dla przebiegu szlifowania. Aby uchronić tarczę od uszkodzenia przy zamocowywaniu na wrzecionie należy stosować podkładki ołowiane, skórzane, gumowe lub tekturowe.

W wypadku gdy tarcza podlega bocznym naciskom lub gdy musi być bardzo cienka (tarcze do przecinania) pierwszeństwo ma wiązadło roślinne.

Zakres stosowności — Wskazówki ogólne.

Tarcze ceramiczne:

Zdzieranie na wodę i oliwę.

Tarcze krzemianowe:

Ostrzenie — polerowanie drobnych narzędzi.

Tarcze roślinne:

Przecinanie cienkimi tarczami przy bocznym nacisku.

Tarcze twarde:

Do materiałów miękkich i przy małych powierzchniach styku.

Tarcze miękkie:

Do materiałów twardych do zdzierania i przy dużych powierzchniach styku.

Ziarno grube:

Do tarcz miękkich, do wielkich prędkości tarczy, do wielkich powierzchni styku, do szlifowania otworów, do zdzierania, do miedzi, mosiądzu i narzędzi ze stali szybko tnącej.

Ziarno drobne:

Do gładzenia, do twardych stali hartowanych, do twardego odlewu do małych prędkości tarczy i do małych powierzchni styku (bardziej rozgrzewa przedmiot).

Korund:

Do materiałów o wielkiej wytrzymałości na rozerwanie (stale węgliste i stopowe, odlew stalowy).

Karborund:

Do materiałów o małej wytrzymałości (miedź, aluminium) i do materiałów kruchych lecz bardzo twardych (Widja — Stellit i t. d.), których tarcze korundowe wcale nie biorą.

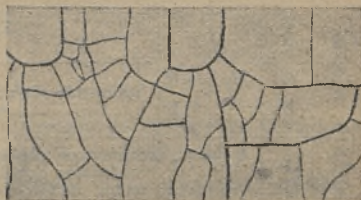
Korund, Karborund: do żeliwa.

Tarcz szlifierskich jest bardzo wiele rodzajów. Są one w różny sposób oznaczane przez wytwórców, najbardziej rozpowszechnione i znane są oznaczenia firmy Norton; to też nimi się posługujemy w załączonej tabeli.

Na dobór odpowiedniej tarczy powinna być zwrócona bnczna uwaga, gdyż od tego zależy nie tylko szybkość wykonaaia danej roboty, ale także jej jakość. Przez zastosowanie niewłaściwej tarczy przedmiot szlifowany może być zepsuty. Jako

przykład przytoczyć można płytkę ze stali szybko tnącej, która popękana wskutek przypalenia tarczą szlifierską; w danym wypadku powinna być użyta tarcza o ziarnie 46 twardość I, lub K, przyczem grubość warstwy zdzieranej powinna być mała, posuw duży i dobrze przedjamentowana tarcza.

Kryształy szlifierskie wskutek pracy ulegają stępieniu i wskutek tego nagrzewają silnie szlifowany materiał; aby tarczę na nowo uczynić zdadną do użytku należy ją zrównać djamentem, który wrywa kryształy starte i tworzy nową szorstką lecz równą powierzchnię.



Rys. 25. Płytkę ze stali szybko tnącej popękana wskutek przypalenia tarczą szlifierską.

Ostrzenie i szlifowanie narzędzi. Tarcze Korundowe

Frezy	46 ÷ 60	H ÷ M
Kły tokarskie	46 ÷ 120	J ÷ M
Noże tokarskie	24 ÷ 46	O ÷ P
Noże do nożyc	30 ÷ 60	J ÷ M
Piły nacinanie	40 ÷ 60	O ÷ Q
Piły ostrzenie	36 ÷ 60	M ÷ N
Rozwiertaki		
Wiertowniki	46 ÷ 60	J ÷ M
Wiertła		
Gwintowniki	46 ÷ 60	J ÷ M
	60 ÷ 80	K ÷ O
Szlifierki narzędziowe oo różnych celów	20 ÷ 36	O ÷ Q
Sprawdziany tłoczkowe	36 ÷ 60	K ÷ M
	60 ÷ 120	M ÷ O
Szlifowanie płaskie obwodem tarczy stal szybko tnąca	24 ÷ 36	J ÷ K

Do noży Widia tarcze

Karbórundowe	50 ÷ 50	I ÷ J	do zdzierania
„	60 ÷ 80	I ÷ J	do wykończenia

(Krzemiano- nowe)	Norton			C — ceramiczne: zdzieranie na wodę i oliwę S — krzemianowe: ostrzenie, polerowanie drob- nych narzędzi R — roślinne: cienkie tarcze z naciskiem bocznym
	C	S	R	
Miękkie	E			Rzadko używane
	F			
	G	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3} E$	Szlifowanie płaskie stali przy użyciu dużych po- wierzchni styku
	H	$\frac{3}{4}$	$\frac{2}{3} E$	
Średnio miękkie	I	1	1 E	Szlifowanie płaskie przy małych powierzchniach. Szlifowanie okrągłe żeliwa i stali ulepszonej dużą tarczą, szlifowanie szerokich frezów i narzędzi, szlifowanie wewnętrzne żeliwa i stali, gladzenie szeroką tarczą
	J	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2} E$	
	K	2	2 E	
	L	2 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2} E$	
Średnie	M	3	3 E	Szlifowanie okrągłe stali miękkiej i półtwardej, szlifowanie maszynowe wiertel spiralnych noży tokarskich wąskich frezów, gwintowników pił i t. d.
	N	3 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2} E$	
	O	4	4 E	
	P	4 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2} E$	
Średnio twarde	Q	5	5 E	Szlifowanie ręczne noży, małych i średnich przed- miotów ze stali, szlifowanie materiałów miękkich szlifowanie wąską tarczą
	R	6	6 E	
	S	7	7 E	
	T			
Twarde	U			Szlifowanie wielkich przedmiotów ze stali przy użyciu wielkich tarcz, szlifowanie ostrzy i krawę- dzi tnących!
	V			
	W			
	X			
Bardzo twarde	Y			Szlifowanie stalowych kulek
	Z			

Ziarno	Oznaczenie Nortona	Zastosowanie
Bardzo drobne	220	Używane do dokładnego i gładkiego szlifowania Sprawdziany tłoczkowe i płaskie dokładne narzędzia
	200	
	180	
	150	
Drobne	120	Do ostrzenia większych narzędzi do szlifowania płaskiego i okrągłego stali twardego żeliwa, miedzi i mosiądzu
	100	
	90	
	80	
Średnie	70	Do zgrubnego szlifowania stali i żeliwa
	60	
	50	
	46	
	40	
Grube	38	Do oczyszczania odlewów i zdzierania grubych warstw
	36	
	30	
	24	
	22	
Bardzo grube	20	
	18	
	16	
	14	
	12	
	10	

Z a s t o s o w a n i e	Rodzaj tarcz			
	Korund.		Karborund.	
	ziarno	tward.	ziarno	tward.
Oczyszczenie odlewów:				
Odlewy małe			36÷46	Q÷S
„ duże			16÷24	Q÷T
Szlifowanie okrągłe				
Aluminium odlew	20÷36	3E—4E	24	Q÷R
„ tłoki	46÷60	3E	46÷50	P
Bronz odlew mały	16÷30	4 ¹ / ₂ E	24÷36	P
„ „ duży	10÷16	4 ¹ / ₂ E	18÷24	P÷R
Bronz niklowy odlew mały			36	P÷R
„ „ „ duży			24	Q
Miedź (zdzieranie)			46	K÷2,5E
„ (gładzenie)			80÷100	M÷2E
„ (obie czynności)	20÷30	R	60	3,5E
Odlew kuto-lany mały	20÷36	P÷R		
„ „ wielki	16÷22	P÷T'		
Odlew stalowy mały	20÷30	P÷S		
„ „ duży	10÷20	Q÷S		
Stal węglowa miękka	36÷46	L÷N		
„ ulepszona lub utwardz.	46÷60	J÷L		
„ manganowa	16÷46	L÷P		
Żeliwo miękkie			30÷46	J÷L
„ twarde (zdzieranie)			30÷50	M
„ „ (gładzenie)			60÷80	L
„ odlewy małe	24÷30	P÷R	20÷30	Q÷S
„ „ wielkie	16÷20	Q÷R	16÷20	6E

Z a s t o s o w a n i e	R o d z a j t a r c z			
	Korund.		Karborund.	
	ziarno	tward	ziarno	tward.
Koła żeliwne	—		16÷24	P÷R
„ zębate	46÷60	K÷L		
Rury	16÷24	P		
Sprężyny	16÷20	Q÷R		
Sworznie tłokowe	46÷60	L÷N		
Szlifowanie wewnętrzne				
Aluminijum i stopy			36	J
Bronz i mosiądz			24	G
Stal chromo-niklowa	60	M		
„ miękka	38÷46	J÷M		
„ ulepszona lub utwardn.	38÷60	J÷M		
Żeliwo			18÷46	J—L
Żeliwne cylindry samoch.			24÷60	G÷L
Szlifowanie płaskie obwodem tarczy				
Stal miękka (zdzieranie)	14÷24	J—K		
„ „ (gładzenie)	24÷36	H—K		
Stal ulepszona (zdzieranie)	14÷30	H—K		
„ „ (gładzenie)	36÷46	H—K		
Żeliwo			20—30	I—K
Szlifowanie płaskie czołem tarczy				
Stal miękka (zdzieranie)	14÷36	J—K		
„ „ (gładzenie)	24÷36	H—K		
Stal ulepszona (zdzieranie)	14÷36	G÷K		
„ „ (gładzenie)	36÷46	H÷K		
Żeliwo	14÷30	I—K		

N

Przyrządy wiertnicze.

Przyrządy wiertnicze mają za zadanie jednej strony zaoszczędzić czas zużywany na znaczenie przedmiotów i ustawianie i sprawdzanie w czasie roboty z drugiej zaś umożliwić wykonanie serji przedmiotów o jednakowych wymiarach a więc zamiennych.

Przy wyrobie silników samochodowych i lotniczych, dokładności w rozstawieniu otworów są przeważnie powyżej $\pm 0,1$ mm, a czasem dochodzą do $\pm 0,02$ mm.

Dokładność wykonania przyrządu musi być jeszcze wyższa i często dochodzi do $\pm 0,01$ mm.

Dla osiągnięcia tak dużych dokładności, w wypadku płaskich płyt radzić sobie możemy przykręcając do płyty dokładnie oszlifowane tulejki, które ustawiamy w osiach otworów na płytce Johanssona. Podług tych tulejek centrujemy wrzeczono maszyny (najlepiej pionowej frezarki) i wiercimy otwory, sprawdzając je w czasie roboty. Dość dobre rezultaty daje wiercenie na pionowej frezarce metodą bezpośrednią, t. jest bez tulejek, przez przesuwanie stołu, na płytce Johanssona; sposób ten polega na tem że w łożach stołu wiercimy po jednym otworze i wstawiamy kołki, które, są dla nas punktami wyjściowemi dla pomiaru przesunięcia stołu wraz z przedmiotem w kierunku dwóch wzajemnie prostopadłych osi.

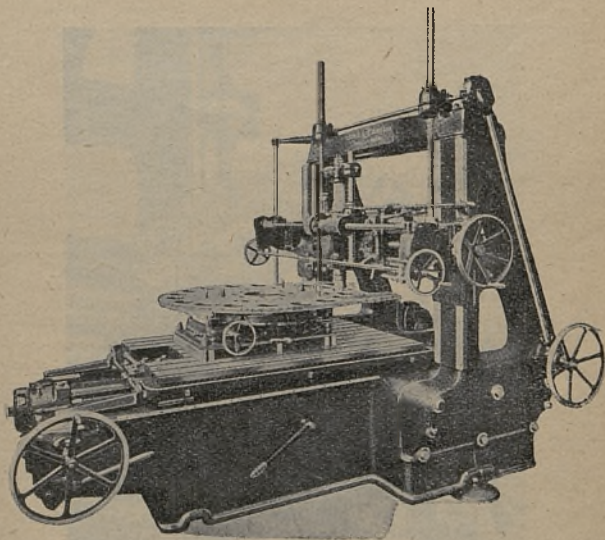
Obydwie wyżej opisane metody, przy pewnej umiejętności postępowania, pozwalają na osiągnięcie dość dużych dokładności, jednak zużywają niezmiernie dużo czasu. Sposoby te zawodzą w wypadku skrzynek wiertniczych, zwłaszcza, jeśli mają one otwory skośne.

Wiertarka do przyrządów wiertniczych.

Jest to specjalna maszyna, która bez mierzenia i sprawdzania wierci w żądanych miejscach otwory o dokładnej średnicy. Maszyna taka w szczegółach konstrukcyjnych mało się różni od zwykłych obrabiarek, natomiast pod względem dokładności wykonania może być zaliczona do klasy instrumentów fizycznych.

Zasadniczymi elementami gwarantującymi dokładność pracy są 2 śruby mikrometryczne, przesuwające stół maszyny i suport

z wrzecionem w kierunkach wzajemnie prostopadłych. Śruby te są zaopatrzone w skale z podziałką do 0,001 mm. Pomimo bardzo dokładnego wykonania, śruby te mają pewne błędy na skoku. Maszyna zaopatrzona jest w urządzenie które automa-



Rys. 26. Wiertarka do przyrządów wierniczych.

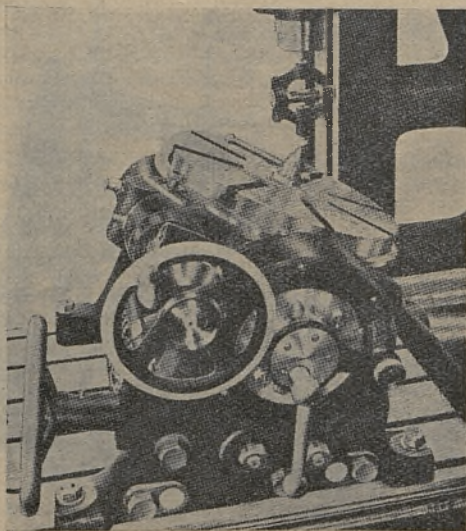
tycznie przesuwa skalę i umożliwia bezpośrednie odczytywanie rzeczywistych przesunięć.

Jeden ze stołów obrotowych może być pochylony w granicach od 0 do 90° i służy do wiercenia otworów pod dowolnym kątem.

Na szybkość pracy wpływa także to, że dzięki dokładnemu

wykonaniu maszyny można na niej używać narzędzia do kalibrowania otworów. Narzędzia te mają kształt frezów palcowych, pracują one tylko czołem.

W porównaniu ze zwykłymi metodami maszyna ta daje



Rys. 27. Pochyłny stół obrotowy.

w wypadkach prostych oszczędność 6-ciokrotną, w wypadkach zaś skomplikowanych znacznie większą.

Najważniejszymi argumentami przemawiającymi za specjalną wiertarką do przyrządów wiertniczych jest dokładność wykonania nieosiągalna w inny sposób i oszczędność na czasie,

DZIAŁ WARSZTATOWY

W

T R E Ś Ć

Obróbka mechaniczna	str. 179
Toczenie	„ 180
Noże profilowe	„ 193
Obróbka „Widia” i diamentem	„ 195
Moc tokarki	„ 196
Wiercenie	„ 197
Frezowanie	„ 202
Szlifowanie	„ 203
Kalkulacja wstępna	„ 206
Roboty tokarskie	„ 207
„ wiertarskie	„ 209
„ frezarskie	„ 210
„ strugarskie	„ 212
„ szlifierskie	„ 213
Cięcie acetylenem i elektryczne	„ 214

OBRÓBKA MECHANICZNA.

By racjonalnie i ekonomicznie toczyć, należy dla każdego obrabianego przedmiotu, w zależności od jego wymiarów, materiału z jakiego ma być wykonany i ilości materiału, który ma być skrawany, — wybrać najodpowiedniejszą tokarkę, oraz narzędzie t. j. nóż tokarski.

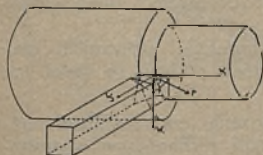
Pozatem należy stosować odpowiedni przekrój wióra i prędkość skrawania.

Sily działające na nóż.

W_1 — opór skrawania.

W_2 — siła odpychająca nóż.

W_3 — opór posuwu.



$$W_1 = ks \cdot q = ks \cdot t \cdot s$$

ks — opór właściwy skrawania
kg/mm².

q — przekrój skrawanego wióra
mm².

t — głębokość skrawania w mm

s — posuw w mm.

$$W_2 = W_3 = \sim (1/8 \div 1/2) W_1$$

Opór właściwy skrawania „ ks ” tym jest większy, im większa jest twardość i wytrzymałość obrabianego materiału.

Im większy jest przekrój skrawanego wióra „ q ”, tym mniejszy jest opór właściwy skrawania „ ks ”.

Przy jednakowych przekrojach wióra, opór właściwy jest większy przy wiórze o dużej głębokości skrawania i małym posuwie, aniżeli przy głębokości równej posuwowi.

Wielkości „ ks ” dla pospolicie używanych materiałów, dla rozmaitych przekrojów wióra, podane są na wykresach str. 181 do 192.

W

Prędkość skrawania.

Prędkość skrawania przy toczeniu zależna jest:

1) od gatunku materiału, który im jest miękniejszy — tem prędkość skrawania może być większa;

2) od materiału, z jakiego wykonane jest narzędzie. Stałą szybkością można osiągnąć kilkakrotnie większą prędkość skrawania, aniżeli stałą narzędziową; nożami ze Stellite, albo Widji prędkość skrawania można osiągnąć parokrotnie większą, aniżeli nożami ze stali szybko tnącej;

3) od kształtu noża;

4) czasu trwałości noża, t. j. czasu trwania skrawania aż do zużycia krawędzi tnącej noża;

5) od przekroju wióra, — im przekrój wióra jest mniejszy tem prędkość skrawania większa.

Prędkość skrawania zależna jest też od wyboru szerokości i grubości wióra.

Przy jednakowym przekroju wióra, prędkość skrawania jest większa przy toczeniu z małym posuwem i dużą głębokością, aniżeli odwrotnie.

Prędkości skrawania „*v*” dla pospolicie używanych materiałów dla różnych przekrojów wióra podane są dalej na wykresach.

Dla powyższych prędkości skrawania czas trwałości noża przyjęto 60 minut, — dla noża ze stali szybko tnącej o zawartości 16 do 18% Wolframu.

Moc zużywana przy skrawaniu.

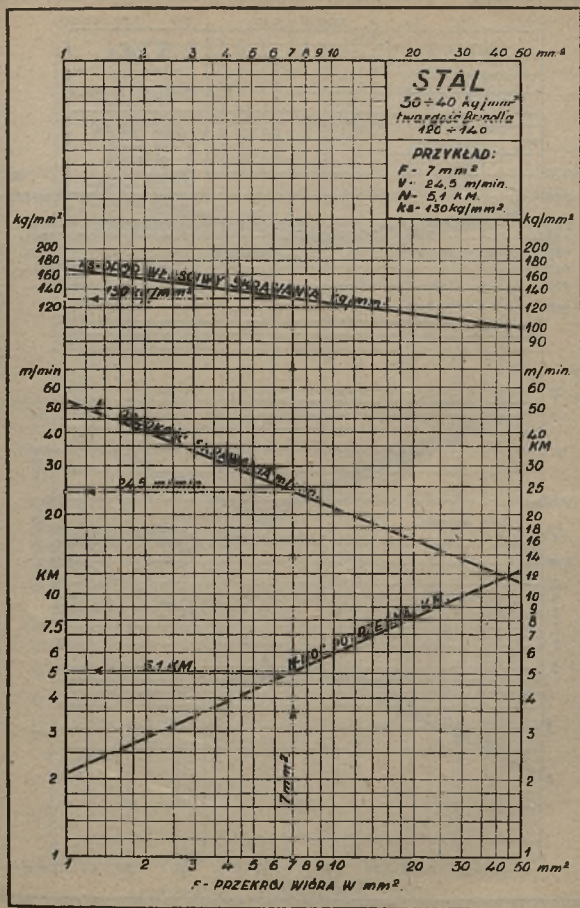
$$N = \frac{W_1 \cdot v}{4500}$$

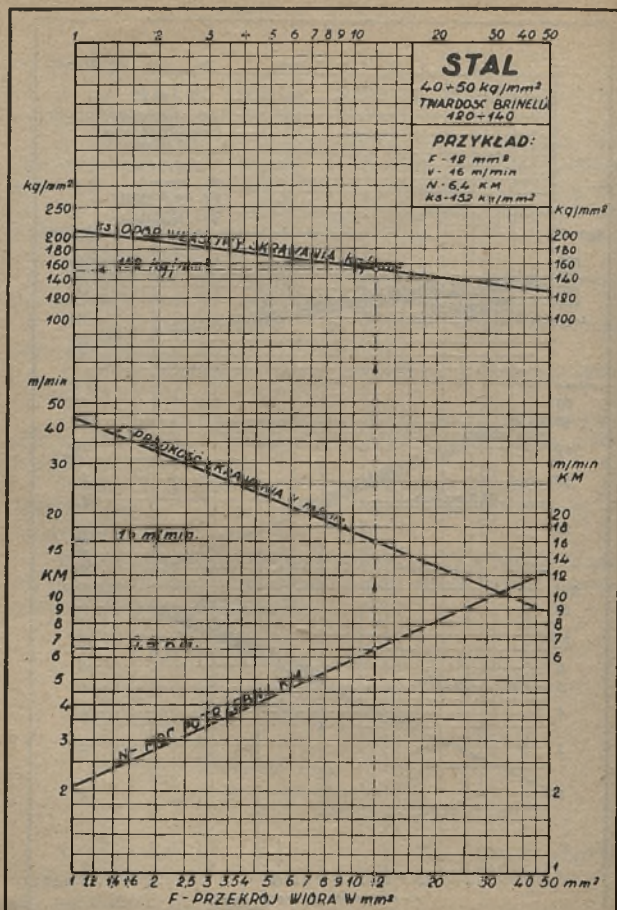
N — moc w KM.

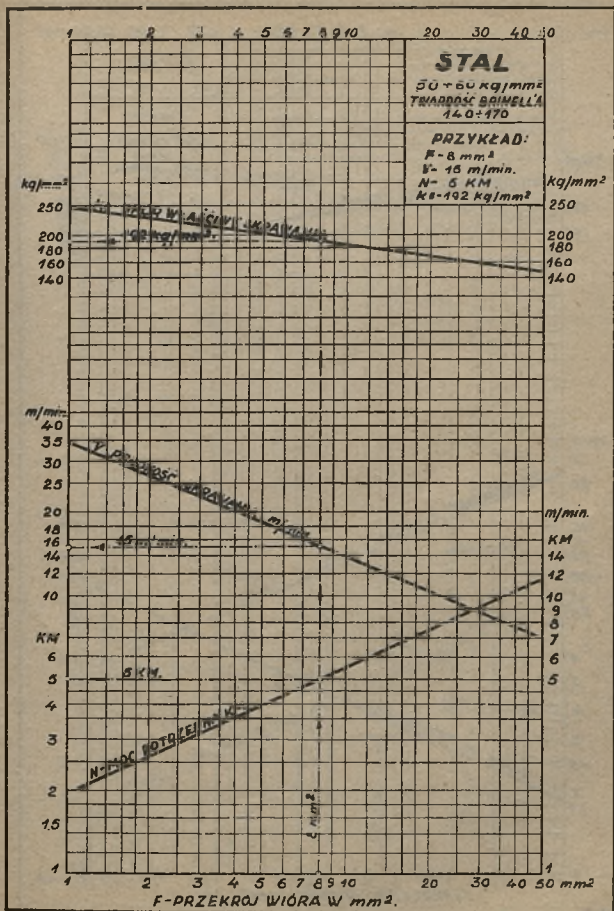
*W*₁ — opór skrawania w kg.

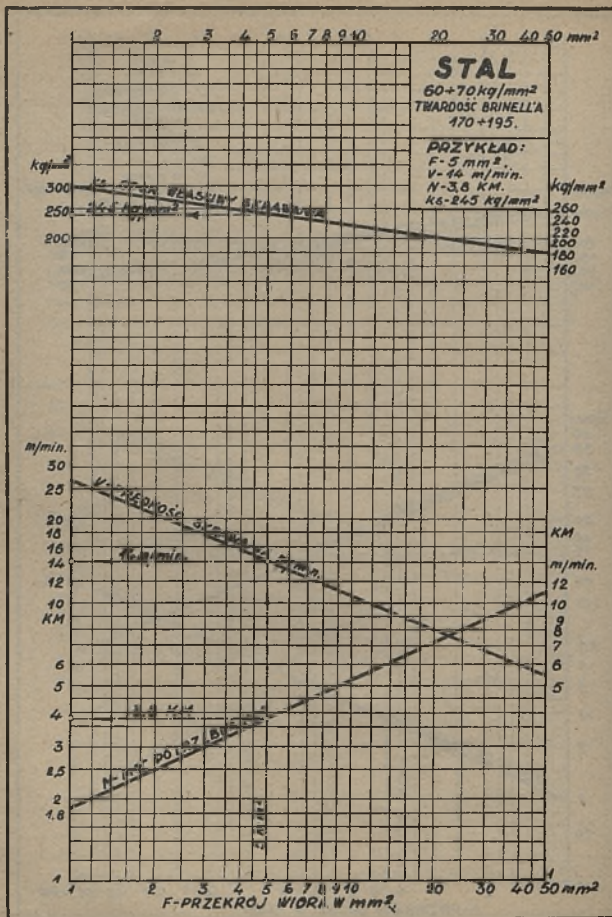
v — prędkość skrawania w m/min.

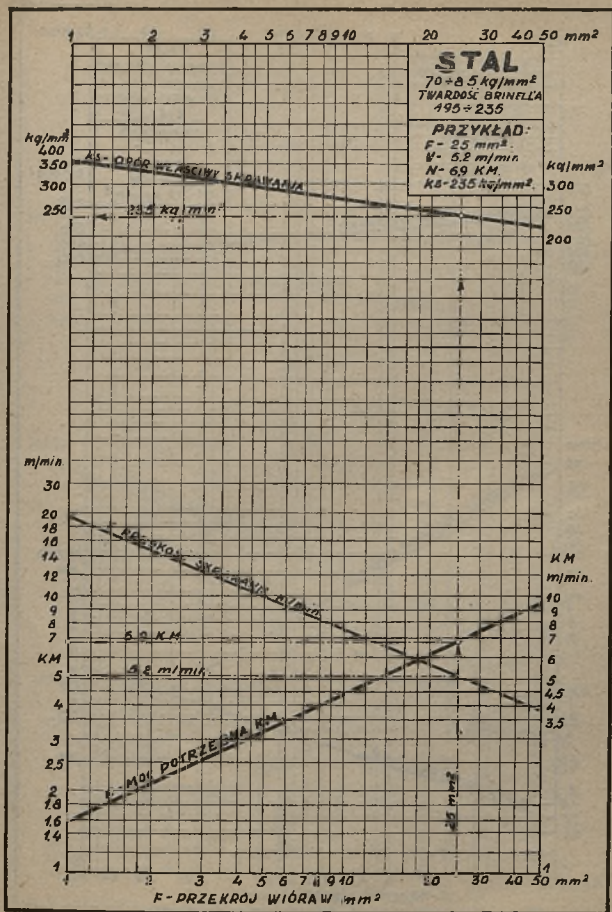
W następujących 12-stu tablicach podano opór właściwy skrawania, prędkość skrawania i moc potrzebną przy toczeniu dla rozmaitych materiałów.

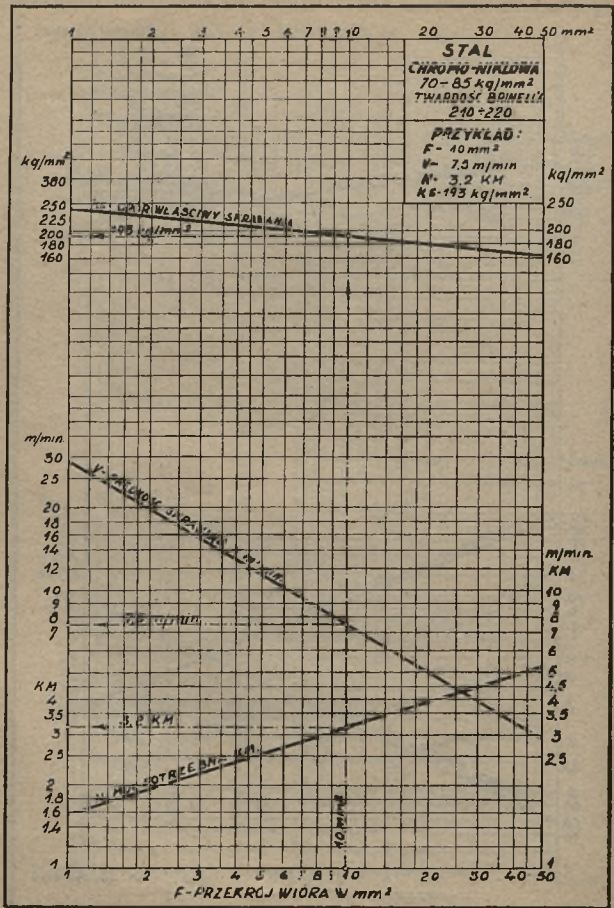


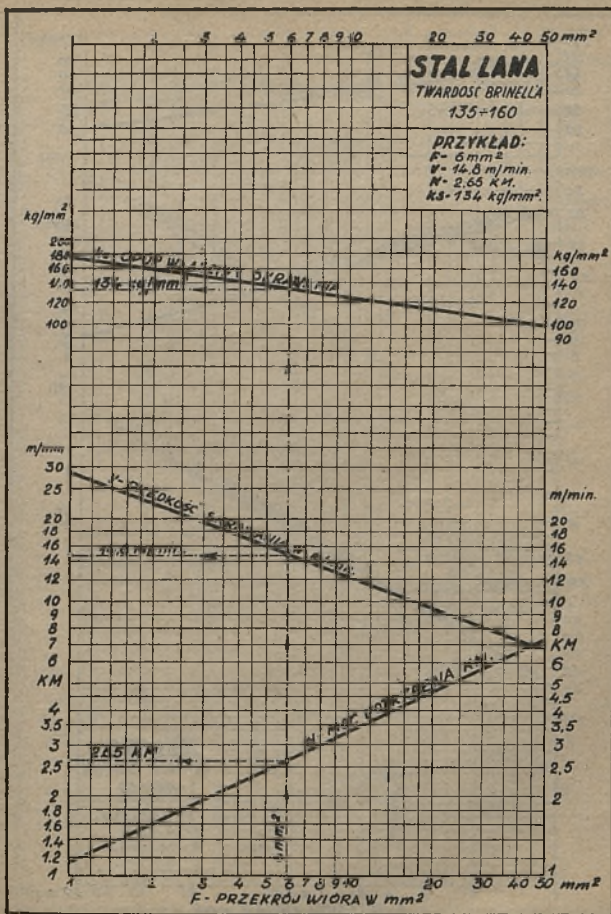


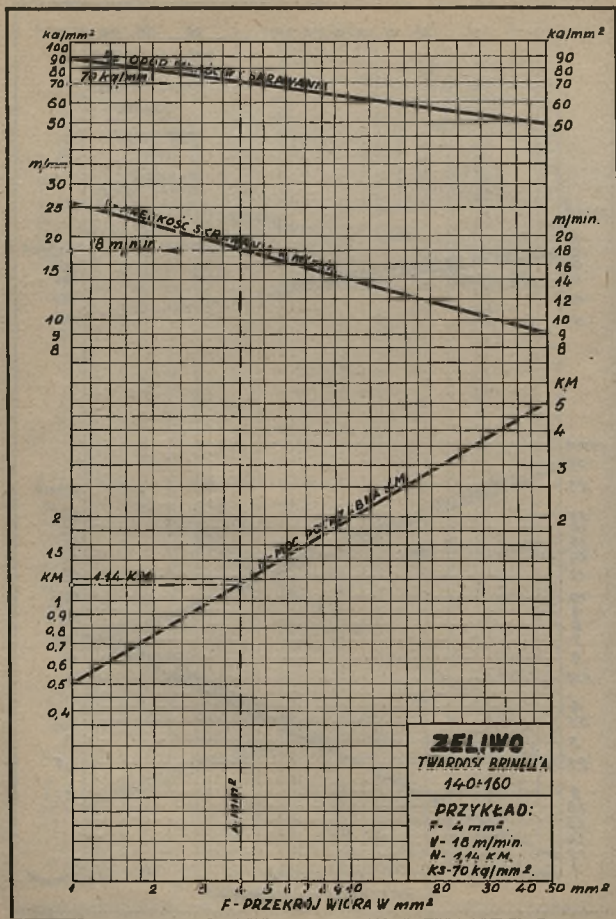


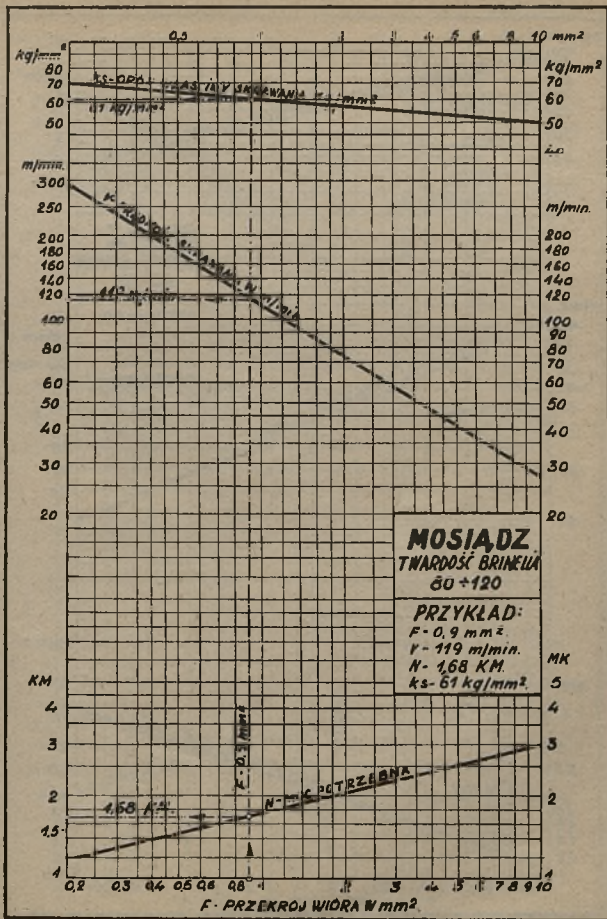


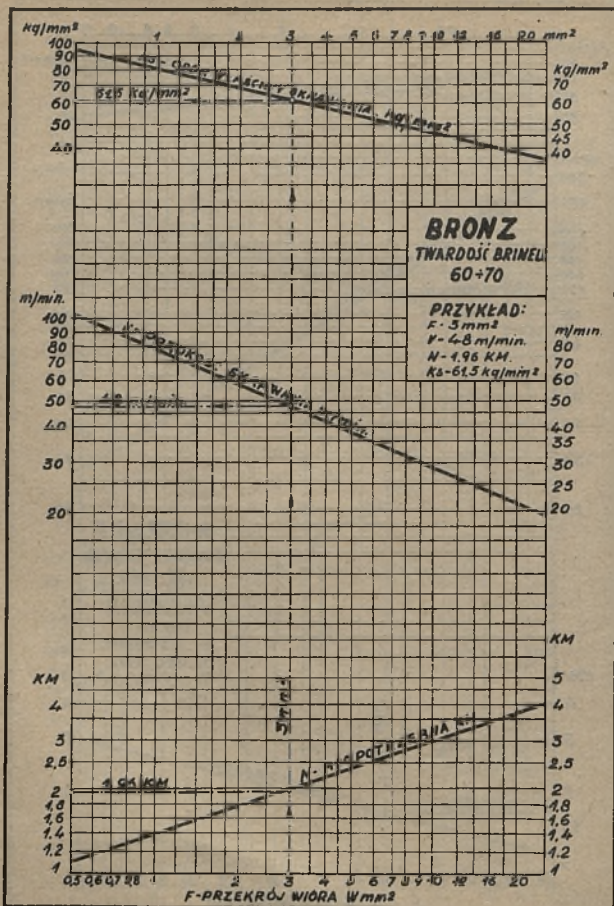


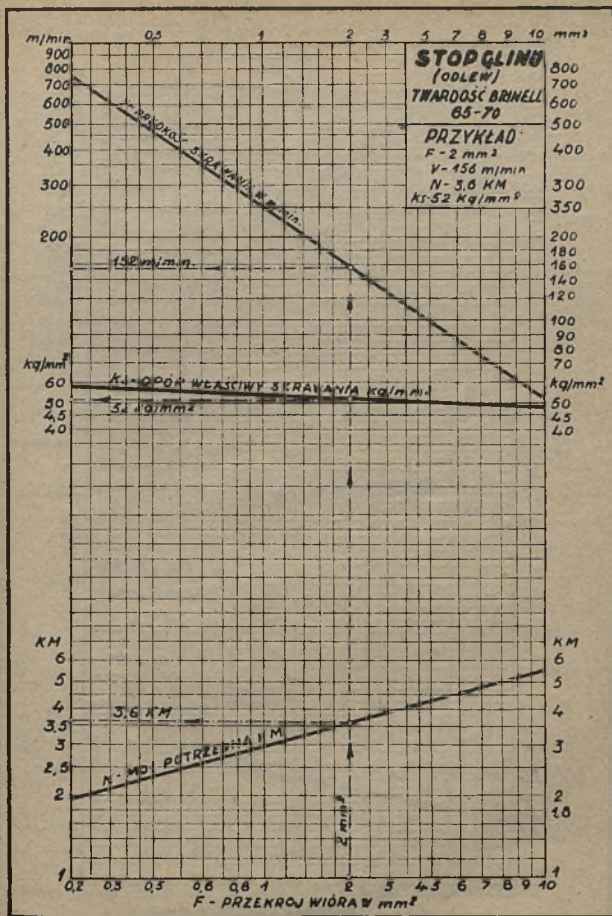




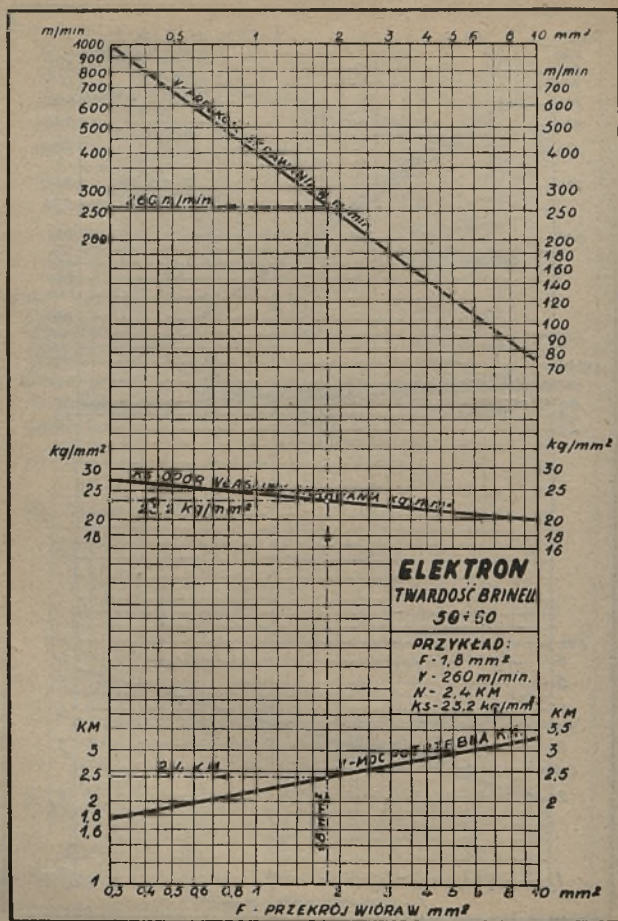




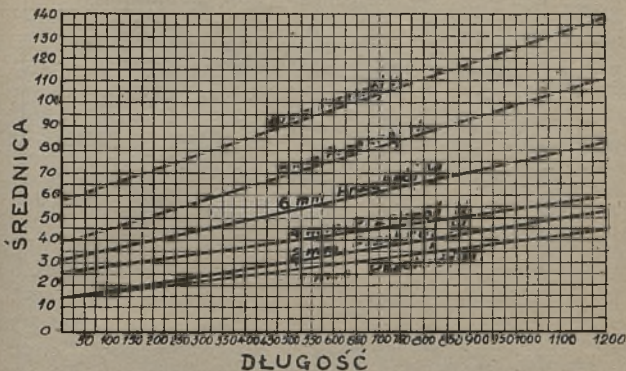




W



Tablica dopuszczalnych przekrojów wióra przy toczeniu sztywnych wałków, przy $V - 15$ do 20 m/min.



Noże profilowe.

Prędkość skrawania dla noży profilowych

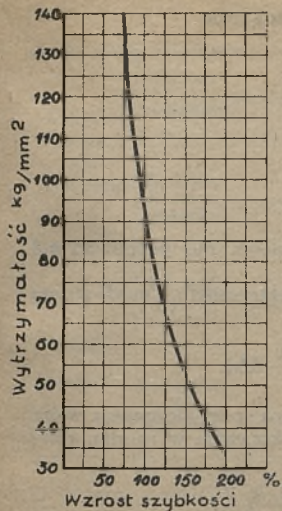
Materiał obrabiany	prędkość skrawania w m/min	
	stal narzędziowa	stal szybko tnąca
bronz	53 ÷ 60	68 ÷ 90
żelazo	23 ÷ 29	30 ÷ 38
stal maszynowa	17 ÷ 23	24 ÷ 30
stal narzędziowa	12 ÷ 17	18 ÷ 23

Noże profilowe.

Posuwy w mm/1 obr. dla noży profilowych:

szer. noża	Najmniejsza \emptyset części profilowanej					
	2,5	3	4	5	5,5	6,5
1,5	0,019	0,020	0,023	0,025	0,028	0,030
2,5	0,018	0,020	0,023	0,025	0,025	0,033
3	0,014	0,018	0,020	0,025	0,023	0,030
5	0,008	0,018	0,020	0,023	0,023	0,028
5,5		0,013	0,018	0,023	0,023	0,028
6,5		0,005	0,018	0,023	0,023	0,025
8			0,013	0,020	0,020	0,025
9,5			0,005	0,020	0,020	0,023
12,5				0,020	0,020	0,023
16				0,008	0,013	0,023
19					0,005	0,020
22,5						0,013
25,5						0,005

szer. noża	Najmniejsza \emptyset części profilowanej					
	8	9,5	12,5	16	19	22,5
1,5	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030
2,5	0,036	0,038	0,043	0,048	0,050	0,053
3	0,036	0,041	0,051	0,058	0,064	0,064
5	0,038	0,041	0,046	0,048	0,053	0,056
5,5	0,033	0,038	0,043	0,046	0,050	0,053
6,5	0,030	0,038	0,040	0,043	0,046	0,053
8	0,028	0,033	0,038	0,040	0,043	0,046
9,5	0,025	0,030	0,030	0,036	0,040	0,043
12,5	0,023	0,025	0,028	0,033	0,038	0,040
16	0,023	0,023	0,025	0,030	0,035	0,038
19	0,020	0,023	0,023	0,028	0,033	0,035
22,5	0,015	0,020	0,023	0,025	0,030	0,033
25,5	0,013	0,020	0,020	0,023	0,025	0,030



Obróbka nożami „Widia“.

Wzrost prędkości skrawania w % w porównaniu z narzędziem ze stali „szybkotnącej“, przy tym samym przekroju wióra dla skrawania stali węglistej, „przyjmując wydajność stali „szybkotnącej“ = 100%.

Nóż - Widia
Tablica wzrostu prędkości skrawania

Materiał	Wytrzymałość doraźna kg/mm ²	Wzrost prędkości %
żeliwo	135	200
„	70	500
„	60	600
bronz		400
mosiądz		800
lekkie stopy		500

Przykład wydajności skrawania nożem Widia:

Materiał	mm/obr. posuw m/min.	głębokość skraw. mm	prędkość skrawania m/min.
stal węglowa	4,06	5,08	30
„ „	1,52	10,16	60
stal chr.-nikl. 3,5% Ni—1,5% Cr	4,06	4,06	20
„ „ 98 kg/mm ²	1,016	1,016	45
stal Kruppa V2A 18% Cr—8% Ni	1,016	5,08	35
żeliwo 70 kg/mm ²	1,016	17,78	84
stal o zaw. Mn 12%	0,305	5,08	12

Obróbka diamentem.

prędkość skrawania $v = ca . 300$ m/min.

posuw $s = 0,025—0,075$ mm/obr.

głębokość skrawania $\delta = 0,38—0,63$ mm przy obróbce zgrubnej.

jednym wiórem $\delta = 0,1—0,25$ mm „ „ na gotowo.

Obliczenie mocy tokarek.

Współczynnik sprawności i moc zużywana przez obrabiarki:

$$\eta = \frac{N}{N_1}$$

η — współczynnik sprawności,

N — moc pożyteczna w KM,

N_1 — moc zużyta w KM.

Współczynnik sprawności obrabiarek nie przekracza 0,8 do 0,95.

Przy oddzielnym napędzie elektrycznym, moc² zużytą oblicza się według wzoru:

$$N_1 = \frac{\text{Volt} \cdot \text{Amper}}{736} \text{ KM.}$$

Moc pożyteczna w KM potrzebna przy skrawaniu wióra q mm² przy wiadomej prędkości skrawania w m/min, równa się:

$$N = \frac{W_1 \cdot v}{4500} = \frac{ks \cdot q \cdot v}{4500}$$

Dla każdego przekroju wióra jest tylko jedna prędkość skrawania najekonomiczniejsza, a więc każdemu przekrojowi wióra odpowiada wiadoma potrzebna moc podana na wykresach str. 181 do 192.

Przykład: Dla stali o wytrzymałości 50 do 60 kg/mm² przy skrawaniu nożem tokarskim wióra o przekroju 8 mm², znajdujemy na wykresie str. 183 najekonomiczniejszą prędkość skrawania $v = 15$ m/min, co odpowiada mocy użytecznej $N = 5$ KM. Przyjmując współczynnik sprawności tokarek $\eta = 0,8$ otrzymujemy potrzebną moc

$$N_1 = \frac{N}{\eta} = \frac{5}{0,8} = 6,3 \text{ KM.}$$

Opór skrawania:

$$W_1 = ks \cdot q = 192 \cdot 8 = 1536 \text{ kg.}$$

Wiercenie.

Moment skręcający na wrzecionie	Dla stali średniej twardości	$Md = 70 d^{1,8} S^{0,7} \text{ kg/mm}$	M_i — moment skręcający — kg/mm d — średnica wiertła w mm S — posuw wiertła na jeden obr/w mm
	Dla żeliwa średniej twardości	$Md = 31,4 d^{1,8} S^{0,7} \text{ kg/mm}$	
Nacisk poosiowy	Dla stali średniej twardości	$P = 241 d^{0,7} S^{0,6} \text{ kg}$	P nacisk poosiowy w kg d — średnica wiertła w mm S — posuw wiertła na jeden obrót w mm
	Dla żeliwa średniej twardości	$P = 148 d^{0,7} S^{0,75} \text{ kg}$	
Moc zużywana na przy wierceniu		$N_t = 1,1 \frac{Md n}{716000} \text{ KM}$	n — ilość obrotów wiertła na 1 minutę

Przedwstępne przewiercanie w materiale otworu o średnicy rdzenia wiertła zmniejsza opór P :

dla żeliwa o 25%,

dla stali o 21%.

Chłodzenie i smarowanie narzędzia zmniejsza opór posuwowy o 25%, moment obrotowy zmniejsza się zależnie od wielkości posuwu:

przy $S = 0,0635 \text{ mm}$ o 28%,

przy $S = 0,7000 \text{ mm}$ o 8%.

W

PRĘDKOŚĆ OBODOWA W m/min.	
STAL DO 60 kg/mm ² WYTRZYMAŁOŚCI	10 do 14 m
STAL PONAD 60 " " " " "	6 " 10 "
ŻELIWO DO 16 " " " " (TWARDOŚĆ BRINELL=160)	10 " 14 "
ŻELIWO OD 16 DO 26 " " " " (" " =210)	6 " 12 "
MOSIĄDZ	50 " 200 "
MOSIĄDZ I BRONZ (MIŁKKI)	30 " 60 "

POSUWY W mm/obrot					
ŚREDNICA WIERTLA mm	DO 5	5 DO 10	10 DO 20	20 DO 40	40 DO 100
STAL DO 60 kg/mm ² WYTRZYMAŁ.	REZINY	0.1 DO 0.15	0.15 DO 0.18	0.18 DO 0.2	0.2 DO 0.3
STAL PONAD 60 kg/mm ² " " "	"	0.07 - 0.1	0.1 - 0.15	0.15 - 0.18	0.18 - 0.25
ŻELIWO DO 16 kg/mm ² " " "	"	0.15 " 0.18	0.18 - 0.2	0.2 " 0.3	0.3 - 0.45
ŻELIWO OD 16 DO 26 kg/mm ² " " "	"	0.1 " 0.15	0.15 - 0.18	0.18 " 0.2	0.2 - 0.3
MOSIĄDZ	"	0.1 - 0.15	0.15 - 0.18	0.18 - 0.2	0.2 - 0.3

OBROTÓW NA MINUTĘ														
PRĘDKOŚĆ OBODOWA m/min.	ŚREDNICA WIERTLA mm.													
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
6	960	640	480	380	320	270	240	210	190	170	160	150	140	
10	1590	1060	800	640	530	460	400	350	320	280	270	250	230	
12	1910	1270	960	760	640	550	480	420	380	350	320	290	270	
14	2230	1490	1110	890	740	640	540	500	450	410	370	340	320	
50		5310	3980	3180	2650	2280	1990	1770	1590	1440	1330	1230	1130	
100				6370	5300	4450	3980	3540	3180	2880	2660	2450	2270	

PRĘDKOŚĆ OBODOWA m/min.	ŚREDNICA WIERTLA mm.												
	15	16	17	18	19	20	22	24	26	28	30	32	34
6	130	120	110	110	100	100	90	80	70	70	60	60	60
10	210	200	190	180	170	160	150	130	120	110	110	100	90
12	250	240	220	210	200	190	170	160	150	140	130	120	110
14	300	280	260	250	240	220	200	190	170	160	150	140	130
50	1060	1000	930	880	830	790	720	670	610	570	530	500	470
100	2120	1990	1870	1770	1670	1590	1440	1330	1220	1140	1060	990	930

PRĘDKOŚĆ OBODOWA m/min.	ŚREDNICA WIERTLA mm.													
	36	38	40	45	50	55	60	65	70	75	80	90	100	
6	50	50	50	40	40	40	30	30	30	30	20	20	20	
10	90	80	80	70	60	60	50	50	50	40	40	40	30	
12	110	100	100	80	80	70	60	60	50	50	50	40	40	
14	120	120	110	100	90	80	70	70	60	60	50	50	40	
50	440	420	400	360	320	290	270	240	230	210	200	180	160	
100	880	840	800	720	640	580	530	470	450	420	400	350	320	

PRĘDKOŚĆ OBWODOWA w m/min

STAL do 60	kg/mm ² WYTRZYMAŁOŚCI	24 do 35
STAL od 60 do 100	" "	15 - 25
STAL ponad 100	" "	8 - 15
ŻELIWO do 16	" (TWARDOSC BRINELLA = 160)	25 " 35
ŻELIWO od 16 do 26	" (" " " = 210)	12 " 25
METALE LEKKIE (NIERTŁA SPECJALNE)		100 " 200

POSUWY w mm/obrót





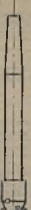
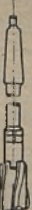
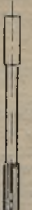
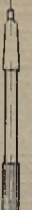
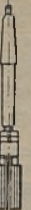

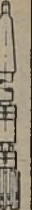
ŚREDNICA WIERTŁA mm.	do 4	4 do 10	10 do 15	15 do 25	25 do 40	40 do 100
STAL do 80 kg/mm ² WYTRZ.	RECZYNY	0.1 do 0.2	0.2 do 0.25	0.25 do 0.3	0.3 do 0.4	0.4 do 0.5
STAL ponad 80	"	"	0.1 - 0.15	0.15 - 0.2	0.2 - 0.3	0.3 - 0.4
ŻELIWO do 16	"	"	0.15 - 0.2	0.2 - 0.3	0.3 - 0.5	0.5 - 0.7
ŻELIWO od 16 do 26	"	"	0.1 - 0.15	0.15 - 0.2	0.2 - 0.3	0.3 - 0.4
METALE LEKKIE	"	"	0.1 - 0.2	0.2 - 0.25	0.25 - 0.3	0.3 - 0.4

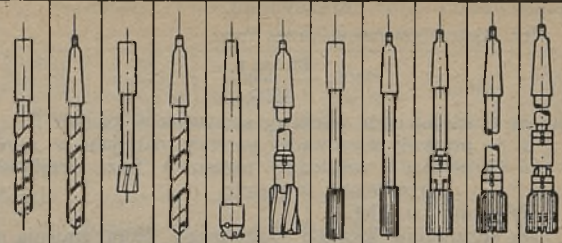
OBROTÓW NA MINUTE

PRĘDKOŚĆ OBWODOWA m/min	ŚREDNICA WIERTŁA mm													
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
10	1590	1060	800	640	530	460	400	350	320	280	270	250	230	
15	2390	1590	1200	960	800	680	600	530	480	440	400	370	340	
20	3180	2120	1590	1270	1060	910	790	710	640	570	530	490	450	
24	3820	2550	1910	1530	1270	1090	960	850	760	700	640	590	540	
30	4770	3190	2390	1910	1590	1370	1200	1060	960	870	800	740	680	
35	5570	3710	2790	2230	1860	1590	1390	1240	1110	1000	930	860	790	
40	6360	4240	3180	2550	2120	1820	1590	1420	1270	1140	1060	980	910	
100				6370	5300	4550	3980	3540	3180	2880	2660	2450	2270	
200										6360	5750	5320	4900	

PRĘDKOŚĆ OBWODOWA m/min	ŚREDNICA WIERTŁA mm													
	15	16	17	18	19	20	22	24	26	28	30	32	34	
10	210	200	190	180	170	160	150	130	120	110	110	100	90	
15	320	300	280	270	250	240	220	200	180	170	160	150	140	
20	420	400	370	350	330	320	290	270	240	230	210	200	190	
24	510	480	450	420	400	380	340	320	290	270	250	240	220	
30	640	600	560	530	500	480	430	400	370	340	320	300	280	
35	740	700	650	620	580	560	500	470	430	400	370	350	330	
40	850	800	750	710	670	640	580	530	490	460	420	400	370	
100	2120	1990	1870	1770	1670	1590	1440	1330	1220	1140	1060	990	930	
200	4240	3980	3740	3540	3340	3180	2880	2660	2440	2280	2120	1980	1860	

PRĘDKOŚĆ OBWODOWA m/min	ŚREDNICA WIERTŁA mm													
	36	38	40	45	50	55	60	65	70	75	80	90	100	
10	90	80	80	70	60	60	50	50	40	40	40	40	30	
15	130	130	120	110	100	90	80	70	70	60	60	50	50	
20	180	170	160	140	130	120	110	90	90	80	80	70	60	
24	210	200	190	170	150	140	130	110	110	100	100	80	80	
30	260	250	240	210	190	170	160	140	140	130	120	110	100	
35	310	290	280	250	220	200	190	160	160	150	140	120	110	
40	350	340	320	280	260	230	210	190	180	170	160	140	120	
100	880	840	800	710	640	580	530	470	450	420	400	350	320	
200	1760	1680	1600	1420	1280	1160	1060	940	910	840	800	700	630	

NARZĘDZIE																							
SREDNICA OTWORÓW	MIĘTKO SPIRALNE	MIĘTKO SPIRALNE	POGLEBIACZ TRZYPROSTY PRZED OBL. PROSTOKĄTNYM I OKRĄGLONYM	POGLEBIACZ SPIRALNY	DRZEK WIERTNICZY	POGLEBIACZ SPIRALNY MARSZYNOWY Z PRONĄDZEM	ROZMIERTAK MARSZYNOWY SIĘRY	ROZMIERTAK MARSZYNOWY SIĘRY	ROZMIERTAK MARSZYNOWY SIĘRY	ROZMIERTAK MARSZYNOWY SIĘRY	ROZMIERTAK MARSZYNOWY SIĘRY	ROZMIERTAK MARSZYNOWY SIĘRY	ROZMIERTAK MARSZYNOWY SIĘRY	ROZMIERTAK MARSZYNOWY SIĘRY	ROZMIERTAK MARSZYNOWY SIĘRY	ROZMIERTAK MARSZYNOWY SIĘRY	ROZMIERTAK MARSZYNOWY SIĘRY	ROZMIERTAK MARSZYNOWY SIĘRY	ROZMIERTAK MARSZYNOWY SIĘRY	ROZMIERTAK MARSZYNOWY SIĘRY	ROZMIERTAK MARSZYNOWY SIĘRY	ROZMIERTAK MARSZYNOWY SIĘRY	
10	09						10																
15	14						15																
20	19						20																
25	24						25																
30	29		295				30																
35	34		345				35																
40	39		390				40																
50	48		490				50																
60	58		588				60																
70	68		685				70																
80	78		785				80																
90	88		885				90																
100	98		985					100															
110	107		1085					110															
120	117		1185					120															
130		120			127			130															
140		130			137			140															
150		140			147			150															
160		150			157			160															
170		160			167			170															
180		170			177			180															
200		190			196			200								19 95	20						
220		210			216			220								21 95	22						
240		230						240		23 7						23 95	24						
250		240						250		24 7						24 95	25						
260		250						260		25 7						25 95	26						
270		260						270		26 7						26 95	27						
280		270						280		27 7						27 95	28						
300		290						300		29 7						29 95						30	
320		300						320		31 6						31 9						32	
330		310						330		32 6						32 9						33	
340		320						340		33 6						33 9						34	

NARZĘDZIE												
	SREDNICA OTWOROW	WIERTLO SPIRALNE	WIERTLO SPIRALNE	POGLEBIACZ TWARDOŚCIOWY TYTUŁOWY WYKŁADKOWY WYKŁADKOWY	POGLEBIACZ SPIRALNY	DRĄZEK NIERTNICY	POGLEBIACZ SPIRALNY WARSZATOWY Z PROMIENIENIEM	ROZNIERTNIK MASYWNY STALEY	ROZNIERTNIK MASYWNY STALEY	ROZNIERTNIK MASYWNY KUTELNY	ROZNIERTNIK MASYWNY MASYWNY	ROZNIERTNIK MASYWNY MASYWNY
35		33					34.6			34.9		35
36		34					35.6			35.9		36
37		35					36.6			36.9		37
38		36					37.6			37.9		38
40		38					39.6			39.9		40
42		40					41.6			41.9		42
44		42					43.6			43.9		44
45		43					44.6			44.9		45
46		44					45.6			45.9		46
47		45					46.6			46.9		47
48		46					47.6			47.9		48
50		48					49.6			49.9		50
52		50					51.5			51.85		52
55		52					54.5			54.85		55
58		52					57.5			57.85		58
60		52					59.5			59.85		60
62		52					61.5			61.85		62
65		52					64.5			64.85		65
68		52					67.5			67.85		68
70		52				68	69.5			69.85		70
72		52				68	71.5			71.85		72
75		52				68	74.5			74.85		75
78		52				68	77.5			77.85		78
80		52				68	79.4			79.8		80
82		52				68	81.4			81.8		82
85		52				68	84.4			84.8		85
88		52				85	87.4			87.8		88
90		52				85	89.4			89.8		90
92		52				85	91.4			91.8		92
95		52				85	94.4			94.8		95
98		52				85	97.4			97.8		98
100		52				85	99.4			99.8		100

W

Frezowanie.

Moc spotrzebowywana przez frez:

$$N = \frac{ks \cdot s \cdot u}{4500},$$

gdzie: ks — średni opór właściwy skrawania w kg/mm^2 ;

s — przekrój sfrezowanej warstwy materiału w mm^2 ;

u — prędkość względna przesuwu freza względem przedmiotu, w m/min .

N — moc w KM.

Przy frezowaniu grubość skrawanego wióra zmienia się w związku z czym zmienia się również i opór właściwy skrawania ks , który zwłaszcza przy wgłębianiu się krawędzi w materiał, jest początkowo bardzo znaczny. Skrawanie zapomocą freza, będącego narzędziem o złożonym charakterze konstrukcyjnym, nie pozwala na wyciąganie tak ogólnych wniosków, jak na to pozwala toczenie, — to też ustalanie oporu właściwego ks przy frezowaniu dla danego materiału należy uskuteczniać doświadczalnie przy danych warunkach pracy dla poszczególnego freza.

Moment skręcający trzpień frezarki:

$$M = \frac{716200 \cdot N}{n},$$

gdzie n — liczba obrotów freza na minutę.

Średnie prędkości skrawania dla frezów ze stali szybko tnącej.

Materiał	Prędkość skrawania m/min .		
	dla frezów zataczanych	dla frezów frezowanych	dla frezów o wysokosprawnem ożębieniu
Stal 30—40 kg/mm^2	14 — 18	16 — 22	25 — 35
Stal 50—70 „	11 — 15	14 — 18	20 — 25
Stal 80—90 „	8 — 12	10 — 14	15 — 20
Stal łana	10 — 14	12 — 18	15 — 25
Zeliwo	10 — 20	15 — 25	20 — 30
Bronz.	20 — 30	25 — 35	50 — 75
Aluminiujm.	100 — 200	—	300 — 500

W tablicy powyższej nie zostały uwzględnione wielkości posuwu i głębokości skrawania.

Wartości podane nie są ustalone ściśle i stanowią jedynie ilustrację norm warsztatowych.

Dokładne wielkości należy wyznaczać doświadczalnie.

1. Prędkości obwodowe przedmiotów szlifowanych w m/min.

Rodzaj szlifowania	Stal węglowa $C = 0,2$ do $0,5\%$	Stale owęglone	Stale stopowe	Żeliwo	Lekkie metale
Zgrubne .	9—12	9—12	9—12	15—18	18—21
Gładkie .	12—15	15—18	9—12	15—18	18—21

2. Posuwy stołu na jeden obrót przedmiotu.

Rodzaj szlifowania	Posuw stołu (na jeden obrót przedmiotu)
Zgrubne	$\frac{2}{3}$ do $\frac{3}{4}$ szerokości tarczy szlifierskiej
Gładkie	$\frac{1}{4}$ do $\frac{1}{3}$ szerokości tarczy szlifierskiej

3. Prędkość obwodowa tarcz szlifierskich:

Rodzaj szlifowania	Prędkość obwodowa tarcz szlifierskich w m/sek.
Szlifowanie wałków	27 do 33
„ otworów	26

4. Rodzaj skrawania (posuw tarczy szlifierskiej).

Rodzaj szlifowania	Głębokość skrawania	U w a g i
Zgrubne . .	0,02 do 0,05	<p>1. Tarczą o grubym ziarnie, — można stosować większe głębokości skrawania, aniżeli tarczą o ziarnie drobnem.</p> <p>2. Przy obróbce przedmiotów z twardego materiału, należy stosować przy szlifowaniu nawet gruboziarnistymi tarczami małą głębokość skrawania przy dużym posuwie podłużnym</p> <p>3. Przedmioty długie należy też szlifować z małą głębokością skrawania przy dużym posuwie podłużnym.</p>
Gładkie . .	0,01	
Dokładne, b. gładkie	0,002 do 0,004	

Tablica przeciętnych prędości skrawania

Maszyna	Rodzaj obróbki	Żeliwo				Odlew stalowy		Żeliwo kowalne	
		zwykle		twarde		stal narzędziowa	stal szybko tnąca	stal narzędziowa	stal szybko tnąca
		stal narzędziowa	stal szybko tnąca	stal narzędziowa	stal szybko tnąca				
Tokarki	ździeranie	6—12	14—20	4—6	8—10	6—12	12—18	8—14	15—22
	wygładzanie	12—18	18—24	8—10	14—18	10—18	16—24	14—20	20—28
	rozwiercanie	3—6	4—10	2—3	2—4	2—4	4—8	3—6	4—10
	gwintowanie nożem	5—8	10—15	3—6	6—10	5—8	10—15	5—8	10—15
Rewolwerówki i Automaty	ździeranie	6—12	14—20	4—6	8—10	6—12	12—18	8—14	15—22
	wygładzanie	12—18	18—24	8—10	14—18	10—18	16—24	14—20	20—28
	rozwiercanie	3—5	4—10	—	2—4	2—4	4—8	3—6	4—10
	gwintowanie gwintownikiem	2—5	4—8	2—3	2—4	2—4	4—8	2—4	4—8
Wiertarki Wytarczarki	wiertło spiralne	8—12	16—24	4—8	8—12	6—12	16—22	8—14	18—24
	drąg wiertniczy	6—12	14—20	4—6	8—12	6—12	12—18	8—14	14—20
	rozwiercanie	3—6	4—10	—	2—4	2—4	4—8	3—6	4—10
	planowanie	6—12	12—18	4—6	8—10	6—12	12—18	8—14	14—20
	gwintowanie	2—6	4—8	2—3	2—4	2—4	4—8	2—4	4—8
Frezarki	frezowanie zgrubne frezem walcowym i czołowym	10—16	18—30	8—10	10—16	8—14	16—25	10—16	18—30
	frezowanie na okrągło zgruba	8—14	15—25	6—8	8—12	6—12	14—22	8—14	16—25
	frezowanie zębów zgrubne	8—12	14—20	4—6	8—10	5—10	12—20	8—12	14—22
	wygładzanie	12—20	24—38	8—12	14—18	10—18	18—28	12—18	20—35
	gwintowanie	—	—	—	—	—	—	—	—
Strugarki i dłutownice		8—10	10—15	7—9	10—12	8—10	10—15	8—10	10—15

Uwaga. Wielkości tu podane należy brać w wypadku braku danych doty

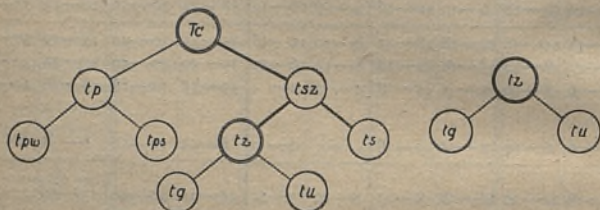
m/min. dla różnych rodzajów obróbki.

Kute żelazo j stal						Musiądz i bronz maszynowy			
wytrzymałość 30—40 kg.		wytrzymałość 50—70 kg.		wytrzymałość 80—90 kg.		zwykły		twardy	
stal narzę- dziowa	stal szybko- tnąca	stal narzę- dziowa	stal szybko- tnąca	stal narzę- dziowa	stal szybko- tnąca	stal narzę- dziowa	stal szybko- tnąca	stal narzę- dziowa	stal szybko- tnąca
12—16	20—30	10—14	16—24	6—10	12—18	25—35	30—40	15—22	20—30
14—20	28—30	12—18	22—28	8—12	16—20	30—40	40—50	25—28	30—40
3—6	8—10	3—5	4—7	2—3	2—4	10—15	14—20	8—10	10—12
10—12	14—18	6—10	12—16	4—7	10—12	18—22	20—30	10—15	18—22
14—18	25—30	12—18	18—25	8—10	12—18	25—35	30—40	15—22	20—30
15—20	28—32	15—18	22—28	8—12	16—20	30—40	40—50	25—28	30—40
3—6	8—10	3—5	4—8	1—2	2—4	10—15	14—18	8—10	10—12
3—6	6—10	2—5	5—8	—	2—3	8—15	10—18	6—8	8—12
12—18	22—30	10—18	18—25	8—12	15—20	25—35	30—40	15—20	20—25
12—16	16—22	8—12	12—18	6—8	10—12	20—25	25—30	15—20	18—25
3—6	8—10	3—5	4—8	2—3	2—4	10—15	14—20	8—10	10—12
12—16	20—25	10—14	15—20	6—10	12—18	20—30	25—35	12—18	15—25
3—6	6—10	2—5	5—8	—	2—4	8—15	10—18	6—8	8—12
18—22	22—30	12—18	15—25	6—10	12—18	30—40	45—60	20—30	35—50
16—20	20—26	10—16	14—22	6—10	10—15	25—35	30—50	15—25	25—35
10—16	16—24	8—14	12—20	4—8	8—12	18—25	30—40	15—18	25—30
20—25	35—45	14—18	24—32	8—12	6—12	40—50	50—70	25—35	40—60
10—15	16—20	6—10	12—18	2—4	6—12	—	—	—	—
8—12	12—16	8—10	10—14	7—9	10—12	12—18	15—20	10—15	12—18

czących własności tnących materiałów używanych na narzędzia.

KALKULACJA WSTĘPNA.

PODZIAŁ CZASU ROBOCZEGO.



- czas liczony tylko raz na wykonywaną ilość przedmiotów.
— czas liczony na każdą sztukę wykonywaną.

t_{pw} — właściwy czas przygotowania, zużywany na jednorazowe przygotowanie pracy dla całej ilości sztuk wykonywanych.

t_s i t_{ps} — czas stracony przy wykonywaniu poszczególnych czynności, którego wielkość zależy od warunków pracy.

$t_p = t_{pw} + t_{ps}$ — całkowity czas przygotowania dla całej ilości sztuk wykonywanych.

t_g — czas główny wykonania maszynowego, ew. ręcznego, zużywany bezpośrednio do zmiany kształtu, umieszczenia (montaż) ew. zmiany stanu przedmiotu (np. obróbka termiczna), z wyraźnemi, widocznymi śladami obróbki na przedmiocie obrabianym.

t_u — czas uboczny wykonania maszynowego ew. ręcznego zużyty do zmiany kształtu, umieszczenia (montaż). zmiany stanu przedmiotu, (np. obróbka termiczna) bez widocznych śladów obróbki na przedmiocie obrabianym,

$t_{sz} = t_g + t_u + t_s$ — czas wykonania każdej sztuki przedmiotu obrabianego.

t_z = czas zasadniczy kalkulowany, lub otrzymany z dokładnego chronometranu.

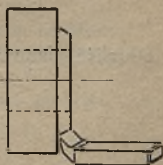
$t_c = t_p + (t_{sz} \times \text{il. szt.})$ — całkowity czas wykonania ilości wziętej do obróbki.

OBLICZANIE CZASU OBRÓBKI MECHANICZNEJ.

Roboty tokarskie.

Oznaczenia:

- D — średnica w m.
 d — „ „ mm.
 D_z — „ zewnętrzna w m.
 d_z — „ „ „ mm.
 D_w — „ wewnętrzna w m.
 d_w — „ „ „ mm.
 g — głębokość warstwy toczonej w mm.
 h — „ skrawania jednym wiórem w mm.
 V — szybkość skrawania w m/min.
 v — „ „ w mm/sek.
 S — posuw w m/obr.
 s_1 — „ „ mm/obr.
 L — długość toczenia w m.
 r — długość toczenia w mm.
 R — promień w m.
 r — „ „ mm.
 n — ilość obrotów/min.
 i — „ wiórów.
 t — czas w min.
 δ — głębokość skrawania jednym wiórem.



W

Wzory:

Szybkość skrawania:

$$V = \pi D \cdot n \text{ (m/min.)} \dots \dots \dots (1)$$

$$v_1 = \frac{\pi d \cdot n}{60} \text{ (mm/sek.)} \dots \dots \dots (2)$$

Ilość obrotów na minutę:

$$n = \frac{V}{\pi \cdot D} = 60 \frac{v}{\pi d} \text{ (obr/min)} \dots \dots \dots (3)$$

Przeciętna średnica toczenia przedmiotu:

$$D = \frac{D_z + D_w}{2} \text{ (m)} \dots \dots \dots (4)$$

$$d = \frac{d_z + d_w}{2} \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5)$$

Długość planowania:

$$L = \frac{D_z - D_w}{2} \text{ (m)} \dots \dots \dots (6)$$

$$l = \frac{d_z - d_w}{2} \text{ (mm)} \dots \dots \dots (7)$$

Ilość wiórów;

$$i = \frac{g}{\delta} \dots \dots \dots (8)$$

Czas toczenia wzdłużnego:

$$t = 3,14 \cdot \frac{D \cdot L \cdot i}{V \cdot S} = 0,0523 \frac{d \cdot l \cdot i}{v \cdot s} \text{ (min.)} \dots \dots (9)$$

Czas planowania pierścienia:

$$t = 1,57 \cdot \frac{(D_z + D_w) \cdot L \cdot i}{V \cdot S} = 0,0523 \frac{(d_z + d_w) \cdot l \cdot i}{v \cdot s} \text{ (min)} \quad (10)$$

Czas planowania płaszczyzny pełnej:

$$t = 0,785 \cdot \frac{D^2 \cdot i}{V \cdot S} = 0,0131 \cdot \frac{d^2 \cdot i}{v \cdot s} \text{ (min.)} \quad (11)$$

Czas gwintowania:

$$t = 0,0523 \cdot \frac{d \cdot l \cdot i}{v_1 \cdot s_1} \text{ (min.)} \quad (12)$$

Czas toczenia w zależności od n :

$$t = \frac{L \cdot i}{n \cdot S} = \frac{l \cdot i}{n \cdot s} \text{ (min.)} \quad (13)$$

Roboty wiertarskie.

Oznaczenia:

- d — średnica wiertła w mm.
 v — szybkość skrawania w mm/sek.
 s — posuw wiertła w mm/obr.
 l — długość wiercenia w mm.
 n — ilość obrotów wiertła na min.
 a — $0,3 d$.
 $l = b + a$.

Wzory:

Ilość obrotów wiertła:

$$n = 19,1 \cdot \frac{v}{d} \quad (14)$$

Czas wiercenia w zależności od średnicy wiertła d :

$$t = 0,0523 \cdot \frac{d \cdot l}{v \cdot s} \text{ (min.)} \quad (15)$$

Czas wiercenia w zależności od obrotów wiertła n

$$t = \frac{l}{n \cdot s_1} \quad (16)$$

Roboty frezarskie.

A) Frezowanie zwykłe.

Oznaczenia:

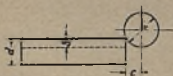
- l — długość frezowania w mm.
 d — średnica przedmiotu obrabianego w mm.
 b — szerokość płaszczyzny frezowanej w mm.
 g — całkowita głębokość warstwy frezowanej w mm.
 δ — głębokość skrawania jednym wiórem w mm.
 i — ilość wiórów.
 d_1 — średnica freza.
 V — szybkość skrawania w m/min.
 v — szybkość skrawania w mm/sek.
 S — posuw freza na min/mm.
 s — przesuw freza w mm/obr.
 c — przejście dodatkowe freza do chwili osiągnięcia pełnego przekroju wióra w mm.

Wzory:

Przejście dodatkowe freza do chwili osiągnięcia pełnego przekroju wióra;

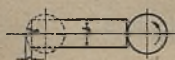
a) w wypadku użycia freza czołowego:

$$c = r - \sqrt{r^2 - \left(\frac{b}{2}\right)^2} \quad \dots \quad (17)$$



b) w wypadku użycia freza palcowego:

$$c = \sqrt{d_1 \delta - \delta^2} \quad \dots \quad (18)$$



Ilość wiórów.

$$i = \frac{g}{\delta} \quad \dots \quad (19)$$

Czas frezowania wzdłużnego:

$$t = 0,00314 \cdot \frac{(l + c) \cdot d_1}{V \cdot s} \cdot i = 0,0523 \cdot \frac{(l + c) \cdot d_1}{v \cdot s} \cdot i \quad (20)$$

Czas frezowania na okrągło:

$$t = 0,00986 \cdot \frac{d \cdot d_1}{V \cdot s_1} \cdot i = 0,164 \cdot \frac{d \cdot d_1}{v \cdot s} \cdot i \text{ (min.)} \quad (21)$$

Posuw na minutę:

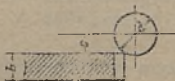
$$S = 318 \cdot \frac{V \cdot s}{d_1} = 19,1 \cdot \frac{v \cdot s}{d_1} \text{ (mm/min.)} \quad (22)$$

Posuw na minutę w zależności od ilości obrotów freza:

$$S = s_1 \cdot n \text{ (mm/min.)} \quad (23)$$

Czas frezowania:

$$t = \frac{l + c}{S} \text{ (min.)} \quad (24)$$



B) Frezowanie kół zębatach frezem ślimakowym.

Oznaczenia:

- b — szerokość wieńca koła zębatego w mm.
- z — ilość zębów koła nacinanego.
- S — posuw na 1 obrót stołu w mm.
- s_1 — posuw na 1 obrót freza w mm.
- c — przejście dodatkowe freza do chwili osiągnięcia pełnego przekroju wióra.
- n — ilość obrotów freza na minutę.
- G — ilość zwojów freza.

Wzory:

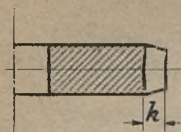
Posuw na 1 obrót stołu:

$$S = s_1 \cdot z \quad (25)$$

Czas frezowania koła zębatego metodą obwiednią:

$$t = \frac{(b + c) \cdot z}{S \cdot n} \text{ (min.)} \quad (26)$$

W



Czas frezowania koła ślimakowego metodą obwiednią:

$$t = \frac{h \cdot z}{S \cdot G \cdot n} \text{ (min.)} \quad \dots \quad (27)$$

Roboty strugarskie.

Oznaczenia:

h — skok w mm.

V_1 — szybkość skrawania przy ruchu roboczym w m/min.

V_2 — „ „ stołu „ „ wstecznym w m/min.

s — posuw suportu w mm/skok.

g — całkowita głębokość warstwy struganej w mm.

δ — głębokość warstwy skrawanej jednym wiórem w mm.

b — szerokość płaszczyzny struganej w mm.

i — ilość wiórów.

Wzory:

Czas strugania przy $V_1 = V_2$

$$t = 0,002 \cdot \frac{h \cdot b}{V_1 \cdot s} \cdot i \text{ (min.)} \quad \dots \quad (28)$$

Czas strugania przy $V_1 < V_2$:

$$t = 0,001 \cdot \left(\frac{h}{V_1} + \frac{h}{V_2} \right) \frac{b}{s} \cdot i \text{ (min.)} \quad \dots \quad (29)$$

Czas strugania w zależności od ilości skoków: na minutę

$$t = \frac{b}{n \cdot s} \cdot i \text{ (min.)} \quad \dots \quad (30)$$

Roboty szlifierskie.

A) Szlifowanie powierzchni walcowych.

Oznaczenia:

- d — średnica przedmiotu w mm.
 l — długość przedmiotu w mm.
 V — szybkość obwodowa przedmiotu szlifowanego w m/min.
 s — posuw stołu na 1 obrót przedmiotu w mm.
 n — ilość obrotów przedmiotu na minutę.
 g — całkowita grubość warstwy szlifowanej.
 c — głębokość skrawania jednym wiórem.

Wzory:

Czas szlifowania:

$$t = 0,00314 \cdot \frac{d \cdot l}{V \cdot s} \cdot i \text{ (min.)} \quad \dots \quad (31)$$

Czas szlifowania w zależności od ilości obrotów przedmiotu szlifowanego:

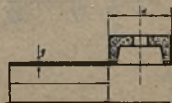
$$t = \frac{l \cdot g}{n \cdot s \cdot c} \text{ (min.)}$$

B) Szlifowanie płaszczyzn.

Oznaczenia:

- t — czas w min.
 l — długość przedmiotu w mm.
 d — średnica tarczy w mm.
 g — grubość warstwy skrawania w mm.
 n — ilość obrotów tarczy na 1'.
 s — posuw stołu na 1 obr. tarczy w mm.
 c — nasuw tarczy na 1 skok w mm.

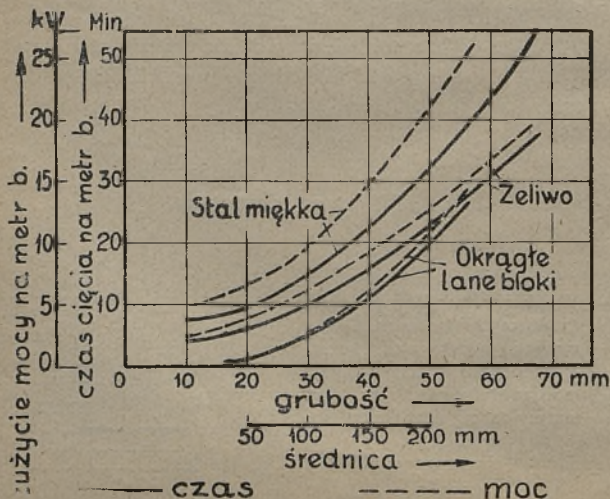
$$t = \frac{(l + d) \cdot g}{n \cdot s \cdot c} \text{ (min.)}$$



C) Cięcie acetylenem:

Nr. paln.	Grubość blachy w mm.	Długość cięcia blachy na 1 mm.	Zużycie tlenu w m ³ na 1 m. cięcia.	Zużycie acetylenu w m ³ na 1 m. cięcia.
2	6,5	610	0,037	0,008
2	12,5	381	0,085	0,014
2	19	381	0,108	0,014
2	25,5	305	0,134	0,016
2	38	203	0,246	0,017
3	25,5	457	0,116	0,025
3	38	305	0,223	0,035
3	51	305	0,276	0,035
3	76	203	0,500	0,053
4	76	203	0,670	0,070
4	101,5	178	0,900	0,074
4	127	127	1,390	0,093
4	152	101	1,970	0,141
4	178	101	2,330	0,141
4	203	101	2,600	0,141
-	229	76	4,000	0,187

Cięcie elektryczne.



SILNIKI

T R E Ś Ć

Obliczenie głównych części silnika	str. 217
Moc silnika	„ 226
Uwagi o smarowaniu	„ 330
„ „ chłodzeniu	„ 234
„ „ „ spalin	„ 235
„ „ pasowaniu łożysk	„
Silnik 4-suw	„
Sposoby usunięcia wad w silniku 4-suwowym	„ 240
Silnik Diesla	„ 243
Sposoby usunięcia wad w silniku Diesla	„ 246
Pompa paliwowa Bosch	„ 248
Wtryskiwacz	„ 249
Silnik Ursus-Saurer	„ 250
Oszczędności na samochodzie z silnikiem Diesla	„ 251
Badania silników	„ 252
Gaźnik	„ 265
Silniki do łodzi motorowych	„ 284

Obliczenie głównych części silnika:

Objętość skokowa.

Moc efektywna silnika wynosi:

$$N_e = F \times \frac{2 \times S \times n}{60} \times P_m \times \frac{\eta_{im} \times a}{75 \times i} \text{ KM.}$$

czyli objętość skokowa

$$FS = \frac{N_e \times 60 \times 75 \times 4}{2 \times n \times 8,5 \times 0,85 \times a \times 100} = 124600 \frac{N_e}{n \times a} \text{ cm}^3.$$

Pomiędzy skokiem i średnicą cylindra zachodzi następująca zależność:

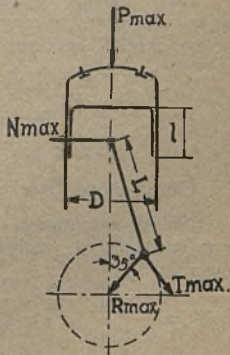
$S/D =$ od 1,0 do 1,2 zatem z wzoru powyższego można określić skok i średnicę cylindra.

W chwili wybuchu mieszanki ciśnienie w komorze spalinowej wynosi 33 kg/cm^2 przy silniku spalinowym i 40 kg/cm^2 przy Dieslu a na powierzchnię tłoka działa największy nacisk:

$$P_{\max} = 33 \times F \text{ kg. dla spalinowego}$$

$$P_{\max} = 40 \times F \text{ kg. dla Diesla niskoprzężnego.}$$

Przy wychyleniu korby o 35° (rys. 1) w górnej części korbowodu działa nacisk $N_{\max} = 0,1 \times P_{\max}$, a w dolnej siła styczna $T_{\max} = S$ i siła dośrodkowa $R_{\max} = 0,7 \times P_{\max}$. Nacisk



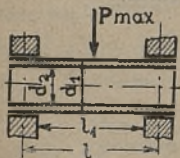
Rys. 1.

N_{\max} dociska powierzchnię boczną tłoka do gładzi cylindra, przyczem dla tłoków aluminiowych nacisk jednostkowy:

$$k_c = \frac{N_{\max}}{l \times D} < 3 \text{ kg/cm}^2.$$

Sworzeń tłokowy.

Zginanie:



Rys. 2.

$$M_g = \frac{P_{\max}}{2} \times \left(\frac{l}{2} - l_1 \right) \text{ kg/cm}.$$

dla przekroju pierścieniowego:

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{d_1^4 - d_2^4}{d_1} \right) \text{ cm}^3$$

naprężanie gnące

$$k_g = \frac{M_g}{W} < 2000 \text{ kg/cm}^2.$$

Korbowód.

Stal posiada współczynnik sprężystości $E = 2.000.000$; mając odległość między punktami zaczepienia korbowodu L można określić współczynnik bezpieczeństwa na wyboczenie:

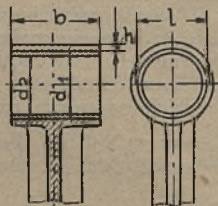
$$\sigma = \frac{\pi \times E \times J}{L^2 \times P_{\max}} > 5.$$

Stopy:

Górna stopa (rys. 3):

Nacisk w panewce brązowej przy wybuchu ze względu na smarowanie:

$$k_c = \frac{P_{\max}}{b \times d_2} < 250 \text{ kg/cm}^2.$$



Rys. 3.

Gięcie od sił bezwładności, które przyjmuje się jako obciążenie 5 kg/cm^2 przypadające na powierzchnię tłoka.

$$M_g = \frac{5 \times F \times l}{12}; \quad W = \frac{b \times h^3}{6};$$

$$k_g = \frac{5 \times F \times l}{2 \times b \times h^3} < 2000 \text{ kg/cm}^2.$$

Dolna stopa (rys. 4):

Naciśk w panewce wylanej białym stopem ze względu na smarowanie:

$$k_c = \frac{P_{\max}}{b_1 \times d_1} < 150 \text{ kg/cm}^2.$$

Największa szybkość obwodowa na śred. d_1 :

$$v_{\max} = \frac{\pi \times d_1 \times n}{60} \text{ m/sek.}$$

praca tarcia:

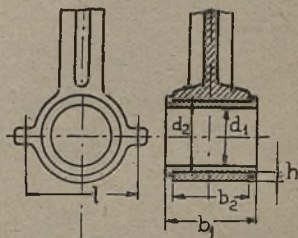
$$K_n \times v_{\max} < 700 \text{ kgm/sek.}$$

Gięcie od sił bezwładności:

$$M_g = \frac{5 \times F}{2} \times \left(\frac{l}{2} - \frac{d_2}{4} \right)$$

$$W = \frac{b_2 \times h^3}{6};$$

$$k_g = \frac{M_g}{W} < 2000 \text{ kg/cm}^2.$$



Rys. 4.

Sworzeń korbowodowy oblicza się jak sworzeń tłokowy.

Wszystkie śruby mocujące dolną pokrywę posiadają ogólny przekrój $f \text{ cm}^2$, wtedy naprężenie zrywające od sił bezwładności

$$k_r = \frac{5 \times F}{f} < 350 \text{ kg/cm}^2.$$

Cylinder.

Ścianki o grubości e narażone są na zrywanie podczas wybuchu:

$$k_r = \frac{33 \times D}{2 \times e} < 700 \text{ kg/cm}^2 \text{ dla cylindrów stalowych}$$

$$< 400 \text{ „ „ „ „ żeliwnych.}$$

Wszystkie śruby mocujące cylinder do karтеру posiadają ogólny przekrój f cm², wtedy naprężanie zrywające przy wybuchu:

$$k_r = \frac{P_{\max}}{f} < 700 \text{ kg/cm}^2.$$

Przewody doprowadzające mieszankę posiadają średnicę d_1 , wtedy szybkość przepływu mieszanki:

$$v = \frac{F \times v_{\text{sr.}}}{\pi \times d_1^2} < \text{m/sek.}$$

$$4$$

Zawór posiada śred. d_2 i skok h , szybkość przepływu mieszanki

$$v = \frac{F \times v_{\text{sr.}}}{\pi \times d_2 \times h} < 50 \text{ m/sek.}$$

Wał korbowy.

Odpory.

$$A = \frac{P_{\max} \times a}{c} \text{ kg.}; \quad P = \frac{P_{\max} \times b}{c} \text{ kg.}$$

Największy moment gnący

$$M_{g\max} = \frac{P_{\max} \times a \times b}{c} \text{ kg/cm.}$$

a) czop korbowodowy.

Naprężenie gnące w czasie wybuchu:

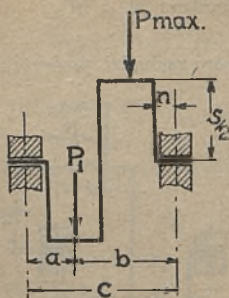
$$k_g = \frac{M_{g \max}}{W} < 2000 \text{ kg/cm}^2.$$

Przy wychyleniu korby o 35° występuje działanie siły stycznej i dośrodkowej, naprężenia przytem będą:

$$k_{g_1} = k_{g_2} = 0,7 \times k_g \text{ kg/cm}^2.$$

Naprężenie wypadkowe gnące

$$k_{g_3} = \sqrt{k_{g_1}^2 + k_{g_2}^2} \text{ kg/cm}^2$$



Rys. 5.

Skrećanie od działania siły stycznej:

$$M_o = 0,7 \times P_{\max} \times \frac{S}{2}; \quad W_o = \frac{\pi}{16} \times \left(\frac{d_1^4 - d_2^4}{d_1} \right) \text{ cm}^3;$$

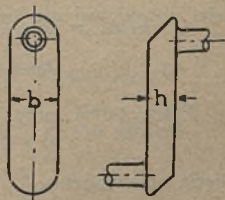
$$k_o = \frac{M_o}{W_o} \text{ kg/cm}^2$$

Naprężenie wypadkowe zastępcze:

$$k_z = 0,35 k_{g_1} + 0,65 \sqrt{k_{g_1}^2 + 4 k_o^2} < 2000 \text{ kg/cm}^2$$

b) Małe ramię (rys. 6).

Gięcie od odpory A (rys. 5) w czasie wybuchu



Rys. 7.

$$M_g = A \times m \text{ kg/cm.}; \quad W = \frac{b \times h^2}{6}; \quad k_g = \frac{M_g}{W} < 2000 \text{ kg/cm}^2.$$

Przy wychyleniu korby o 35° gięcie od siły dośrodkowej $k_{g_1} = 0,7 \times k_g \text{ kg/cm}^2.$

Resztę obliczeń należy wykonać tak jak dla małego ramienia, biorąc pod uwagę powyżej podane M_g i M_o .

d) czop karterowy (rys. 7).

Jeżeli w układzie 4 lub 6 cylindrów zachodzi rozprężeni w dwóch sąsiednich wykorbieniach, to w jednym wykorbieniu należy przyjąć nacisk:

$P_{\max} = 33 \times F$ kg., lub dla Diesli $P_{\max} = 40 \times F$ kg.

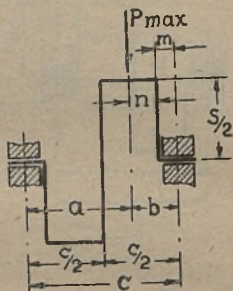
a w drugim:

$$P_1 = 11,05 \times F \text{ kg.}$$

wtedy odpory wypadną:

$$A = \frac{P_{\max} \times b}{c} + \frac{P_1 \times a}{c};$$

$$B = \frac{P_{\max} \times a}{c} + \frac{P_1 \times b}{c}$$



Rys. 7.

Nacisk na czop karterowy $k_c = \frac{A}{l \times d}$; przy największej szybkości obwodowej dla średnicy czopa d :

$$v_{\max} = \frac{\pi \times d \times n}{60} \text{ m/sek.}$$

Praca tarcia przy panewkach wylanych białym stopem $k_c \times v_{\max} < 700 \text{ kg/m/sek.}$

Gięcie od wybuchu:

$$M_g = A \times n \text{ kgcm/cm; } W = \frac{\pi}{32} \times \left(\frac{d_1^4 - d_2^4}{d_1} \right) \text{ cm}^3;$$

$$k_g = \frac{M_g}{W} < 2000 \text{ kg/cm}^2$$

Gięcie od sił stycznej i dośrodkowej przy odchyleniu korby o 35° :

Gięcie od siły stycznej:

$$M_{g_1} = 0,7 \times P_{\max} \times \frac{S}{2} \text{ kg/cm}; \quad W_1 = \frac{h \times b^2}{6} \text{ cm}^3;$$

$$k_{g_1} = \frac{M_{g_1}}{W_1} \text{ kg/cm}^2.$$

Napężenie gnące wypadkowe:

$$k_{g_3} = \sqrt{k_{g_1}^2 + k_{g_2}^2} \text{ kg/cm}^2.$$

Skrećanie $M_o = 0,7 \times A \times m \text{ kg/cm}$.

Napężenie oblicza się zamieniając podstawę i wysokość przekroju:

$$W_{o_1} = \frac{b \times h^2}{4,5} \text{ cm}^3; \quad k_{o_1} = \frac{M_o}{W_{o_1}} \text{ kg/cm}^2$$

$$W_{o_2} = \frac{h \times b^2}{4,5} \text{ cm}^3; \quad k_{o_2} = \frac{M_o}{W_{o_2}} \text{ kg/cm}^2$$

Napężenie ogólne zastępcze w dwóch wypadkach:

$$k_{z_1} = 0,35 k_{g_3} + 0,65 \sqrt{k_{g_3}^2 + 4 k_{o_1}^2} < 2000 \text{ kg/cm}^2$$

$$k_{z_2} = 0,35 k_{g_3} + 0,65 \sqrt{k_{g_3}^2 + 4 k_{o_2}^2} < 2000 \text{ kg/cm}^2.$$

c) Duże ramię (rys. 5).

Gięcie w czasie wybuchu: $M_g = B \times \frac{c}{2}$

Przy wychyleniu korby o 35° skrećanie od sił stycznych jako różnica od działania podpory i nacisku przy wybuchu:

$$M_o = 0,7 \times A \times \frac{c}{2} - 0,7 \times P_{\max} \times n.$$

$$k_{g_1} = k_{g_2} = 0,7 \times k_g$$

Wypadkowe naprężenie gnące:

$$k_{g_3} = \sqrt{k_{g_1}^2 + k_{g_2}^2} \text{ kg/cm}^2$$

Skręcanie od siły stycznej:

$$M_o = 0,7 \times P_{\max} \times \frac{S}{2} \text{ kg/cm}^2.$$

$$W_o = \frac{\pi}{16} \left(\frac{d_1^4 - d_2^4}{d_1} \right) \text{ cm}^3; \quad k_o = \frac{M_o}{W_o} \text{ kg/cm}^2$$

Naprężenie zastępcze:

$$k_z = 0,35 k_{g_3} + 0,65 \sqrt{k_{g_3}^2 + 4 k_o^2} < 2000 \text{ kg/cm}^2$$

Przekładnia zębata wałka rozrządczego.

Na przekładnię zębatą zużywa się 5% mocy silnika.

Sprawność każdej przekładni zębatej przy kołach stożkowych wynosi 0,9.

Dla pierwszej przekładni przy średnicy zewnętrznej koła d i szybkości obwodowej $v = \frac{\pi \times d \times n}{60}$ m/sek., siła obwodowa

$$Q = \frac{75 \times N_e \times 0,05}{v} \text{ kg.}$$

Nacisk na panewkę $k_c = \frac{Q}{l \times d} \text{ kg/cm}^2$.

Praca tarcia $k_c \times v > 50 \text{ kg. m/sek.}$

Gęcie zębów przy podziałce t , a długość zęba $b \times t$:

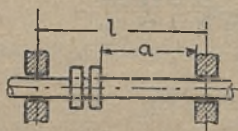
$$Q = 0,06 \times k_g \times b \times t^2.$$

$$k_g = \frac{Q}{0,06 \times b \times t^2} < 1300 \text{ kg/cm}^2.$$

Walek rozrządczy i dźwignia.

W chwili otwarcia zaworu wylotowego panuje ciśnienie 7,5 kg/cm².

Zatem na zawór o śred. d ciśnie siła:



$$p_1 = 7,5 \times \frac{\pi \times d^2}{4} \text{ kg.}$$

Ciśnienie na rolkę $p_2 =$

$$= \frac{p_1 \times c}{b} \text{ kg.}$$

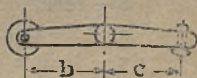
Rys. 8.

Strzałka ugięcia wałka:

$$f = \frac{P_2 \times l^3}{3 \times E \times J} (a^3 + a^2 - 2a^3) < 0,005 \text{ cm.}$$

przyczem dla stali $E = 2\,000\,000$, a dla przekroju pierścieniowego:

$$J = \frac{\pi}{64} \times (d_1^4 - d_2^4).$$



Rys. 9.

Dźwignia jest zginana w czasie otwierania zaworu:

$$M_g = p_1 \times c \text{ kg/cm; } k_g = \frac{M_g}{W} < 2000 \text{ kg/cm}^2.$$

MOC SILNIKA.

Moc podatkowa oblicza się z objętości skokowej $i \times \frac{D^2}{4} \times H$ cm³, przyjmując 261,8 cm³ na 1 MK.

Np. dla silnika o ilości cylindrów $i = 6$,
 średnicy „ $D = 12$ cm,
 i skoku $H = 16$ cm.

moc podatkowa wypadnie:

$$6 \times \frac{12^2}{4} \times \frac{16}{261,8} = 41,5 \text{ MK.}$$

Moc efektywna oblicza się z wzoru:

$$Ne = \frac{F \times S \times n \times pm \times a \eta}{30 \times 75 \times i}$$

gdzie: Ne — moc efektywna,

F — powierzchnia denka tłoka,

S — skok,

n — obroty/min.,

pm — średnie ciśnienie, które zależne jest od stopnia sprężania, wynosi od 4,2 do 8,5 kg/cm²,

a — ilość cylindrów,

i — ilość suwów na jeden suw pracy,

η — sprawność mechaniczna, która zależna jest od łożyskowania, wynosi 0,8 — 0,92.

Poprzednio podany silnik, przeliczony p/g tego wzoru, daje moc efektywną: 110 MK, przyjmując

$$n = 1400; \eta m = 0,9; pm = 7,3.$$

Dane przyjęte w obecnych konstrukcjach.

Obroty wahają się od 800 do 3000 na minutę, przyczem można zauważyć zależność między szybkością tłokową a max. szybkością postępową samochodu, mianowicie: stosunek ten nie powinien przekraczać 0,4; np. silnik wykonuje 3000 obr/min i posiada skok 10 cm, max. zaś szybkość samochodu wynosi 95 km/godz., wówczas średnia szybkość tłokowa:

$$\frac{3000 \times 2 \times 0,1}{60} = 10 \text{ m/sek.}$$

max. szybkość samochodu:

$$\frac{95000}{3600} = 26,6 \text{ m/sek.}$$

stosunek tych 2 szybkości wynosi:

$$\frac{10}{26,6} = 0,375.$$

Stosunek skoku do średnicy: $\frac{S}{D} = 1,2 - 1,7$, przy-
czem im większe obroty, tem mniejszy stosunek.

Stosunek skoku do długości korbowodu (między osia-
mi):

$$\frac{H}{L} = 0,4 - 0,5.$$

OKREŚLENIE MOCY SILNIKA DLA DANEGO SAMOCHODU.

Jeżeli opory samochodu wynoszą W kg szybkość maxi-
malna V km/godz., a współczynnik sprawności przekładni sa-
mochodu $\eta_s = 0,75 - 0,85$ to moc efektywna silnika będzie:

$$N_e = \frac{1000 W \cdot V}{3600 \cdot 75 \cdot \eta_s}$$

Dla rozwiązania tego równania należy dla danego samo-
chodę ustalić wielkość wszystkich przewidywanych oporów:

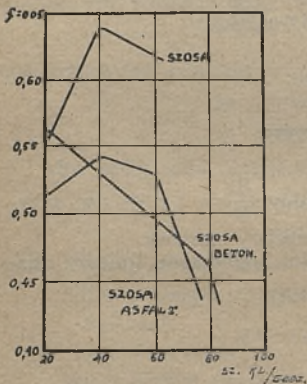
$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4.$$

1. Opory toczenia kół po poziomej nawierzchni.

$$W_1 = Q \cdot f.$$

gdzie: Q — ciężar samochodu,

f — współczynnik tarcia toczenia kół, który zależy od stanu nawierzchni i podlega zmianom, zależnie od szybkości.



Współczynnik „ f ” dla różnych nawierzchni:

- a) droga piaszczysta 0,2 — 0,05
- b) szosa 0,05 — 0,02
- c) kostka duża . . . 0,033 — 0,012
- d) „ mała 0,02 — 0,01
- e) asfalt 0,01 — 0,007

2: Opory wznoszenia na nawierzchni pochylej.

$$W_2 = \frac{h}{l} \cdot Q$$

gdzie wznoszenie określone będzie wysokością h na długości l .

3. Opory powietrza.

$$W_3 = k \cdot F (V + V_1)^2$$

Współczynnik „ f ” przy różnych szybkościach.

gdzie $F \text{ m}^2$ — powierzchnia poprzecznego przekroju, która wynosi średnio:

- dla motocyklu 0,8 m^2
- „ samochodu osobowego 2,4 m^2
- „ samoch. ciężarowego . 5,8 m^2

$V \text{ m/sek.}$ — szybkość samochodu.

V_1 — „ przeciwna powietrza.

k — współczynnik, który zależy od kształtu nadwozia i wynosi średnio:

- dla samochodu osobowego . . . 0,039 — 0,057
- „ „ ciężarowego 0,078.

Energja stracona na opory powietrza zużywa się na wywołanie zaburzeń w powietrzu z tyłu samochodu,

4. Opory pokonania bezwładności przy przyspieszaniu ruchu.

$$W_4 = \frac{Q}{g} \cdot q.$$

gdzie: g m/sek² — przyspieszenie ziemskie,
 q m/sek — „ „ samochodu, wynoszące obecnie:

dla samochodów osobowych — 1 m/sek²
 „ „ ciężarowych — 0,5 „

Uzyskać można przyspieszenie samochodu, oraz uniknąć bkusowania kół gdy wypełniona będzie zależność:

$$m Q_1 > W$$

gdzie Q_1 kg — część ciężaru samochodu, przypadająca na koła pędzące, która wynosi w stosunku do ciężar całkowitego Q :

dla samochodów osobowych 56 — 62%,
 „ „ ciężarowych 60 — 70%.

m — współczynnik przyczepności, mający następujące wartości

dla drogi piaszczystej 0,75,
 „ szosy suchej 0,50,
 „ „ mokrej 0,15.

RÓWNOMIERNOŚĆ BIEGU SILNIKA.

Dla uzyskania równomiernego biegu silnika należy z poszczególnymi częściami wykonać następujące czynności:

1. **Tłoki** z pierścieniami i bolcami tłokowymi — zrównoważyć ciężary.

2. **Korbowody** — zrównoważyć ciężary i rozłożyć je jednakowo w stosunku do środka ciężkości.

3. **Wał korbowy** — a) zrównoważyć statycznie, by środek ciężkości wypadł na osi wału;

b) zrównoważyć dynamicznie, by jedna z osi bezwładności pokryła się z osią obrotu.

4. **Koło zamachowe** — zrównoważyć statycznie, by środek ciężkości wypadł na osi obrotu.

5. **Wał kardanowy** — zrównoważyć statycznie i usunąć przegięcia pod wpływem obrotów krytycznych, przesuując te obroty poza granicę obrotów max. dla wału.

6. **Rurom ssącym** — nadać gładkość powierzchni i kształty, zapewniające jednakowe napełnianie cylindrów.

7. **Rozrząd** — obrobić mechanicznie z dokładnością, zapewniającą jednakowe napełnianie cylindrów.

8. **Komorze wybuchowej** w cylindrach — nadać jednakowe wymiary i kształty, żeby zapewnić jednakowe napełnianie i jednakowe warunki spalania.

9. **Zapłon** — tak wyregulować, by następował w cylindrach przy jednakowym kącie przed G. M. P., oraz dawał jednakowe napięcia prądu na elektrodach świec.

UWAGI O SMAROWANIU.

Smarowanie ma na celu zmniejszenie tarcia, oraz odprowadzanie ciepła z powierzchni trących.

Nie zawsze daje się osiągnąć całkowite oddzielenie ślizgających się powierzchni przez warstwę smaru, stosownie do czego rozróżnia się tarcie płynne, półpłynne i stałe.

Tarcie płynne zachodzi gdy metale nie będą miały dotyku bezpośredniego, lecz przez grubą warstwę smaru. Opór tego tarcia zależy więc od wewnętrznego tarcia smaru, jego lepności, szybkości względnej, wielkości powierzchni ślizgowych i jest odwrotnie proporcjonalny do grubości warstwy smaru; nie zależy zupełnie od obciążenia i chemicznych własności metali ślizgających się.

Tarcie półpłynne zachodzi przy bardzo cienkiej warstwie smaru, nie zależy ono od szybkości względnej, wielkości po-

wierzchni ślizgowych, zależy natomiast, wprost proporcjonalnie od obciążenia. W tym rodzaju tarcia zanieczyszczania smaru, rdza, grafit wciskając się między matale powodują szybką ścieralność powierzchni, gdyż przerywają one cienką warstwę smaru, powiększając tarcie.

Tarcie stałe zachodzi przy bezpośrednim zetknięciu się metali ze sobą — z powodu nieobecności smaru; jasnym jest, że w tym rodzaju tarcia powierzchnie szybko ścierają się. Z powyższego widać jak skomplikowane są warunki smarowania jak nieodzownym staje się ustalenie praktycznych warunków technicznych dla smaru.

Najważniejszym wymaganiem od smaru jest mała zmienność lepności w zimie i latem, pozatem smar nie powinien zbyt szybko trącić tą lepność w miarę wzrostu temperatury, żeby nie zachodziło ułatwione wyciskanie go z pod powierzchni ślizgowych. Smar częściowo przedostaje się do komory spalinywej, przyczem zachowanie się jego będzie różne w zależności od materiału tłoka.

Denko tłoka żeliwnego posiada podczas pracy temperaturę 400 — 450⁰ przy której, wzięwszy pod uwagę dostateczną ilość paliwa i tlenu, następuje całkowite spalanie się oleju, bez tworzenia nadmiaru nagaru.

Denko tłoka glinowego posiada podczas pracy temperaturę 200 — 220⁰ czyli dość niską i o ile punkt zapłonu smaru będzie się znajdował poniżej tej temperatury, — spalanie smaru nie będzie całkowite i na denku wytworzy się znaczna ilość nagaru.

Nagar, wytworzony ze smaru, zawiera cząsteczki twardego koks, które nawet w małych ilościach zarysowują gładzie cylindrów, aż dopóki nie zetną się na mialki szlam, przechodzący w zawiesiny w oleju. Z tego widać, że im olej będzie posiadał większą ilość ciężko-lotnych składników, tem bardziej podlegać będą zużyciu części trące silnika. Oprócz nagaru zanieczyszcza się i olej kurzem ulicznym, wciągany przez przewody ssące do komory spalinywej. Należy więc stosować odpowiednie filtry powietrzne, przyczem niezawodność ich działania będzie miała zasadniczy wpływ na zużywalność części trących silnika.

Z powodu zanieczyszczania się smaru, należy w pierwszych okresach jazdy nowym samochodem, w którym luzy są jeszcze małe, wymienić smar po przebyciu pierwszych 1 000 klm., następnie po 3 000 klm.

Obsługa smarowania silnika.

Należy unikać wlewania do karteru zbyt dużej ilości oleju, gdyż wtedy głowy korbowodów mogłyby go dosięgać i rozbryzgując na ściany cylindrów, wywołać przeoliwienie silnika, skutkiem czego na tłokach i cylindrach mogłoby powstawać osady koksowe.

W celu uniknięcia znacznego ubytku oleju w karterze, należy co 100 — 150 klm. sprawdzić jego poziom i w miarę potrzeby uzupełnić do określonej normy.

Olej, znajdujący się w karterze nie tylko się zużywa, ale też stopniowo zanieczyszcza. Dostają się do niego b. twarde drobne cząsteczki koks, powstałe z niezupełnego spalania się smaru w komorze wybuchowej.

Benzyna, wlewana przez kraniki kompresyjne, — lub dostająca się w nadmiernej ilości do cylindrów, wskutek podciągnięcia igły karburatora przy rozruchu, a także źle rozpylona zimową porą, zmywa olej ze ścianek cylindrów i rozrzedza go, przedostając się do karteru.

Wszystkie części silnika zużywają się z czasem; metal starty wskutek pracy na drobny pyłek, zostaje usunięty z pomiędzy trących się powierzchni przez świeży olej, napływający z przewodów oliwnych i osiada na dnie karteru, jednak drobne zawiesiny metaliczne pozostają w oleju, tworząc szkodliwe zanieczyszczenie.

Do zanieczyszczeń oleju należy wliczać jeszcze wodę, która, zwłaszcza w zimie, w postaci pary znajduje się w gazach spalinowych i w razie nieuszczelnności pierścieni tłokowych może przedostać się do karteru i tam się skondensować.

Należy więc zwracać baczną uwagę na usunięcie wody w razie, gdyby zachodziła obawa jej obecności w karterze.

Czynność tę należy wykonywać conajmniej w pół godziny po zatrzymaniu silnika, aby woda miała czas osiąść na dnie karteru.

W celu uniknięcia zbyt wielkiego zanieczyszczenia smaru w karterze, należy go co 3 000 klm. spuścić całkowicie, wykręcając zupełnie korek spustowy. Czynność tę należy wykonywać, gdy silnik jest ciepły, a smar dostatecznie rzadki wskutek rozgrzania. Następnie należy karter przemyć rozgrzanym olejem silnikowym.

Przemywanie naftą, lub benzyną jest szkodliwe, gdyż trudno jest karter osuszyć dokładnie, a drobne nawet ilości benzyny, czy nafty, pozostające na ścianach karteru mieszają się z olejem, rozrzedzają go i obniżają znacznie smarność oleju, oraz temperaturę zaplonu.

Olej zużyty można przefiltrować i używać do ręcznego smarowania części podwozia, kierownicy i t. d.

Przy okazji czyszczenia karteru należy pamiętać o filtrze pompki oliwnej.

Przemyty karter trzeba napęlić do wskazanego poziomu świeżym olejem.

Do smarowania silnika należy używać odpowiednich gatunków samochodowego oleju silnikowego.

Łożyska kulkowe poleca się smarować olejem mineralnym o ciężarze właściwym 0,92 — 0,94 kg/dm³.

Przekładnie zębate poleca się smarować mieszaniną 60% towotu i 40% oleju mineralnego.

Praca tarcia łożysk oblicza się wg wzoru $\mu \times q \times v$ kgm/sek/cm².

gdzie: q — nacisk na jednostkę powierzchni w kg/cm².

v — szybkość obwodowa w m/sek.

μ — współczynnik tarcia.

przyczem współczynniki tarcia dla różnych rodzajów łożysk będą następujące:

- a) łożyska wylane białym stopem 0,01
- b) łożyska brązowe. 0,09

(używa się w wypadku uderzeń, np. wałki rozrządce).

- c) łożyska kulkowe 0,001

UWAGI O CHŁODZENIU.

Woda (H_2O) winna być wolna od związków wapnia, najlepsza więc deszczowa.

W razie wytworzenia się osadu wapiennego przewody wodne należy przemyć 10% roztworem potasu (K_2CO_3), lub sody (Na_2CO_3).

Temperatura wody chłodzącej $60^0 - 80^0$.

Ilość ciepła do odprowadzenia, średnio 600 — 800 kal. kg/1 MK.godz.

Otwarcie żaluzji chłodnicy można regulować automatycznie — reostatem, wypełnionym eterem, ciśnącym na membranę, z której ruch przenosi się na odpowiednie dźwignie.

Mieszanki chłodzące w zimie.

1. Chlorek wapnia:

% wody	% chlorku	Ciężar właściwy	Temperatura zamarzania
100	0	1,000	0^0
90	10	1,085	— $5,5^0$
80	20	1,179	— $18,0^0$

2. Spirytus denaturowany:

% wody	% spiryt.	Ciężar właściwy	Temperatura zamarzania	Temperatura wrzenia
100	0	1,000	0^0	100^0
73	27	0,969	— 12^0	87^0
65	35	0,959	— 18^0	85^0
68	32	0,948	— 23^0	84^0

3. Gliceryna.

% wody	% gliceryny	Temperatura zamarzania	Temperatura wrzenia
100	0	0 ⁰	100 ⁰
70	30	— 11 ⁰	103 ⁰
60	40	— 19 ⁰	105 ⁰
50	50	— 26 ⁰	108 ⁰

Etylo-glycol $\text{CH}_2\text{OH} \cdot \text{CH}_2\text{OH}$ używa się zamiast wody, gdy chodzi o podniesienie temperatury chłodzenia do 150⁰, ponieważ glycol paruje przy temperaturze 198⁰. Jeżeli przyjąć temperaturę otoczenia na 20⁰ to intensywność chłodzenia będzie zależeć od różnicy między temperaturą płynu chłodzącego, ja temperaturą otoczenia i wyniesie dla wody: 80⁰ — 20⁰ = 60⁰ [a dla glycolu: 150⁰ — 20⁰ = 130⁰.

Instalacja chłodząca wodna wynosi 3,5% ciężaru silnika instalacja zaś z glycolem wyniesie 2,1%.

Jako ujemną stronę zastosowania glycolu należy wskazać jego wysoką cenę i podniesienie się temperatury w otoczeniu ilnika, co zmusza do zastosowania silnego przewietrzania.

UWAGI O CHŁODZENIU SPALIN.

Rura wydmuchowa winna posiadać konstrukcję, zapewniającą taki przepływ spalin, aby przez mieszanie i wirowanie gazów temperatura spalin, które po wyjściu z cylindra mają 300 — 450⁰, spadła do 70 — 80⁰.

Uwagi o zapłonie elektrycznym.

Świece dają iskrę przy napięciu 3 000 — 8 000 Volt, natężeniu 0,07 Ampera, oraz ciśnieniu 10 — 14 at.

Temperatura w chwili zapłonu:

elektroda — 900⁰,

porcelana — 250⁰,

pozostałe części metalowe — do 100⁰.

Czas trwania iskrzenia 0,002 sek.

1. Pasowanie mechaniczne.

Obróbka toczeniem winna mieć szybkie obroty, mały posuw przyczem wytacza się na średnicę o 0,04 mniejszą od średnicy czopa; następnie dociera się mechanicznie przy 600 obrotach/min, stosując smar rzadki i wysokie ciśnienie.

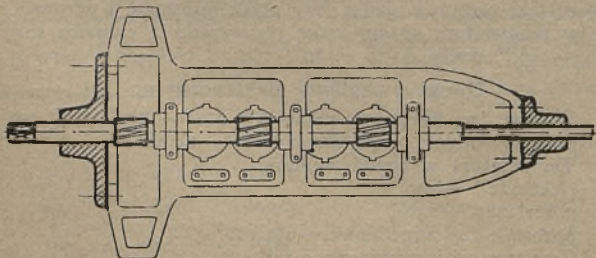
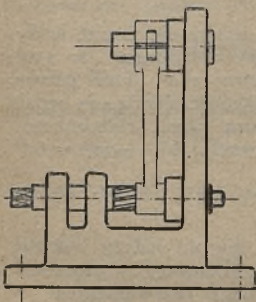


Oprócz kanału dla smaru stosuje się dodatkowe dwa wykroje w obu półpanewkach, tworząc t. zw. „zbiorniczki”, dla startego stopu łożyskowego i zanieczyszczeń. (patrz szkic).

2. Pasowanie ręczne.

Przy ręcznym pasowaniu panewek korbowodu (skrobakiem) — toczenie, jak wyżej na średnicę o 0,05 mniejszą od czopa, następnie pasowanie ręczne skrobakiem w kratkę, lub punkty; wymagane przyleganie 70%, przyczem należy zwracać baczną uwagę na równoległość osi panewek.

Po dopasowaniu panewki korbowodowej, rozwiercać panewkę sworznia tłokowego rozwiertakiem z prowadzeniem, — jak na szkicu.

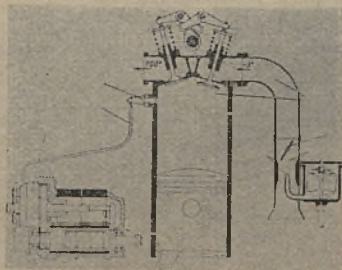


W ten sposób rozwiercane panewki dają gwarancję równoległości.

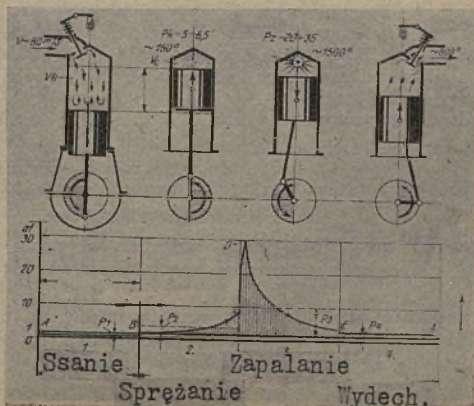
Panewki karterowe o średnicy mniejszej o 0,15 od średnicy czopa — wpassowane w karter, — wiercić rozwiertakiem prowadzonym do średnicy mniejszej o 0,04 od średnicy czopa, następnie zaś wykańczać ręcznie skrobakiem, — jak panewki korbwodowe.

Szemat zasilania i zapalania 4-suw.

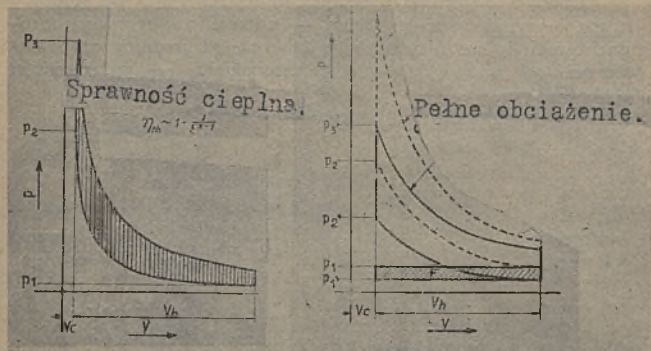
Zawór
wylotowy
gorący



Zawór
wlotowy
zimny



Wykres pracy.



Bilans cieplny.

Praca użyteczna	28,8%
Strata w wodzie chłodnej	27,3%
Strata w spalinach.	30,4%
Strata na promieniowaniu	6,1%
Strata na tarcie.	7,4%
Energja doprowadzona w paliwie	100,0%

Stopień sprężania, czyli stosunek objętości zassanej mieszanki do objętości sprężonej normalnie bywa 4,5 do 5,5.

Przedwczesność zapłonu winna wzrastać w miarę powiększania ilości obrotów gdyż czas całkowitego spalania się mieszanki w danej objętości jest wielkością stałą.

Skraplanie się paliwa bywa jedną z przyczyn przerw w paleniu silnika.

Uniknąć skraplania się paliwa można za pomocą odpowiedniej konstrukcji przewodów zasilających, mianowicie dąży się do wywołania wirów w miejscach, sprzyjających skraplaniu się.

Dla osiągnięcia większej mocy dąży się do stosowania wyższego stopnia sprężania, który jednak ograniczony jest powstawaniem detonacji w komorze spalinowej cylindrów.

Detonacja jest gwałtownym (o charakterze wybuchu) spalaniem związków chemicznych (przeważnie pyroksydów), które wytwarzają się w paliwie przy osiągnięciu wysokiego sprężania.

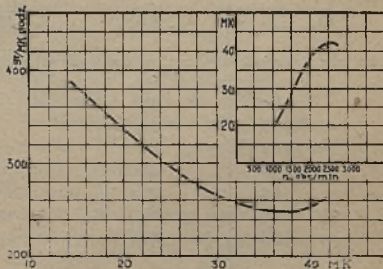
Na powstawanie detonacji wpływają oprócz wysokiego stopnia sprężania, — stopień napełnienia, obroty silnika, przedwczesność zapłonu, kształt komory spalinowej cylindrów, skład chemiczny paliwa, oraz stosunek paliwa do powietrza.

Detonację można usunąć przez dodanie składników antydetonacyjnych.

Dla ustalenia wpływu odpowiedniej zawartości składników antydetonacyjnych bada się:

1. Początek powstania detonacji.
2. Intensywność detonacji.
3. Osiągnięcie możliwie większego średniego ciśnienia indykatorowego.

Osiągnięcie max. stopni sprężania, przy których nie zachodzą detonacje, dla paliw o różnych zawartościach chemicznych przeprowadził Ricardo na jednocylindrowym silniku, pozwalającym na zmianę stopnia sprężania od 2,7 do 7,9. (patrz następująca tabelka).



Wykres zużycia paliwa dla silnika Ursus — SPA.

% % z a w a r t o ś ć			
Związki parafinowe $C_n H_{2n+2}$	Związki naftenowe $C_n H_{2n}$	Związki aromatyczne $C_n H_{2n-6}$	Max. stopień sprężania
68	19	13	4,7
67	31	2	4,9
61	22	17	5,2
38	46	16	5,4
62	21	17	5,7
10	85	5	5,9
26	36	38	6,0

SPOSOBY USUNIĘCIA WAD W SILNIKU.

Jeżeli silnik nie chce ruszyć:

1. Szybkość rozruchu zbyt mała; magneto obracając się powoli, przy największym opóźnieniu daje zbyt słabą iskrę. Przyśpieszyć nieco zapłon i zwiększyć szybkość rozruchu.
2. Benzyna nie dochodzi do karburatora. Podciągnąć igłę karburatora i zauważyć czy benzyna wycieka.
3. Niska temperatura utrudnia ulatnianie się benzyny. Włąć przez kraniki kompresyjne troszeczkę benzyny.
4. Karburator zatkany, woda w karburatorze, lub zatkany rozpylacz.

Da się łatwo zauważyć po zdjęciu pokrywy i wyjęciu pływak, oraz rozpylacza; rozpylacz można przeczyszczyć włosom lub przedmuchać; w żadnym razie nie należy używać do tego igły, lub drutu, aby nie uszkodzić kalibrowanego otworu.

5. Karburator zbyt rozgrzany, albo dziurawy pływak, wskutek czego mieszanka jest za bogata.

Zamknąć zupełnie przepustnicę karburatora, otworzyć kraniki kompresyjne i zakręcić kilka razy silnik, aby wyparowała benzyna nagromadzona w przewodach i cylindrach; jeżeli pływak jest dziurawy, należy go zamienić.

6. Zawory się zatarły, wskutek czego nie zamykają się.

W tym wypadku silnik nie ma kompresji, spróbować obmyć naftą trzonki zaworowe.

7. Świece zanieczyszczone.

Wymyć pendzlem, umoczoną w benzynie.

8. Przerywacz magneta uszkodzony, lub rozregulowany.

Sprawdzić styki platynowe i mechanizm przerywacza.

9. Rozdzielacz zanieczyszczony, lub wilgotny.

Sprawdzić, przemyć benzyną i wytrzeć do sucha.

Jeżeli silnik rusza, lecz po chwili zatrzymuje się:

1. Mieszanka zbyt biedna, albo iskra za słaba.

2. Złe wyregulowany karburator, albo niska temperatura.

3. Rozpylacz małych obrotów źle wyregulowany, skutkiem czego silnik może pracować tylko szybko.

4. Świece i rozdzielacz pracują źle.

Jeżeli silnik da się rozruszyć, lecz pracuje nierówno:

1. Zbyt bogata mieszanka, co się daje poznać po czarnym, gryzącym dymie.

2. Uszkodzony zapłon.

Jeżeli silnik pracuje nierówno i jeżeli przerwy między wybuchami są regularne — przyczyna znajduje się w świecach:

1. Otwierając pokolei kraniki kompresyjne i obserwując siłę wydostawania się gazów, można poznać która świeca źle pali. Można również poznać świecę zepsutą, odłączając od niej kabel: jeżeli świeca pracowała dobrze to po odjęciu kabla silnik od razu zwolni i dadzą się zauważyć nowe przerwy w zapłonie; jeżeli świeca była zła — w pracy silnika nie będzie zmiany.

2. Do tego samego celu prowadzi łączenie śrubokrętem kontaktu świecy z masą (głowicą). W ten sposób można odnaleźć świecę, która przerywa.

3. W wypadku, jeżeli cylindry, w których wybuchy są przerywane, sąsiadują ze sobą, to prawdopodobnej przyczyny należy szukać w kontaktach rozdzielacza.

4. Wyjawszy uszkodzoną świecę zwrócić uwagę, czy odgłos między stykami nie jest większa, niż 0,5 mm.

5. Jeżeli styki mają jasny metaliczny kolor, to dowód, że świeca dobrze paliła. W przeciwnym wypadku zanieczyszczenie świecy dowodzi jedynie przedostawania się oleju do przestrzeni wybuchowej.

6. Wewnętrzna część izolacji świecy, pracującej przez długi czas dobrze i w dobrych warunkach, jest koloru jasno-

brązowego; czarny kolor izolacji świadczy o zbyt obfitem smarowaniu, a osady węglowe dowodzą, że mieszanka jest bogata.

7. Jeżeli świeca., napozór zupełnie dobra, przerywa po założeniu na silnik, to przyczyną może być niedostrzegalne pęknięcie izolacji. Świece należy wtedy wymienić.

8. Nie należy zbyt silnie dokręcać świec, a poleca się przed wkręceniem zwilżyć oliwą gwint.

Zmniejszenie się mocy silnika.

Jeżeli zostało stwierdzone, że karburacja i zapalanie są dobre, to mogą być jeszcze następujące przyczyny.

1. Nieszczelność zaworów wskutek wyżarcia siedzeń i grzybków, zwłaszcza jeżeli silnik pracował przez czas dłuższy. W braku manometru można wyczuć kompresję, obracając silnik zapomocą korby.

Jeżeli brak jest kompresji, a popychacze nie są rozregulowane, należy dotrzeć zawory.

2. Zbyt silne rozgrzanie silnika, wywołane złem smarowaniem albo brakiem wody, powoduje zacieranie się niektórych jego części.

W tym wypadku należy przez kraniki wlać do cylindrów trochę nafty i obracać korbą silnik tak długo, aż opór stanie się normalny.

Zbyt silne nagrzewanie się silnika może być spowodowane najczęściej:

1. Przez wentylator wskutek ślizgania się pasa.

2. Wskutek uformowania się osadów wapiennych wewnątrz płaszczki wodnego cylindrów.

W tym wypadku jednak daje się zauważyć w ciągu dłuższego czasu, że silnik grzeje się coraz więcej; należy dokładnie przeemyć wszystkie przewody wodne 10% roztworem węglanu potasu (K_2CO_3), lub sody (Na_2CO_3).

3. Wskutek nadmiaru smaru i benzyny, lub złego spalania na tłokach i głowicy mogą utworzyć się grube warstwy osadów węglowych; obecność ich zaznacza się stukaniem silnika, wskutek samozapłonu i silnym nagrzewaniem się ścianek.

Należy zdjąć głowicę i usunąć osad węglowy.

4. Wskutek nadmiaru benzyny w mieszance i zbyt późnego zapłonu.

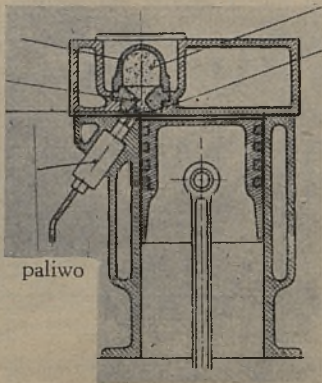
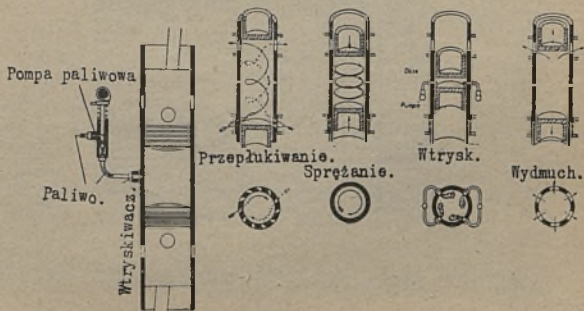
W tym wypadku spaliny, o bardzo wysokiej temperaturze, wychodzą z cylindrów, nie zdążywszy zamienić na pracę całego rozporządzalnego zapasu ciepła w czasie rozprężenia.

Stukanie silnika.

Silnik może stukać wskutek zbyt wczesnego zapłonu, albo podczas ciężkiej pracy na wzniesieniu, lub złej drozde, — t. j. gdy silnik pracuje zbyt wolno na dużym gazie.

SILNIK DIESLA.

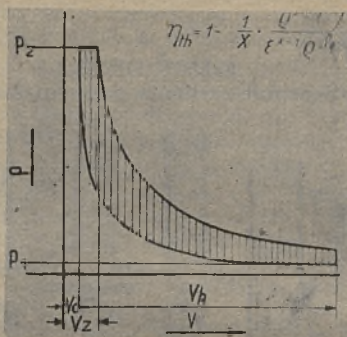
Schemat zasilania paliwem 2-suwu.



Schemat zasilania paliwem 4-suwu.

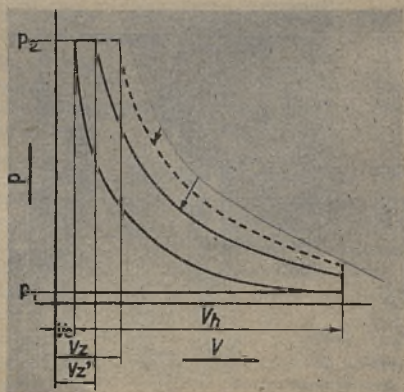
S

Wykres pracy.

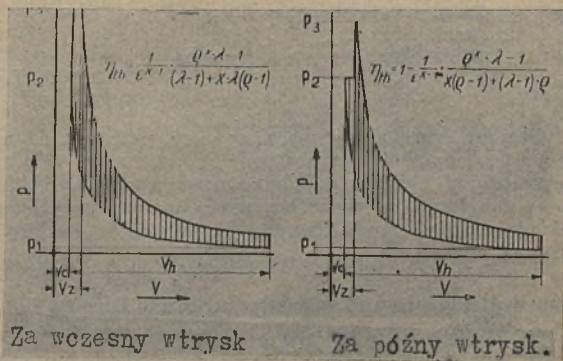


Sprawność cieplna

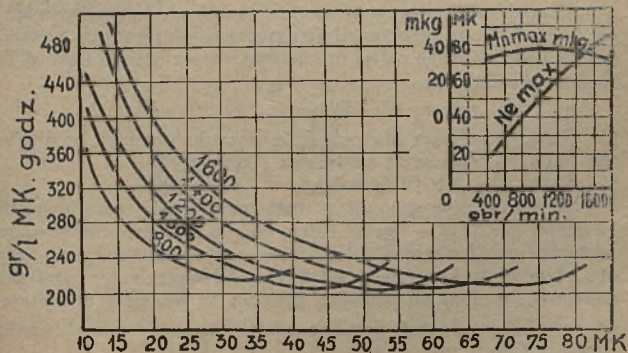
..... = pełne obciążenie



Przedwczesność wtrysku winna wzrastać w miarę zwiększania obrotów, gdyż czas całkowitego spalania się mieszanki w danej objętości jest wielkością stałą.



Wykres zużycia paliwa dla silnika Ursus BLD Saurer.



Bilans ciepły:

praca użyteczna.	32,7%
strata w wodzie chłodzącej	25,1%
strata w spalinach	26,8%
strata na promieniowanie	6,2%
strata na tarcie	6,3%
strata na napęd pompy paliwowej	2,9%
	100,0%

Stopień sprężania wynosi 15 — 16, przyczem najlepiej zachodzą samozapłony przy osiągnięciu przez wodę chłodzącą temperatury 70°; dlatego w silniku zimnym zachodzi konieczność podgrzewania powietrza zapomocą świec żarowych, oraz dodawanie przez kraniki kompresyjne lotnych paliw, jak np. benzyny.

Sposoby usunięcia wad w działaniu silnika Diesla.

Jeżeli silnik nie chce ruszyć:

1. Rozrusznik zahacza, lecz po obróceniu kołem rozpedem o $\frac{1}{2}$ obrotu, zatrzymuje się przed sprężaniem.

Sprawdzić akumulatory, — jeżeli ciężar wł. kwasu mały — doładować.

Obrócić korbę przy otwartych kranikach kompresyjnych; jeżeli smar jest za gęsty w silniku zimnym — obracanie ciężkie, należy wówczas nalać nafty, lub benzyny przez kraniki i zapuścić silnik rozrusznikiem.

2. Olej gazowy nie dochodzi.

Pompa zasilająca nie pracuje z powodu przerwy w dopływie prądu — sprawdzić połączenia i kontakty.

Przewody, lub filtry zatkane — przeczyścić.

W zimie olej gazowy z dużą zawartością parafinowych związków gęstnieje — ogrzać filtry, pompę paliwową i przewody, następnie zaś przekręcić silnik parę razy rozrusznikiem, przy otwartym kurku spustowym od paliwa, żeby przewody i pompka napełniły się płynnem paliwem, wolnem od pęcherzy powietrza.

3. Silnik nie pali pomimo rozżarzonej świecy i obracania rozrusznikiem.

Komora sprężania, z powodu poprzednich rozruchów wilgotna, — zaczekać przeto 10 min. nalać na filtr powietrzny benzyny, rozżarzyć świece na $\frac{1}{2}$ minuty, całkowicie otworzyć dopływ paliwa i przekręcić rozrusznikiem.

Przepalenie jednej, lub kilku świec — wykręcić wszystkie świece i sprawdzić, dotykając korkami do masy silnika, oraz włączając prąd; spirale wówczas winne po 10 sekundach żarzyć się kolorem wiśniowym. Jeżeli wszystkie spirale nie żarzą się i kwas akumulatorów posiada mały ciężar wł. — naładować akumulatory. Jeżeli kwas jest dobry — sprawdzić zaciski.

4. Za mały dopływ paliwa do pompy.

Powietrze w pompie i przewodach — należy otworzyć kurek spustowy i przekręcić silnik rozrusznikiem.

5. Brak sprężania w jednym, lub kilku cylindrach.

Sprawdza się, otwierając naprzemian kurki kompresyjne i kręcąc korbą silnik.

Powietrze przedostaje się przez zawory — zalać je niewielką ilością nafty, jeżeli zaś to nie pomaga — zdjąć głowicę i dotrzeć zawory.

Sprawdzić przedostawanie się powietrza, przez świece żarzące, wtryskiwacze i kulistą komorę powietrzną. Gdy te poszukiwania nie dadzą rezultatu — sprawdzić szczelność pierścien tłokowych.

6. Przy całkowicie obciążonym silniku, na pełnym gazie, spaliny dymią ciemno:

Pierścień, ustalający granicę napełniania zlizował się i przesunął.

Filtr powietrzny filcowy zapchał się, dochodzi zamalo powietrza, zdjąć filtr, oraz rurki filcowe przeemyć benzyną.

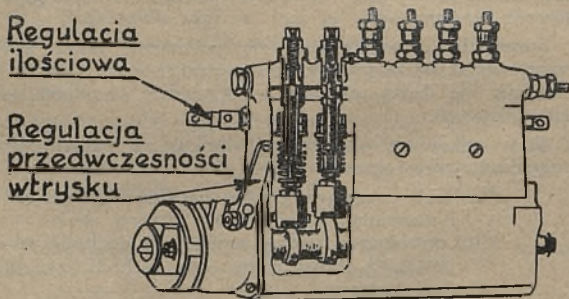
7. Dłuższy czas, po zapuszczeniu silnika, niebieskawe spaliny:

Powietrze w pompie paliwowej — otworzyć kurek spustowy i obrócić silnik rozrusznikiem.

Wtryskiwacz dotyka ścianek komory sprężania — wyjąć kulistą komorę powietrzną i sprawdzić wtrysk.

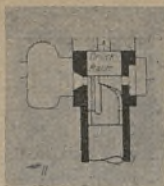
8. Silnik w ruchu zaczyna stukać.
Zbadać który wtryskiwacz powoduje stukanie, wykręcić go i sprawdzić.
9. Silnik lekko stuka.
Powietrze w pompie lub przewodach — otworzyć kranik spustowy paliwa i przekręcić parę zazy silnik rozrusznikiem.
10. Pomimo sprawdzenia wtryskiwacza silnik stuka.
Może zająć uszkodzenie w pompie paliwowej, jak: złamanie sprężyny, wady w działaniu tłoczków i t. p. — najlepiej wymontować uszkodzoną pompę, odesłać do warsztatu, który będzie ją w stanie naprawić i wyregulować, a na miejsce uszkodzonej — wstawić nową.

Pompa paliwowa Bosch — 6 cyl. PE6B60 (S 2).

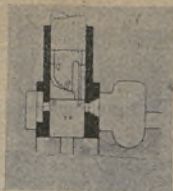


Regulacja ilościowa paliwa dokonuje się zapomocą tłoczka, w którym śrubowa krawędź boczna steruje koniec zastrzyku, odprowadzając zbędny nadmiar paliwa.

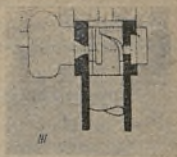
Kolejność wtrysku pg. numerów cylindrów: 1, 4, 2, 6, 3, 5.



Komora ssąca.



Komora sprężania.

Wylot nadmiaru
paliwa.

Wtryskiwacz K. B. 50. SJ. 1; 75 at. dysza BN (S.2),
kąt strumienia 6°.



Sprężyna regu-
lująca ciśnienie
wtrysku



Zamknięcie wtrysku



Wtrysk

Dopływ paliwa do wnętrza cylindra zachodzi przy ciśnieniu 70 at., regulację zaś tego ciśnienia dokonuje się za pomocą sprężyny.

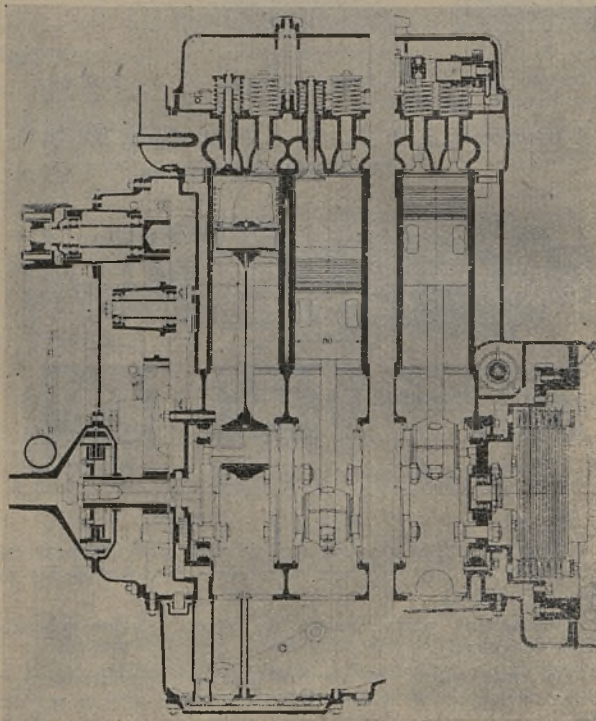
Jednostajny wtrysk osiąga się przez szczelne doleganie iglicy do gniazda.

W razie ujawnienia nieszczelności z powodu nagaru — obmyć wtryskiwacz w benzynie i wytrzeć miękką szmatką (nie używać ostrych metalowych narzędzi do oczyszczania, lub szmerglu).

S

Ponieważ igły są poszczególnie dopasowane do gniazd, — uważać, żeby nie zamieniać igieł w wtryskiwaczach; zamiany może dokonać wyposażony w odpowiednie narzędzia warsztat.

Przekrój silnika Ursus-Saurer Bld.



Porównanie kosztów eksploatacji silników SAURER.

BL (benzynowego) i BLD (Diesela) dla podwozia 5 tn. ciężarowego.

Cena paliwa.

1 kg. benzyny kosztuje	1,10 zł.
1 kg. oleju gazowego kosztuje	0,35 zł.

Zużycie paliwa na 100 km.

Silnik BL	34 kg.
„ BLD	24 kg.

Koszt paliwa na 100 km.

Silnik BL	37,20 zł.
„ BLD	8,20 zł.

Koszty własne eksploatacyjne.

dzielą się na:

a) koszty różne dla 2-ch typów silnika, jak: paliwo, smar, oprocentowanie kapitału (10%), podatki (dla Diesla 40% benzynowego), amortyzacje na 250 000 klm.

b) koszty jednakowe, jak: uposażenie szofera, naprawy, zużycie opon, garażowanie i t. p.

Po uwzględnieniu danych p. a., koszt jednego kilometra:

silnika BL	0,78 zł.
„ BLD	0,55 zł.

Oszczędności na samochodzie z silnikiem BLD (Diesla).

Codziennie wyjazdy w klm.	Dzienne oszczędność w zł.	Roczna oszczędność przy 300 dniach robocz.
50	11,50	3 450.—
100	23,—	6 900.—
200	46.—	13 800.—

BADANIE SILNIKÓW

1. Dla jednego silnika wzorcowego, lub wybranego z pewnej serii wyznaczmy:

- krzywą pełnej mocy $N = f(n)$,
- krzywą zużycia paliwa $q = f(n)$,
- zużycie smaru w gr./KM godz.,
- prawidłowość działania silnika i akcesorji,
- próbę trwałości silnika.

2. Dla każdego silnika pewnej serii lub typu sprawdzamy:

- około 4 punktów charakterystyki, przyczem zawsze dla $N_{norm.}$ i $N_{max.}$
- zużycie paliwa dla tych mocy,
- zużycie smaru dla tych mocy,
- prawidłowość działania silnika i akcesorji.

Przed przystąpieniem od właściwej próby należy:

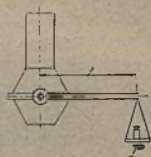
- z badać dokładności montażu,
- silnik dotrzeć.

Badanie dokładności montażu.

Ustalamy czy pewien określony dla danego typu silnika moment jest zdolny do poruszenia jego mechanizmów. Wielkość tego momentu należy ustalić drogą doświadczalną, zależy ona od wykonania, mocy, i konstrukcji silnika (ilość łożysk wału głównego, rodzaju rozrządu i t. d.).

Docieranie silników.

Docieranie silników wzorcowych najlepiej uskutecznić przy pomocy silników elektrycznych, mierząc bowiem napięcie V



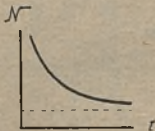
Rys. 1.

Badanie dokładności montażu.

w woltach, i natężenie I w amperach i znając sprawność η możemy obliczyć moc zużywaną na pokonywanie oporów własnych.

Zależność między mocą zużywaną na docieranie, a czasem przedstawia rysunek 2. Krzywa asymptotycznie zbliża się do prostej równoległej do osi czasu, przedstawiającej opory idealnie dotartego silnika.

Dla poszczególnych silników pewnej serii, czy typu ustalamy obroty i czas docierania na podstawie prób poczynionych z silnikiem wzorcowym.



Rys. 2. Wykres.

Zwykle docieramy silniki w trzech lub czterech półgodzinnych okresach, zmieniając obroty od 200 do 1/4 normalnej ilości obrotów. Przy tych próbach można silnik napędzać z pędni. Przy docieraniu silnika należy pamiętać o oliwieniu go.

Następnie ustawiamy silnik na stacji prób, łączymy z hamulcem i puszczaemy w ruch. Następuje okres samodocierania się na wolnych obrotach n 800 do 1000 obr/min, trwające około godziny. W ten sposób silnik przygotowany jest do pierwszej próby.

Badanie charakterystyki, czyli krzywej pełnej mocy.

Dla wyznaczenia krzywej pełnej mocy czyli tak zwanej charakterystyki silnika należy zmniejszając moment hamujący skutecznie szereg pomiarów obrotów i mocy, dane ująć w tabelę i wykonać wykres.

Pomiarów mocy, wykonuje się:

1. Przy pomocy prądnicy.

Do pomiaru mocy silnika służyć może napędzana przez niego prądnica, której charakterystyka jest dokładnie znana

$$N_e = \frac{V \cdot I}{736 \cdot \eta_{el}}$$

N_c — moc w KM.

I — natężenie w amperach.

V — napięcie w woltach.

η_{el} — sprawność prądnicy,

Ponieważ napięcie prądu w wzbudnicy musi być stałe, niezbędne więc jest stosowanie prądu wzbudzającego z obcego źródła, najlepiej użyć do tego baterję akumulatorów.

Prądnicą pozwala wykorzystać moc silnika i może służyć do docierania lub jako rozrusznik. Natomiast dokładność pomiaru jest mała, gdyż zależy od dokładności przyrządów elektrycznych (amperomierz, woltomierz i t. d.). Wymaga posługiwania się krzywą sprawności prądnicy, która z biegiem czasu wskutek zmiany warunków zewnętrznych (napięcia wzbudnicy) ulega znacznym zmianom.

2. Przez pomiar momentu hamującego.

Moc każdorazowo obliczamy ze wzoru

$$N_e = \frac{2 \cdot \pi \cdot M \cdot n}{75 \cdot 60}$$

N_e — moc w KM.

M — moment w kgm.

n — obroty w obr/min.

Sposoby pomiaru momentów.

Wszystkie sposoby pomiaru momentu hamującego M_h oparte są na zasadzie III prawa Niutona o akcji i reakcji.

Jeżeli silnik sprzęgniemy z hamulcem, to oprócz momentu napędzającego i hamującego powstają dwa inne momenty, moment reakcyjny na ramię silnika i moment reakcyjny na osłonie hamulca.

Jeżeli ramę silnika lub osłonę hamulca umieścimy w sposób wachliwy, to przez odpowiednie zastosowanie wagi np. sprężynowej, będziemy mogli zmierzyć moment reakcyjny $M_r = M_h$ momentowi hamującemu.

$$M_r - P \cdot L = M_h.$$

M_r — moment reakcyjny kgm,

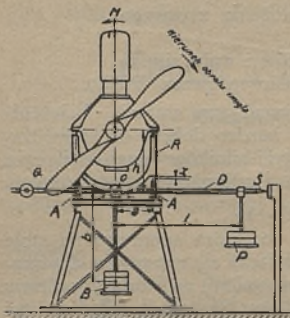
P — siła w kg.

L — ramię w m.

M_h — moment hamujący w kgm.

Rama wahadłowa.

Szemat pomiaru momentu przy pomocy ramy wahadłowej przedstawia rys. 3.



Rys. 3. Rama wahadłowa.

Silnik ustawia się na ramie R , która może się wahać dookoła osi O . Wahania ograniczają zderzaki sprężynowe A . Szczeliny X od $0,05 a$ do $0,06 a$. Dźwignia D i ciężar B połączone sztywno z ramą — waha się wraz z nią. Wielkość ciężaru B i jego odległość b od osi O może być zmieniana. Lepiej stosować mały ciężar B , a wielkie ramię b , wtedy mniejsze tarcie zwiększa czułość. Strzałka s przytwierdzona do końca dźwigni D naprzeciwko nieruchomej skali wskazuje wychylenie.

Ciężar B , dobiera się w ten sposób, aby całość były bliska stanu równowagi obojętnej, czyli środek ciężkości badanego układu niedaleko środka obrotu O .

Sposób sprawdzania jest następujący:

ciężarek g równy $0,005 P$, umieszczony jest w odległości 1 metra od osi O , powinien opuścić się o 3 cm. od stanu równowagi.

W celu dokonania pomiaru mocy zakładamy na wał silnika śmigło lub łączymy go z młynkiem Renard'a.

Młynek Renard'a polega na sprężeniu z wałem korbowym badanego silnika 2-ch płaszczyzn umocowanych na końcach drążka, tworzącego ramiona młynka. Płaszczyzny te można przesuwac zmieniając odległość od wału korbowego. Drążek posiada jednaście otworów, można więc mieć 10 kombinacji.

Zarówno przy śmigle, jak i przy młynku Renard'a opór powietrza rośnie proporcjonalnie do trzeciej potęgi ilości obrotów. Zimą porą używa się zwykle młynka lub śmigła cisnącego, w lecie można używać śmigła ssącego w celu lepszego chłodzenia silnika. Młynek lub śmigło powinno być tak dobrane

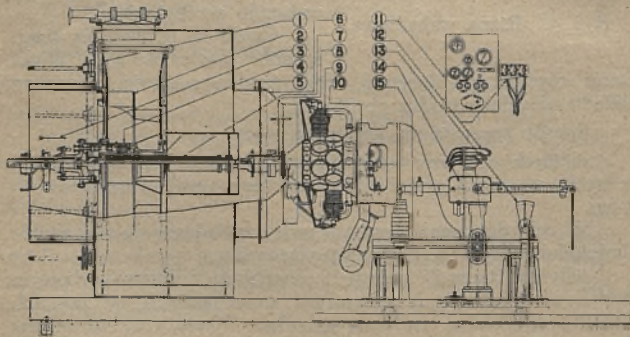
aby silnik przy całkowitym otwarciu przepustnicy osiągał ilość obrotów przepisana przez fabrykę z dokładnością do 20 obrotów. Przy tych pomiarach należy zwracać uwagę na błędy spowodowane:

- 1) wychyleniem ramy z położenia zerowego,
- 2) reakcją spalin.
- 3) mimośrodowością osi wahań i wału silnika,
- 4) prądem powietrza, wywołanym przez śmigło.

Badania te nie mogą się odbywać przy zmianie obciążenia w sposób ciągły, nadają się zatem bardzo dobrze do sprawdzania pewnych punktów charakterystyki silników danej serji przez stosowanie śmigieł kalibrowanych i młynków wzorcowanych.

Hamulec Heenan Fell'a (rys. 4).

Silnik umocowany do tarczy 10, która spoczywa na stole wahadłowym 15. Czop wału silnika łączy się zapomocą elastycznego sprzęgła kulkowego 8 z drugim wałem, na którym osadzony jest wentylator, który jest napędzany przez silnik i stanowi



Rys. 4. Hamulec Heenan Fell'a.

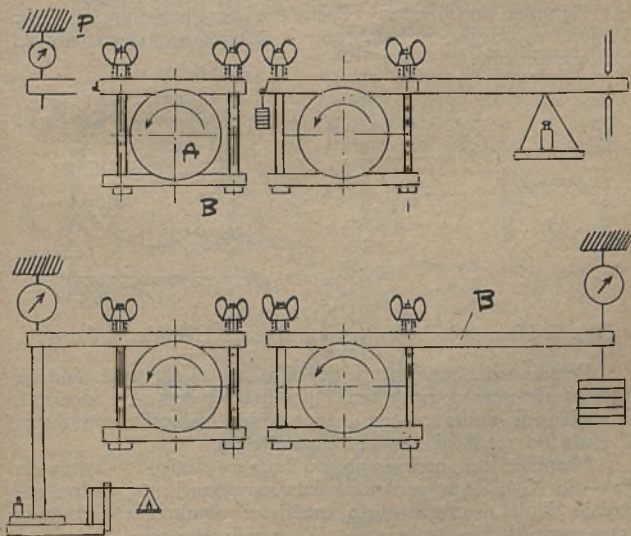
jego obciążenie. Strumień powietrza powstający podczas pracy wentylatora jest wyprostowany zapomocą specjalnych kierownic poczem wchodzi do dużej dyszy powietrznej 6, gdzie się ostatecznie prostuje i zostaje skierowany prostopadle do osi silnika,

a więc niema żadnego momentu dodatkowego. Obciążenie reguluje się zapomocą zasuwki pokrywającej łopatkę wentylatora, a do pomiaru momentu służy precyzyjne urządzenie 14. Uruchomienie silnika odbywa się przy pomocy specjalnego rozrusznika elektrycznego.

HAMULCE Z WAHLIwą OSŁONĄ.

Hamulce mechaniczne.

W danym wypadku moment części wirującej, połączonej z wałem badanego silnika przenosi się wskutek tarcia na część wahliwą osłony. Mierzymy siłę P na pewnym ramieniu L :



Rys. 5. Hamulec klockowy i sposoby mierzenia siły.

$$M = P \cdot l,$$

P — siła w kg.

l — ramię w m.

Podział:

- 1) hamulce mechaniczne Prony'ego,
- 2) „hydrauliczne Frouda”,
- 3) elektryczne.

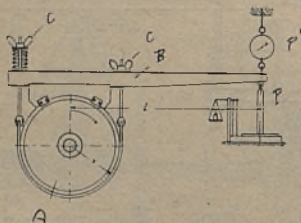
Sposoby mierzenia widoczne są na rysunkach.

Najlepsze są dwa ostatnie przy pomocy dwóch wag, sprężynowej i ramiennej.

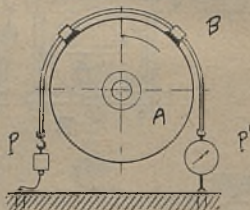
Waga sprężynowa dla dużych sił daje małe dokładności, waga zaś dźwigniowa zmusza do stałej regulacji momentu hamującego.

Hamulec Prony'ego.

Hamulec mechaniczny Prony'ego przedstawiony na rys. 6, jest najprostszym hamulcem i najtańszym używanym do badania silników.



Rys. 6. Hamulec Prony'ego.



Rys. 7. Hamulec linkowy.

Przeniesienie momentu z części wirującej na część wahliwą odbywa się przy pomocy tarcia pomiędzy tarczą A i klockami drewnianymi umieszczonymi na taśmie. Nakrętki motylkowe C służą do regulacji momentu hamującego.

Hamulec ten nadaje się do badania silników o mocy do 50 — 60 KM. W wypadku silników o wyższej mocy odprowadzenie ciepła następuje dużo trudności pomimo zastosowania intensywnego chłodzenia wodą. Dla mniejszych mocy stosujemy hamulec klockowy (rys. 5), lub linkowy (rys. 7) nadający się dla mocy 20 — 25 KM.

Zalety hamulców mechanicznych.

1) Tania i prosta budowa.

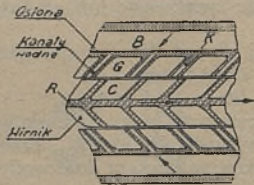
Wady.

1) Zmiana współczynnika tarcia wskutek polerowania się klocków.

2) Potrzeba intensywnego chłodzenia.

Hamulec hydrauliczny Frouda.

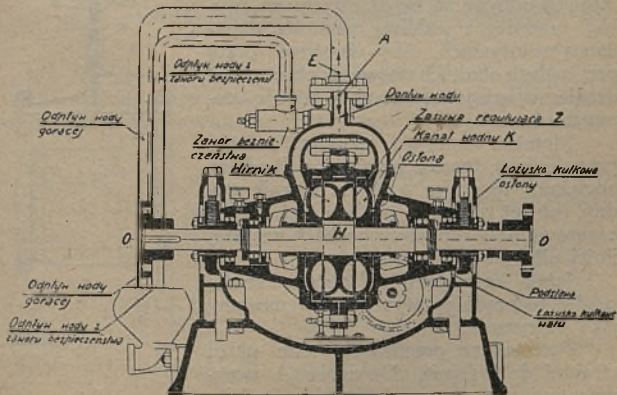
W hamulcu hydraulicznym Frouda przeniesienie momentu z części wirującej na część wahliwą odbywa się za pośrednictwem wody.



Rys. 8. Szczegół hamulca Frouda.

Wirnik zaopatrzony w szereg półkulistych łopatek (rys. 8), jest osadzony na wale sprzężonym, zapomocą elastycznego sprzęgła z wałem badanego silnika. Wirnik ten mieści się w osłonie z podobnymi półkulistymi łopatkami (rys. 8 i 9).

Woda dopływa pod ciśnie-



Rys. 9. Hamulec Frouda.

niem rurą *A* do przestrzeni *B* w osłonie i przez kanały *K* dostaje się do komór *C* w wirnik, poczem pod działaniem siły odśrodkowej powraca do komór osłony i t. d., aż w końcu wypływa na zewnątrz rurą *E*.

Wskutek reakcji wody moment hamujący z wirnika przenosi się na osłonę, również na osłonę przenoszą się momenty tarcia w dławicach, łożyskach, co pozwala przenieść na osłonę całkowity moment hamujący silnik.

Przez opuszczenie lub podniesienie zasuw *Z* odstawiamy lub przymykamy pewną liczbę komór zwiększając lub zmniejszając moment hamujący.

Nadciśnienie wody dopływającej dla silników o mniejszej mocy wynosi 0,7 dla większych zaś 1 do 1,5 atm.

Srednie zużycie wody wynosi 9 litrów/KM godz.

Ilość wody tak należy uregulować przy pomocy kurków, aby temperatura wody wychodzącej wynosiła 60 do 80°C. Przewody powinny być obliczone na dwukrotnie większą ilość wody.

Hamulec elektryczny.

W hamulcu elektrycznym przeniesienie momentu z części wirującej na część wahliwą odbywa się za pośrednictwem zwykłej prądnicy z wahliwą magneticą osadzoną w łożyskach. Aby umożliwić pracę przy małych obrotach stosuje się obce wzbudzenie, najlepiej przy pomocy baterji akumulatorów.

Moment hamujący regulować można przez zmianę oporów wzbudnicy. Prądnice obciążamy włączając w obwód opornik wodny, lub też zasilając prądem sieć, co ma znaczenie przy dłuższych próbach większej ilości silników.

Jeżeli korzystamy z obcego źródła prądu, to prądnice wykorzystać możemy jako rozrusznik.

Rysunek 10 przedstawia nam układ dźwigni do ważenia. Dźwignia *A* przy-mocowana do osłony przy jej obrocie działa bezpośrednio na ciężno *B*, w razie ob-



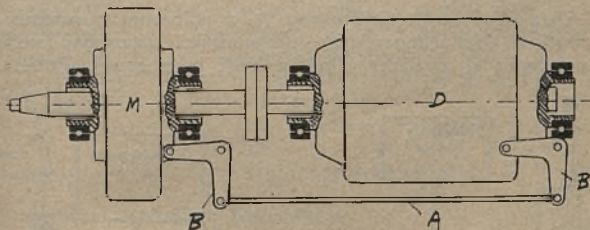
Rys. 10.

rotu w kierunku przeciwnym oddziaływanie przenosi się przez ciężno D i dźwignię wahliwą C na ciężno B .

Ten układ pozwala nam mierzyć moment potrzebny do pokonania oporów własnych niezależnie od błędów powodowanych przez niedokładność przyrządów elektrycznych i od charakterystyki prądnicy.

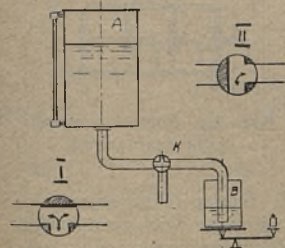
Hamulec hydrauliczno-elektryczny.

Wobec braków w omawianych uprzednio instalacjach dla silników powietrznych stosuje się też urządzenie składające się z hamulca Froud'a i osobnego wentylatora powietrznego.



Rys. 11. Hamulec hydrauliczno-elektryczny.

Dla silników chłodzonych wodą można Froud'a sprzęgnąć z hamulcem elektrycznym, przyczem przez połączenie dźwigni dwóch hamulców można wyważenie wykonać zapomocą jednej wagi.



Rys. 12. Pomiar paliwa wagowy.

Pomiary zużycia paliwa.

Sposób laboratoryjny (wagowy) rys. 12.

Sposób ten daje dokładny wynik w dowolnie krótkim czasie bez potrzeby uwzględniania temperatury paliwa.

Ustawiając kurek trójdrogowy K , w położeniu I napełniamy zbiornik B na wadze przy jednoczesnym ruchu silnika.

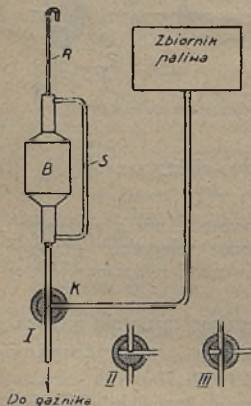
Przez ustawienie kurka w położeniu II, odcinamy połączenie z głównym zbiornikiem A, a silnik dzięki różnicy poziomów zasila się przez lewarową rurkę ze zbiornika B.

Zbiornik B tarujemy odważnikami, wody w miarę zużycia paliwa języczek wagi stanie w położeniu zerowym notujemy czas, poczem zdejmujemy z szalki pewien odważnik i notujemy czas, gdy waga znowu powróci do stanu równowagi.

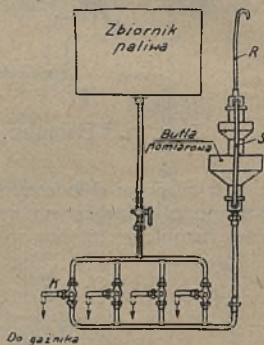
Błąd spowodowany zanurzeniem rurki lewarowej jest tak mały, że go się nie uwzględnia, zwłaszcza jeśli naczynie ma dużą powierzchnię.

Butla pomiarowa. (rys. 13).

Ustawiając kurek trójdrogowy K w położeniu I napełniamy butlę B przy jednoczesnym ruchu silnika. Ustawiając kurek w położeniu II zasila się silnik z butli pomiarowej. Poziom



Rys. 13.

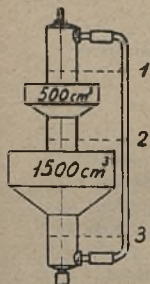


Rys. 14. Schemat pomiaru butlą pomiarową.

obserwujemy w szklanej rurce S. Rurka R zabezpiecza od przelania się paliwa. W wypadku silników wielogaźnikowych poszczególne gaźniki mogą być obsługiwane przez jedną butlę pomiarową lub też można zastosować dla każdego gaźnika od-

dzielną butlę; w tym wypadku pomiar może być dokonany prawie równocześnie dla wszystkich gaźników.

Rysunek 14 przedstawia szemat instalacji obsługującej szereg gaźników przy pomocy jednej butli. Specjalna butla pomiarowa rys. 15 może być używana jako 0,5, 1,5, 2 litrowa.



Rys. 15. Butla pomiarowa.

Zużycie paliwa obliczamy ze wzoru

$$q = \frac{V \cdot \gamma \cdot 3600 \cdot i}{t N_e}$$

- q — zużycie paliwa w gr/KM godz.
 V — objętość w cm^3 butli pomiarowej zasilającej jeden gaźnik
 γ — ciężar właściwy paliwa w gr/cm^3 .
 i — ilość gaźników.
 t — czas zużycia $V \text{ cm}^3$ paliwa w sekundach.
 N_e — moc rzeczywista w KM.

Pomiar zapomocą Flowmetru.

Przy pomocy butli pomiarowej możemy określić zużycie paliwa, jako średnie w ciągu pewnego czasu. Flowmetr umożliwia nam pomiar w litrach na godzinę w każdej chwili.

Paliwo dopływa rurką R do komory pływakowej A i rurką

C napełnia rurki T_1, S_1, T_2, S_2 . Gdy otworzymy kurek B , to powstanie różnica poziomu w rurkach S i T .

Wypływ zależy od h i c .

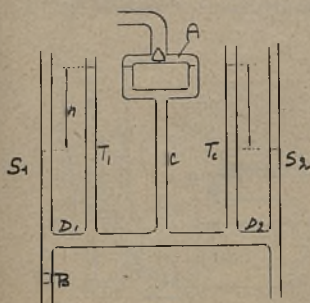
$$Q = c \sqrt{2gh}$$

Q — ilość paliwa wypływająca z Flowmetru w litrach na jednostkę czasu.

c — stała zależna od przekroju i kształtu dyszy oraz gagatunku paliwa.

g — przyspieszenie ziemskie.

h — różnica poziomu.



Rys. 17. Flowmetr.

Zużycie paliwa określa się ze wzoru:

$$q = \frac{Q \cdot \gamma \cdot 1000}{N_e}$$

Q — ilość paliwa w litrach na godzinę.

γ — ciężar właściwy przy temperaturze pomiaru.

N_e — moc rzeczywista silnika KM.

q — zużycie w gr/KM godz.

ZASADY GAŹNIKA.

Zasadnicze zalety nowoczesnego gaźnika są następujące:

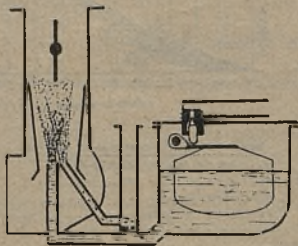
- 1) Zupełna automatyczność.
- 2) Oszczędność w zużyciu paliwa.
- 3) Łatwe rozbieranie i sprawdzanie części do regulowania.
- 4) Stały dobry rozruch, niezależnie od temperatury.
- 5) Dobre „zrywy” — dobre przyśpieszanie.
- 6) I jako warunek dodatkowy — dobrze przestudjowane

rury ssące.

Automatyczność jest zupełna o ile można otrzymać odpowiednią mieszankę paliwa na każdą ilość obrotów silnika. Można ją osiągnąć przez zastosowanie:

- a) rozpylacza głównego,
- b) rozpylacza dodatkowego,
- c) dyszy,

co daje dostateczne oszczędności w zużyciu.

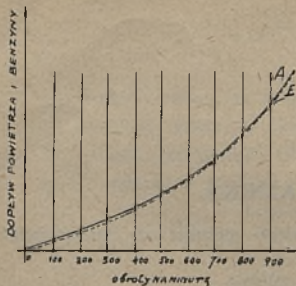


Rozpylacz dodatkowy.

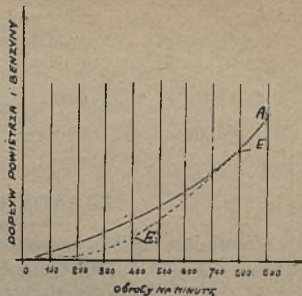
Rozpylacz główny dostarcza mieszankę bezpośrednio do dyszy pod wpływem ssania.

Rozpylacz dodatkowy, który znajduje się poniżej poziomu benzyny dostarcza mieszankę do studzienki, mającej bezpośredni kontakt z powietrzem. Ilość dostarczanej mieszanki jest stałą, ponieważ jest tylko wynikiem niezmiennej wysokości, która dzieli ją od poziomu.

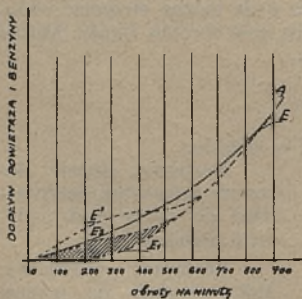
S



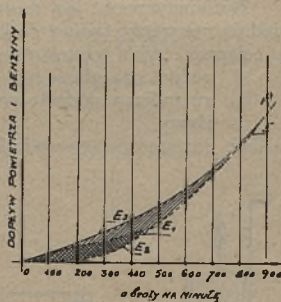
KRZYWA TEORETYCZNA DOPŁYwu POWIETRZA A I BENZYNy E PODCZAS „ZRyw”:



KRZYWA FAKTYCZNA DOPŁYwu POWIETRZA I BENZYNy. DOPŁyw BENZYNy JEST POCZĄTKOWO MNIEJSZY, POCZEM STOPNIOWO OSIĄGA WARTOŚĆ TEORETYCZną „ZRyw” SŁABy.



PRACA ZWYKŁEJ POMPY WTRYSKująCEJ: DOPŁyw BENZYNy NA POCZĄTKU RUCHU POMPY JEST DOSTATECZNY, KRZYWA BENZYNy OSIĄGA WYGLĄD KRZYWEJ FIB. POMPĄO WIĘKSZYCH ROZMIARACH DALABY KRZYWĄ E', CO NIE BYŁOBY KORZYSTNEM



PRACA POMPY „COMPOUND” ZENITH.: E2. DOPŁyw POMPY GŁÓwNEJ. E3: — — — DODATKOWEJ. NIEDOSTATECZNA ILOŚĆ BENZYNy ZOSTAJE ZUPERNIE WYRÓWNANA I „ZRyw” JEST PRAWIDŁOWY

Rozpylacz dodatkowy ma działanie odwrotne od rozpylacza głównego i poprawia jego niedociągnięcia.

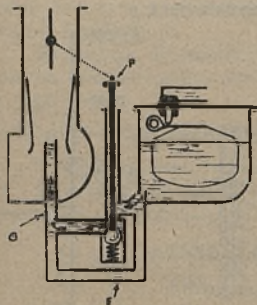
O jakikolwiek silnik chodzi, można ustalić z łatwością rozpylacz główny i rozp. dod., których działanie połączone daje automatyczność. Maximum automatyczności otrzymuje się przez

dodanie dyszy posiadającej teoretycznie profil doskonały. A potem ułatwiając przejście mieszanki przez zastosowanie przepustnicy, jej osi i t. d., wykonanych w jaknajmniejszych wymiarach.

Rozbieranie i regulowanie poszczególnych części powinno być możliwe bez używania specjalnych narzędzi, tak aby umożliwić każdej chwili jaknajprędzszy dostęp do tych części. Puszczenie w ruch silnika na zimno, albo w czasie mrozów powinno być ułatwione przez dodanie urządzenia rozruchowego.

Najważniejsze są dobre „zrywy” i otrzymywanie w odpowiednim czasie całej mocy silnika.

Trzeba więc przewidzieć dodanie do gaźnika urządzenia, któreby zapobiegało w chwili „zrywu” brakowi paliwa. (Patrz rys.).



GAZNIK ZENITH
Z POMPĄ.

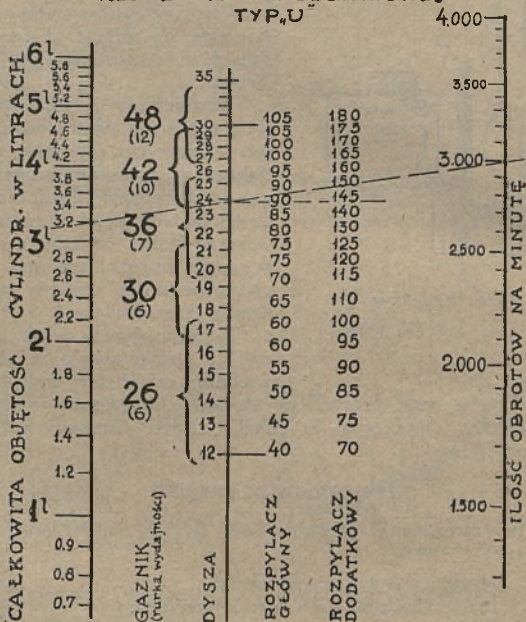
Jak zamawiać gaźniki?

Przy zamawianiu jakiegokolwiek gaźnika należy podać co następuje:

1. Markę i rok wykonania silnika.
2. Ilość cylindrów i ich rozmieszczenie.
3. Średnicę cylindrów i skok tłoka.
4. Ilość obrotów przy maksymalnej mocy.
5. Ilość otworów dopływu mieszanki, kształt rury ssącej, i dokładny profil zewnętrzny kołnierza, dla umocowania kołnierza.

6. Istniejący system podgrzewania.
7. Sposób zasilania silnika paliwem: pod własnym ciężarem, przy pomocy mamki, pompki, lub pod ciśnieniem. W tym ostatnim wypadku należy zaznaczyć średnie ciśnienie.

**NOMOGRAM DLA OKREŚLENIA
REGULACJI PODSTAWOWEJ
TYP „U”**



Uwaga.

I. Silnik 4-cyl.

Dla określenia odpowiedniego numeru dyszy należy połączyć linią prostą liczbę odpowiadającą całkowitej objętości

cylindrów na skali po lewej stronie, z liczbą odpowiadającą ilości obrotów przy największej mocy, na skali po stronie prawej. Wówczas należy odczytać średnicę dyszy, znajdującą się na przecięciu tej linii i skali umieszczonej w środku. W linii poziomej przechodzącej przez punkt przecięcia się wyżej wspomnianych linii, znajduje się wielkość gaźnika, nr. rozpylacza głównego i rozpylacza dodatkowego (kompensatora), które tworzą zasadniczą regulację, na podstawie której można rozpocząć ostateczne regulowanie.

Przykład, dla silnika o objętości ltr. 3,2, przy 3200 obrotów na min. potrzebny jest gaźnik 36 U o zasadniczej regulacji 24—90—145.

2. Silnik 6-cyl. zasilany 1 gaźnikiem o pojedynczym korpusie

Tak jak powyżej, trzeba jedynie zmniejszyć dyszę o 1 numer.

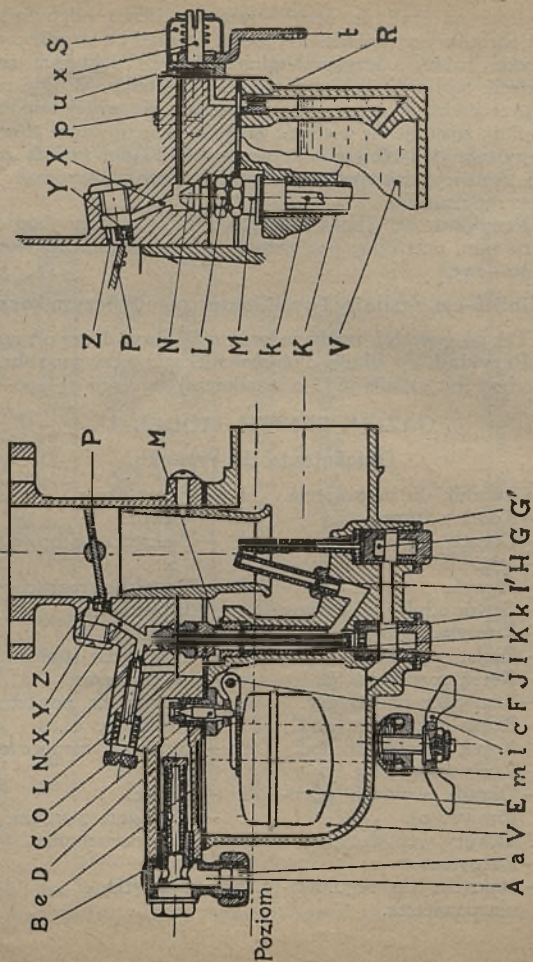
Przykład, dla silnika o objętości ltr. 3,2, przy 3200 obr./min potrzebny jest gaźnik 36 U o zasadniczej regulacji 23—90—145.

GAŹNIK ZENITH MODEL U.

Objaśnienia do rysunku.

- | | |
|-----------------------------|-----------------------------|
| A — Łącznik do nastawienia. | P — Przepustnica. |
| B — Korek z filtrem. | Z — Otwór. |
| C — Obsada igły. | Y — Nakrętka kalibrowana w. |
| D — Igła. | o. |
| E — Pływak. | R — Rozpylacz rozruchowy |
| F — Otwór odpływu benzyny | kalibrowany. |
| G — Rozpylacz główny. | X — Kanał w. o. |
| G' — Rurka rozpylacza gł. | a — Połączenie stożkowate. |
| H — Korek rozpylacza gł. | c — oś pływaka. |
| I — Rozpylacz dodatkowy. | e — Otwór dla powietrza. |
| I' — Rurka rozpylacza dod. | k — Rurka w. o. |
| J — Korek rozpylacza dod. | m — Strzemie zamocowywu- |
| K — Rury wydajności. | jące. |
| L — Obsada wolnych obro- | l — Klucz. |
| tów (w. o). | t — Dźwignia zwrotna. |
| M — Otwory wentylacyjne. | u — Tarcza ruchoma. |
| N — Rozpylacz w. o. | x — Oś. |
| O — Nakrętka do regulowa- | p — Nakrętka. |
| nia powietrza. | |

PRZEKROJ GAZNIKA "ZENITH"
MODEL "U"

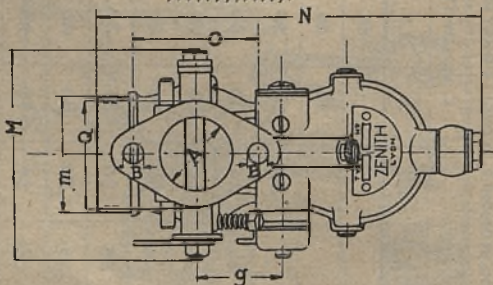
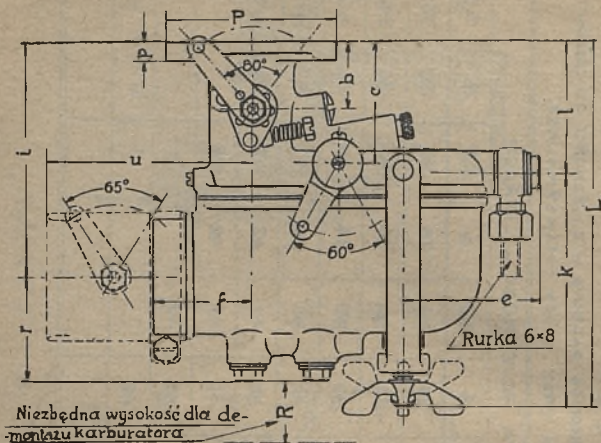


TABELA

PODAJĄCA W PRZYBLIŻENIU ODPOWIEDNIĄ ŚREDNIĘ GAZNIKA W ZALEŻNOŚCI OD CAŁKOWITEJ
OBJĘTOŚCI CYLINDRÓW I ILOŚCI OBROTÓW PRZY MOCY MAKSYMALNEJ.

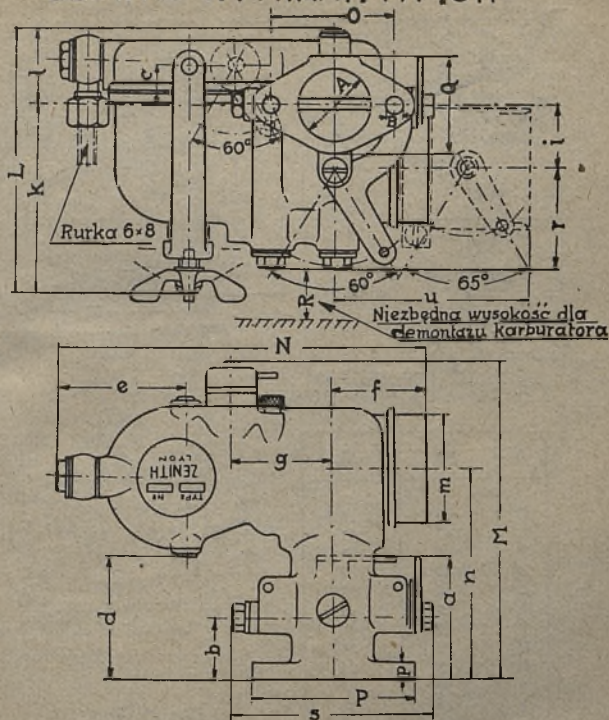
ILOŚĆ OBROTÓW NA MINUTĘ	CAŁKOWITA POJEMNOŚĆ w LITRACH									
	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5
1000				26	26	26	26	26	30	36
1500			26	26	26	30	30	30	36	42
2000		26	26	30	30	30	36	36	42	48
2500	26	26	30	30	30	36	42	42	48	48
3000	26	26	30	30	36	42	42	48		
3500	26	30	30	36	42	42	48			
4000	26	30	36	36	42	42				
4500	26	30	36	42	42					
5000	30	36	36	42						

GŁÓWNE WYMIARY. TYP. „U”



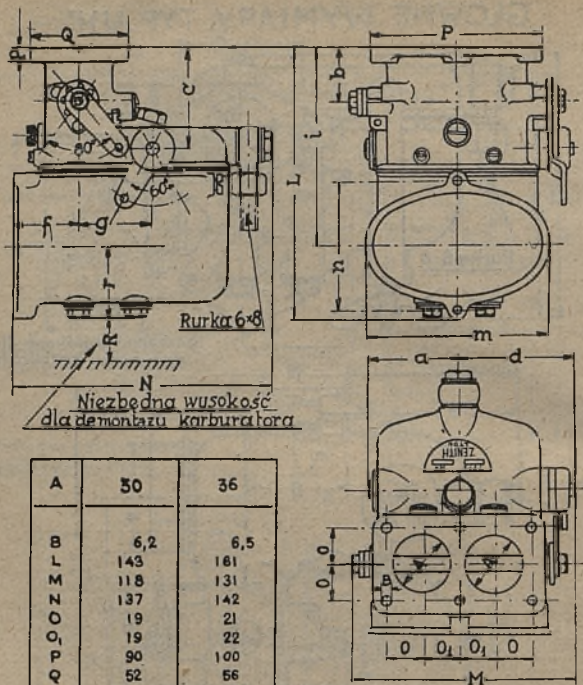
A	B	L	M	N	O	P	Q	R	b	c	e	f	g	i	k	l	m	p	r	u
26	8,5	149	82	139	48	66	38	25	27	51,5	52	35	31	98	95	54	38	7	39	73
30	8,5	152	88	161	53	71	44	25	28	51	57	41	36	97	97	55	48	8	44	86
36	10,5	162	92	167	65	89	50	25	28	51	57	45	39	107	97	65	54	9	44	96
42	10,5	173	88	183	72	86	60	25	29	74	62	44	41	125	95	78	70	10	36	108
48	10,5	186	107	204	78	102	62	28	30	78	73	47	49,5	140,5	119	76,5	80	11	49	121

GŁÓWNE WYMIARY. TYP „UH”



S

A	B	L	M	N	O	P	Q	R	a	b	c	d	e	f	g	i	k	l	m	n	p	r	s	u
26	8,5	109	126	139	48	66	38	25	52	26	18	50	52	35	30	28	77	32	38	84	7	39	82	73
30	8,5	114	142	161	53	71	44	25	53	27	16	53	67	42	43	28	81	33	48	82	8	43	88	86
36	10,5	119	152	167	65	89	30	26	58	30	16	66	57	45	47	28	81	38	54	102	9	44	92	86
42	10,5	128	170	179	72	96	60	25	57	31	14	73	62	44	49	37	83	45	70	114	10	35	98	108

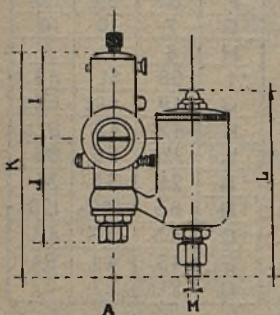
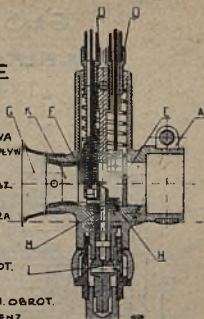
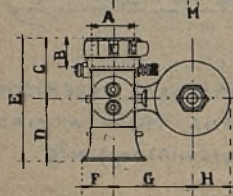


A	30	36
B	6,2	6,5
L	143	181
M	118	131
N	137	142
O	19	21
O ₁	19	22
P	90	100
Q	52	56
R	25	25
a	48	50
b	28	28
c	53	63
d	62	65
f	36	37
g	38	41
i	104	118
m	96	108
n	67	75
p	8	9
r	38	34

GŁÓWNE
WYMIARY.
TYP „DU”

GAZNIKI
MOTOCYKLOWE
TYR MC.

- A OPASKA
B KOM. PLYWAKOWA
C NAKR. UMOC. KOM. PLYW.
D --- REGUL.
E RURKA DOPEL. MIESZ.
F KOREKTOR
G DOPLYW POWIETRZA
H ROZP. DODATK.
I ROZP. GŁÓWNY
J ROZP. WOLN. OBROT.
K DYSZA
L NAKR. REG. WOLN. OBROT.
M OTWÓR DOPEL. BENZ.
N NAKRĘTKA REG. KOREKT.

GŁÓWNE
WYMIARY

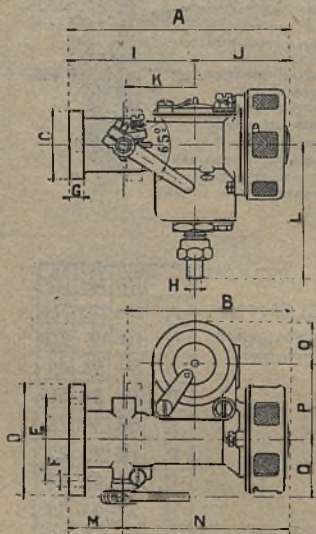
POJEMNOŚĆ CYL.

φ18MC	do 250 ^{cm³}
φ22MC	do 350 ^{cm³}
φ26MC	do 500 ^{cm³} powyżej
Z KOREKTOREM LUBB5Z	

	18 MC	22 MC	26 MC
A	25,4	28,7	31,7
B	18	19	20
C	34	38	41
D	34	36	38
E	68	74	79
F	18	20	22
G	44	44	44
H	21	21	21
I	48,5	54,5	61,5
J	57,5	59,5	61,5
K	106,25	133,75	142,5
L	104	104	104
M	6	6	6

S

GŁÓWNE WYMIARY GAŹNIKÓW PRZEMYSŁOWYCH TYP R.

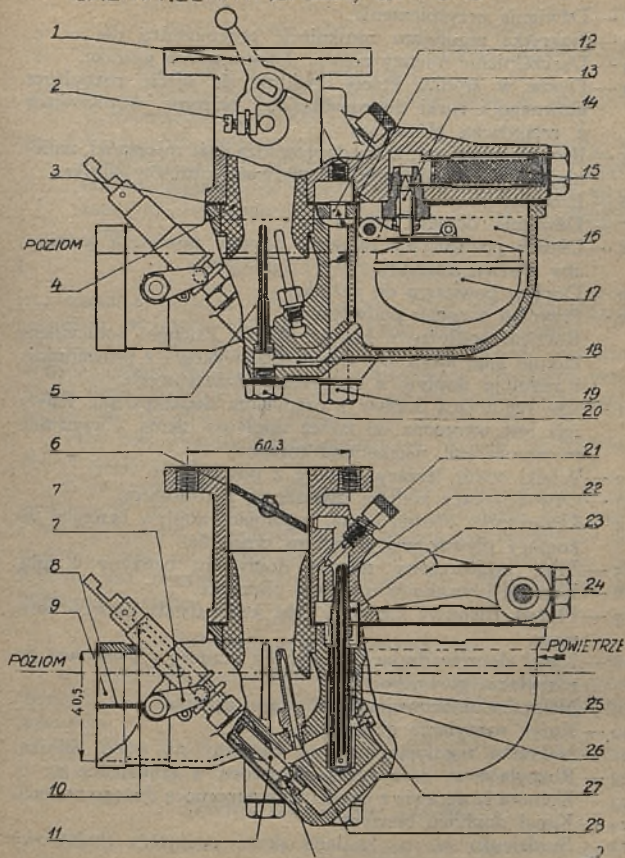


REPÈRES	18 R	26 R	36 R
	RH-RHA	RH-RHA	RH-RHA
*A	109	141,5	155,5
B	91	107,5	131
C	38	44	60
D	66	71	96
E	48	53	72
F	8,5	8,5	10,5
G	7	10	10
H	6	8	8
*I	60	81	86
J	49	60,5	69,5
K	42	47	61,5
L	77,5	86	86
*M	26	35	35
*N	83	106,5	120,5
*O	33	37	43
P	43	49	54
Q	21,5	27	27

UWAGA:

GAŹNIKI TYPUR R NIE POSIADAJĄCE PRZEPUSZNIK
OGÓLNA DŁUGOŚĆ JEST PODANA PRZEZ WYMIAR
B. LITERY OZNACZONE *(GWIAZDĄ) NIE
DOTYCZĄ GAŹNIKÓW TYPUR.

GAZNIK ZENITH (124 TYP POPRAW.) DLA FORDA A AA.AF



Objaśnienie dla gaźnika „Forda“.

- 1 — Dźwignia przyspieszenia.
- 2 — Nakrętka regulująca zamknięcie przepustnicy dla w. o.
- 3 — Uszczelnienie między częścią dolną a górną gaźnika.
- 4 — Dysza w środku której znajduje się ujście rozpylacza głównego i rurki doprowadzającej benzynę, wypływającą z rozpylacza głównego
- 5 — Rozpylacz główny, który doprowadza ilość mieszanki, zmieniającej się w zależności od szybkości obrotów silnika.
- 6 — Przepustnica.
- 7 — Dźwignia dławika rozruchu.
- 8 — Dławik pozwalający zamknąć dopływ powietrza gaźnika, aby ułatwić rozruch.
- 9 — Dopływ powietrza do gaźnika.
- 10 — Przyrząd o ruchu podwójnym.
Ruchem podłużnym kieruje dławik. Ruchem rotacyjnym kieruje igła, którą się wkręca albo wykręca z prowadnicy, i reguluje dopływ z rozpylacza dodatkowego.
- 11 — Igła regulująca dopływ z rozpylacza dodatkowego. Kiedy igła jest wkręcona do końca dopływu niema. Zużywanie mieszanki jest najekonomiczniejsze.
- 12 — Wielki otwór łączący komorę z powietrzem.
- 13 — Otwór łączący komorę pływakową z atmosferą.
- 14 — Urządzenie, obsada i igła, regulujące dopływ benzyny do komory pływakowej, o stałym poziomie.
- 15 — Filtr umieszczony między dopływem benzyny a igłą.
- 16 — Komora pływakowa o stałym poziomie.
- 17 — Pływak ruchliwy kierujący igłą, która ustala dopływ benzyny.
- 18 — Kanał doprowadzający benzynę z komory pływakowej do rozpylacza głównego.
- 19 — Nakrętka umocowująca obie części gaźnika.
- 20 — Korek rozpylacza głównego.
- 21 — Nakrętka regulująca dopływ benzyny na w. o. silnika.
- 22 — Rozpylacz w. o. z rurką zanurzoną w studzience w. o.
- 23 — Komora łącząca się z powietrzem zapomocą dużego otworu.
- 24 — Kanał dopływu benzyny.
- 25 — Studzienka w. o. zasilana przez rozpylacz dodatkowy zawsze pod ciśnieniem powietrza.

- 26 — Studzienka wyrównawcza zasilana przez rozpylacz dodatkowy normalny i roz. dod. pomocniczy, połączona ze studzienką przez 1 otwór górny i 2 otwory dolne.
- 27 — Rozpylacz dodatkowy normalny, z którego dopływa benzyna do studzienki wyrównawczej.
- 28 — Rurka doprowadzająca benzynę zmieszaną ze studzienki wyrównawczej do środka dyszy.
- 29 — Rozp. dod. pomocniczy, którego mieszanka łączy się z mieszanką wypływającą z rozp. dod. normalnego. Dopływ ten jest regulowany przez kierownicę zapomocą igły wkręconej w prowadnicę i uruchamianej z deski rozdzielczej wozu.

GAŹNIKI DOLNOSSĄCE.

Zasada. Gaźniki dolnossące nie różnią się zasadniczo od gaźników zwykłych, posiadają jednakże dane b. cenne.

Gaźnik dolnossący umieszczony jest ponad silnikiem, skutkiem czego dopływ powietrza zmieszanego z benzyną, przepływa przez dyszę, z góry na dół, a nie jak w zwykłych gaźnikach z dołu do góry, albo poziomo.

Przy zastosowaniu odpowiednich rur ssących nie zachodzi obawa straty mocy.

Najwyższa moc jaką silnik spalinowy może rozwinąć jest praktycznie proporcjonalna do ciężaru mieszanki (powietrza i benzyny), którą w jednostce czasu można wprowadzić do cylindrów. Ilość mieszanki wybuchowej doprowadzonej do cylindrów jest zawsze jednakową, zmienia się tylko ciśnienie tej mieszanki, i wobec tego jej ciężar.

Zalety gaźnika dolnossącego.

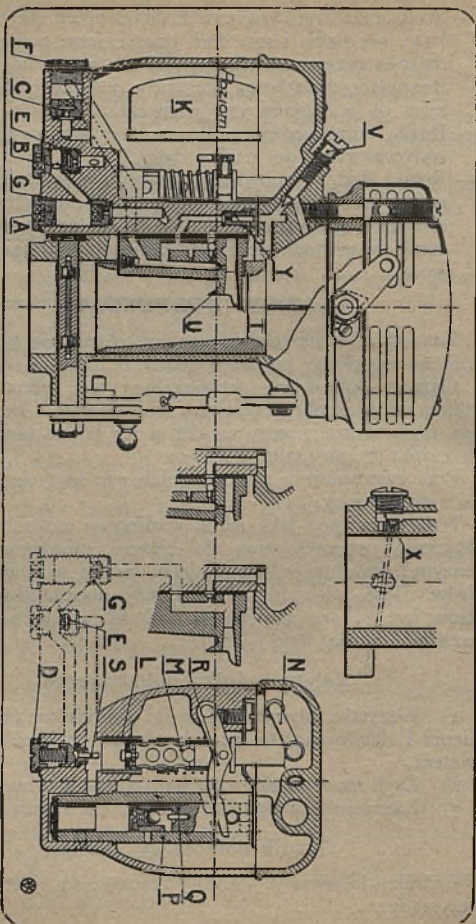
1) Wszystkie benzyna idzie do cylindrów pod wpływem ciśnienia i dzieje się to niezależnie od szybkości przepływu powietrza.

2) Zysk mocy około 10% na gaźnikach typu normalnego.

3) Łatwiejszy dostęp do gaźnika pod maską.

Gaźnik dolnossący Zenith.

Gaźnik dolnossący Zenith zaopatrzony jest dodatkowo w przyrządy.:



PFZEKROJ GAŽNIKA „ZENITH“ DOLNOŠŠACEGO TYP V. I.

A — korek rozpyl. glównego
 R — korek rozpyl. oszczędnosci.
 C — rozpyl. dod. (kompensator)
 D — korek zaworu S
 E — rozpylacz oszczędnosciowy
 F — korek do rozpyl. dodatk.
 G — Rozpylacz glówny

K — pływak
 L — cylinder pompy
 M — tłok pompy
 N — dzwignienka pompy
 P — cylinder pompy (dodatk.)
 O — tłok pompy (dodatkowy)
 R — dzwignienka zwrotna

S — zawór podwódniego zasilania
 T — dziobek górny
 U — dziobek dolny
 V — śruba regulująca dopływ w. o.
 X — komora mieszana w. o.
 Y — rozpylacz w. o.

- a) pompka wstrzykująca „compound” dla zrywów,
 b) system podwójnego zasilania, pozwalający na otrzymanie jaknajwiększej oszczędności paliwa, nie poświęcając nic z mocy.

Gażnik Zenith wykonywane się obecnie w 2 typach:

I) — typ V. I. o pojedynczym korpusie pionowym.

II) — typ D. V. I. o podwójnym korpusie pionowym.

Aparaty te istnieją w nast. wymiarach:

V. I.	30 — 36 — 42 — 48
D. V. I.	30 — 36 — 42

GAŻNIKI LOTNICZE.

Warunki jakim powinien odpowiadać gaźnik lotniczy.

Tak jak gaźniki samochodowe, ale w większym stopniu konieczności gaźniki lotnicze powinny być zautomatyzowane i posiadać dobre rozpylanie, aby dla każdej ilości obrotów silnika rodzaj mieszanki spalinowej był doskonały. Z tej zalety wynika możliwość otrzymania dowolnie największej mocy i zużycowania ilości benzyny ściśle potrzebnej mocy użytej.

Dobre działanie gaźnika powinno być pewne bez względu na temperaturę i stopień wilgotności otaczającego powietrza.

Gaźniki powinny być zupełnie szczelne, aby nie znalazły się nigdy w niebezpieczeństwie pożaru przez przesączenie benzyny.

Powinny być lekkie, ponieważ każdy zaoszczędzony ciężar powiększa promień działania i zdolność pracy samolotu.

Ponieważ gaźniki muszą działać na bardzo różnej wysokości i wobec tego w środowiskach o różnej gęstości powietrza, przyrząd specjalny musi pozwalać na zmienianie dopływu paliwa przez rozpylacze, aby utrzymać dobrą proporcję mieszanki, w miarę, jak samolot się wznosi.

Gaźniki lotnicze powinny być łatwe do rozmontowywania i obsługiwania. Od tych zalet zależy łatwość regulowania i trwa-

łość dobrego działania. Koniecznym jest dla bezpieczeństwa pilota aby gaźniki dawały się łatwo sprawdzać, a tem samem utrzymywać w dobrym stanie.

Towarzystwo gaźników Zenith

produkuje następujące gaźniki lotnicze:

26	D. K. I.	dla silników w gwiazdę od 30—60 KM około
36	D. C. J.	„ „ „ „ „ 60—100 KM około
36	I.	„ „ wszelkich typów od około 30—60 KM.
42	C. C. J.	„ „ w gwiazdę od „ 90—100 „
50	T. J.	„ „ „ „ 9 cyl. od „ 100—300 „
50	A. I. O.	„ „ wszelkich typów do „ 120 „
50	D. C. J.	„ „ w gwiazdę „ „ 300 „
55	D. J.	„ „ 12 cyl. w „V“ „ „ 500 „
		2 gaźnika na silnik
55	T. J.	„ „ w gwiazdę 9 cyl. od około 400—600 „
60	J.	„ „ 12 cyl. w „W“ lub w „V“ około 450—600 KM.
60	H. J.	„ „ w „W“ lub w „V“
60	D. C. J.	„ „ wszystkich typów
65	H. E.	„ „ rotacyjnych
70	H. J.	„ „ w „V“, lub silników w gwiazdę z kompresorem
75	J.	„ „ wszystkich typów o dużej pojemności cylindrów
75	D. J.	„ „ w gwiazdę z kompresem od około 500—700 KM.
95	J.	„ „ w gwiazdę o dużej mocy z kompresorem,
95	H. Y.	„ „ w gwiazdę o dużej mocy z kompresorem.

Uwaga: J. — gaźniki ogrzane

D. — „ o podwójnym korpusie

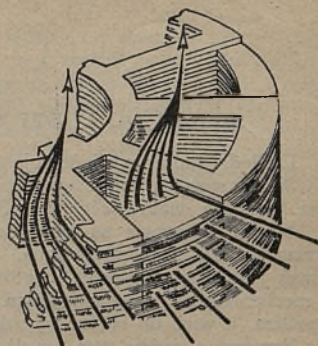
T. — „ o potrójnym korpusie

H. — „ o pojedynczym korpusie poziomym

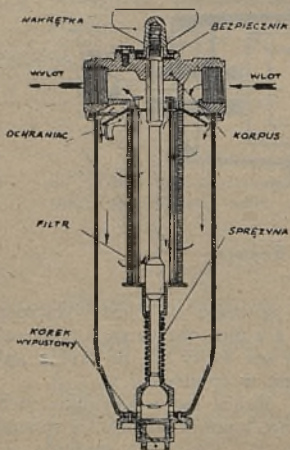
C. — „ o dopływie powietrza pod kątem

K. — „ „ „ „ „ „

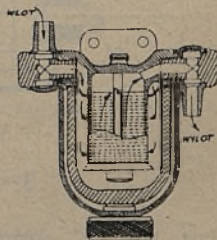
UKŁAD ELEMENTÓW FILTRA „ZENITH”



FILTR LOTNICZY



FILTR SAMOCHODOWY

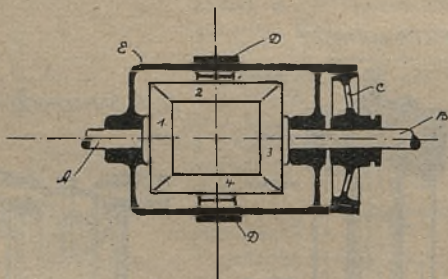


SILNIKI DO ŁODZI MOTOROWYCH.

Do łodzi motorowych stosuje się silniki stałe i przyczepne. Silniki stałe są czterosuwowe i dwusuwowe, pędzone benzyną lub ropą, wolnobieżne i szybkobieżne.

Silniki 4-suwowe są typu samochodowego i zasadniczo niczem się od niego nie różnią, zamiast skrzynki przekładniowej jest t. zw. „rewers“, który jest połączeniem sprzęgła z mechanizmem umożliwiającym zmianę kierunku obrotu popellera, a więc do ruchu wprzód i wstecz.

Rysunek 1 podaje nam zasadę działania takiego „rewersu“.



Rys. 1. Rewers.

Luz. Wał „A“ obraca się, sprzęgło „C“ jest wyłączone, wówczas obraca się bęben „E“, a z nim obraca się i tryb „2“, który obracając się koło własnej osi toczy się po trybie „3“. Tryb ten wraz z wałem „B“ jest w spoczynku.

Ruch wprzód. Wał „A“ obraca się w kierunku ruchu wału silnika, jeżeli taśma „D“ nie hamuje karteru, a sprzęgło „C“ jest włączone, to z wałem „B“ obraca się sprzęgło „C“

i karter „E“, przytem w tym samym kierunku, co i wał „A“, ponieważ tryby 2 i 4 będą spełniały rolę łącznika, nie obracając się koło własnych osi.

Ruch wstecz. Jeżeli wyłączymy sprzęgło „C“ i zahamujemy karter „E“, tryby 2 i 4, zazębiając o tryby 1 i 3 będą się obracały koło własnych osi, przez co tryb „3“, a z nim i wał „B“ otrzyma kierunek obrotu przeciwny kierunkowi obrotu wału „A“, w ten sposób otrzymujemy ruch wsteczny.

Przy obliczaniu mocy silnika, potrzebnej do uzyskania pewnej szybkości, przy pewnem obciążeniu i pewnym kształcie odzi, posługujemy się następującymi wzorami:

$$N_e = \frac{Wv}{75 \eta_p \eta_m}$$

W — opór łodzi wyrażony w kgr.

v — szybkość łodzi w metr./sek.

η_p — sprawność propellera, która dla dobrze skonstruowanego propellera waha się od 0,6 — 0,7,

η_m — sprawność mechanizmu pośredniego pomiędzy wałem silnika i propellerem = 0,9 — 0,95,

Wzór na W :

$$W = \frac{c D v^3}{L \frac{\delta}{\beta}}$$

D — m^3 wody odpowiadającej całkowitemu ciężarowi łodzi; jeżeli więc ciężar łodzi jest Q , to

$$W = \frac{Q}{1000}$$

v — szybkość w metrach na sekundę,

$\frac{\delta}{\beta}$ — stosunek współczynników = 0,4 — 0,5,

L — długość łodzi w linii wodnej,

c — współczynnik zależny od długości „ L “ i szerokości „ B “ łodzi w linii wodnej.

Wartość tego współczynnika określamy z niżej podanej tablicy;

$L : B =$	4;	4,5;	5;	5,5;
c	$= 16;$	15;	14;	13;

Przy obliczaniu ciężaru łodzi stosujemy przybliżony wzór;

$$Q = L \cdot B \cdot H \cdot C.$$

L — długość w metrach,

B — szerokość w metrach,

H — wysokość w metrach,

C — współczynnik zależny od materiału i konstrukcji łodzi:

$C = 50$ — 60 dla drewnianej,

$C = 65$ — 80 dla żelaznej,

$C = 70$ — 85 drewniana z kajutą,

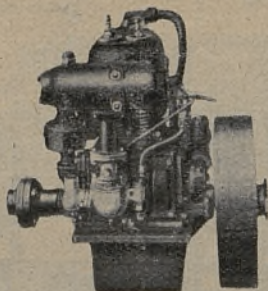
$C = 80$ — 100 żelazna z kajutą,

$C = 100$ — 120 duże żelazne z kajutą.

Ciężar silnika obliczamy z wzoru:

$100 \frac{N}{n}$	Waga w kilogramach			
	Motorów		Rewersów	Wałów i śrub.
	Lekkich	Ciężkich		
1,0	100	160	60	16
1,5	120	200	80	20
2,0	140	220	100	25
2,5	160	240	—	—
3	200	300	120	30
3,5	240	360	—	—
4	265	400	125	38
5	290	450	150	45
6	315	500	170	50
7	330	550	180	57

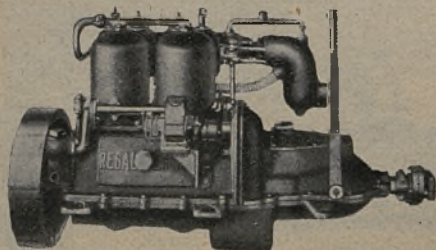
Niżej podana tablica silników benzynowych, wolnobieżnych, 4-suwowych amerykańskich marki „Regal”.



Rys. 2. Silnik jednocylinowy.

Silniki jednocylinowe.

Ilość obrotów	$n =$	800	800	800	800
Średnica cylind.	$d =$	3,25"	4"	4,75"	5,25"
Skok tłoka	$s =$	3,5"	4,5"	5,5"	6,5"
Średnica śruby		10"	14"	17"	19"
Skok śruby		10"	12"	16"	18"



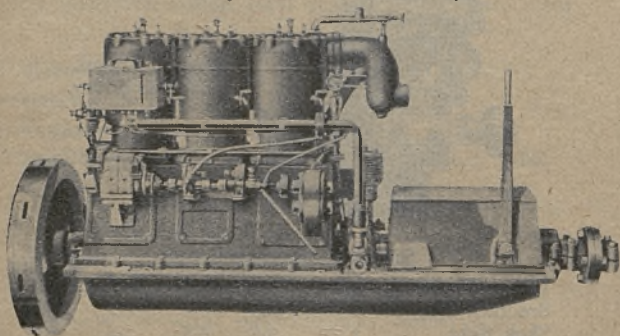
Rys. 3. Silnik dwucylindrowy.

Silniki 2 cylindrowe.

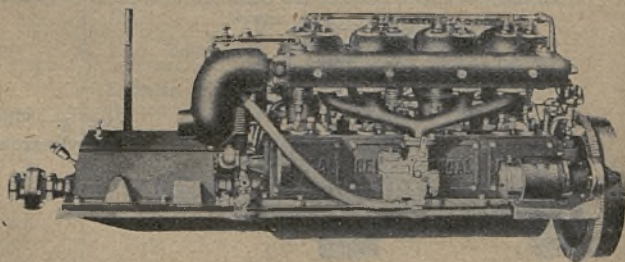
Ilość obrotów	$n =$	800	800	600
Średnica cylind.	$d =$	4"	4,5"	5,5"
Skok tłoka	$s =$	4,5"	5,5"	7"
Średnica śruby		16"	18"	24"
Skok śruby		14"	18"	20"

Silniki 3 cylindrowe.

Ilość obrotów	$n =$	500
Średnica cylind.	$d =$	6,5''
Skok tłoku	$s =$	8''
Średnica śruby		28'
Skok śruby		24''



Rys. 4. Silnik 3-cylindrowy.

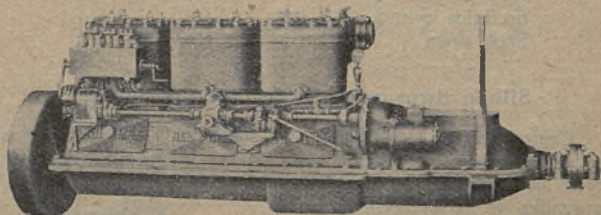


Rys. 5. Silnik 4-ro cylindrowy.

Silniki 4 cylindrowe.

Ilość obrotów	$n =$	800	800	500	400
Średnica cylind.	$d =$	4,75''	5,5''	6,5''	7,5''

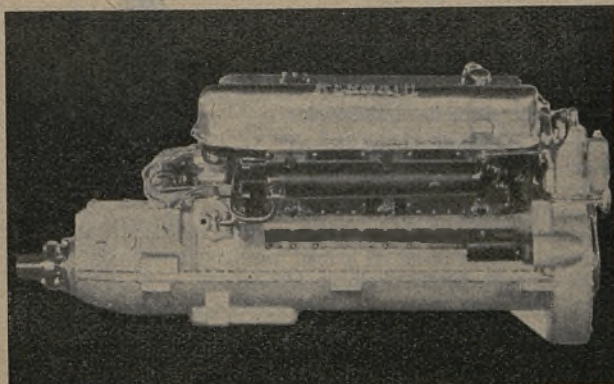
Skok tłoka	$s =$	6''	7''	8''	9''
Średnica śruby		20''	24''	30''	34''
Skok śruby		18''	20''	30''	32''



Rys. 6. Silnik 6-cylindrowy.

Silniki 6 cylindrowe.

Ilość obrotów	$n =$	800	900
Średnica cylind.	$d =$	4,75''	5,5''
Skok tłoka	$s =$	6''	7''
Średnica śruby		22''	26''
Skok śruby		20''	20''



Rys. 7. Silnik 12-cylindrowy.

Silniki 12 cylindrowe.

Moc silnika		400 K. M.
Ilość obrotów	$n =$	2200 obr./min.
Średnica cylind.	$d =$	5''
Skok tłoka	$s =$	6''

Silniki dwusuwowe przyczepne do łodzi.

Coraz częściej stosowane do ślizgaczy. Wyrabiane są obecnie o mocy od 1,5 HP do 55 HP. Do silników tych używa się mieszanki benzyny z oliwą rzadką w najwyższym gatunku przy silnikach nowych do 50 godzin pracy, stosuje się mieszankę 25%, a później 15%, zużycie mieszanki w tych silnikach wynosi 0,5 litra na konia i godz.

Wzór dla obliczenia ilości KM. jest następujący:

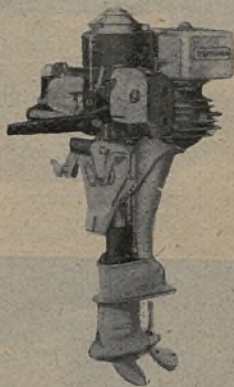
$$N_e = \frac{\pi d^3 S p_i n a \eta}{4 \cdot 60 \cdot 75}$$

We wzorze tym: d — średnica cylindra w centymetrach, s — skok w metrach, a — ilość cylindrów, p_i — średnie ciśnienie indukowane (5 atm.), n — ilość obrotów na minutę, η — sprawność mechaniczna. której wartość wynosi 0,8—0,85. Sprawność propellera 0,6—0,7. Dla

ślizgacza najmniejsza moc silnika wynosi około 18 HP, przy tej mocy ślizgacz unosi się ponad powierzchnię wody, co zachodzi przy szybkości około 40 klm./godzz.

Rozmiary ślizgacza wynoszą około $1,5 \times 4,5$, wysokość 40 cm. w tyle łodzi, a w przodzie 50 cm., waga od 100 do 140 kgr.

Materiał: świerk albo dąb,



Rys. 8. Silnik dwusuwowy przyczepny.

Tablica silników dwusuwowych przyczepnych
do łodzi amerykańskiej marki „Evinrude”.

Średn. cylin.	Skok	Ilość obro- tów	Ilość koni	Ilość cylin- drów	Waż- ga	Pojem. zbior. w litrach	Wym.		Ilość pletw	Stos. przenie- szenia w trybach	U w a g i
							d.	s.			
1,76"	1 ⁵ / ₈ "	3200	2,75	2	13	1,87	8,5"	8	2	13 : 20	
2"	1 ⁵ / ₈ "	2700	4	2	17	1,87	8,75"	8	2	13 : 21	
2,1"	2"	4100	7	2	26	4,2	9	9	2	14 : 19	
2 ³ / ₈ "	2 ¹ / ₄ "	4200	14	2	37	7,5	10	12	2	14 : 23	
2,75"	2,5"	4200	20	2	43	9,37	10	13	3	14 : 21	
2,75"	2,5"	4200	22	2	43	9,37	10	13	3	14 : 21	
2,75"	2,5"	4500	22	2	53	9,37	10,5	11	3	14 : 21	ze starterem
2,75"	2,5"	4500	25	2	46	9,37	10,5	11	3	14 : 21	ze starterem
2,75"	2,5"	4500	25	2	56	9,37	10,5	11	3	14 : 21	ze starterem
2,75"	2,5"	5500	27	2	46	9,37	9,75	17	2	13 : 22	
2"	2"	4200	18	4	38	8,43	10	10	3	14 : 21	
2,5"	2,5"	4500	35	4	54	15	11	13	3	14 : 21	
2,5"	2,5"	4500	35	4	64	15	11	13	3	14 : 21	
2,75"	2,5"	4500	40	4	57	15	11	14,5	3	14 : 21	
2,75"	2,5"	4700	45	4	58	15	11"	14,5	3	14 : 21	
2,75"	2,5"	4700	45	4	68	15	11	14,5	3	14 : 21	
2,75"	2,5"	4750	55	4	57	15	11	17	2	16 : 21	

SPIRYTUS

*nie jest mieszanką benzyny
lecz jej ulepszeniem*

*Mieszanka spirytusowa może być
stosowana do każdego rodzaju sil-
nika benzynowego bez dokonywa-
nia w nim specjalnych przeróbek.*

Pamiętaj!

oszczędzasz

*swój samochód i motor,
używając do jego napędu
mieszanki spirytusowej.*

PODWOZIE

NADWOZIE

TREŚĆ

Rama	str.	295
Resorowanie.	„	298
Silentbloc	„	311
Kierowanie samochodem	„	321
Oś przednia.	„	324
Kierownica	„	329
Oś tylna	„	332
Dyferencjał	„	334
Hamulce	„	336
Sprzęgła	„	347
Przeguby.	„	351
Skrzynka biegów	„	355
Smarowanie	„	374
Łożyska	„	378
Nadwozie	„	389

PODWOZIE.

Rama.

Rama samochodu składa się z dwóch podłużnic i kilku poprzeczek.

Obliczenie podłużnic ramy skutecznia się sposobem graficznym, ustalając największe momenty gnące przy założonych statycznych obciążeniach.

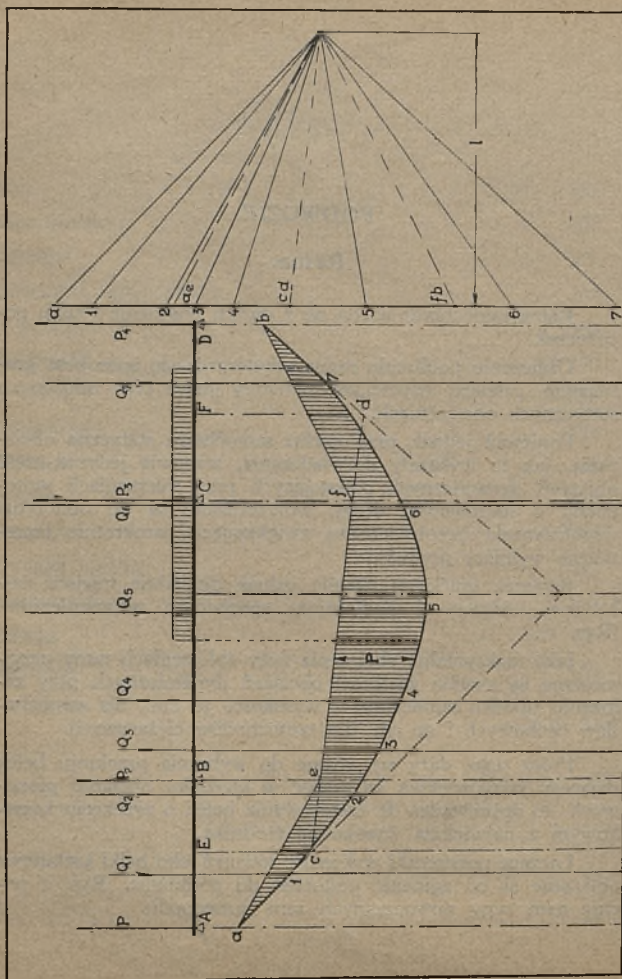
Ponieważ jednak przy ruchu samochodu statyczne obciążenia, jak to wykazały doświadczenia, stanowią jedynie część obciążeń dynamicznych, powstających przy uderzeniach samochodu o nierówności drogi, wprowadzane są do obliczenia współczynniki bezpieczeństwa zwiększające parokrotnie teoretyczne wymiary podłużnic.

Rysunek graficzny określa jednak dokładnie miejsca najbardziej narażone i podlegające specjalnym wzmocnieniom. (Rys. 1).

Jako maksymalne obciążenia przy obliczeniach ramy przyjmowane są zwykle wielkości obciążeń dynamicznych przy założeniu upadku samochodu z wysokości 30 cm., dla samochodów osobowych i 20 cm. dla samochodów ciężarowych.

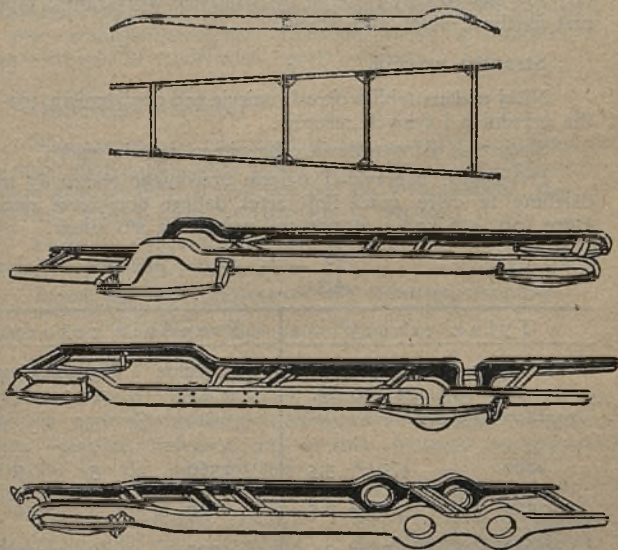
Prócz tego, dąży się zawsze do wybrania przekroju belek dającego jaknajwiększą sztywność w kierunku obciążeń pionowych, co doprowadza do zastosowania belek o przekroju korytkowym z największą wysokością środka.

Łączące poprzeczki wykonane również jako belki kształtowe obliczane są na zginanie podobnie do podłużnic. Rys. 2 podaje nam typy nowoczesnych ram samochodu.



Zawdzięczając postępom techniki, spawanie metali znajduje teraz coraz większe zastosowanie przy montażu ram i powszechnie stosowane nitowanie poszczególnych części zastępowane jest obecnie elektrycznym spawaniem, dającym w rezultacie ramę jednolitą bez połączeń nitowych.

Dążenie do uniezależnienia kół od siebie i zwiększenie



Rys. 2. Typy ram samochodowych.

elastyczności budowy doprowadziły do budowy samochodów bez właściwej ramy.

Typowymi przykładami takiej budowy są podwozia: „Tatra” i Austro-Daimler „ADR”.

W samochodach tych, rama sprowadzona jest do rury łączącej przednią część samochodu z tylnym mostem.

RESOROWANIE.

Warunki projektowania resorów samochodowych:

1) Dopasowanie właściwego ugięcia resorów tak przednich, jak i tylnych, do danego typu wozu.

2) Wybranie odpowiedniego współczynnika na gięcie k_g , tak, aby zastosowany materiał był należycie wyzyskany i zapewniał możliwie długi czas pracy.

Strzałka ugięcia.

Niżej podana tablica określa ugięcie pod obciążeniem 100 kg. dla przednich i tylnych resorów.

Służy ona dla określenia całkowitego ugięcia resoru.

Przyjmując naprzykład ugięcie przedniego resoru 65 mm, dzielimy tę cyfrę przez ilość setek danego obciążenia resoru, które (np. 430 kg.) i otrzymamy ugięcie na sto kilogr.

$$\frac{65}{4,3} = 15 \text{ mm.}$$

Tyłne resory		Przednie resory	
Obciążenie w kg.	Ugięcie w mm na 100 kg.	Obciążenie w kg.	Ugięcie w mm na 100 kg.
2800	4,5 — 5,5	1360	5 — 7
2300	5,25 — 6,5	800	8 — 10
1650	7,5 — 9	700	9 — 11,5
1075	11 — 14	475	13,5 — 17
540	22 — 28	430	15 — 18,5
330	36 — 45,5	220	29 — 36

co odpowiada danym tablicy i stwierdza, że ugięcie resoru było wybrane właściwie.

Z powyższej tablicy wynika, że dla każdego obciążenia, pożądane jest określone ugięcie.

Idealnie pomyślany resor powinien zatem wykazać przy zmieniającym się obciążeniu właściwe specyficzne ugięcia.

Osiągnięcie tego jest możliwe przy zastosowaniu resorów, których punkt oparcia zmienia się z obciążeniem, tak, iż przy zwiększającym się obciążeniu ramię działania siły się zmniejsza, a przy zmniejszającym się obciążeniu ramię to zwiększa się przez co ugięcie specyficzne będzie większe.

Obliczenie naprężeń.

Ponieważ resory tak przednie, jak i tylne muszą pokonywać te same nierówności drogi, przeto resory przednie zwykle znacznie krótsze od tylnych powinny być tak wymiarowane, aby naprężenia w nich były mniejsze niż w tylnych.

Praktyka wykazała, że około 85% pęknięć resorów przypada na przednie resory.

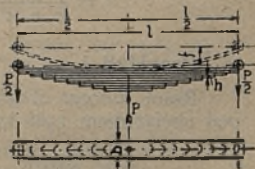
Poleca się więc przyjmować dla przednich resorów:

$$k_g = 3500 \text{ kg/cm}^2.$$

Dla tylnych zaś $k_g = 4500 - 5000 \text{ kg/cm}^2$.

Przewidując dla przednich resorów ugięcia w granicach 45—55 mm. nie możemy przekroczyć wskazanego naprężenia. Przy ugięciach większych 75—80 mm. można z naprężeniem posunąć się do 4000 kg/cm^2 , lecz nigdy więcej.

Resory podlegają również skręcaniu, gdy wóz przechyla się na jedną lub drugą stronę. Przy wozach z hamulcami na przednich kołach reakcja hamowania przenosi się również na resory. Ta reakcja oblicza się z masy wozu i szybkości, dających siłę zaczepioną w środku ciężkości i wyrażoną kg/cm^2 i którą to siłę trzeba uwzględnić przy obliczaniu resorów.



Rys. 3.

Według rys. 3 naprężenie k_g ilości warstw resoru n wyrazi się wzorem

$$k_g = \frac{6 \cdot \frac{P}{2} \cdot \frac{l}{2}}{b \cdot n \cdot h^2},$$

przy nierównej grubości wszystkich warstw, to naprężenie będzie

$$k_g = \frac{6 \cdot \frac{P}{3} \cdot \frac{l}{2}}{b \Sigma (n_1 \cdot h_1^2 + n_2 \cdot h_2^2 + \dots)},$$

ugięcie zaś resoru

$$f = \frac{6 \cdot \frac{P}{2} \cdot \left(\frac{l}{2}\right)^3}{E \cdot b \cdot n \cdot h^3}.$$

Powyższe teoretyczne obliczenie ugięcia niezupełnie się zgadza z rezultatami osiągniętymi na próbach resorów. Wartość f trzeba pomnożyć przez współczynnik określony z praktyki i oznaczony przez ϵ , którego wartość waha się od 0,82 do 0,88, średnio 0,85.

Zatem otrzymamy

$$f = \frac{6 \cdot \frac{P}{2} \cdot \left(\frac{l}{2}\right)^3 \cdot \epsilon}{E \cdot b \cdot \Sigma (n_1 \cdot h_1^3 + n_2 \cdot h_2^3 + \dots)},$$

Przykład 1.

Resor, którego długość wynosi 1100 mm. szerokość 80 mm. pod obciążeniem 1366 kg. ma się ugiąć 75 mm.

ilość warstw	2	3	4
grubość warstw mm . .	9	8	7

Obliczenie wykazuje przy ugięciu 75 mm. naprężenie $kg = 5130 \text{ kg/cm}^2$, co przekracza przepisane $k_g = 4000$.

Nie chcąc przedłużać konstrukcji resoru, pozostawiamy przednią jego część równą 550 mm., drugą przedłużamy do 650 mm. według rys. 4 $P_1 = 740$ kg., $P_2 = 626$ kg.

Przyjmując trzy różne grubości warstw otrzymamy z równania

$$\frac{6 \cdot P_2 \cdot l_2}{b \cdot k_g} = \Sigma (n_1 \cdot h_1^2 + n_2 \cdot h_2^2 + n_3 \cdot h_3^2);$$

$$\frac{6 \cdot 626 \cdot 65}{8 \cdot 400} = 7,63,$$

$$\frac{6 \cdot P_2 \cdot l_2^2 \cdot \epsilon \cdot l_1}{E \cdot b \cdot f} = \Sigma (n_1 \cdot h_1^3 + n_2 \cdot h_2^3 + n_3 \cdot h_3^3),$$

$$\frac{6 \cdot 626 \cdot 65^2 \cdot 0,85 \cdot 55}{2\,200\,000 \cdot 8 \cdot 7,5} = 5,62,$$

z tych danych określamy grubość i ilość warstw jak następuje:

ilość warstw	1	3	10
grubość warstw mm . .	9	8	7

wstawiając te wartości do wzorów otrzymamy dla:

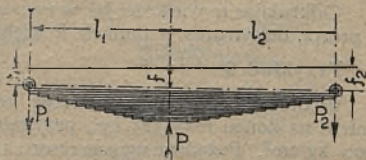
$$h_g = \frac{6 \cdot P_2 \cdot l_2}{b \Sigma (n_1 \cdot h_1 + n_2 \cdot h_2 + n_3 \cdot h_3)} = \frac{6 \cdot 626 \cdot 65}{8 \cdot 7,65} = 4008 \text{ kg/cm}^2$$

dla:

$$f = \frac{6 \cdot P_2 \cdot l_2^2 \cdot \epsilon \cdot l_1}{E \cdot b \cdot \Sigma (n_1 h_1^3 + n_2 h_2^3 + n_3 h_3^3)} = \frac{6 \cdot 626 \cdot 65^2 \cdot 0,85 \cdot 55}{2\,200\,000 \cdot 8 \cdot 5,695} = 7,4 \text{ cm.}$$

Wielkość f można określić graficznie, obliczając f_1 i f_2 .

$$f_1 = \frac{6 \cdot P_1 \cdot l_1^3 \cdot \epsilon}{E \cdot b \cdot \Sigma (n_1 \cdot h_1^3 + n_2 \cdot h_2^3 + n_3 \cdot h_3^3)} = \frac{6 \cdot 740 \cdot 55^3 \cdot 0,85}{2\,200\,000 \cdot 8 \cdot 5,695} = 6,26 \text{ cm,}$$



Rys. 4.

$$f_2 = \frac{6 \cdot P_2 l_2^3 \cdot \varepsilon}{E \cdot b \cdot \Sigma (n_1 h_1^3 + n_2 h_2^3 + n_3 h_3^3)} = \frac{6 \cdot 626 \cdot 65^3 \cdot 0,85}{2200000 \cdot 8 \cdot 5,695} = 8,75 \text{ cm.}$$

Odkładając te wielkości jak w rys. 4 w pp. P_1 i P_2 , łącząc je prostą, otrzymamy w punkcie P wielkość f .

Przykład 2.

Według rys. 5 mamy obliczyć resor cantilever z obciążeniem na końcu $P = 325 \text{ kg.}$, przyjmując współczynnik $\text{kg.} = 4500 \text{ kg/cm}^2$. Pożądane ugięcie resoru 125 mm. równe 38,5 mm. na 100 kg. Szerokość $b = 60 \text{ mm.}$, a długość ramion $l_1 = 500 \text{ mm.}$ $l_2 = 650 \text{ mm.}$



Rys. 5.

$$P_2 = \frac{l_1 \cdot P_1}{l_2} = \frac{5 \cdot 325}{65} = 250 \text{ kg.}$$

$$P = P_1 + P_2 = 325 + 250 = 575 \text{ kg.}$$

Przyjmując trzy różne grubości warstw otrzymamy:

$$f_1 = \frac{6 \cdot P_1 l_1^2 (l_1 + l_2) \cdot \varepsilon}{E \cdot b \cdot \Sigma (n_1 \cdot h_1^3 + n_2 h_2^3 + n_3 h_3^3)},$$

z czego

$$\Sigma (n_1 \cdot h_1^3 + n_2 h_2^3 + n_3 h_3^3) = \frac{6 \cdot P_1 l_1^2 (l_1 + l_2) \cdot \varepsilon}{E \cdot b \cdot f_1} = \frac{6 \cdot 325 \cdot 2500 \cdot 115 \cdot 0,85}{2200000 \cdot 6 \cdot 12,5} = 2,89.$$

następnie

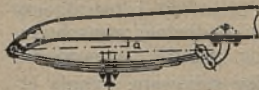
$$\Sigma n_1 h_1^2 + n_2 \cdot h_2^2 + n_3 h_3^2 = \frac{6 \cdot P_1 l_1}{b \cdot \text{kg}} = \frac{6 \cdot 325 \cdot 50}{6 \cdot 4500} = 3,61,$$

z tych danych określamy grubość warstw, przyjmując:

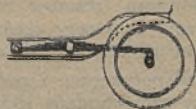
ilość warstw	1	3	2
grubość warstw	9	8	7

wstawiamy otrzymane z tych danych wartości i otrzymujemy:

$$\text{dla } f_1 = \frac{6 \cdot 325 \cdot 2500 \cdot 115 \cdot 0,85}{2200000 \cdot 6 \cdot 2,951} = 12,22 \text{ cm.}$$



Rys. 6.



Rys. 8.



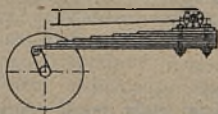
Rys. 7.

a dla naprężenia

$$k_g = \frac{6 \cdot 325 \cdot 60}{6 \cdot 3,71} = 4380 \text{ kg/cm}^2.$$

Resory samochodowe wykonane bywają obecnie prawie wyłącznie jako półeliptyczne, Rys. 6 t. zw. proste, typu Cantilever Rys. 7 i poprzeczne Rys. 8.

Resory Cantilever posiadają w stosunku do resorów półeliptycznych następujące zalety:



Rys. 9.

- 1) możliwość skrócenia podłużnic ramy,
- 2) zmniejszenie wagi nie zawieszanej na resorach,
- 3) przy jednakowych z resorami prostymi wymiarach, większe ugięcie, polepszające zawieszenie.

Zdarzają się wypadki zastosowania t. zw. półcantileverów (Rys. 9), gdzie zachowana jest jedynie część resoru między osią a ramą. W wypadkach tych resor zamocowany jest do ramy

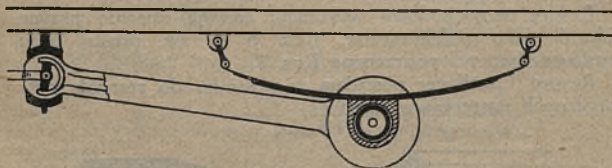
nieruchomo w przeciwieństwie do cantileverów całkowitych, gdzie środek resoru łożyskowany jest obrotowo w celu umożliwienia pracy całej długości resoru.

Celem uniknięcia dążeń do kołysań bocznych samochodu, przy stosowaniu resorów cantilever, niektórzy konstruktorzy rozmieszczają te resory skośnie do osi podłużnej samochodu, z punktem zetknięcia osi resorów na przodzie samochodu.

Resory poprzeczne i pół-cantilevery stosowane bywają jedynie przy samochodach lżejszych i tańszych.

Połączenie resorów z ramą.

Ponieważ resory są częścią przenoszącą siłę pociągową osi pędzącej na ramę samochodu, podlegając jednocześnie wahnięciom i wydłużeniom, — zamocowane być muszą przegubowo do ramy tak, by jednocześnie miały możliwość wydłużania się przy przegięciach (Rys. 10).



Rys. 10.

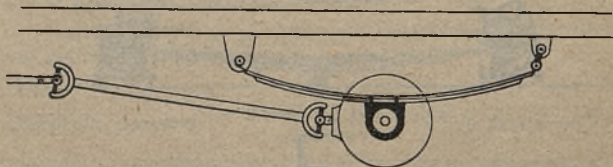
Resory przednie posiadają najczęściej stały punkt zaczepienia z przodu. Tylny koniec łączy się ze wspornikiem resoru, lub ramą za pomocą wieszaka, działającego na ściskanie.

Resory tylne mają zamocowanie uzależnione od rodzaju przeniesienia siły pociągowej osi pędzącej na ramę samochodu

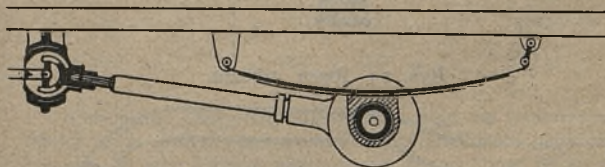
W wypadkach popychania przez inne mechanizmy samochodu (karter wału kardanowego, dźwignie popychające) resory służą jedynie do zawieszenia i mają oba końce ruchome. Jest to najracjonalniejsze rozwiązanie (Rys. 10). W wypadku wykorzystania resorów do popychania samochodu, co pogarsza warunk

pracy resorów, przedni koniec musi być użyty jako punkt zaczepienia, a tylny pozostaje ruchomy (Rys. 11 i 12).

Resory cantilever stosowane są prawie wyłącznie, jako resory tylne.



Rys. 11.



Rys. 12.

Połączenia resorów z ramą, stale narażone na wstrząsy, pracują w bardzo niekorzystnych warunkach, zawdzięczając przedostawaniu się kurzu i wody, wymagają b. dobrej konserwacji (smarowania) i pomimo tego ulegają szybkiemu zużyciu.

Celem częściowego zaradzenia temu, stosowane bywa w tylnych resorach suwakowe osadzenie końców resorów w panewkach (Rys. 13). Daje to możliwość zmniejszenia nacisku jednostkowego i przedłużenia przez to żywotności mechanizmu.

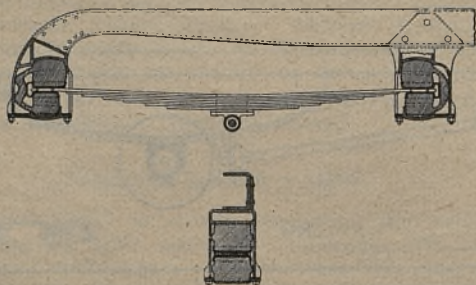
Osadzenie takie stosowane jest w samochodach URSUS, typ A.

Celem zupełnego skasowania trących się o siebie części, anulowania ujemnego działania kurzu i wody i skasowania konieczności smarowania osadzeń resorów, stosowane jest coraz

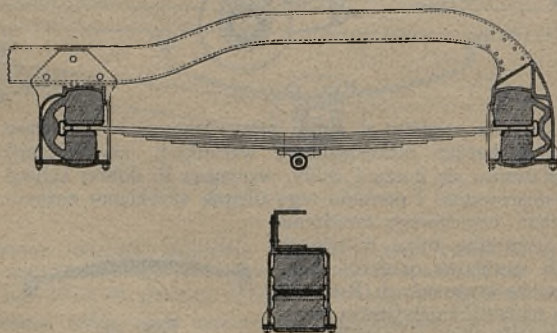


Rys. 13.

częściej osadzenie resorów elastyczne, mające jeszcze ogromną zaletę amortyzacji wstrząsów i polepszenia przez to całości zawieszenia.



Rys. 14. Resor przedni.



Rys. 14. Resor tylny.

Osadzenie tego rodzaju bywa dwojakie:

1) osadzenie elastyczne w poduszkach gumowych (system Continental) — Rys. 14, stosowane w samochodach URSUS — typ AW i AW-F;

2) osadzenie elastyczne Silentbloc, stosowane w wielu samochodach produkcji francuskiej i samochodach produkcji krajowej SAURER.

Zawieszenie w poduszkach gumowych stosowane bywa zarówno do resorów przednich, jak i tylnych.

Poduszki gumowe „Continental” wyrabiane są normalnie w/g poniższej tablicy.

Szerokość poduszki	Szerokość piór resorów	Typ samochodów
70 mm.	od 50 do 70 mm.	osobowe
90 „	„ 70 „ 90 „	ciężarowe
120 „	„ 100 „ 120 „	„

Osadzenie elastyczne Silentbloc polega na wykorzystaniu dwóch cech gumy: elastyczności i nieściskalności, oraz zastosowaniu jej jako łożyska elastycznego dla sworznia resorowego.

Silentbloc składa się z dwóch tulej współśrodkowych, między którymi wprasowana jest obrączka z gumy specjalnie przyrządzonej.

Pierwotny kształt obrączki różni się od ostatecznego jej kształtu między tulejami, który osiąga się dopiero przy wprasowaniu jej między tuleje pod znacznym ciśnieniem.

Tarcie gumy pod ciśnieniem o powierzchnie tulej jest tak duże, że przeniesienie ruchu jednej tulei na drugą następuje za pośrednictwem tworzywa elastycznego, powodując jego zniekształcenie.

Z powyższego wynika, że przy zastosowaniu Silentbloca sworzeń musi być zamocowany nieruchomo w tulei wewnętrznej, tuleja zaś zewnętrzna nieruchomo we wsporniku resoru; konstrukcja ta usuwa więc wszelkie tarcia zewnętrzne w połączeniu i kasuje potrzebę konserwacji.

P

Rozważania teoretyczne, potwierdzone praktyką wykazują w Silentbloku trzy rodzaje swobody ruchu:

- 1) swobodę ruchu obrotową,
- 2) „ „ „ poosiową,
- 3) „ „ „ promieniową.

Swoboda ruchu obrotowa równa się przeciętnie możliwości obrotu tulei zewnętrznej, względem wewnętrznej do 30^0 (wahnięcie dwustronne 60^0).

Swoboda ruchu poosiowa, rzadziej wykorzystywana, pozwala na poosiowe przesunięcia tulei, równające się przy obciążeniach podanych w tablicach, połowie różnicy długości tulei

wewnętrznej i zewnętrznej $\frac{(L-l)}{2}$.

Swoboda ruchu promieniowa daje możliwość odkształceń, które są proporcjonalne do stosowanych nacisków jednostkowych.

Silentbloc posiada również zastosowanie, jako połączenie przegubowe, pozwalające na łączenie przecinających się wałów pędzących i pędzonych. Wielkości dopuszczalnych odchyleń osi wałów, oraz sił przenoszonych są podane w niżej umieszczonych tablicach.

Jakość zawieszenia zależy, prócz danych wytrzymałościowych od czasu trwania wahnięć (oscylacji) resorów.

Okres wahnięć wyraża się wzorem:

$$T = \pi \sqrt{\frac{f \cdot p}{g}}$$

gdzie:

T — okres wahnięcia resoru w sekundach,

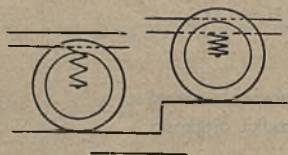
f — sprężystość resoru w m. na 100 kg.,

p — obciążenie w kg,

g — przyspieszenie ziemskie.

Ustalono praktycznie, że po to, by zawieszenie samochodu było dobre, T nie może być krótsze od 0,6 sek. Przy $T = 1$ sek. zawieszenie jest bardzo dobre.

Na jakość zawieszenia wpływa również stosunek ciężaru zawieszonoego do ciężaru niezawieszonoego na resorach; jest ono tem lepsze, im stosunek ten jest większy. Uzasadnione to jest polepszeniem zawieszenia przy zwiększeniu przyspieszenia ruchu koła względem ramy (nadwozia) przy pokonywaniu przeszkód drogowych.



Rys. 15.

resorów równy Mg ramy i nadwozia, przyspieszenie γ kół określamy ze wzoru:

$$m \gamma = (m + M) g$$

$$\text{i} \quad \gamma = g \left(1 + \frac{M}{m} \right)$$

gdzie:

m — masa kół,

M — masa ramy i nadwozia,

g — przyspieszenie ziemskie,

skąd widzimy, że przyspieszenie wzrasta z powiększeniem stosunku $\frac{M}{m}$.

Równowaga podłużna i boczna zawieszonoego na resorach pojazdu zależy od wielu czynników.

Udowodniono (twierdzenie Broulhiet), że:

1) równowaga podłużna, wpływająca na zniesienie wahań podłużnych samochodu w ruchu, następuje gdy stosunek odległości środka ciężkości pojazdu od ziemi do promienia kół, będzie równy stosunkowi rozstawienia kół do długości wahliwej części wału napędowego (kardanowego).

2) równowaga boczna pojazdu, przy której zniesione są kołysania boczne pojazdu, następuje w wypadku gdy strzałka robocza (przebieg resorów) jest mniejsza od wyrażenia:

$$\frac{h - r}{l^2}$$

gdzie:

l — połowa szerokości rozstawienia resorów.

h — wysokość nad drogą środka ciężkości.

r — promień kół.

Konserwacja części składowych zawieszenia.

Resory powinny być chronione od rdzy przez odpowiednie pomalowanie zewnętrzne.

Smarowanie poszczególnych piór resorowych należy stosować jedynie w wypadkach stwierdzenia ich nadmiernego zardzewienia; w tym celu należy używać łożu z 20% domieszką grafitu. Częste oliwienie piór resorów odbija się raczej szkodliwie na jakości zawieszenia, zmniejszając potrzebne tarcie między piórami.

Pęknięte pióro resoru podlega wymianie, — spawanie piór jest niedopuszczalne.

Zwracać uwagę na smarowanie sworzni resorowych i wszystkich części ruchomych; do smarowania stosować smar gęsty typu Gargoyl MG, lub Polmin AT.

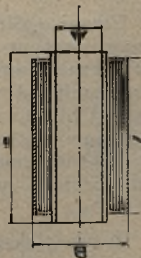
Osadzenia elastyczne resorów w gumie i osadzenia Silent-bloc, konserwacji nie wymagają. W razie remontowania osadzenie typu URSUS AW i AW-F przy montażu wysypać wspornik łożkiem (talkiem).

Chronić osadzenia resorów, w skład których wchodzi guma, od działania benzyny i smarów.

Własności fizyczne Silentbloc'ów..

Serje	E	F	G	M	N	Z
Największy dopuszczalny kąt odchylenia w stopniach	60	40	40	80	80	70
Największy dopuszczalny kąt odchylenia przy przecinaniu się wałów w stopniach	60	40	40	80	80	70
Największe dopuszczalne wahnięcia dla różnej częstotliwości, mierzonej w okresach na minutę	30	20	20	40	40	35
od 100 do 500	12	8	8	17	17	15
od 500 do 1000	3	1	1	5	7	3
Dopuszczalny kąt odchylenia przy przecinaniu się wałów w stopniach	6	8	8	6	6	6
Wielokrotność obciążeń zryw. w stosunku do obc. teor. (dla lotn.).	2	2	2	2	2	2
Przesuw tulei zewnętrznej w stosunku do tulei wewnętrznej przy obciążeniu pod. w tablicach	0,7	0,7	0,7	0,9	0,9	0,8
promieniowy	$\frac{1}{3}(L-l)$	$\frac{1}{3}(L-l)$	$\frac{1}{3}(L-l)$	$\frac{1}{3}(L-l)$	$\frac{1}{3}(L-l)$	$\frac{1}{2}(L-l)$
poosiowy	$\frac{1}{3}(L-l)$	$\frac{1}{3}(L-l)$	$\frac{1}{3}(L-l)$	$\frac{1}{3}(L-l)$	$\frac{1}{3}(L-l)$	$\frac{1}{2}(L-l)$

WAŻNA UWAGA! — We wszystkich konstrukcjach konieczne jest przewidywanie minimalnych luzów promieniowych i poosiowych określonych w stosunku $J = \frac{L-l}{2}$



NAJWIĘKSZE DOPUSZCZALNE OBCIĄŻENIA
STATYCZNE W KG.

- P_1 — promieniowe przy dwustronnym podparciu.
 P_2 — promieniowe przy jednostronnym podparciu.
 P_0 — poosiowe.
 p — waga Silentbloc'u.

Serja mocna sprężysta E.

Ozna- czenie	A-0,0	* B 0,0	$l\pm 0,1$	$L\pm 0,1$	P ₁	P ₂	P ₃	p
	mm.	mm.	mm.	mm.	kg.	kg.	kg.	kg.
E.16231	12 ^{+0.075}	28 ^{+0.1}	40	44	90	90	60	0,070
E.17321	14 ^{+0.075}	30 ^{+0.1}	45	49	120	120	80	0,090
E.18221	14 ^{+0.075}	30 ^{+0.1}	50	54	135	135	90	0,110
E.18331	14 ^{+0.075}	32 ^{+0.1}	50	54	152	152	100	0,125
E.19131	14 ^{+0.075}	32 ^{+0.1}	55	59	170	170	112	0,140
E.20131	14 ^{+0.075}	32 ^{+0.1}	60	66	185	173	124	0,165
E.18231	16 ^{+0.075}	34 ^{+0.1}	50	54	170	170	112	0,170
E.19231	16 ^{+0.075}	34 ^{+0.1}	55	59	185	185	124	0,190
E.20231	16 ^{+0.075}	34 ^{+0.1}	60	66	215	215	144	0,215
E.20331	18 ^{+0.075}	38 ^{+0.1}	60	66	235	235	156	0,240
E.22231	18 ^{+0.075}	38 ^{+0.1}	70	76	275	275	184	0,270
E. 4131	18 ^{+0.075}	38 ^{+0.1}	80	86	320	280	210	0,295
E.24241	20 ^{+0 1}	40 ^{+0.15}	80	86	350	350	232	0,310
E.27041	20 ^{+0.1}	40 ^{+0.15}	90	96	390	310	260	0,350

Uwagi ogólne. 1) Wszystkie Silentbloki serji E dopuszczają moment skręcający powodujący obrót o 30° tulei zewnętrznej względem tulei wewnętrznej w obydwóch kierunkach od stanu spoczynku, bez poślizgu Adheritu. Ten kąt obrotu dopuszczalny jest dla częstotliwości wahań mniejszej od 100 okr./min. Dla częstotliwości od 100—500 okr./min. jest on o połowę mniejszy. Przy częstotliwościach powyżej 500 okr. min. zasięgnąć zdania wytwórni.

2) Największe chwilowe dynamiczne obciążenia dopuszczalne dla serji E równają się podwójnym dopuszczalnym obciążeniom statycznym wskazanym w tablicach zarówno w kierunku promieniowym jak i poosiowym.

Serja mocna normalna F.

Ozna- czenie	A - 0,0	B - 0,0	$l \pm 0,1$	$L \pm 0,1$	P_1	P_2	P_3	p
	mm.	mm.	mm.	mm.	kg.	kg.	kg.	kg.
F.05111	4+0,05	9+0,05	10	12	7,5	7,5	5	0,004
F.08211	6+0,05	14+0,05	17	20	21	21	14	0,015
F.10111	8+0,05	16+0,05	25	28	40	40	27	0,020
F.12211	10+0,05	22+0,05	30	33	60	60	40	0,045
F.14241	12+0,075	25+0,05	35	38	91	91	60	0,055
F.16241	12+0,075	25+0,05	40	44	105	105	70	0,065
F.17241	12+0,075	25+0,05	45	49	120	120	80	0,070
F.17341	14+0,075	27+0,1	45	49	135	135	90	0,075
F.18241	14+0,075	27+0,1	50	54	152	152	102	0,085
F.18311	16+0,075	32+0,1	50	54	210	210	140	0,165
F.19211	16+0,075	32+0,1	55	59	230	230	154	0,175
F.20211	16+0,075	32+0,1	60	66	250	250	166	0,190
F.20311	18+0,075	34+0,1	60	66	275	275	184	0,215
F.21311	18+0,075	34+0,1	65	71	300	300	200	0,230
F.22211	18+0,075	34+0,1	70	76	320	301	214	0,245
F.22311	20+0,1	38+0,1	70	76	342	342	228	0,270
F.23311	20+0,1	38+0,1	75	81	368	368	246	0,290
F.24311	22+0,1	40+0,15	80	86	480	480	320	0,320
F.26111	22+0,1	40+0,15	85	91	510	460	340	0,340
F.27211	24+0,1	42+0,15	90	96	630	565	420	0,375
F.29211	24+0,1	42+0,15	95	101	675	537	450	0,390
F.30211	28+0,1	48+0,15	100	108	810	797	540	0,540
F.31111	28+0,1	48+0,15	110	118	900	730	600	0,585
F.34111	30+0,1	50+0,15	120	128	1200	827	800	0,675
F.34212	32+0,1	52+0,15	120	130	1300	990	866	0,733
F.34311	36+0,1	58+0,15	120	130	1450	1415	970	0,837
F.35311	38+0,1	64+0,15	125	135	1700	1585	1132	1,250
F.35411	40+0,1	72+0,15	125	135	1950	1850	1300	1,710
F.36311	42+0,1	78+0,15	130	140	2250	2080	1500	2,310

Serja mocna wąska G.

Ozna- czenie	A=0,0	B-0,0	l±0,1	L±0,1	P ₁	P ₂	P ₃	p
	mm.	mm.	mm.	mm.	kg.	kg.	kg.	kg.
G.07511	10 ^{+0.05}	22 ^{+0.05}	15	17	30	30	15	0,025
G.09541	12 ^{+0.075}	25 ^{+0.05}	20	23	53	53	26	0,035
G.10441	14 ^{+0.075}	27 ^{+0.1}	25	28	75	75	38	0,045
G.10511	16 ^{+0.075}	32 ^{+0.1}	25	28	105	105	52	0,085
G.11512	16 ^{+0.075}	32 ^{+0.1}	28	32	117	117	58	0,090
G.12611	18 ^{+0.075}	34 ^{+0.1}	30	33	137	137	68	0,110
G.13513	18 ^{+0.075}	34 ^{+0.1}	32	36	146	146	72	0,115
G.14611	20 ^{+0.1}	38 ^{+0.1}	35	38	171	171	86	0,140
G.15512	20 ^{+0.1}	38 ^{+0.1}	38	42	186	186	92	0,150
G.16613	22 ^{+0.1}	40 ^{+0.15}	40	45	240	240	120	0,165
G.17713	24 ^{+0.1}	42 ^{+0.15}	45	50	315	315	140	0,190
G.18612	24 ^{+0.1}	42 ^{+0.15}	50	55	350	350	176	0,200
G.18712	28 ^{+0.1}	48 ^{+0.15}	50	55	405	405	202	0,270
G.20611	28 ^{+0.1}	48 ^{+0.15}	60	66	485	485	242	0,310
G.20711	32 ^{+0.1}	52 ^{+0.15}	60	66	650	650	314	0,380
G.22711	38 ^{+0.1}	64 ^{+0.15}	70	76	950	950	476	0,800
G.24711	42 ^{+0.1}	78 ^{+0.15}	80	86	1224	1224	624	1,400

Uwagi ogólne. 1) Wszystkie Silentbloci serji F i G dopuszczają moment skręcający powodujący obrót o 20° tulei zewnętrznej względem tulei wewnętrznej w obydwóch kierunkach od stanu spoczynku, bez poślizgu Adheritu. Ten kąt obrotu dopuszczalny jest dla częstotliwości wahnięć mniejszej od 100 okr./min. Dla częstotliwości od 100—500 okr./min. jest on o połowę mniejszy. Przy częstotliwościach powyżej 500 okr./min. zasięgnać zdania wytwórni.

2) Największe chwilowe dynamiczne obciążenia dopuszczalne dla serji F i G równają się podwójnym dopuszczalnym obciążeniom statycznym wskazanym w tablicach zarówno w kierunku promieniowym jak i poosiowym.

Serja średnia normalna M

Ozna- czenie	A ^{-0,0}	B ^{-0,0}	l ^{±0,1}	L ^{±0,1}	P ₁	P ₂	P ₃	p
	mm.	mm.	mm.	mm.	kg.	kg.	kg.	kg.
M. 06122	4 ^{+0.05}	10 ^{+0.05}	12	14	5	5	3	0,004
M. 09222	6 ^{+0.05}	16 ^{+0.05}	20	24	15	15	10	0,015
M. 12212	10 ^{+0.05}	22 ^{+0.05}	30	34	35	35	24	0,030
M. 13222	12 ^{+0.075}	26 ^{+0.1}	32	34	55	55	36	0,050
M. 15322	14 ^{+0.075}	30 ^{+0.1}	38	42	75	68	50	0,080
M. 21132	14 ^{+0.075}	32 ^{+0.1}	65	70	168	163	110	0,180
M. 23122	16 ^{+0.075}	36 ^{+0.1}	75	82	215	208	140	0,245
M. 23222	18 ^{+0.075}	42 ^{+0.15}	75	82	260	246	170	0,340
M. 24222	20 ^{+0.1}	44 ^{+0.15}	80	88	295	278	190	0,390
M. 26222	24 ^{+0.1}	48 ^{+0.15}	85	93	425	425	280	0,460
M. 27322	28 ^{+0.1}	52 ^{+0.15}	90	98	510	510	340	0,545
M. 30221	28 ^{+0.1}	52 ^{+0.15}	100	108	575	575	380	0,597
M. 31222	32 ^{+0.1}	56 ^{+0.15}	108	116	780	725	520	0,710
M. 33222	36 ^{+0.1}	60 ^{+0.15}	118	126	950	865	630	0,857
M. 34422	38 ^{+0.1}	66 ^{+0.15}	120	130	1100	1015	720	1,480
M. 35411	40 ^{+0.1}	72 ^{+0.15}	125	135	1500	1190	1000	1,710
M. 36311	42 ^{+0.1}	78 ^{+0.15}	130	140	1750	1300	1170	2,310

P

Seria średnia wąska N

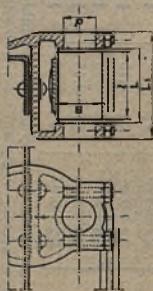
Oznaczenie	A-0,0	B-0,0	L±0,1	P ₁	P ₂	P ₃	P
	mm.	mm.	mm.	kg.	kg.	kg.	kg.
N.06322	6+0.05	16+0.05	12	9	1	4,5	0,008
N.07431	8+0.05	20+0.05	15	12	12	6	0,010
N.07511	10+0.05	22+0.05	15	15	15	7,4	0,015
N.09522	12+0.075	26+0.1	20	32	32	16	0,035
N.10421	14+0.075	30+0.1	25	45	45	22	0,050
N.12431	14+0.075	32+0.1	30	59	59	30	0,085
N.14421	16+0.075	36+0.1	35	100	100	50	0,115
N.14521	18+0.075	42+0.15	35	121	121	60	0,160
N.15522	20+0.1	44+0.15	38	140	140	70	0,190
N.16721	24+0.1	48+0.15	40	200	200	100	0,220
N.16021	28+0.1	52+0.15	40	226	226	112	0,250
N.18822	32+0.1	56+0.15	40	360	360	180	0,340
N.19922	38+0.1	66+0.15	55	504	504	252	0,690
N.20911	42+0.1	78+0.15	60	807	807	404	1,100

Uwagi ogólne. 1) Wszystkie Silentbloki serii M i N dopuszczają moment skręcający powodujący obrót o 40° tulei zewnętrznej względem tulei wewnętrznej w obydwóch kierunkach od stanu spoczynku, bez poślizgu Adheritu. Ten kąt obrotu dopuszczalny jest dla częstotliwości wahnięć mniejszej od 100 okr./min. Dla częstotliwości od 100 — 500 okr./min. jest on o połowę mniejszy. Przy częstotliwościach powyżej 500 okr./min. zasięgnąć zdania wytwórcy.

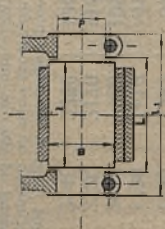
2) Największe chwilowe dynamiczne obciążenia dopuszczalne dla serii M i N równają się podwójnym dopuszczalnym obciążeniom statycznym wskazanym w tablicach zarówno w kierunku promieniowym jak i poosiowym.

3) Silentbloki serii „M” mogą wykonywać ruch stożkowy 5°, serii „N” — 7° w obu kierunkach od stanu spoczynku.

Połączenie z ramą



Połączenie z wieszakiem

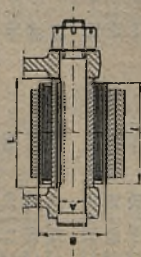


Oznaczenie	d ^{-0,0} mm.	B ^{-0,0} mm.	l mm.	L mm.	L ₁ mm.	P ₁ kg.	P ₅ kg.	P ₃ kg.	P kg.
Z.22429	28 +0,05	42 +0,15	70	76	110	430	403	260	0,350
Z.24429	36 +0,05	52 +0,15	80	86	126	630	590	370	0,580
Z.30329	44 +0,1	63 +0,15	100	108	155	970	910	555	1,020
Z.32329	50 +0,1	70 +0,15	110	118	170	1210	1135	680	1,390
Z.35529	54 +0,1	75 +0,15	125	135	190	1485	1392	800	1,745
Z.38129	58 +0,1	81 +0,15	135	145	205	1720	1610	910	2,180
Z.40129	62 +0,1	86 +0,15	150	162	225	2050	1920	1050	2,850
Z.41119	66 +0,1	90 +0,15	160	172	240	2320	2170	1160	3,240
Z.42129	68 +0,1	93 +0,15	170	182	250	2540	2380	1260	3,895

Serja samoch. ciężarowych Z (zamocowanie wewnętrzne)

NAJWIĘKSZE OBCIĄŻENIA STATYCZNE W KG.
PRZENOSZONE PRZEZ SILENTBLOC

P_4 = promieniowo dla resorów przednich.
 P_5 = promieniowo dla resorów tylnych.
 P_3 = obciążenia poosiowe.
 p = waga Silentbloc'u.



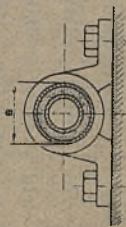
Oznaczenie	A—0,02 mm.	B—0,0 mm.	l mm.	L mm.	P_4 kg.	P_5 kg.	P_3 kg.	P kg.
Z.22221	18+0.03	42+0.15	70	76±0.1	430	403	260	0,395
Z.24231	20+0.03	52+0.15	80	86±0.1	630	590	370	0,750
Z.30131	24+0.03	63+0.15	100	108±0.1	970	910	555	1,380
Z.32141	24+0.03	70+0.15	110	118±0.1	1210	1135	680	2,050
Z.35031	27+0.03	75+0.15	125	135±0.1	1485	1392	800	2,625
Z.38031	33+0.05	81+0.15	135	145±0.15	1720	1610	910	3,120
Z.40031	36+0.05	86+0.15	150	162±0.15	2050	1920	1050	3,810
Z.41031	39+0.05	90+0.15	160	172±0.15	2320	2170	1160	4,430
Z.42031	42+0.07	93+0.15	170	182±0.15	2540	2380	1260	4,815

Uwagi ogólne. 1) Wszystkie Silentbloki Serji Z dopuszczają moment skręcający powodujący obrót o 30° tulei zewnętrznej względem tulei wewnętrznej w obydwóch kierunkach od stanu spoczynku, bez posilgu Adheritu. Ten kat dopuszczalny jest dla częstotliwości wahnięć mniejszej od 100 okr./min. Dla częstotliwości od 100 — 500 okr. min. jest on o połowę mniejszy. Przy częstotliwościach powyżej 500 okr./min. zasięgnąć zdania wytwórni.

2) Największe chwilowe dynamiczne obciążenia dopuszczalne dla serji równają się potrójnym dopuszczalnym obciążeniom statycznym wskazanym w tablicach zarówno w kierunku promieniowym jak i poosiowym

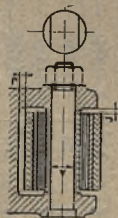
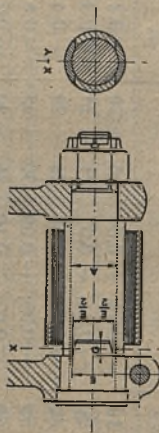
3) Silentbloc'i serji „Z” mogą wykonywać ruch stożkowy do 3° w obu kierunkach od stanu spoczynku.

Zamocowanie tulei zewnętrznej.

1⁰ Otwór zwykły2⁰ Oczka resorowe nitowane i zawijane

Średnica zewnętrzna Silentbloku B	Odczyłka otworu B	Średnica zewnętrzna Silentloku B	Odczyłka oczka resoru B	Średnica zewnętrzna Silentbloku B	Odczyłka oczka resoru B
6 — 10	— 0,04; — 0,05	6 — 10	— 0,04; — 0,06	6 — 20	— 0,2; — 0,4
11 — 20	— 0,04; — 0,06	11 — 20	— 0,04; — 0,07	21 — 25	— 0,3; — 0,6
21 — 40	— 0,05; — 0,07	21 — 40	— 0,05; — 0,08	26 — 29	— 0,4; — 0,7
41 — 50	— 0,06; — 0,08	41 — 50	— 0,06; — 0,09	30 — 35	— 0,6; — 0,9
51 — 70	— 0,06; — 0,085	51 — 70	— 0,07; — 0,10	36 — 40	— 0,7; — 1,0
71 — 80	— 0,06; — 0,09	71 — 80	— 0,07; — 0,11	41 — 54	— 0,8; — 1,2
81 — 100	— 0,07; — 0,10	81 — 100	— 0,08; — 0,125	55 — 70	— 1,0; — 1,4
				71 — 100	— 1,3; — 1,7

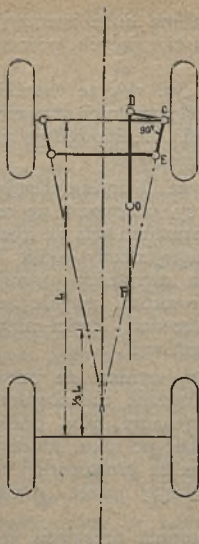
Zamocowania tulei wewnętrznej

1⁰ Średnica < 20 mm.2⁰ Średnica > 20 mm.

Średnica sworznia A	Odchyłka sworznia A	Średnica sworznia A	Odchyłka sworznia A	Pasowania sworznia E-0	Odchyłka silentbloku E+0	Głębokość wyfrezowania G
2 — 7	-0,01 ; -0,03	20-21	-0,01 ; -0,04	14+0,075	14-0,075	3
8 — 19	-0,01 ; -0,04	22-23	-0,01 ; -0,04	16+0,075	16-0,075	3
		24-27	-0,01 ; -0,04	18+0,075	18-0,075	3
		28-33	-0,01 ; -0,04	22+0,1	22-0,1	4
		34-37	-0,01 ; -0,04	26+0,1	26-0,1	4
		38-39	-0,01 ; -0,06	30+0,125	30-0,125	5
		40-41	-0,01 ; -0,06	32+0,125	32-0,125	5
		42-45	-0,01 ; -0,06	34+0,125	34-0,125	5

Uwaga. We wszystkich wypadkach przewidzieć luz minimalny (0) równy $\frac{1}{2}$ (L-l).

Kierowanie samochodem.



Rys. 16.

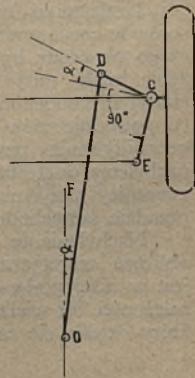
Technique Automobile 1927, Heldt „The Gasoline Automobile” i t. p.

Celem uzyskania jednakowego kąta odchylenia koła kierownicy przy skrętach kół w obie strony, dźwignia CD , (rys. 17), sterowana przez drążek OD musi tworzyć z wąsem zwrotnicy CE kąt 90° przy równoległości drążka OD do osi podłużnej samochodu, kąt $DCE = 90^\circ + \alpha$ w wypadku gdy punkt D znajduje się na zewnątrz prostej OF równoległej do osi podłużnej samochodu (Rys. 17) i kąt $DCE = 90^\circ - \alpha$, w wypadku gdy D znajduje się wewnątrz prostej OF (Rys. 17a). Przez α oznaczamy kąt który tworzy drążek OD z podłużną osią samochodu.

Koniecznym warunkiem prawidłowego skrętu pojazdu bez poślizgu kół jest, by przedłużenia osi wszystkich kół przecinały się na prostej pionowej stanowiącej chwilowy środek skrętu pojazdu. Warunkowi temu odpowiada w przybliżeniu układ Jeantaud wg. którego układ mechanizmów, sterujących koła jest taki, by przedłużenie geometryczne wąsów zwrotnic przednich spotykały się na osi podłużnej samochodu przed przecięciem jej przez oś tylnego mostu (Rys. 16).

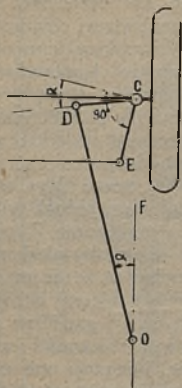
Układ Jeantaud daje nam jednak tylko przybliżone rozwiązanie praktyczne. Zupełnie ściśle rozwiązanie wymagałoby tak skomplikowanego łańcucha połączeń, że nie jest on do praktycznego urzeczywistnienia. Istnieją specjalne metody analityczne i graficzne do określenia najlepszego kąta zbieżności i wymiarów wąsów zwrotnic. Nie mają one jednak w technice warsztatowej częstego zastosowania i przekraczają ramy niniejszego. Od-

syłamy przeto czytelnika do dzieł specjalnych: Carlot Bourlet—



Rys. 17.

Na sprawne kierowanie samochodem ma duże znaczenie uniezależnienie go od zmian położenia kół kierujących, powstających na skutek przeginania się resorów.



Rys. 17a.

Uzależnione to jest oczywiście od stopnia przegięcia resorów w czasie pracy i z tego powodu położenie drążka kierowniczego określone być musi tak, by najkorzystniejsze jego położenie miało miejsce przy obciążonym samochodzie w ruchu, co powoduje znowu konieczność przewidywania pewnego jego nachylenia w stosunku do waśa zwrotnicy przy nieobciążonym przodzie samochodu.

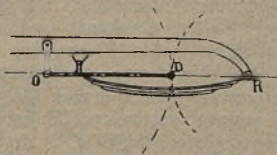
Nachylenie to określone z obliczeń teoretycznych podane jest w niżej podanej tabelicy w zależności od wielkości kąta α , który określa się ze stosunku strzałki resoru do jego długości,

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{2f}{l}$$

Jasnym jest (rys. 18), że wszelkie przesunięcia osi kół przednich przy nieruchomości drążka OD, spowodują samoczynne odchylenia kół.

Końcowy punkt D drążka kierującego (rys. 18), przy przegięciu się resorów porusza się po łuku koła ze środkiem w O. Z drugiej strony punkt D należąc do waśa zwrotnicy, opisuje przy przegięciu resorów, zwykle zamocowanych w przedniej części ramy, łuk koła ze środkiem w R.

Z powyższego wynika, że przybliżenie do teoretycznie nieosiągalnej doskonałości, otrzymamy, gdy punkt D, wahać się będzie po łuku, którego środek leżeć będzie na prostopadłej do stycznej przechodzącej przez punkt styku obu łuków.



Rys. 18.

$\alpha = 0^0$	nachylenie drążka kier.	=	0^0
10^0	„ „ „	=	$7^0 30'$
20^0	„ „ „	=	$13^0 20'$
30^0	„ „ „	=	$20^0 20'$

Z powyższego jasno wypływa zaleta resorów prostych (z małą strzałką) przybliżających powyższe zagadnienie do teoretycznie prawidłowego rozwiązania.

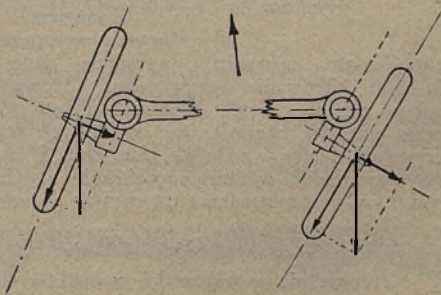
Również dodatnio wpływa zastosowanie wieszaka w przednim końcu resoru przez co osiąga się ruch punktu „D” po łukach prawie współśrodkowych.

Stołość kierowania. Stołość kierowania polega na dążności kół do samoczynnego przyjmowania położenia odpowiadającego prostemu kierunkowi jazdy. Jest to jednym z warunków koniecznych do t. zw. „dobrego trzymania drogi” przez samochód. Stołość kierowania osiąga się przez:

- 1) wyniesienie w tył czopa zwrotnicy,
- 2) nachylenie w tył osi przedniej,
- 3) rozwarcie ku dołowi końcy sworzni zwrotnic,
- 4) skośne ustawienie ku przodowi płaszczyzny kół kierując.

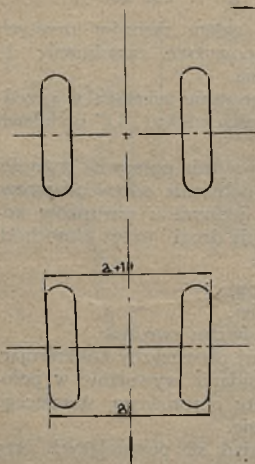
Wszystkie te sposoby mają za zadanie wywołanie w położeniu skrętu kół kierujących, momentu obrotowego, starającego się przywrócić im położenie pierwotne.

Rys. 19 uwidacznia nam rozkład sił powstających przy ruchu samochodu na zakręcie. Wielkość momentu obrotowego, starającego przywrócić koła do pozycji jazdy po prostej zależy od ramienia, czyli od wyniesienia osi zwrotnicy poza oś sworzni zwrotnicy.



Rys. 19.

Przy nachyleniu sworzni zwrotnic koło opisuje na skręcie stożek na około osi sworznia zwrotnicy. W ruchu tym środek ciężkości koła dąży do podniesienia się lub opuszczenia. Ponieważ jednak odległość jego od ziemi jest stała, koniecznym



Rys. 20.

— jest do wykonania skrętu podniesienie osi wraz ze spoczywającym na nim ciężarem nad jednym z kół. Sprężystość resoru i waga samochodu odgrywają tu więc rolę stabilizacyjną.

Stwierdzono, że skośne ustawienie płaszczyzn kół ku przodowi wpływa dodatnio na kierowanie. Zjawisko to nie jest dostatecznie wytłómaczone. Ustawienie takie kasuje wahania się kół spowodowane złym ustawieniem drążka kierującego przy małych szybkościach samochodu od 20 — 30 km/godz. Zwężenie rozstawienia kół ma znaczenie tylko przy pneumatykach wysokiego ciśnienia. Równa się ono zwykle od 6 — 10 mm. W samochodach „Ursus” zwężenie to wynosi 10 mm. (rys. 20).

Zważywszy powyższe, należy zawsze w opuszczającym warsztat samochodzie, sprawdzić wszystkie dane wpływające na należyte kierowanie samochodem. Szczególnie ważnym to jest po zmianie resorów przednich. Proste przyrządy wykonane przez warsztat pozwolą wg. powyższych wskazówek odnaleźć częstokroć błędy w układzie kierowania i usunąć usterki przypisywane mylnie wadliwemu działaniu części, które w wypadku tym bywają niepotrzebnie naprawiane lub zmieniane na nowe.

Oś przednia.

Oś przednia w większości wypadków stanowi belkę podpartą w dwóch miejscach przez koła przednie i obciążoną w miejscach przymocowania resorów.

Przy obliczeniach osi przedniej wg. ogólnych wzorów wytrzymałościowych ważnym jest ściśle określenie obciążenia. Obciążenia te poza obciążeniami statystycznymi obejmują również obciążenia dynamiczne, powstałe wskutek nierówności drogi, oraz obciążenia powstałe wskutek działania siły stycznej przy ruchu samochodu na zakrętach.

Na skutek tego obciążenie jednego koła określamy ze wzoru:

$$P = \sqrt{\frac{1,4 \cdot Q \cdot h}{\varphi}} \quad \text{dla samochodów osobowych i}$$

$$P = \sqrt{\frac{1,7 \cdot Q \cdot h}{\varphi}} \quad \text{dla samochodów ciężarowych.}$$

gdzie Q — statyczne obciążenie w kg.

h — wysokość spadku koła przy nierównościach
(12 — 25 cm.).

φ — przegięcie resoru w mm. pod obciążeniem 1 kg.
(0,01 strzałki ug. przy 100 kg.).

Przy obliczaniu osi przedniej przy zastosowaniu hamulców kół przednich, należy do obliczeń wprowadzić działanie momentu skręcającego powstałego wskutek oddziaływania tych hamulcy na oś i przyjmować:

$$M_o = 0,35 Mg + 0,65 \sqrt{Mg^2 + Ms^2}$$

obliczając przekroje wg. $M_o = W \cdot kg$.

Kształt osi przedniej jest zwykle dwuteowy, dostosowany w swych przekrojach do odpowiednich momentów gnących (Rys. 21). Przy samochodach osobowych stosowane bywają jednakże i rurowe osie przednie. Zakończenia osi bywają dwóch rodzajów: proste i rozwidłone, w zależności od sposobu osadzenia zwrotnic.



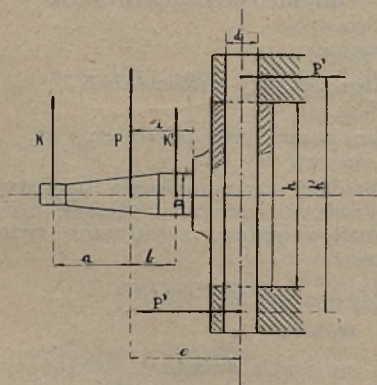
Rys. 21.

W wypadku stosowania widełek na osi są one zaopatrzone w panewki celem należytego ułożyskowania pionowego sworznia zwrotnicy.

Zwrotnice.

Zwrotnice kół przednich są częścią nadzwyczaj odpowiedzialną, gdyż sworznię poziomy ich przyjmuje na siebie bezpośrednio wszystkie uderzenia kół o nierówności drogi oraz inne siły powstające przy ruchu samochodu, będąc jednocześnie podparty tylko jednostronnie. (Rys. 22).

Główne wymiary zwrotnic obliczamy ze wzoru:



Rys. 22.

$$D = \sqrt[3]{\frac{P \cdot i}{100}}$$

obciążenia łożysk

$$K = P \frac{b}{a + b}$$

na prostej

$$K = P \frac{b}{a + b} - \frac{Mg}{a + b}$$

podczas jazdy na łuku

$$K' = P \frac{a}{a + b} + \frac{Mg}{a + b}$$

Mg = siła odśrodkowa razy, promień koła samochodu

P = z poprzednich wzorów.

Pary sił $P' h' = P \cdot c$ dają moment gnący w pionowym sworzniu zwrotnicy

$$Mg = P \frac{c(2h - h')}{8h'} \quad \text{i} \quad d = \sqrt[3]{\frac{Mg}{100}}$$

Poziome sworznie zwrotnic bywają przeważnie pochylone w ten sposób, by punkt zetknięcia się kół z ziemią był w bliskości zetknięcia się z ziemią przedłużenia osi sworznia pionowego. Nachylenie to ma zadanie doprowadzenia do żądanych granic odległości tych dwóch punktów stanowiącej ramię momentów skręcających, powodujących zakręt samochodu. Przy pneumatykach wysokiego ciśnienia odległość tych punktów wynosi zwykle 20 — 30 mm. Przy pneumatykach niskiego ciśnienia dochodzi ona do 50 mm.

Sworzeń pionowy zwrotnicy łożyskowany jest zwykle w osi przedniej w panewkach (patrz oś przednia). Naciski pionowe przyjmowane są przez oporowe łożyska kulkowe lub też podkładki stalowe między trącemi się powierzchniami.

Smarowanie panewek i łożysk uskutecznia się zapomocą smarowania pod ciśnieniem typu Tecalemente. W tym celu pionowy sworzeń zwrotnicy jest odpowiednio wiercony.

Wąsy zwrotnic. (Ramiona kierownicze zwrotnic).

Ramiona kierownicze zwrotnic tworzą dźwignie służące do obracania zwrotnic kół dokoła ich sworzni pionowych. Osadzone są zwykle w gniazdach stożkowych z dodatkiem klina, koniecznego ze względu na ciężar poprzecznego drążka, łączącego wąsy dwóch kół.

Średnica wąsa zwrotnicy u nasady jego osadzenia stożkowego w zwrotnicy może być z dostateczną dokładnością określona ze wzoru:

$$d = \sqrt[3]{k \cdot P \cdot \frac{a}{b}}$$

w którym

P — siła działająca na wąż zwrotnicy,

k — 350 dla samochodów osobowych,
230 dla samochodów ciężarowych,

a — odległość osi sworznia pionowego od płaszczyzny koła,

b — odległość osi sworznia pionowego od środka osadzenia stożkowego wąsa.

Dalszy przekrój wąsa jest zwykle eliptyczny i zmniejsza się w kierunku oddalenia od osadzenia.

Na końcu wásów zwrotnicy osadzony zwykle bywa sworzeń kulisty, na którym zamocowane jest połączenie kuliste drążków kierowniczych. Osadzony on bywa zwykle zapomocą połączenia stożkowego.

Drażki kierownicze.

Rozróżniamy drażki:

- 1) poprzeczny, łączący wąsy kół,
- 2) podłużny, łączący dźwignię kierownicy z wąsem zwrotnicy jednego z kół.

Drażki kierownicze wykonane są zawsze z rur stalowych z odpowiednimi końcówkami zamocowanymi na ich końcach.

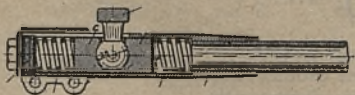
Poprzeczne drażki kierownicze, łączące wąsy kół kierujących, muszą być drażkami sztywnymi. W ogromnej większości samochodów znajdują się one za przednią osią i pracują wówczas na ściskanie. Przekrój rury, z której wykonane być winny, możemy z dostateczną dokładnością określić ze wzoru

$$D^4 - d^4 = \frac{P \cdot l^2 \cdot a}{c \cdot b}$$

gdzie:

- D — średnica zewnętrzna rury,
 d — średnica wewnętrzna rury, (wymiary w mm.)
 P — obciążenie jednego koła, obciążenie w kg.)
 l — długość drażka,
 a — odległość płaszczyzny koła od osi sworznia pion. zwrotn.
 b — odległość punktu zaczepienia drażka od sworznia pion. zwrotnicy.
 c — 750 dla samoch. osob. i 500 dla samoch. ciężarowych.

Zakończenia drażków poprzecznych wykonane bywają albo jako zakończenia widelkowe lub też najczęściej jako połączenia



Rys. 23.

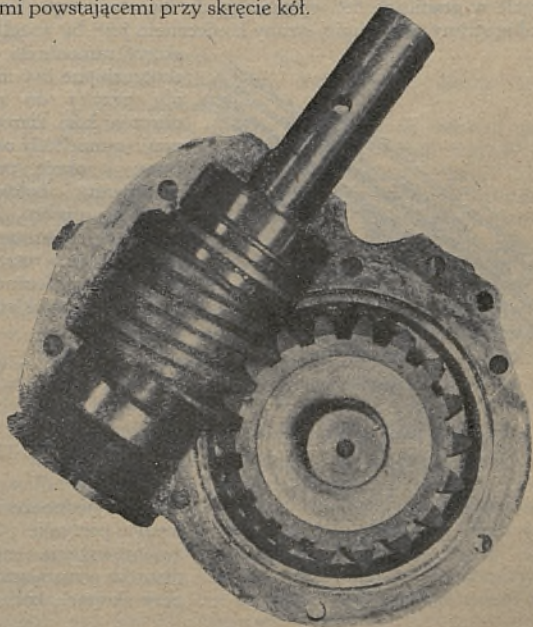
kuliste, analogiczne do poniżej opisanych z tym jednak, że nie stosuje się tu amortyzatora ze względu na konieczność utrzymania stałej odległości między wążami zwrotnic.

Podłużny drażek kierowniczy, łączący dwa punkty o zmiennej odległości musi posiadać urządzenie amortyzacyjne, które przyczynia się również do zmniejszenia siły uderzeń i wstrząsów na dźwignię kierownicy.

Amortyzator ten (Rys. 23) umieszczony bywa zwykle w końcu drażka połączonego z dźwignią kierownicy. Ugięcia sprężyny pozwalają na nieznaczne zmiany długości i zmniejszają wstrząsy.

Kierownica.

Mechanizm kierownicy powinien posiadać odpowiednią przekładnię, by stosunkowo nieznaczny moment na kole kierownicy zrównoważyć z momentem na dźwigni, spowodowanym siłami powstającymi przy skręcie kół.



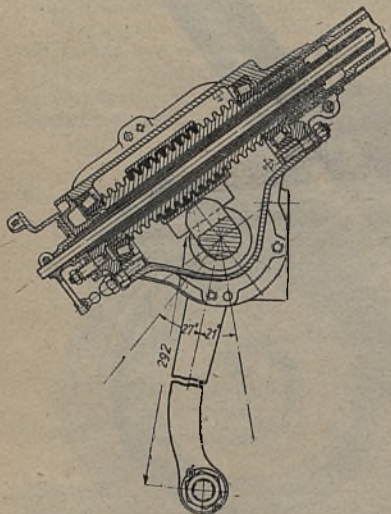
Rys. 24.

Najbardziej rozpowszechnionymi typami mechanizmów kierowniczych jest mechanizm ślimakowy (Rys. 24) i mechanizm śrubowy (Rys. 25).

Ruch obrotowy koła kierownicy w pierwszym typie przenosi się zapomocą ślimaka na ślimacznice, na osi której osadzona jest dźwignia połączona z drążkami kierowniczymi.

Ruch obrotowy koła kierownicy i śruby w drugim typie powoduje ruch postępowy nakrętki, ruchomo związanej z dźwignią, powodując jej obrót na około osi.

Ponieważ z jednej strony odchylenia dźwigni wahające się zwykle w granicach 60^0 wystarczają do dwustronnego skrętu kół w obie strony, a z drugiej strony koniecznym jest, by wszelkie



Rys. 25.

skręty samochodu uskutechnione być mogły przy 1 do 2,5, obrotów koła kierownicy. (samochody osobowe 1 obrót, przy ogumieniu balonowym 1,5 obrotu, samochody ciężarowe 2 do 2,5 obrotów) otrzymujemy konieczność stosowania przekładni

$$\text{od } n = \frac{360^0}{60^0} = 6$$

$$\text{do } n = \frac{900^0}{60^0} = 15,$$

która jednocześnie musi pozwolić na zrównoważenie momentów powstających przy skrętach kół.

Obliczenie zębów ślimaka i ślimacznicy, skoku śruby i nakrętki oraz średnic wałków, uskutecznią się według ogólnych wzorów wytrzymałościowych i danych dotyczących napędu ślimakowego.

Do obliczeń tych ważnym jest określenie wielkości momentu skręcającego na wale ślimacznicy, na którym osadzona jest dźwignia sterująca drążki.

Moment ten uzależniony jest od wielu czynników jak: szybkości samochodu, wymiarów waśów i dźwigni, wymiarów zwrotnicy, rodzaju ogumienia i. t. d.

Z doświadczeń i obliczeń teoretycznych (Heldt) wynika, że moment ten

$$M = a \cdot P \cdot c$$

gdzie:

P — obciążenie jednego koła,

c — odległość płaszczyzny koła od osi obrotu sworznia pionowego zwrotnicy,

a — współczynnik równy 7 dla samoch. osob. i szybkich ciężar. równy 3,5 dla wolnobieżnych samoch. ciężar.

Ułożyskowanie mechanizmów kierownicy musi być jaknajstaranniejsze. Stosowane tu bywają wyłącznie łożyska kulkowe i rolkowe, promieniowe i oporowe. Całość mechanizmu zamknięta jest w szczelnym karterze, zapomocą którego kierownica bywa przytwierdzona do ramy podwozia lub jej poprzeczki.

W całym szeregu kierownic kolumna kierownicy służy do przepuszczenia cięgieł sterujących zapalanie i karburator. Mamy wówczas na kole kierownicy odpowiednie rączki, stanowiące końcowe dźwignie sterowania tych przyrządów. Budowa tych cięgieł i dźwigni jest taką, że uniezależnione one są od ruchów koła kierownicy.

Konserwacja mechanizmów kierownicy.

Karter kierownicy napełniony musi być gęstym smarem typu Polmin AT lub Gargoyl MG.

Połączenia kuliste drążków kierowniczych smarowane są tym samym smarem i chronione być winny od kurzu i wody. W tym celu poleca się otaczać je zdejmowanymi osłonami skórzanymi. Powstałe luzy w mechanizmach kierownicy należy natychmiast usuwać, czy to przez dopasowanie części i regulowanie, czy też ich wymianę.

Zwracać specjalną uwagę na dokładne zamocowanie dźwigni kierownicy na wale ślimacznicy. W razie zjawienia się tam luzu i braku urządzeń dociskowych — część zużyta podlega zamianie.

Niedopuszczalnym jest nadlewanie materiału i późniejsze dopiłowanie celem usunięcia tych luzów. Podobne postępowanie doprowadza z reguły do pęknięcia tych odpowiedzianych części.

Oś tylna.

Oś tylna, poza rolą utrzymywania ciężaru wozu spoczywającego na niej, w ogromnej większości samochodów służy jako karter mechanizmów napędzających koła tylne, które są zwykle kołami napędowymi samochodu.

Budowa osi tylnej uzależniona jest od sposobu przeniesienia siły pociągowej osi pędzącej na ramę samochodu.

Siła pociągowa kół pędzących powstaje na skutek reakcji drogi na koło pędzące samochodu i przyłożona jest do osi tego koła. Stwarza się więc konieczność zastosowania części przyjmujących tę siłę i przenoszących ją na ramę samochodu.

Z drugiej strony reakcja tylnej osi napędowej na mechanizmy napędowe stwarza moment obrotowy dążący do obrócenia samochodu na około tylnej osi. Moment ten będzie zawsze równy momentowi obrotowemu na kołach pędzących i jest przyłożony do łożyska koła atakującego. Koniecznym więc jest połączenie tego łożyska z ramą samochodu zapomocą połączeń mających za zadanie odciążenie mechanizmów napędowych od tego momentu obrotowego — czyli reakcji osi tylnej.

Zasadniczymi sposobami przeniesienia siły pociągowej i reakcji są:

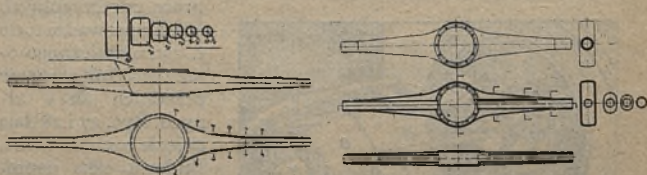
- 1) popychanie i reakcja przez resory,
- 2) popychanie i reakcja przez pochwę wału kardanowego,
- 3) popychanie przez resory, reakcja przez wał kardanowy

W wypadku pierwszym (Rys. 11) budowa całości upraszcza się, jednakowoż z niekorzyścią dla zawieszenia, gdyż resory będąc narażone na dodatkowe obciążenia muszą być odpowiednio wzmocnione i tracią na sprężystości.

W wypadku drugim (Rys. 10) karter osi tylnej przedłużony jako pochwa wału kardanowego przyjmuje wszystkie obciążenia. Jest to rozwiązanie korzystne dla warunków pracy resorów, które są wówczas całkowicie odciążone. Sposób ten zwiększa jednak wagę ciężaru niezawieszzonego na resorach. (Patrz zawieszenie). Pochwa wału kardanowego zakończona jest w tym wypadku połączeniem kulistym współśrodkowym do przegubu wału kardanowego, stanowiąc jednocześnie osłonę tego przegubu.

Sposób ten zastosowany jest w samochodach „Ursus”, typ A.

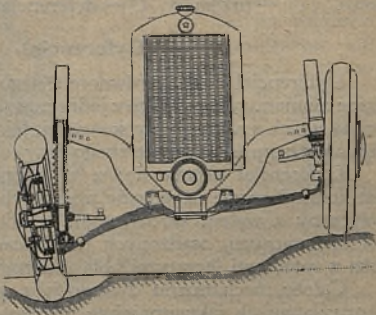
W wypadku trzecim (Rys. 12) wał kardanowy służy do przeniesienia reakcji. Ponieważ zaś odległość osi tylnej od przegubu kardanowego, zawdzięczając zamocowaniu przedniego końca, resorów, jest zmienną, musi on mieć możliwość przesuwu wzdłużnego. Osiąga się to przez klinowe połączenie widełek przegubu z końcem wału kardanowego.



Bez wzmocnień wewnętrznych. Z wewnętrzną rurą usztywniającą.
Rys. 26.

Sposób ten zmniejsza wagę ciężaru niezawieszzonego, pozwalając jednocześnie na stosowanie wałów rurowych o dużej średnicy nie podlegających drganiom. Ujemną jego stroną jest dodatkowe obciążenie resorów przez przeniesienie przez nie siły pociągowej kół pędzących.

Tylne mosty samochodów nowoczesnych zakończone są tak, by jaknajbardziej uprzystępnić dostęp do mechanizmów dyferencjału. Składają się zwykle z belki poprzecznej t. z. typu



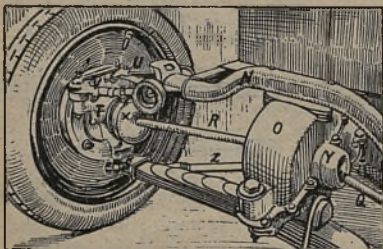
Rys. 27.

Banjo (rys. 26), do której umocowana jest pochwa wału kardanowego, w wypadku przeniesienia popychania przez tę ostatnią. W wypadku popychania przez resory środkowa część belki po-

przecznę posiada pokrywy stanowiące szczelny karter dla mechanizmów dyferencjału.

We wszystkich wypadkach posiada tylny most odpowiednie uchwyty i gniazda do ułożyskowania w nim wału kardanowego i dyferencjału.

Niektóre najbardziej nowoczesne konstrukcje uniezależniają pracę poszczególnych kół.



Rys. 28. N—rama, R i Q—półosie napędowe, x i y—przeguby, O—dyferencjał.

Doprowadza to do t. zw. niezależnego osadzenia kół zarówno przednich jak i tylnych. Rys. 27 i 28 dają pojęcie o ich budowie. Budowa taka usprawniona jest szczególnie w samochodach terenowych, w których chodzi o jaknajwiększą swobodę kół pędzących celem dostosowania ich położenia do nierówności terenu.

Dyferencjał.

Dyferencjał służy do równomiernego podziału na oba koła pędzące momentu obrotowego z jednoczesnym umożliwieniem poruszania się ich z różnymi szybkościami. Jest to koniecznym do uniknięcia poślizgu koła zewnętrznego przy ruchu samochodu po łuku.

Dyferencjał składa się: z 1) bębna na którym osadzone jest koło talerzowe napędzane przez tryb atakujący bezpośrednio połączony z wałem kardanowym. 2) Dwóch kół półosi t. zw. kół planetarnych, osadzonych na końcach półosi kół. 3) Krzyżaka z satelitami łączącymi koła planetarne.

Całość mechanizmu dyferencjału musi mieć ze względów konstrukcyjnych jaknajmniejsze wymiary, ustalone średnicą koła talerzowego. Uzębienie dyferencjału obliczamy według wzorów stosowanych dla kół zębatach. Ważnym jest ustalenie wielkości przenoszonych momentów i nacisków.

Za największy moment należy przyjąć moment w chwili największego obciążenia samochodu na 1-m biegu przy zahamowaniu hamulcem wału kardanowego w chwili, gdy tylne koła

zaczynają się ślizgać. Zakładając współczynnik tarcia $\mu = 0,6$ i obciążenie osi pędzącej równe 0,67 całkowitej wagi samochodu, otrzymamy moment.

$$M = 0,4 \cdot Q \cdot r$$

gdzie Q — całkowita waga samochodu,

r — promień kół pędzących,

a największy nacisk na ząb w połączeniu koła atakującego i talerzowego wyniesie

$$P = \frac{0,4 \cdot Q \cdot r}{D}$$

gdzie D — średnia średnica koła podziałowego.

Naciski na kole półosi otrzymamy ze wzoru:

$$P_1 = \frac{P}{s}$$

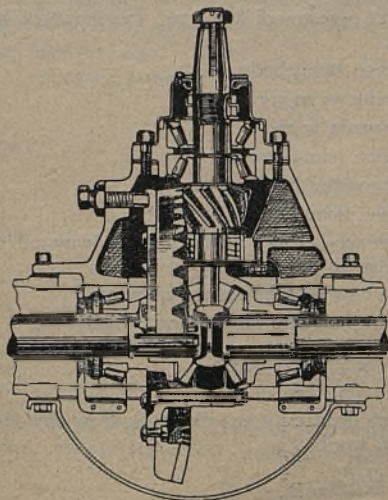
gdzie s — ilość satelitów.

Przy obliczaniu dyferencjału zakłada się zwykle średnice kół i wychodząc z nich oblicza wytrzymałościowo uzębie.

Najczęściej stosowanym bywa dyferencjał z kołami stożkowymi (rys. 29). lub czołowymi.

W tym ostatnim typie ząszenie kół planetarnych uskutecznione jest zapomocą dwóch satelitów czołowych ząsionych z sobą i jednym z kół planetarnych.

Bęben dyferencjału i koło atakujące ułożyskowane są z reguły w łożyskach kulkowych lub rolkowych z zastosowaniem łożysk oporowych, które przyjmują naciski boczne powstałe z zastosowania kół stożkowych. W celu zmniejszenia



Rys. 29.

tych nacisków, a także z przyczyn wynikających z samej konstrukcji, jako koła atakujące i talerzowe stosowane są obecnie prawie wyłącznie koła stożkowe z uzębieniem skośnem, śrubowem i koła hypoidalne. (Patrz dział kół zębatach).

Połączenie kół półosi z półosiami uskutecznione jest przez zastosowanie na końcu półosi końcówki wieloklinowej wchodzącej w odpowiednie uzębienie wewnętrzne kół półosi.

Hamulce.

Samochód jako pojazd, poruszający się z dużemi szybkościami zaopatrzone być musi w hamulce, pozwalające na zatrzymanie go w czasie i na przestrzeni, zapewniającej bezpieczeństwo ruchu. Działanie hamulców samochodowych sprowadza się do zamiany jego siły żywej na pracę tarcia odpowiednio zbudowanych mechanizmów.

Układ hamulcowy obliczony jest zasadniczo tak, by mógł zatrzymać samochód poruszający się z szybkością 35 km/godz. na poziomej drodze na przestrzeni 8 m. bez zablokowania kół.

Oznaczając przez:

Q — całkowitą wagę samochodu w kg.

v — szybkość ruchu w m/sek.,

s — drogę hamowania w m.,

d — średnicę bębna hamulcowego w m.,

D — średnicę hamowanych kół w m.,

g — przyspieszenie ziemskie = 9,81 m/sek.,

μ — współczynnik tarcia przy poślizgu kół równy od 0,3 przy błotnistej do 0,8 przy dobrej drodze,

B — siłę tarcia na obwodzie bębna wyraż. w kg.

tę przy zahamowaniu samochodu jego energia kinetyczna

$$E = \frac{m v^2}{2} = \frac{Q v^2}{2g}$$

musi być pochłonięta na drodze s przez siłę tarcia B na obwodzie bębnow hamulcowych, czyli

$$(1) \quad \frac{Q v^2}{2g} = B \cdot s \cdot \frac{d}{D}$$

Dla hamulców na wale kardanowym, obracającym się n razy pręcej od kół, wyrażenie to należy pomnożyć przez $\frac{1}{n}$.

W powyższym wzorze stosunek $\frac{d}{D}$ określa się w przybliżeniu z danych konstrukcyjnych. Mamy przeciętnie dla bębnow hamulcowych wału kardanowego:

$$d = 170 - 300 \text{ dla samoch. osobowych,}$$

$$d = 325 - 350 \text{ dla samoch. ciężarowych.}$$

Dla bębnow hamulcowych na kołach:

$$d = 260 - 500 \text{ dla samoch. osobowych,}$$

$$d = 350 - 650 \text{ dla samoch. ciężar. i autobusów.}$$

Oznaczając przez B_h siłę tarcia na obwodzie kół hamujących musimy przyjąć $B_h \leq \mu \cdot Q$ by hamowanie kół odbyło się bez poślizgu.

Inaczej, ponieważ

$$B_h : B = d : D$$

mamy

$$(2) \quad B \leq \mu \cdot Q \cdot \frac{D}{d}$$

lub o ile chodzi o 1 hamowaną oś (parę kół)

$$B \leq \mu \cdot Q_1 \cdot \frac{D}{d} \text{ dla hamulcy kół}$$

$$B \leq \mu \cdot Q_1 \cdot \frac{D}{d} \cdot \frac{1}{n} \text{ dla hamulca wału kardanowego przy odniesieniu } Q_1 \text{ do osi tylnej.}$$

Podstawiając w równanie (1) wartość B z równania (2) otrzymujemy najkrótszą drogę hamowania

$$S_{\min} = \frac{v^2}{2g \cdot \mu}$$

Najkrótszy czas zahamowania określamy ze wzoru $t = \frac{v}{p}$ gdzie p przyspieszenie ujemnie (opóźnienie) w m/sek^2 określone z równania

$$p_{\max} = g \cdot \mu.$$

Praktycznie stosowane opóźnienie nie może być większe niż $4 \text{ m}/\text{sek}^2$, ze względu na bezpieczeństwo pasażerów i przewożonych towarów.

Po określeniu siły tarcia B otrzymamy nacisk normalny (dośrodkowy) na bębny hamulcowe

$$N = \frac{B}{f}$$

gdzie f współczynnik tarcia okładzin hamulcowych o bęben hamulca równy

	żeliwo	o	żeliwo	=	0,15,
	stal	o	stal	=	0,15,
	stal	o	bronz	=	0,18,
materiały typ.ferodo		o	stal	=	0,55.

Zużycie okładzin hamulców zależy od ustalenia ich użytecznej powierzchni roboczej. Według najnowszych doświadczeń Florig'a przyjąć trzeba jednostkową wydajność cierną

$$k \cdot v \leq 50 \text{ mkg}/\text{cm}^2/\text{sek}.$$

gdzie

$$k \leq 2 \text{ kg}/\text{cm}^2 \text{ — nacisk jednostkowy okładziny.}$$

Powierzchnię okładzin hamulców określamy ze wzoru $F = \frac{N}{k}$ skąd przez podstawienie poprzednich wzorów otrzymamy

$$F = 0,0016 \cdot p \cdot Q \cdot V \text{ cm}^2$$

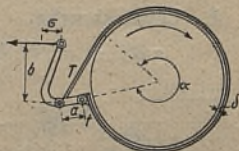
(V — szybkość w $\text{km}/\text{godz.}$)

Hamulce taśmowe.

W hamulcach taśmowych (Rys. 30) określamy siły potrzebne do zahamowania bębna z wzorów:

$$T = B_t \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \quad t = B_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}$$

$$T = t \cdot e^{f\alpha} \quad T - t = B_t$$



gdzie α kąt w radianach

$$\left(\alpha = \alpha^0 \times \frac{\pi}{180} \right)$$

Rys. 30.

e podstawa log. nat.

B_t siła tarcia na obwodzie bębna.

Siła K przy obrocie w kierunku strzałki

$$K = t \frac{a}{b}$$

w kierunku odwrotnym

$$K = T \frac{a}{b}$$

Posuw dźwigni σ przy odległości taśmy od bębna δ

$$\sigma = \delta \cdot \alpha \cdot \frac{b}{a}$$

Powierzchnia robocza taśmy hamulcowej

$$F = b \cdot d \cdot \pi \cdot \frac{\alpha}{2\pi}$$

gdzie b — szerokość taśmy

d — średnica bębna hamulcowego

α — kąt obejmowania bębna przez taśmę w radianach.

Ciśnienie jednostkowe okładziny na bęben.

$$k = \frac{B_t}{f \cdot K}$$

Hamulce szczękowe.

W hamulcach szczękowych (Rys. 31) określamy siły potrzebne do zahamowania bębna z następujących stosunków.

I. Lewa szczeka.

$$z K_1 \cdot a_1 = N_1 \cdot b_1 + B_1 \cdot c_1 \text{ i } B_1 = f \cdot N_1$$

mamy stąd

$$K_1 = B_1 \cdot \frac{b_1}{a_1} \cdot \left(\frac{1}{f} + \frac{c_1}{b_1} \right).$$

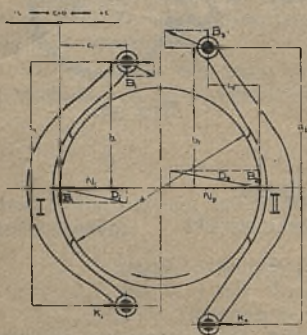
Nacisk na łożyska bębna

$$N_1 = K_1 \frac{a_1}{b_1 + f \cdot c_1}$$

przy $c_1 = 0$ do czego należy zawsze dążyć.

$$K_1 = B_1 \cdot \frac{b_1}{a_1} \cdot \frac{1}{f}$$

$$N_1 = K_1 \frac{a_1}{b_1}$$



Rys. 31.

$$\left. \begin{array}{l} \text{dla } \frac{b_1}{c_1} = f \\ (b_1 \text{ albo } c_1 \text{ ujemne}) \end{array} \right\} K_1 = 0 \text{ czyli początek samoczynnego docisku.}$$

II. Prawa szczeka.

$$z K_2 \cdot a_2 = N_2 \cdot b_2 - B_2 \cdot c_2 \text{ i } B_2 = f \cdot N_2$$

mamy stąd

$$K_2 = B_2 \cdot \frac{b_2}{a_2} \left(\frac{1}{f} - \frac{c_2}{b_2} \right).$$

Nacisk na łożyska bębna

$$N_2 = K_2 \cdot \frac{a_2}{b_2 - f \cdot c_2}$$

Dla

$$c_2 = 0$$

$$K_2 = B_2 \frac{b_2}{a_2} \cdot \frac{1}{f}$$

$$N_2 = K_2 \frac{a_2}{b_2}$$

dla

$$\frac{b_2}{c_2} = f$$

$K_2 = 0$ czyli początek samoczynnego docisku.

Całkowita siła tarcia jednej pary szczęk

$$B' = B_1 + B_2 = \frac{K_1 \frac{a_1}{b_1}}{\frac{1}{f} + \frac{c_1}{b_1}} + \frac{K_2 \frac{a_2}{b_2}}{\frac{1}{f} - \frac{c_2}{b_2}}$$

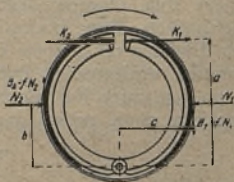
Nacisk na łożyska

$$N' = N_2 - N_1 = \frac{K_2 a_2}{b_2 - f c_2} - \frac{K_1 a_1}{b_1 + f c_1}$$

Dla wewnętrznych hamulców szczękowych (Rys. 32) mamy przy symetrycznej budowie szczęk

$$K_1 = \frac{B_1}{a} \left(\frac{b}{f} - c \right)$$

$$K_2 = \frac{B_2}{a} \left(\frac{b}{f} + c \right)$$



Rys. 32.

Z powyższych rozważań wynika, że w hamulcach taśmowych siła hamowania nie jest jednakowa przy zmianie kierunku obrotu bębna, co jest ich ujemną stroną. Hamulce szczękowe, aczkolwiek nie posiadają tej wady wykazują naciski na łożyska,

które jednakowoż szkodliwe są jedynie przy hamulcach na bębnie skrzynki biegów, gdyż ułożyskowanie bębnow hamulcowych kół obliczone jest dla znacznie większych obciążeń, powstałych z osadzenia na nich całego samochodu. Jednym ze sposobów zniesienia nacisków na łożyska jest wykonanie $c = 0$. Ten sam rezultat osiągniemy przez odpowiednie ustosunkowanie wymiarów a , b i c celem uzyskania takich sił K , któreby powodowały znoszące się naciski N .

Nowoczesne hamulce samochodowe wykonane są w ogromnej większości jako rozporowe wewnętrzne hamulce szczękowe i umieszczone w zupełnie szczelnych bębnach hamulcowych połączonych z kołami.

Rozwarcie szczęk uskuteczniane jest zapomocą kułaczków połączonych szeregiem dźwigni z pedałem nożnym lub dźwignią ręczną. Przyjęto, że dźwignia ręczna działa na t. zw. hamulec wału kardanowego, pedał nożny na hamulce kół, gdyż działanie hamulca na wale kardanowym jest raptowniejsze i niekorzystne dla całości mechanizmu, a kierowca instynktownie używa częściowej hamulca nożnego.

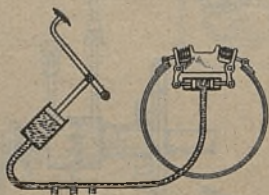
Hamulce na kołach kierujących.

Z wyżej podanych teoretycznych rozważań wynika korzyść rozłożenia hamowanego ciężaru (samochodu) na wszystkie cztery koła. Doprowadziło to do budowy hamulców na kołach kierujących. Przy budowie ich konieczne jest uniezależnienie ich działania od skrętów koła. W tym celu mechanizm sterujący hamulce umieszczony być musi w osi obrotu sworznia pionowego zwrotnicy, lub też posiadać ruchome lub elastyczne połączenie z ramą, pozwalające na skręt kół bez ich zahamowania

Hamulce hydrauliczne.

Rys. 33 uwidacznia schemat działania hamulca hydraulicznego. Zastosowanie tego rodzaju hamulców spotyka się coraz częściej w samochodach amerykańskich. Zaletą ich jest

skasowanie wszystkich cięgieł i drążków łączących, trudnych do regulacji. Ujemną stroną — możliwość nieszczelności przewodów. Jako płyn użyty bywa 50% roztwór spirytusu w zimie lub czysta woda w lecie, lub też roztwór spirytusu i oleju rycynowego w stosunku 3:7. Przy konserwacji hamulców hydraulicznych ważnym jest, by w cylindrach i przewodach nie znajdowało się powietrze.



Rys. 33.

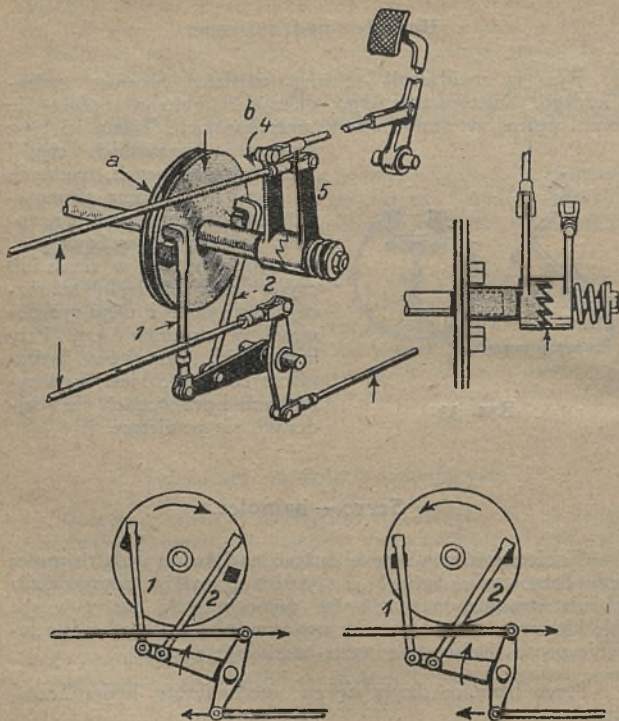
Servo — hamulce.

Konieczność wywierania dużego nacisku na pedał hamulca przy hamowaniu ciężkich, a szybkich pojazdów doprowadziła do zastosowania mechanizmów pomocniczych, zastępujących rolę kierowcy, który przy ich zastosowaniu zapoczątkowuje jedynie proces hamowania przez naciśnięcie pedału.

Servo hamulce dzielą się na: mechaniczne, hydrauliczne, pneumatyczne.

Mechaniczne servo-hamulce polegają na włączeniu w układ hamulcowy elementu napędzającego. W servo hamulcu Rolls-Royce (Rys. 34) sprzęgamy przez naciśnięcie pedału układ hamulcowy z obracającą się tarczą napędzaną od silnika.

Hydrauliczne servo-hamulce wykorzystują do hamowania ciśnienie cieczy wytwarzane stale przez specjalną pompkę.

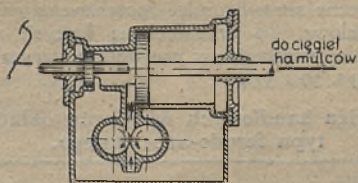


Rys. 34.

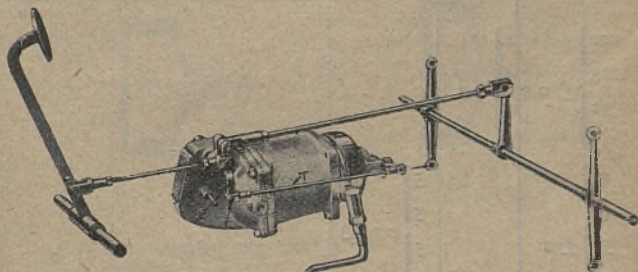
a — tarcza pędząca. *b* — tarcza napędzana.

1 — zabierak hamulcowy przy jeździe naprzód. 2 — zabierak hamulcowy przy jeździe wtył. 4 — pedał nożny. 5 — dźwignie pociągowe.

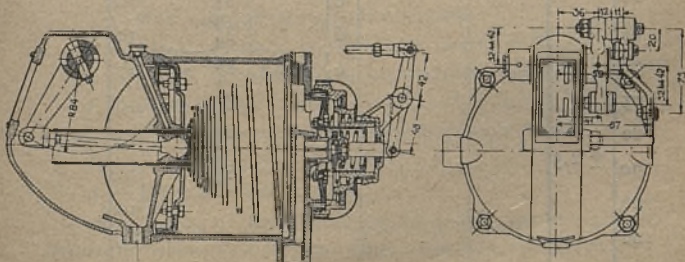
Rys. 35 daje schemat hydraulicznego servo-hamulca syst. Napier, w którym przez zamknięcie przez zawór kanału



Rys. 35.



Rys. 36.



Rys. 37.

następuje ciśnienie cieczy na tłok, połączony z cięgłami hamulców.

Pneumatyczne servo-hamulce spotykane są najczęściej jako hamulce próżniowe, do uruchomienia których wykorzystane jest podciśnienie, powstające w przewodzie ssącym silnika podczas pracy. (Rys. 36 i 37).

**Tablica handlowych wymiarów okładzin
typu ferodo-azbestowego.**

szerokość mm.	grubości w mm.			
20	4			
25	4			
30	4			
35	4			
40		5		
45		5		
50		5		8
55		5		8
60			6	8
65			6	8
70			6	8
75			6	8
80			6	8
85				8
90				8
100				10
120				10
140				10

$\pm 0,5$ (between 20-35 mm width)
 $-0,3$ (between 40-55 mm width)
 ± 1 (between 50-60 mm width)
 $-0,3$ (between 60-80 mm width)
 $-0,5$ (between 65-85 mm width)
 $\pm 1,5$ (between 80-90 mm width)
 $-0,5$ (between 85-90 mm width)

SPRZĘGŁA.

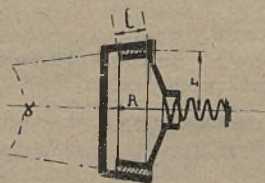
Sprzęgła stożkowe.

Sprzęgła stożkowe dzielą się na sprzęgła ze stożkiem prostym (Rys. 38) i stożkiem odwróconym (Rys. 39).

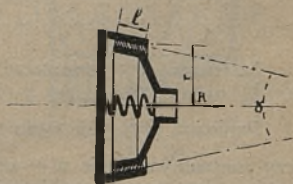
Elementem pędzącym jest zawsze koło zamachowe silnika, elementem pędzonym, bęben sprzęgła połączony ze skrzynką biegów samochodu.

Sprzężenie następuje przez wciśnięcie stożkowego bębna sprzęgła do stożkowej części koła zamachowego silnika.

Elementami charakteryzującymi każde sprzęgło stożkowe są:



Rys. 38.



Rys. 39.

F — przenoszona siła obwodowa,

T — moc w KM przenoszona przez sprzęgło,

r — średni promień bębna sprzęgła w cm.,

n — ilość obrotów sprzęgła na minutę,

P — siła dociskająca powierzchnie cierne w kg.,

p — nacisk jednostkowy na powierzchnie cierne w kg/cm²,

f — współczynnik tarcia,

l — szerokość powierzchni ciernych sprzęgła w cm,

R — docisk sprężyny sprzęgła,

α — kąt rozwartości stożka.

W sprzęgłach stożkowych używana jest najczęściej jako okładzina bębna sprzęgłowego skóra zwierzęca lub taśma fero-do-azbestowa.

Współczynnik tarcia skóry o gładkie żeliwo wynosi 0,2.

W wypadku okładziny ferodo-azbestowej współczynnik wzrasta do 0,3 — 0,45.

Ze względu na nieodwracalność połączenia, kąt α musi być wybrany tak, by $\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = f$ co daje kąt $\alpha = 22^{\circ}40'$ przy $f = 0,2$.

Przy obliczeniu sprzęgła określamy siłę obwodową ze wzoru:

$$F = \frac{60 \times 75 \times T}{2\pi \cdot r \cdot n}$$

a siłę dociskającą między powierzchniami ze wzoru:

$$P = \frac{F}{f} = \frac{60 \times 75 \times T}{2\pi \cdot r \cdot n \cdot f}$$

Szerokość l powierzchni ciernych sprzęgła obliczamy tak, by nacisk jednostkowy p nie przekraczał 3 kg/cm^2 .

Ponieważ przy obliczaniu tym możemy przyjąć $\cos \frac{\alpha}{2} = 1$ przy normalnym kącie $\alpha = 22^{\circ}40'$ otrzymujemy wzór dający zupełnie dostateczne przybliżenie

$$l = \frac{F}{2\pi r n f p}$$

Docisk sprężyny sprzęgła określamy ze wzoru:

$$R = P \sin \frac{\alpha}{2} = \frac{60 \times 75 \times T}{2\pi r n f} \sin \frac{\alpha}{2}$$

Sprzęgła stożkowe powszechnie dawniej stosowane zarzucone są obecnie przede wszystkim ze względu na ich niepewne działanie w razie zanieczyszczenia powierzchni ciernych, a także ze względu na konieczność stosowania przy silnikach o większej mocy silnych sprężyn dociskowych, utrudniających ich wyłączenie, oraz przy zwiększeniu przenoszonych mocy, na konieczność powiększenia wymiarów bębna, wpływających ujemnie na możliwość przełączania biegów.

Sprzęgła tarczowe.

Sprzęgła tarczowe (Rys. 40), ogólnie obecnie stosowane, dzielą się na sprzęgła jedno i wielotarczowe, działające w kąpielii oliwnej lub też na sucho.

Zasadą sprzęgieł tarczowych jest zastosowanie 2-ch rodzajów tarcz, z których jedno zazębione są z częścią pędzącą, a drugie z częścią pędzoną.

Tarcze posiadają możliwość przesuwu wzdłuż osi, a co zatem idzie, mogą być dociskane do siebie, powodując sprzężenie części pędzącej i pędzonej przez powstające stąd tarcie tarcz pędzących o tarcze pędzone.

Tarcze pędzące posiadają uzębienie zewnętrzne, wchodzące w odpowiednie wewnętrzne bębna sprzęgła, zamocowanego na kole rozpedowem silnika.

Tarcze pędzone posiadają uzębienie wewnętrzne nachodzące na odpowiednie uzębienie wewnętrznego wału pędzonego sprzęgła.

W budowie swej wszystkie sprzęgła samochodowe są typu zrównoważonego czyli, że nacisk sprężyny dociskowej przyjmowany jest przez części sprzęgła, powodując ich dociśnięcie bez przeniesienia działania sprężyny na inne mechanizmy jak silnik i skrzynka biegów.

Elementami charakteryzującymi sprzęgła tarczowe są:

M — moment obrotowy silnika w metr-kilogramach,

T — moc przenoszona przez sprzęgło w KM.,

n — ilość obrotów na minutę,

P — siła dociskająca między dwoma tarczami sąsiednimi i nacisk sprężyny w kg.,

p — nacisk jednostkowy powierzchni ciernych w kg/cm^2 ,

R_2, R_1, R' — promienie: zewnętrzny, wewnętrzny i średni pow. ciernych w m.,

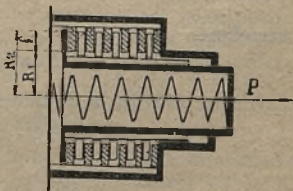
N — ilość ogólna tarcz,

f — współczynnik tarcia.

Mamy wówczas:

$$M = \frac{60 \times 75 \times T}{2\pi n}$$

$$P = \pi (R_2^2 - R_1^2) p$$



Rys. 40.

$$N = \frac{3M(R_2^2 - R_1^2)}{4P \cdot f(R_2^3 - R_1^3)} + \frac{1}{2} = \frac{3M}{4\pi f p(R_2^3 - R_1^3)} + \frac{1}{2}$$

$$P = \frac{3M(R_2^2 - R_1^2)}{4f(R_2^3 - R_1^3)(N - 0,5)}$$

Zakładając

$$R' = \frac{R_1 + R_2}{2}$$

i szerokość

$$L = R_2 - R_1$$

otrzymamy również z dostatecznym przybliżeniem

$$P = 4\pi R' L p$$

$$N = \frac{M}{8\pi f p L R' R'^2}$$

$$P = \frac{M}{2fR'(N - 0,5)}$$

Przy obliczeniach sprzęgieł wybiera się zwykle dla N liczbę parzystą i zakłada się ze względów konstrukcyjnych N , p i któryś z promieni wychodząc z tych danych przy obliczeniach.

Dla sprzęgieł wielotarczowych pracujących w kąpeli oliwnej, nacisk jednostkowy p nie może być mniejszy niż $0,5 \text{ kg/cm}^2$, ze względu na konieczność wyciśnięcia oliwy z pomiędzy tarcz i nie większy niż 1 kg/cm^2 ze względu na raptowność włączenia po przekroczeniu tej granicy.

Spółczynnik tarcia f przyjmujemy dla sprzęgieł w kąpeli oliwnej równy $0,04$ do $0,07$.

Przy budowie sprzęgieł pracujących w kąpeli oliwnej stosuje się zwykle tarcze stalowe.

Dla sprzęgieł działających na sucho, tarcze których pokryte są okładzinami typu ferodo-azbestowemi, należy stosować nacisk jednostkowy $p = 0,7 \text{ kg/cm}^2$ przy współczynniku $f = 0,3$.

Dokładnemu obliczeniu podlega również w zależności od stosowanego materiału nacisk tarcz sprzęgła na boki rowków

klinowych, a to w celu uniknięcia ewentualnego wcinania się tarcz w bębny, uniemożliwiającego prawidłowe włączanie i wyłączanie sprzęgła.

Konserwacja sprzęgieł.

Sprzęgła stożkowe podlegają zanieczyszczeniom powierzchni ciernych. Należy je wówczas obmywać benzyną. Sprzęgła wielotarczowe pracujące w kąpeli oliwnej, wymagają przemywania naftą, gdy kąpiel oliwna ulegnie zanieczyszczeniu i zgęstnieniu. Sprzęgła działające na sucho nie wymagają żadnej konserwacji. Z chwilą zużycia okładzin ulegają one zamianie. W razie zanieczyszczenia oliwą tarcz sprzęgła działających na sucho, należy przemyć sprzęgło benzyną.

Połączenia przegubowe.

Połączenia przegubowe stosowane w budowie samochodu dzielą się na połączenia oparte na kinematycznym działaniu mechanizmu i na połączenia oparte na elastyczności tworzywa, z którego są wykonane.

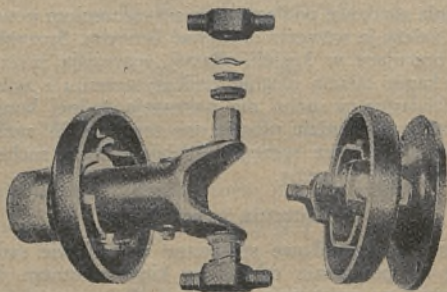
Do pierwszych zaliczają się wszystkie rodzaje przegubów opartych na działaniu przegubu Hook'a (Cardana), do drugiego przeguby elastyczne płytkowe lub typu Hardy'ego z materiałów elastycznych.

Przeguby typu Cardana.

Przeniesienie ruchu obrotowego z jednego wału na drugi przy przecinaniu się ich osi umożliwiające jest przez umieszczenie na końcach wałów widełek połączonych zapomocą krzyżaka z ramionami ułożyskowanymi obrotowo w widelkach wałów (Rys. 41). Przeniesienie ruchu jest możliwe przy odchyleniu α wału pędzonego, lecz jednostajny ruch wału pędzonego zamieniony zostaje na okresowo zwolniony i przyśpieszony uzależniony od wielkości kąta α . Szybkości obrotowe wałów są w stosunku α do $\frac{1}{\cos \alpha}$.

Celem uniknięcia tego zjawiska, niezmiernie szkodliwego ze względu na powstające w przegubie naprężenia spowodowane bezwładnością z jednej strony koła zamachowego silnika,

a z drugiej bezwładnością całego samochodu, poruszających się z szybkościami równomiernymi, stosowane bywają 2 przeguby kardanowe na końcach wału łączącego skrzynkę biegów z tylnym mostem (Rys. 42).



Rys. 41.

W wypadku tym, nierównomierności ruchu spowodowane przez pierwszy przegub, znoszą się działaniem drugiego przegubu.

Jest to jednak możliwe jedynie w wypadku gdy odchylenia wałów pędzącego (I rys. 42) i pędzonego (II rys. 42) od wału pośredniego są jednakowe i gdy widełki wału pośredniego ustawione są na wale tak, by leżały w jednej płaszczyźnie.



Rys. 42.

Poniższa tablica podaje procentowe zmiany szybkości wału pędzonego przy różnych kątach odchylenia α przy stałej szybkości wału pędzącego.

Przeguby wykonane bywają zwykle w dwóch rodzajach. Typ widełkowy (Rys. 41) zastępowany obecnie bywa coraz częściej przez typ pierścieniowy łatwiejszy i tańszy w obróbce.

α^n	Zm. szybko. %	α^0	Zm. szybko. %
2	0,15	16	7,9
4	0,5	18	10
6	1,1	20	12,4
8	2	22	15
10	3	24	18
12	4,4	26	21,3
14	6	28	25

Przeguby działają z zasady w kąpeli oliwnej i otoczone są z tego powodu szczelnymi płaszczami zwykle kulistymi, w których są jednocześnie łożyskowane na łożyskach kulkowych w ten sposób, by środek kuli wypadł w punkcie przecięcia się osi przegubu. Wszystkie otwory w widelkach względnie pierścieniach zaopatrzone są zawsze w wymienne tuleje bronzowe lub stalowe.

Elementami charakteryzującymi mechanizm przegubu są:

d — odległość środków tulei krzyżaka wzgl. pierścienia w mm.),

M — przenoszony moment obrotowy m/kg,

P — nacisk na poszczególne ramiona przegubu w kg.

p — nacisk jednostkowy w tulejach ramion w kg/cm².

Zasadnicze wymiary określają się ze wzoru:

$$d = 40 \sqrt[3]{M}$$

w którym przyjmujemy M przy maksymalnym obciążeniu na biegu bezpośrednim.

Zakładając promień średni widełek (pierścienia) przegubu równy $\frac{d}{2}$ mamy

$$P = \frac{M}{0,0005 d} \text{ kg}$$

rozkładających się na 2 czopy.

Zakładając $p = 25 \text{ kg/cm}^2$, znajdujemy powierzchnię roboczą jednego czopa (panewki).

$$S = \frac{P}{2p} = \frac{M}{0,0025 d} \text{ cm}^2.$$

Znając powierzchnię roboczą czopa (panewki) określamy ich wymiary zakładając stosunek długości do średnicy = $\frac{4}{3}$.

Przy obliczeniach wytrzymałościowych innych części przegubu przyjmujemy zamiast momentu obrotowego przy biegu bezpośrednim, przenoszony moment obrotowy przy 1-ym biegu.

Obróbka części przegubów.

Należy zwracać uwagę na współosiowość otworów widełek przegubów oraz na dokładne utrzymanie osi krzyżaków, widełek i otworów w przegubach pierścieniowych, gdyż odchylenia od pionowości, a szczególnie nieprzecinanie się osi widełek, względnie osi otworów w pierścieniu z osiami krzyżaka, powodują natychmiastowe uszkodzenia mechanizmu. Dokładne rozwiercania otworów winno zakańczać obróbkę. Czopy krzyżaków, ewentualnie widełek muszą być bezwzględnie szlifowane, a nawet w razie możliwości docierane, co jednak jest możliwe tylko przy posiadaniu maszyn specjalnych. Zważać też należy na dokładność obróbki osłon kulistych przegubów i ich montaż, z zachowaniem jaknajwiększej współśrodkowości mechanizmów i szczelność osłon.

Konserwacja przegubu.

Do smarowania przegubu stosuje się smar półgęsty typu Polmin AP, Gargoyle C lub Voco soint grease.

W razie widocznego wytarcia tulei przegubu zachodzi konieczność natychmiastowej ich zamiany, gdyż nadmierne luzy powodują uderzenia i silne wstrząsy, doprowadzające wkrótce do zniszczenia całości mechanizmu.

Przeguby elastyczne.

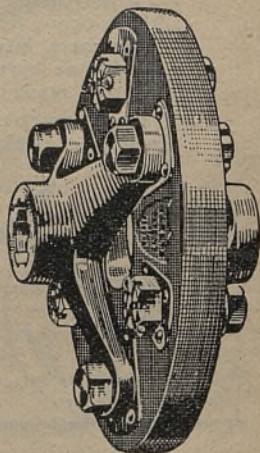
Przeguby te zastępują obecnie coraz częściej przeguby typu Cardan'a w samochodach osobowych i w wypadkach gdy przenoszone siły nie przekraczają ich możliwości wytrzymałościowych.

Najważniejszą zaletą przegubów elastycznych jest to, że nie wymagają smarowania, są b. trwałe i nie nabierają luzów.

Ujemną cechą tych przegubów jest niemożność stosowania ich przy znacznie większych odchyleniach wałów. Przegub elastyczny (Rys. 43) składa się z krążka wykonanego z nałożonych na siebie w różnych kierunkach i zwulkanizowanych warstw płótna gumowanego, posiadającego na swym obwodzie otwory oprawione w blachę do przepuszczenia śrub, łączących go z widełkami (zwykle potrójnymi) wałów. Elastyczność tworzywa przegubu pozwala na przeniesienie ruchu obrotowego z jednego wału na drugi przy odchyleniach do 5° .

Odmianą przegubów elastycznych jest połączenie stosowane między silnikiem a skrzynką biegów nawet przy zablokowaniu silnika i skrzynki. Składa się ono z kilku pierścieni z blachy stalowej, połączonych zwykle w dwóch punktach z końcami wałów pędzącego i pędzonego.

Elastyczność blachy stalowej pozwala na lekkie odchylenia łączonych wałów, anulując drobne błędy obróbkowe i montażowe karterów silnika i skrzynki biegów.



Rys. 43.

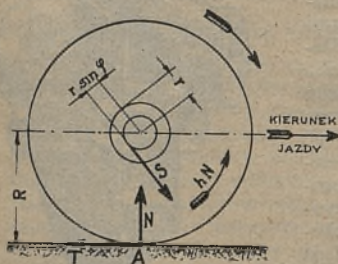
PRZEKŁADNIE CZYLI SKRZYNKI BIEGÓW.

Obliczenie przekładni.

Reakcja jezdni na koła toczące.

Siły zewnętrzne, bezpośrednio działające na koło, są następujące:

- 1) Odpór jezdni: który się składa
- Siła prostopadła do jezdni N ;
 - Para sił hN , stanowiących opór toczenia, w czem h jest parametrem oporu toczenia;
 - Siła oporu toczenia T styczna do obwodu, skierowana w kierunku odwrotnym do poślizgu, któryby się ujawnił w punkcie A , gdyby nie było tarcia, zatem w kierunku odwrotnym do jazdy.
- 2) Odpór zwrotnicy, który wyraża się siłą S , zaczepioną w punkcie styku z prostą, przy popychaniu koła przez zwrotnicę.



Rys. 44.

Oznaczamy przez φ kąt tarcia zwrotnicy w piastce, a przez r promień zwrotnicy. Siła S jest styczną do koła o promieniu $r \sin \varphi$ i skierowana w kierunku odwrotnym do obrotu koła. Siła ta powinna tworzyć parę sił z wypadkową z dwu innych do siebie prostopadłych T i N , co daje

$$S = \sqrt{N^2 + T^2}.$$

Ponieważ siła tarcia T jest bardzo małą w stosunku do N , można przyjąć z dostateczną dokładnością, że

$$S = N.$$

Biorąc pod uwagę moment jaki się tworzy z powyższych sił, w stosunku do osi obrotu, otrzymamy dla R , jako promienia koła

$$TR - Nh - Sr \sin \varphi = 0,$$

gdzie, podstawiając zamiast S , N otrzymamy

$$T = \frac{h + r \sin \varphi}{R} \cdot N.$$

Oporo składowe $\frac{h}{R}$, N i $\frac{r \sin \varphi}{R} N$, odpowiadają: oporowi tarcia po jezdni i oporowi tarcia zwrotnicy,

Oznaczając przez f_1 , współczynnik tarcia

$$f_1 = \frac{h + r \sin \varphi}{R},$$

otrzymamy

$$T = f_1 N,$$

Wypadkowa z sił N i T_1 i pionowa przechodząca przez oś koła, tworzą kąt ε , określony wzorem

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{T}{N} = f_1,$$

a reakcja S tworzy ten sam kąt z pionową, opuszczoną z osi koła.

Jeżeli przyjmiemy dla f_1 wartość 0,026, otrzymamy $\varepsilon = 1^{\circ} 30'$. Aby nastąpiło tworzenie się koła bez poślizgu, współczynnik pociągu f_1 , powinien być mniejszy od współczynnika tarcia f , opon po jezdni $f_1 < 0,03$, $f = 0,2 - 0,6$.

Reakcja jezdni na koła napędowe.

Siła napędowa na obwodzie koła.

Ogólnie biorąc siły napędowe działające na koło, sprowadzają się do: momentu obrotowego Φ i siły zaczepionej w środku koła, pochodzącej z reakcji przekładni.

Oznaczamy przez x składową poziomą tej siły w kierunku jazdy i przez y składową pionową, idącą ku górze.

Poślizg koła stara się powstać w kierunku momentu obrotowego Φ , a opór styczny T_1 , wywołany tarcie jest skierowany w kierunku odwrotnym.

Siły zewnętrzne, działające na koło, oprócz siły napędowej, są następujące:

- a) reakcja pionowa jezdni N_1 ,
- b) para sił $h N$ z oporów toczenia,
- c) reakcja tarcia styczna w punkcie styku z jezdnią T_1 , skierowana w kierunku jazdy;

d) odpór osi, który wyraża się siłą S_1 , zaczepiona w punkcie styku z prostą.

Siła S_1 jest styczna do koła o promieniu $r \sin \varphi$. Ponieważ opór tarcia T_1 jest skierowany w kierunku ruchu, odpór S_1 jest pochyłony w tył, a wtedy koło popycha oś.

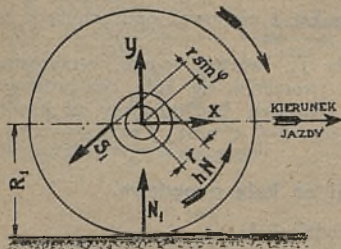
Ze stosunku momentów do osi obrotu otrzymujemy

$$\Phi = T_1 \times R_1 + N_1 h + S_1 \sin \varphi \times r,$$

albo

$$\frac{\Phi}{R} = F_1 = T_1 + \frac{N_1 h + S_1 \times r \sin \varphi}{R}.$$

Stosunek $F_1 = \frac{\Phi}{R}$, momentu obrotowego do promienia



Rys. 45.

koła, przedstawia siłę napędową na obwodzie koła, prostopadłą do promienia. Siła ta jest większa od oporu tarcia T_1 i nazywa się siłą napędową na obwodzie koła.

Aby koło posuwało się bez ślizgania, trzeba i wystarczy aby mieć podczas całego czasu trwania ruchu

$$T_1 < f \cdot N_1,$$

w czym f = współczynnikowi tarcia opony o jezdnię. Każde koło napędowe wydaje pracę posuwania się, nie mogąc przekroczyć granicy $f N_1$, nazwanej przyczepnością koła (adherją).

Maksimum wysiłku silnika na obwodzie koła, wykorzystane bez ślizgania, wyraża się:

$$F_m = f N_1 + \frac{N_1 h + S_1 r \sin \varphi}{R}.$$

Reakcja S_1 osi na piastę, musi stanowić parę sił z siłami N_1 , Y , T_1 i X , a wyraża się równaniem:

$$S_1 = \sqrt{(X_1 + Y)^2 + (T_1 + X)^2}.$$

Można pominąć Y , T_1 i X w stosunku do N_1 i otrzymać rezultat z dostatecznym przybliżeniem, przyjmując:

$$S_1 = N_1.$$

Siła napędowa na obwodzie wyrazi się wtedy prosto:

$$F_1 = T_1 + f_1 N_1,$$

gdzie f_1 jest współczynnikiem pociągu i określa się stosunkiem:

$$f_1 = \frac{h + r \sin \varphi}{R},$$

Siła napędowa koła na obwodzie F_1 przewyższa siłę posuwu T_1 o wielkość równą wysiłkowi $f_1 N_1$, który byłby potrzebny do ciągnięcia ciężaru N_1 , niesionego przez każde z kół.

Granica dla F_1 , aby nie było ślizgania wyraża się przez

$$F_m = (f + f_1) N_1.$$

Ruch samochodu na drodze poziomej.

Oznaczamy wagę wozu wraz z obciążeniem przez . . . P .

Szybkość w metrach na sekundę przez v .

Przyśpieszenie przez γ .

Przyśpieszenie ziemskie. g ,

dla wozu posuwającego się po linii prostej, na drodze poziomej.

Siła wynikająca z bezwładności wozu i zaczepiona w środku ciężkości tegoż, równa się $\frac{P\gamma}{g}$ i jest skierowana w przeciwnym kierunku do ruchu wozu, lub też w tym samym, zależnie od przyśpieszenia γ , które może być dodatnie lub ujemne.

Oznaczając przez:

N i N' — odpór pionowy na koła ciągnięone,

- T i T' — reakcja jezdni styczna do obwodu koła, zwrócona w kierunku odwrotnym do ruchu;
 N_1 i N_1' — odpór pionowy jezdni na koła napędow;
 T_1 — T_1' — reakcja jezdni styczna do obwodu koła, zwrócona w kierunku ruchu;
 A — opór powietrza,

otrzymamy następujące równania:

$$N + N' + N_1 + N_1' = P;$$

$$T_1 + T_1' = T + T' + \frac{P \cdot i}{g} + A.$$

Oznaczając przez f_1 współczynnik pociągu, otrzymamy dla kół ciągnionych:

$$T + T' = f_1 (N + N'),$$

a dla kół napędowych, otrzymujących siłę na obwodzie F_1 i F_1' :

$$F_1 + F_1' = T_1 + T_1' + f_1 (N_1 + N_1'),$$

Uwzględniając poprzednie równania otrzymamy

$$F = F_1 + F_1' = f_1 P + \frac{i}{g} P + A.$$

Suma sił napędowych Φ , na obu kołach napędowych, nazywa się *całkowitym wysiłkiem silnika na obręczy koła*.

Opór powietrza oblicza się z następujących wzorów:

$$A = 0,065 \cdot \sigma \cdot v^2 = 0,005 \cdot \sigma V^2,$$

gdzie:

σ = powierzchnia czołowa wozu w m^2 ,

v = szybkość w metrach na sek.,

V = szybkość w kilometrach na godzinę.

Siła A jest dana zatem w kilogramach i daje się odczuwać dopiero przy szybkościac d od 30 km/godz.

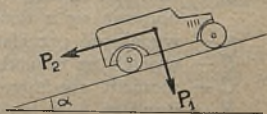
Ruch samochodu na pochyłości.

Oznaczając przez α kąt pochylenia jezdni do poziomu, rozkładamy wagę ogólną wozu P , na dwie składowe:

$$1) P_1 = P \cos \alpha \qquad 2) P_2 = P \sin \alpha.$$

Pierwsza prostopadła do jezdni, druga równoległa.

Widzimy, że ruch wozu na pochyłości jest podobny do ruchu na drodze poziomej, przy czym waga P jest zastąpiona przez wagę pozorną $P \cos \alpha$, siła $P \sin \alpha$ może być rozpatrywana jako opór dodatkowy.



Bez zmiany pozostaje $\frac{\gamma}{g} P$, wyrażając inercję.

Rys. 46.

Wzory poprzednie, ustalone dla ruchu na poziomie, zmieniają się dla tego wypadku jak następuje:

$$N + N' + N_1 + N_1' = P \cos \alpha,$$

$$T_1 + T_1' = T + T' + \frac{P\gamma}{g} + A + P \sin \alpha,$$

$$F = (f_1 \cos \alpha + \sin \alpha) P + \frac{\gamma P}{g} + A.$$

Praktycznie, ponieważ kąt α jest bardzo mały, można zastąpić $\cos \alpha$ przez jedność. Ponieważ pochyłość drogi okre-

śla się zwykle w procentach możemy napisać $\sin \alpha = \frac{a}{100}$

(gdzie a = różnicy poziomów w cm. na odległości 1 m). Otrzymamy zatem:

$$F = \left(f_1 + \frac{a}{100} \right) P + \frac{P\gamma}{g} + A,$$

Przy zjeżdżaniu z góry a otrzymuje znak ujemny.

Potrzebna moc silnika.

Oznaczając przez:

v — szybkość wozu w metrach na sec.;

V — szybkość wozu w kilometrach na godz.;

n — ilość obrotów silnika;

$T = \frac{Cn}{716}$ — moc silnika w koniach mech.;

m — stosunek obrotów silnika do kół napędowych, które obracają się z ilością obrotów $m \times n$;

ρ — wydajność przekładni;

F — wysiłek na obwodzie kół w kg.;

C — moment obrotowy silnika w kg.;

R — promień koła napędowego w m.

Otrzymamy stosunki:

$$v = \frac{V}{3,6} = \frac{2 \pi m \cdot n R}{60}$$

z czego

$$n = 2,65 \frac{V}{m \cdot R}, \quad V = 0,377 \cdot m \cdot n \cdot R.$$

Praca wyzyskana na obwodzie koła wyraża się

$$Fv = \frac{FV}{3,6} = 75 \rho T,$$

skąd równanie mocy

$$T = \frac{FV}{270 \rho}.$$

Jeżeli równanie pracy na jeden obrót koła jest;

$$2 \pi \cdot m \cdot F \cdot R = 2 \pi \rho C,$$

to wartość potrzebnego momentu obrotu silnika będzie:

$$C = \frac{m}{\rho} F \cdot R.$$

Jeżeli wysiłek F , potrzebny na obwodzie koła staje się 2, 3, 4 razy większy jak potrzeba normalnie, wystarczy aby go otrzymać z tego samego momentu obrotowego silnika C , zmieniając przekładnię między kołami a silnikiem tak, aby współczynnik m stał się 2, 3, 4 razy mniejszy.

Zadaniem skrzynki przekładniowej jest utrzymać ilość obrotów silnika możliwie stałą, przy różnej szybkości jazdy.

Przykład: Wóz wagi 1500 kg przedstawiający powierzchnię czołową 1,4 m², ma się poruszać z szybkością 80 km/godz.

Dla współczynnika pociągu przyjmujemy jako wartość średnią $f = 0,02$, przy granicach dla pociągu 12 do 30 kg na tonnę wagi wozu.

Opór powietrza będzie:

$$A = 0,005 \cdot 1,4 \cdot V^2 = 0,7 \left(\frac{V}{10} \right)^2 = 44,8 \text{ kg},$$

ze wzoru

$$F = F_1 + F_1' = f_1 P \div \frac{\gamma}{g} \rho + A,$$

dla $\gamma = 0$,

otrzymamy

$$F = 0,02 \cdot 1500 + 0 + 44,8 = 74,8 \text{ kg}.$$

Przyjmując dla współczynnika wydajności mechanicznej $\rho = 0,75$ przy czwartym biegu, otrzymamy moc silnika

$$T = \frac{FV}{270 \rho} = \frac{74,8 \cdot 80}{270 \cdot 0,75} = 29,6 \text{ KM}.$$

Obliczenie przekładni skrzynki biegów.

Celem skrzynki przekładniowej jest osiągnięcie pewnej skali ciągłej między największą szybkością danego wozu na drodze poziomej, a szybkością z jaką będzie mógł się posuwać na wzniesieniu o określonej z góry pochyłości.

Dane do określenia przekładni:

- 1) P — waga wozu,
- 2) σ — powierzchnia czołowa oporu powietrza,
- 3) ρ — współczynnik wydajności przekładni,
- 4) Krzywa charakterystyki momentu obrotowego silnika w stosunku do ilości obrotów.
- 5) n — ilość obrotów maksymalna silnika,
 n' — ilość obrotów minimalna silnika,

n' jest tą ilością obrotów silnika, przy której trzeba zmienić bieg.

Przy obrotach n mamy moment obrotowy silnika C , przy obrotach n' będzie on równy C' .

Oznaczamy przez:

$$r = \frac{n'}{n}, \quad s = \frac{C'}{C}.$$

Stosunek r powinien być taki, aby wóz mógł na bezpośrednim połączeniu posuwać się na pochyłości przynajmniej 3%.

- 6) Pochyłość na jaką wóz powinien wjechać na pierwszym biegu przy obrotach n' .
- 7) ilość przekładni (biegów) — 3 lub 4.

Pochyłość maks. dla każdej przekładni, będzie pochyłością, na której obroty silnika spadną do granicy n' .

Następnie trzeba wyjść z dwóch założeń:

- a) przechodząc na pochyłości maks. z większej szybkości na mniejszą, trzeba, aby szybkość wozu, jaką się osiągnęło z przekładnią mniejszą, była większa lub conajmniej taka sama, jaką się osiągnęło na tej pochyłości z przekładnią większą.

b) Silnik nie powinien przekroczyć obrotów na nowej przekładni, granicy maks. n .

Zadanie I. Gdy wóz osiągnął pochyłość maks. dla danej przekładni m i wydajności ρ , określić przekładnie mniejszą m' dla wydajności ρ' i stałej ilości obrotów silnika tak, aby przy zmianie biegu, szybkość wozu pozostała ta sama.

Gdy maks. pochylenie osiągnięto przy przekładni m , silnik robi n' obrotów i rozwija moment obrotowy C' i moc

$$T = \frac{C' n'}{716}.$$

Wzór $T = \frac{FV}{270 \rho}$, wskazuje nam, że ilość obrotów n_1 silnika po zmianie przekładni, będzie odpowiadać mocy T_1 , tak iż

$$T_1 \rho' = T' \rho, \quad \text{albo } T_1 = \frac{\rho}{\rho'} T'.$$

Wzór $V = 0,377 \cdot m \cdot n \cdot R$, w którym V pozostanie stałą, określi stosunek przekładni m'

$$m' = m \frac{n'}{n_1}.$$

Przypuśćmy, że wyłączamy bieg bezpośredni, dla włączenie następnego mniejszego, przyczem przyjmujemy dla tej szybkości, wydajność równą 0,80, otrzymamy:

$$T_1 = \frac{T'}{0,80} = 1,25 T'.$$

Dla wszystkich przekładni, oprócz biegu bezpośredniego przyjmujemy wydajność stałą. Dla dwóch z tych przekładni po sobie następujących, trzeba mieć na pochyłości maks. dla poprzedniej przekładni $T_1 = T'$.

Ilość obrotów n_1 odpowiada ilości obrotów, dla której znajdujemy tę samą moc, co dla obrotów n' . Ten warunek wymaga, aby ilość obrotów n_1 była większa od ilości obrotów, która daje maks. mocy.

F i V przedstawiają wysiłek na obwodzie koła i szybkość na pochyłości maksymalnej. Jeżeli przy zmianie przekładni założymy sobie szybkość $V_1 > V$, to moc na obwodzie koła będzie $F_1 > F$. Ilość obrotów, która się w tym momencie okaże, będzie odpowiadać mocy:

$$T_1 = \frac{\rho}{\rho'} \cdot \frac{F_1 V_1}{F \cdot V} \cdot T'.$$

Ta moc, będąc większą od poprzedniej, pozwoli osiągnąć,

przy szybkości V_1 większej od V , ilość obrotów n_1 mniejszą albo równą granicy n .

Zadanie II. Określić dla danej przekładni stosunek między wzniesieniem maks. a_1 , osiągnięciem przy obrotach n' , a wzniesieniem minimum a_0 , osiągnięciem na pełnym gazie i odpowiadającym największym obrotom n .

Najmniejsze wzniesienie a_0 odpowiada obrotom n , przy wysiłku na obręczy F i przy momencie obrotowym C_1 , przy pełnym gazie. Dla wzniesień stale wzrastających, ilość obrotów silnika spada stale i wzniesienie maks. a_1 jest osiągnięte przy obrotach $n' = r n$, moment obrotowy silnika jest wtedy $C' = \rho C$. Ale dla tej samej przekładni, wysiłek na obwodzie koła, jest proporcjonalny do momentu obrotowego i równa się $F' = \rho F$ dla wzniesień maks. a_1 .

Oznaczamy przez p stosunek między przekładnią rozpatrywaną a połączeniem bezpośrednim, wtedy przy pierwszych obrotach silnika, gdy szybkość wozu równa się 1, przy bezpośrednim połączeniu, będzie się ona równać p przy rozpatrywanej przekładni.

Bezpośrednie połączenie jest tak wybrane, że wóz osiąga na poziomie swą największą szybkość przy obrotach n i przy oporze powietrza A .

Na wzniesieniu a_0 ten opór będzie siłą równą $p^2 A$, a na wzniesieniu a_1 , siłą równą $r^2 p^2 A$.

Otrzymamy zatem:

$$f_1 P + \frac{a_1}{100} P + r^2 p^2 A = s \left(f_1 P + \frac{a_0}{100} P + p^2 A \right)$$

co daje

$$\frac{a_1}{100} - s \frac{a_0}{100} = \frac{A}{P} p^2 (s - r^2) + f_1 (s - 1)$$

To jest poszukiwany stosunek, który określa wzniesienie maksymalne przy bezpośrednim połączeniu (4 biegu). W przypadku gdyby silnik zachowywał stały moment obrotowy, mielibyśmy, stawiając $s = 1$:

$$\frac{a_1 - a_0}{100} = \frac{A}{P} p^2 (1 - r^2).$$

Widzimy że gdyby $a_1 - a_0$ zmniejszało się w stosunku do kwadratu stosunku przekładni, to samochód nie byłby zupełnie elastyczny, gdyż różnice wzniesień a_1 i a_0 prawie by się zlewały. Przy autobusach i wozach ciężarowych, opór powietrza nie odgrywa roli przy wielkiej wadze wozu i wzór przedostatni daje nam z dostatecznym przybliżeniem:

$$a_1 - s a_0 = 100 f_1 (s - 1)$$

z czego otrzymujemy w stosunku do wzniesienia a_1 :

$$a_1 - a_0 = (a_1 + 100 f_1) \left(1 - \frac{1}{s} \right)$$

Można powiedzieć że $a_1 - a_0$ określa elastyczność wozu na każdej przekładni.

Widzimy z powyższego że trzeba mieć na wozach ciężarowych i powolnych, silnik, którego moment obrotowy przy pełnym gazie może się zmieniać w dość znacznych granicach.

Ostatni wzór może być zastosowany dla jakiegokolwiek wozu, przy rozpatrywaniu pierwszego biegu, przyczem opór powietrza nie potrzebuje być uwzględniony.

Przykład określenia przekładni w skrzynce biegów.

Powracając do poprzedniego przykładu mamy:

Waga wozu $P = 1500$ kg

Powierzchnia czołowa $\tau = 1,4$ m²

Wydajność przekładni bezpośr. $\rho = 0,75$

Wydajność następnych przekł. $\rho = 0,60$

Maksymalna ilość obrotów . . . $n = 2000$ obr./min.

Minimalna ilość obrotów. . . . $n' = 900$

$$r = \frac{n'}{n} = 0,45$$

Moment obrotowy przy n . . . $C = 10,6$ kg/m

Moc silnika przy n $T = 29,6$ MK

Moment obrotowy przy n' . . . $C' = 17,5$ kg/m

$$s = \frac{C'}{C} = 1,65$$

Moc silnika przy n' $T' = r \cdot s T = 22 \text{ MK}$
 Ilość biegów 4.

Obliczyliśmy że przy 2000 obr. silnika, wóz porusza się na poziomie z szybkością 80 km/godz. na 4-tym biegu, przy przekładni tylnego mostu $\frac{1}{3,77}$. Opór powietrza $A = 44,8 \text{ kg}$
 $\frac{A}{P} = 0,03$.

Dla każdej przekładni ze stosunkiem p do przekładni bezpośredniej, wzniesienia maks. a_1 , odpowiadające $n' = 900$ obr. silnika, i wzniesienia minimum a_0 przy pełnym gazie odpowiadające $n = 2000$ obr. są związane wzorem

$$\frac{a_1}{100} - s \frac{a_0}{100} = \frac{A}{P} p^2 (s - r^2) + f_1 (s - 1).$$

który daje przy $f_1 = 0,02$

$$a_1 - 1,65 a_0 = 4,35 p^2 + 1,3.$$

Wystarczy dla bezpośredniego biegu (4-go) zastąpić p przez jedność i a_0 przez zero, co nam da wzniesienie maks. $a_1 = 5,6\%$.

Ustalmy teraz wzniesienie maks. dla pierwszego biegu, na przykład $a_1 = 25\%$. Nie biorąc pod uwagę oporu powietrza, wysiłek na obwodzie koła będzie:

$$F = \left(f_1 = \frac{a_1}{100} \right) P = (0,02 + 0,25) 1.500 = 405 \text{ kg}.$$

Ponieważ promień koła napędnego jest w danym przykładzie równy 0,40 m, wydajność przekładni 0,60, a moment obrotowy 17,5 kg/m.

Wzór

$$c = \frac{m}{\rho} R$$

daje

$$m = \frac{17,5 \cdot 0,60}{405 \cdot 0,45} = \frac{1}{15,4}$$

Ponieważ przekładnia tylnego mostu jest $\frac{1}{3,77}$, przyjmujemy dla pierwszego biegu stosunek cztery razy mniejszy $\frac{1}{3,88 \cdot 4} = \frac{1}{15,08}$, to znaczy że pierwszy bieg będzie w stosunku do czwartego $p_1 = \frac{1}{4}$. Podstawiając ten stosunek w poprzednie obliczenie, otrzymamy wzniesienie maks. $a_1 = 24,3\%$.

Wzniesienie minimalne a_0 na pierwszym biegu otrzymamy ze wzoru

$$a_1 - 1,65 a_0 = 4,35 p^2 + 1,3$$

w którym wstawiamy

$$a_1 = 24,3 \text{ i } p = \frac{1}{4} = 0,25$$

skąd

$$24,3 - 1,65 a_0 = 4,35 \cdot 0,25^2 + 1,3$$

$$a_0 = 13,8\%$$

Ponieważ szybkość maks. na poziomie była 80 km/godz., szybkość na pierwszym biegu na wzniesieniu a_0 , będzie cztery razy mniejsza t. j. 20 km/godz., a szybkość na wzniesieniu p_1 będzie $r \cdot 20 = 0,45 \cdot 20 = 9$ km/godz.

Wzniesienie maks. a_1 na drugim biegu powinno być co najmniej równe wzniesieniu maksimum $a_0 = 13,8\%$ pierwszego biegu, przyczem szybkość wozu na tym pochyleniu maks. będzie mniejsza a co najmniej równa szybkości 20 km osiągniętej na pierwszym biegu na wzniesieniu minimum.

Oznaczając przez p_2 stosunek przekładni drugiego biegu do czwartego, otrzymamy

$$m = \frac{p_2}{3,77}$$

Przy szybkości wozu 80 km/godz. i przy 2000 obr. silnika na drodze poziomej, szybkość tego wozu na drugim biegu na wzniesieniu minimalnem będzie $p_2 \cdot 80$, a na wzniesieniu maks. $r \cdot p_2 \cdot 80 = 0,45 p_2 \cdot 80 = p_2 \cdot 36$.

Ta szybkość powinna być mniejsza a co najwyżej równa 20 km, co wymaga aby:

$$p_2 \leq \frac{20}{36} \quad \text{t. j. } p_2 \leq \frac{1}{1,8}.$$

Ustalając $p_2 = \frac{1}{2}$, szybkość na wzniesieniu maks. będzie 18 km. Opór powietrza był na poziomie 44,8 kg teraz będzie $44,8 \left(\frac{18}{80}\right)^2 = 2,2$ kg. Opór zaś toczenia pozostaje stały i równy 30 kg.

Lecz przy $\rho = 0,60$ przy $C = 17,5$, wysiłek na obwodzie koła będzie:

$$F = \frac{\rho C'}{m \cdot R} = \frac{0,60 \cdot 17,5 \cdot 3,77 \cdot 2}{0,40} = 198 \text{ kg.}$$

Toczenie się i opór powietrza absorbują 32 kg., pozostaje zatem 166 kg dla zrównoważenia składowej siły wynikającej z wagi wozu.

Ponieważ wzniesienie 1% wymaga dodatkowego wysiłku 15 kg wzniesienie maks. $a_1 = \frac{166}{15} = 11\%$ co jest niewystarczające. Trzeba zatem wziąć dla p_2 wartość mniejszą, zwiększając wzniesienie maks. a zmniejszając szybkość na niem.

Powtarzając ten sam rachunek widzimy że dla $p_2 = \frac{3}{8} = \frac{1}{2,66}$ i dla szybkości 30 km na wzniesieniu minimum, i 13,5 km na wzniesieniu maks. otrzymamy wzniesienie max 15,5% co jest wystarczające.

Wzór $a_1 - 1,65 a_0 = 4,35 p^2 + 1,3$ określi nam wzniesienie min. dla drugiego biegu, która będzie $a_0 = 8,2\%$.

W ten sam sposób postępujemy dla trzeciego biegu. Wzniesienie maks a_1 dla trzeciego biegu powinno być równe lub większe od wzniesienia min. $a_0 = 8,2\%$ przy drugim biegu, a szybkość na tym wzniesieniu, powinna być mniejsza, lub co najwyżej równa szybkości 30 km osiągniętej na wzniesieniu minimum na drugim biegu. Stosunek przekładni p_3 do czwartego biegu powinien być taki aby:

$$p_3 \leq \frac{30}{36} \quad \text{t. j. } p_3 \leq \frac{1}{1,2}$$

Próbując $p_3 = \frac{1}{1,6}$, szybkość wozu na wzniesieniu min. mając 50 km, $r \cdot 50 = 0,45 \cdot 50 = 22,5$ km na wzniesieniu maks.

Opór powietrza na tem wzniesieniu maksymalnym będzie $44,8 \left(\frac{22,5}{80} \right)^2 = 3,5$ kg, z kądem wraz z oporem toczenia mamy 33,5 kg

Biorąc tę samą wydajność $\rho = 0,60$, będzie do rozporządzenia na wzniesieniu maks. wysiłek na obwodzie koła napędowego równy:

$$F = \frac{0,60 \cdot 17,5 \cdot 3,77 \cdot 1,6}{0,40} = 158 \text{ kg}$$

skąd wysiłek dla wzniesienia będzie $158 - 33 = 125$ kg, co daje wzniesienie maks.:

$$a_1 = \frac{125}{15} = 8,3\%$$

Wzniesienie minimalne będzie:

$$a_0 = 3,2\%$$

Z powyżej obliczonych danych można ułożyć tablicę która zobrazuje daną skrzynkę biegów.

Bieg	Wartość p	Wzniesienie minimalne	Wzniesienie maksymalne	Szybkość wozu w km/godz.	
				na wznies. min.	na wznies. maks.
4	$\frac{1}{1,6}$	0	5,6	80	36
3	$\frac{1}{1,6}$	3,2	8,3	50	22,5
2	$\frac{1}{2,66}$	8,2	15,5	30	13,5
1	$\frac{1}{4}$	13,8	24,3	20	9

Smarowanie podwozia.

Mechanizmy podwozia w częściach trących się między sobą wymagają smarowania polegającego na wprowadzeniu między trące się powierzchnie warstwy smaru oddzielające trące części od siebie.

Skrzynka biegów, przegub kardanowy i dyferencjał, pracują zwykle w kąpeli oliwnej, zawartej w karterach osłaniających te mechanizmy.

Inne ruchome części podwozia smarowane są zwykle smarem gęstym, lub półpłynnym wciskany zapomocą odpowiednich urządzeń między trące się części.

Stosowane dawniej smarownice systemu „Staufera”, są obecnie zastąpione smarowaniem pod ciśnieniem polegającym na wtłaczaniu smaru zapomocą specjalnej pompki między trące się części przez smarowniczkę (końcówki) stanowiące jednocześnie zaworki niepozwalające na powrót smaru do pompki tłoczącej. (Patrz tablice).

W zależności od systemu wytwórni aparatów smarowniczych zmienia się kształt końcówki.

Najbardziej rozpowszechnionymi są: „Tecalomite”, „Alemite”, „Lub”, „Metrolub”.

System „Lub”, „Metrolub” używają pompek łączących się z końcówkami jedynie przez docisk powierzchni.

Systemy „Tekalomite” „Alemite” mają pompki z końcówkami zaopatrzonymi w gniazdko, obejmujące kolnierzyki smarowniczek.

Systemy te spotykamy najczęściej w samochodach europejskich i wymiary końcówek zostały przeto znormalizowane w/g niżej podanej tablicy (patrz str. 374).

Centralne smarowanie podwozia.

Dążenie do uproszczenia czynności smarowania wszystkich części podwozia doprowadziło do stworzenia aparatów samoczynnie smarujących wszystkie części ruchome podwozia.

Aparaty te dają się podzielić na 2 kategorie:

1. Aparaty knotowe rozprowadzające olej rzadki zapomocą specjalnych knotów umieszczonych w rurkach do wszystkich trących się części.

2. Aparaty posiadające specjalne pompki tłoczące olej do przewodów doprowadzających go do trących się części podwozia.

Aparaty pierwszej grupy wyrabiane przez f. „Alcil” stosowane są w tańszych samochodach amerykańskich i działanie ich wydaje się niezbyt pewne.

Aparaty drugiej grupy wymagają specjalnej pompki, która zasysa smar pod wpływem depresji w przewodzie ssącym silnika i tłoczy go samoczynnie pod wpływem nacisku sprężyny na tłoczek pompki, rozprowadzając oliwę do wszystkich części ruchomych.

Wszystkie sposoby centralnego smarowania znalazły zastosowanie w budowie samochodów osobowych amerykańskich i niektórych europejskich.

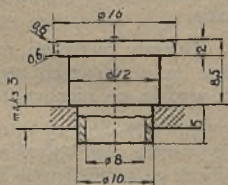
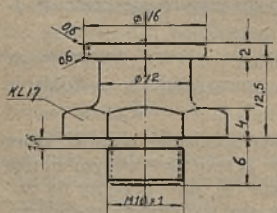
System centralnego smarowania aczkolwiek rokuje przy dalszem udoskonaleniu aparatów i przewodów wybitne uproszczenie konserwacji samochodu, nie jest jeszcze na tyle pewny w działaniu, co ręczne smarowanie pod ciśnieniem, a to ze względu na możliwości zatykania się długich i cienkich przewodów, krzepnięcie w nich smaru, ich uszkodzenia i nieszczelności.

Z tych też powodów nie stosuje się on do samochodów ciężarowych i utilitytarnych, gdzie stawiana jest na pierwszym miejscu pewność działania.

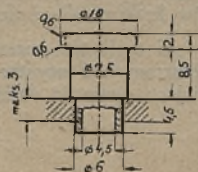
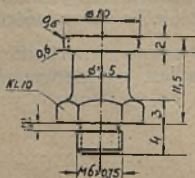
P

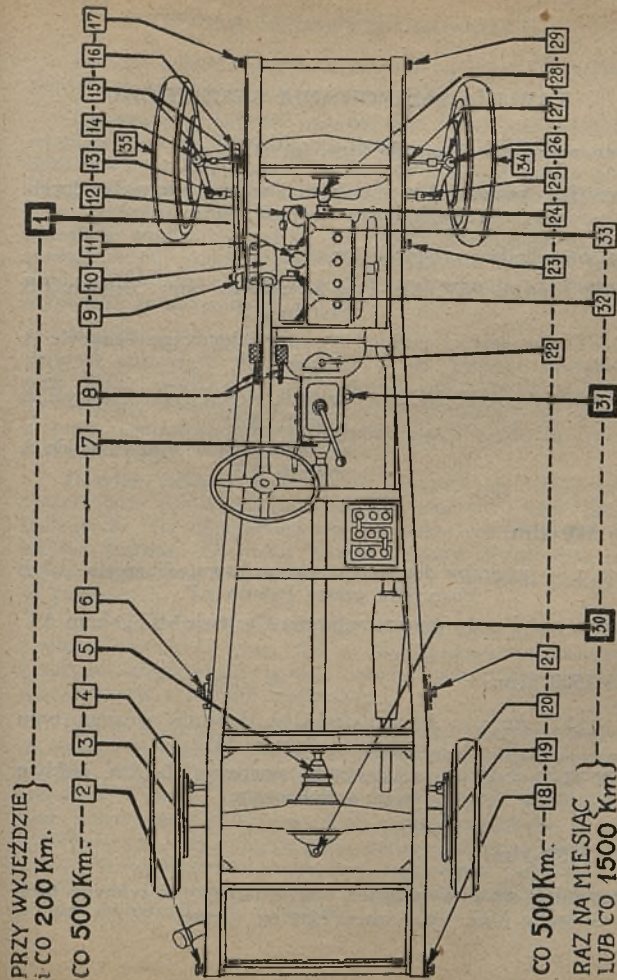
TABLICA NORMALNYCH KOŃCÓWEK SMAROWNICZYCH.

Samochodowe.



Motocyklowe.





TABLICA SMAROWANIA SAMOCHODU.

Przy wyjeździe i co 200 klm. (p. 1).

Sprawdzić poziom oleju w silniku i w razie potrzeby dopełniać olejem odpowiedniego gatunku.

Dla samochodów produkcji krajowej

URSUS typ A, AW, AW-F w lecie olejem typu Gargoyle BB
Polmin AS.

w zimie olejem typu Gargoyle A
Polmin AZ.

URSUS-SAURER BLD w lecie olejem typu Gargoyle A
Polmin AZ.

w zimie olejem typu Gargoyle A
Polmin AZ.

Co 500 klm.

p. 5.7. — przeguby dopełniać, smarem typu Gargoyle C lub
Voco joint grease Polmin AP.

Reszta części podwozia smarem typu Gargoyle MG Polmin AT.

Co 1500 klm.

p. 30,31 skrzynka b. i dyferencjał dopełniać smarem typu
Gargoyle C Polmin AP.

Przyrządy instalacji elektrycznej smarować bardzo ciekłym
olejem wazelinowym.

Co 3000 klm.

Dopełniać smar w piastach kół smarem półpłynnym typu
Gargoyle MG, Voco wheel bearing grease, Polmin AT.

ŁOŻYSKA KULKOWE I ROLKOWE.

Łożyska kulkowe dzielą się zależnie od kierunku przyjmowanych sił na promieniowe i oporowe.

Łożyska promieniowe powinny być zasadniczo odciążone od sił poosiowych, lecz niektóre rodzaje tych łożysk t. zw. głęboko rowkowe dopuszczają poosiowe obciążenia (patrz niżej) Promieniowe łożyska kulkowe wykonywane są jako jednorzędowe sztywne i dwurzędowe samonastawne, dopuszczające przegięcia osadzonych wałów bez szkody dla łożyska. Budowa parorzędowych łożysk sztywnych jest obecnie zupełnie zarzucona, gdyż łożyska te przy przegięciu wałów przy pracy ulegały szybkiemu zniszczeniu.

Łożyska oporowe wykonywane są jako łożyska jedno i dwustronnie działające w zależności od rodzaju obciążenia oraz jako łożyska z pierścieniami płaskimi i kulistymi. Te ostatnie pozwalają na samoczynne ustawienie się łożyska w razie nieprostokątności podtrzymywanych wałów do płaszczyzny łożyska.

Łożyska rolkowe stosowane są do osadzenia wałów przy obciążeniach przekraczających dopuszczalne obciążenia łożysk kulkowych. Nie dopuszczają one jednakże tych szybkości, co łożyska kulkowe. Normalne łożyska rolkowe zastosowane być mogą jedynie jako łożyska promieniowe i nie mogą przenosić sił poosiowych.

Łożyska rolkowe wykonywane bywają jako jednorzędowe z rolkami walcowymi (patrz tablice) i dwurzędowe samonastawne z rolkami baryłkowymi. Istnieją również jednorzędowe łożyska samonastawne z rolkami baryłkowymi.

Połączenie cech promieniowego łożyska z cechami łożyska oporowego, stworzyło łożysko promieniowo-oporowe ze stożkowymi rolkami (patrz tablice). Prototypem tego łożyska było łożysko f. Timken, zastosowane po raz pierwszy w samochodach amerykańskich. Łożyska tego rodzaju stosowane są powszechnie do ułożyskowania kół i tylnego mostu. Ujemną ich cechą jest konieczność ustawiania i regulowania pierścieni zewnętrznych i przez to możliwość powstania niepożądanych luzów lub szkodliwych nacisków.

Wybór typu i wielkości łożyska uzależniony jest od:

- 1) rodzaju obciążenia,
- 2) wielkości obciążenia,
- 3) ilości obrotów (szybkości),
- 4) wymaganej żywotności.

Rodzaje obciążeń mogą być dwójakie: promieniowe i poosiowe. Przy wyborze łożysk należy zawsze w razie istnienia nacisków poosiowych uwzględnić je, obliczając całkowite obciążenie łożyska wg. wzoru:

$$(1) \quad P = R + y A,$$

gdzie:

R — obciążenie promieniowe,

A — obciążenie poosiowe,

y — współczynnik zależny od typu łożyska.

Żywotnością łożyska nazwany został czas, który może przepracować łożysko w normalnych warunkach swej pracy bez wykazania objawów zużycia lub zmęczenia materiału.

Współczynniki żywotności podane w tablicy mogą być przyjmowane jedynie jako dane orientacyjne.

Wybór łożyska następuje na zasadzie obliczenia nośności łożyska ze wzoru:

$$(2) \quad Q = Ps,$$

gdzie:

Q — dopuszczalna nośność łożyska,

P — całkowite obciążenie łożyska,

s — współczynnik żywotności.

W niżej podanych tablicach umieszczone są serje najczęściej używanych łożysk w budowie samochodu. Szczegółowe dane znajdują się zawsze w odnośnych katalogach.

OSADZENIE ŁOŻYSK.

Rozróżniamy dwa rodzaje ułożyskowań:

I) obracający się wał i nieruchoma piasta (oprawa),

II) nieruchomy wał i obracająca się piasta (oprawa).

W wypadku I osadzenie pierścienia wewnętrznego łożyska na wale musi być na tyle ciasne, by nie dopuszczać obracania

się łożyska na wale. Pierścień zaś zewnętrzny musi być poślizgowo osadzony w oprawie (piaście) tak, by dopuszczał możliwość przesuwu poosiowego i kątownego. Za ciasne pasowanie pierścienia zewnętrznego wywoła zaklinowanie jego w oprawie i spowoduje niejednostajne zużycie, oraz narazi łożysko na naciski poosiowe.

W wypadku II osadzenie pierścienia zewnętrznego łożyska w piaście musi być tak ciasne, by nie dopuszczać obracania się łożyska. Osadzenie pierścienia wewnętrznego na stojącym wale musi być poślizgowe, lecz na tyle ciasne, żeby nie stwarzać jednostronnego luzu pod obciążeniem.

W obu wypadkach konieczne jest przy montowaniu łożyskowania na paru łożyskach, zwracać uwagę na to, by unieruchomienie wału względem oprawy w kierunku poosiowym zapewnione było tylko przez jedno łożysko, a to w celu uniknięcia dodatkowych nacisków poosiowych, powstałych wskutek niedokładności wykonania, lub niejednakowego rozszerzania się części w czasie pracy.

Jeżeli naciski poosiowe przenoszone są przez łożysko oporowe to promieniowe łożyska muszą być całkowicie od nich odciążone.

Łożyska kulkowe i rolkowe muszą być starannie zabezpieczone od kurzu i wody, to też pracują zawsze w szczelnych osłonach i wały na których są osadzone zaopatrzone są w uszczelki.

KONSERWACJA ŁOŻYSK KULKOWYCH.

Łożyska kulkowe i rolkowe wymagają bardzo nieznacznego smarowania. Łożyska kulkowe skrzynki biegów i tylnego mostu smarowane są oliwą, którą napełnione są kartery tych części.

Łożyska piast kół, kierownicy i innych mechanizmów smarowane są zwykle smarem gęstym. Przy napełnianiu wolnej przestrzeni piast i innych mechanizmów smarem nie zaleca się napełnienie całkowite. Ćwierć przestrzeni winna zostać

wolną od smaru. Przy smarowaniu w kąpeli oliwnej, wystarczy by poziom oliwy dosięgł połowy dolnej kulki (rolki).

Stwierdzono niejednokrotnie, że właściwe zużycie smaru w łożyskach kulkowych jest znacznie mniejsze od ilości smaru traconego przez nieszczelności. Ważnem jest więc jaknajdokładniejsze uszczelnienie opraw, piast i karterów.

Pasowania otworów i średnic zewnętrznych łożysk kulkowych i rolkowych.

Otwór wewnętrzny i średnica, zewnętrz- na mm	po- wyżej	30	50	80	120	180	260	360
	do	30	50	80	120	180	260	360
odchyłka	dolna	0	0	0	0	0	0	0
	górna	0,01	0,012	0,015	0,02	0,025	0,03	0,035

Zasady wyboru łożyska.

$$Q = P \cdot s$$

Q = nośność łożyska

P = całkowite obciążenie

s = współczynnik żywotności.

$$P = R + y A$$

R = obciążenie promieniowe

A = obciążenie poosiowe

y = współczynnik przelicz. obciążenia poosiowego na promieniowe.

Tablica współczynnika „y”

Dwurzędowe samonastawne kulkowe	Lekki typ				Średni typ				Ciężki typ			
	norm.		szerokie		norm.		szerokie		norm.		sp. ciężkie	
	d	y	d	y	d	y	d	y	d	y	d	y
	5—17	2,5	10—30	2,0	10—17	2,5	15—20	1,5	25—75	3,5	25—40	2,0
		35—45	2,5	20—30	3,0	25—110	2,0			45—75	2,5	
20—25	3,0	50—110	3,0	35—110	3,5							
30—40	3,5											
45—55	4,0											
60—110	4,5											
Jednorzędowe kulkowe				Dwurzędowe samonastawne rolkowe				Promieniowo-oporowe rolkowe				
y = 1,5				lekki typ y = 3,0 średni typ y = 2,0				y = 1,2				

Tablica współczynnika żywotności „s”.

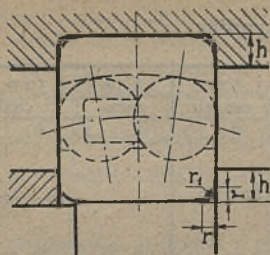
Żywotność w godz. pracy	500	1800	5000	10000	18000	50000
s =	1	1,5	2	2,5	3	4

Przy określaniu obciążeń należy uwzględnić nie tylko obciążenia statyczne lecz i dynamiczne na które narażone jest łożysko w czasie pracy.

Przy napędzie pasowym należy przyjmować jako obciążenie 3-krotną do 5-krotnej wartości przenoszonej siły obwodowej.

Przy napędzie trybowym należy przyjmować jako obciążenie w zależności od wykonania zębów i szybkości obwodowych 1,5-krotną do 3-krotnej wartości przenoszonej siły obwodowej.

Przy zastosowaniu łożysk w wypadku stojącego wału, a obracającej się oprawy (piasty) należy do wyboru, łożysk otrzymane obciążenia powiększyć dla łożysk dwurzędowych samonastawnych o 10%, dla innych łożysk o 25%.



**PROMIENIE ZAOKRĄG-
LEŃ i WYSOKOŚCI
KOLNIERZY SWORZNI
i PIAST.**

Nominalny promień zaokrąglenia r	r_1 max.	Minimalna wysokość kolnierza h min. dla seryj	
		lekkih i średn.	ciężkich
1,0	0,6	2,5	—
1,5	1,0	3,0	—
2,0	1,0	3,5	4,5
2,5	1,5	4,5	5,0
3,0	2,0	5,0	5,5
3,5	2,0	6,0	6,5
4,0	2,5	7,0	7,5
5,0	3,0	9,0	9,5
6,0	4,0	11,0	12,0
8,0	5,0	14,0	15,0

Nominalny promień zaokrąglenia r podaje się w tablicach łożysk.
Wysokość kolnierza h nie może być mniejsza od podanej w tablicy,
nie może jednak przekraczać średnicy zewnętrznej pierścienia wewnętrznego.
To samo tyczy się i wysokości kolnierza oprawy (piasty).

**Pasowania otworów piast kół i sworzni poziomych
zwrotnic samochodowych.**

S w o r z e ń				P i a s t a			
d mm		Odchyłka		D mm		Odchyłka	
od	do	dolna	górna	od	do	dolna	górna
10	17	- 0,020	- 0,005	32	47	- 0,045	- 0,016
20	30	- 0,025	- 0,007	52	80	- 0,050	- 0,020
35	50	- 0,030	- 0,009	85	120	- 0,060	- 0,022
55	80	- 0,035	- 0,012	125	180	- 0,070	- 0,025

Pasowania sworzni (wałów)

do osadzenia łożysk kulkowych i rolkowych.

Średnica sworznia (wału) d mm.		Obciążenie lekkie		Obciążenie średnie		Obciążenie ciężkie (przy nierównomiernym obciążeniu i uderzeniach)	
		Łożyisko może być nałożone na wał bez nagrzania		Łożyisko ogrzewa się w kąpeli oliwnej do c. a. 70° C.		Łożyisko ogrzewa się w kąpeli oliwnej do 70°C.	
od	do	dolna	górna	dolna	górna	dolna	górna
20	30	+ 0,001	+ 0,010	—	—	—	—
35	50	+ 0,002	+ 0,012	+ 0,008	+ 0,018	—	—
55	80	+ 0,002	+ 0,014	+ 0,010	+ 0,022	+ 0,018	+ 0,040
85	120	+ 0,002	+ 0,016	+ 0,012	+ 0,025	+ 0,022	+ 0,045
130	180	+ 0,003	+ 0,018	+ 0,014	+ 0,030	+ 0,025	+ 0,050
190	260	+ 0,003	+ 0,020	+ 0,018	+ 0,035	+ 0,030	+ 0,060

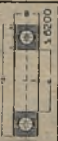


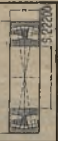




Pasowania otworów

do osadzenia łożysk kulkowych i rolkowych.

Średnica otworu (oprawy) D mm.		W wypadkach małej ilości obrotów n. p. pędni. Przy dzielonych oprawach (karterach)		W pozostałych wypadkach. Przy niedzielonych oprawach (karterach)	
		dolna	górna	dolna	górna
od	do	dolna	górna	dolna	górna
16	30	—	—	0	+ 0,022
32	47	0	+ 0,040	0	+ 0,025
52	80	0	+ 0,050	0	+ 0,030
85	120	0	+ 0,055	0	+ 0,035
130	180	0	+ 0,065	0	+ 0,040
190	260	0	+ 0,070	0	+ 0,050
270	360	0	+ 0,080	0	+ 0,055
370	500	0	+ 0,090	0	+ 0,060

Powyzsze tablice wazne sa dla normalnych zastosowan przy nieruchomej oprawie i obracajacym sie wale. Przy bardzo wysokich ilosciach obrotow pasowanie zewnetrznych pierścieni łożysk musi być nieco ciaśniejsze. Przy ruchomych oprawach należy dla pierścieni zewnetrznych stosować pasowanie lekko wciskane.

Typ lekki.



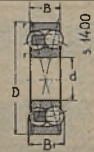


ŚREDNICA WEWNĘTRZNA	ŚREDNICA ZEWNĘTRZNA	SZEROKOŚĆ B m/m								
										
		KULKOWE JEDNO- RZĘDOWE	KULKOWE DWU- RZĘDOWE SAMO- NASTAWNE	ROLKOWE SAMONA- STAWNE	ROLKOWE WALCOWE		ROLKOWE OPOROWO- PROMIENIOWE			
$d_{m/m}$	$D_{m/m}$	NORM.	NORM.	SZEROKIE	NORM.			NORM.	SZEROKIE	
4	16	5	-							
5	19	6	6							
7	22	7	7							
9	26	8	8							
10	30	9	9	14						
12	32	10	10	14						
15	35	11	11	14						
17	40	12	12	16						
20	47	14	14	18					14	
25	52	15	15	18				15	15	
30	62	16	16	20			20	16	16	20
35	72	17	17	23			21	17	17	23
40	80	18	18	23			22	18	18	23
45	85	19	19	23			22	19	19	23
50	90	20	20	23			23	20	20	23
55	100	21	21	25			24	21	21	25
60	110	22	22	28			25	22	22	28
65	120	23	23	31			26	23	23	31
70	125	24	24	31			28	24	24	31
75	130	25	25	31			30	25	25	31
80	140	26	26	33	33		32	26	26	33
85	150	28	28	36	36		34			36
90	160	30	30	40	40		36			40
95	170	32	32	43	43		38			43
100	180	34	34	46	46		40			46
105	190	36	36	50	-		42			50
110	200	38	38	53	53		44			53
120	215				58		46			
130	230				64		48			
140	250				68		50			
150	270				73		52			
160	290				80		54			
170	310				86		56			
180	320				86		58			
190	340				92		60			
200	360				98		62			

Typ średni.

ŚREDNICA WEWNĘTRZNA	ŚREDNICA ZEWNIĘTRZNA	SZEROKOŚĆ B _m								
		KULKOWE JEDNO- RZĘDOWE		KULKOWE DWURZĘDOWE SAMONA- STAWNE		ROLKOWE SAMONA- STAWNE	ROLKOWE WALCOWE		ROLKOWE OPOROWO- PROMIENIOWE	
		NORM	NORM	SZEROKIE				NORM	SZEROKIE	
10	35	11	11	17						
12	37	12	12	17						
15	42	13	13	17					13	
17	47	14	14	19					14	
20	52	15	15	21					15	
25	62	17	17	24				17	17	24
30	72	19	19	27				19	19	27
35	80	21	21	31				21	21	31
40	90	23	23	33		23	23	23	23	33
45	100	25	25	36		25	25	25	25	36
50	110	27	27	40	40	27	27	27	27	40
55	120	29	29	43		29	29	29	29	43
60	130	31	31	46	46	31	31	31	31	46
65	140	33	33	48		33	33	33	33	48
70	150	35	35	51	51	35	35	35	35	51
75	160	37	37	55		37	37	37	37	55
80	170	39	39	58	58	39	39	39	39	58
85	180	41	41	60		41	41	41	41	
90	190	43	43	64	64	43	43	43	43	
95	200	45	45	67		45	45	45	43	
100	215	47	47	73	73	47	47			
105	225	49	49	77		49				
110	240	50	50	80	80	50				
120	260				86	55				
130	280				93					
140	300				102					
150	320				108					
160	340				114					
170	360				120					
180	380				126					
190	400				132					
200	420				138					

P

Typ ciężki.

ŚREDNICA WĘWĘTRZNA	ŚREDNICA ZEWĘTRZNA	SZEROKOŚĆ B ^{m/m}					
							
		KULKOWE JEDNORZĘ- DOWE	KULKOWE DWURZĘDOWE SAMONASTAWNE		ROLKOWE WALCOWE		
d ^{m/m}	D ^{m/m}		NORM.	TYP B. CIĘŻKI			
				SZER. B	SZER. B ¹		
17	62	17					
20	72	19					
25	80	21	21	25	27,6		
30	90	23	23	28	32,1		23
35	100	25	25	30	33,9		25
40	110	27	27	33	36,8	27	27
45	120	29	29	35	39,8	29	29
50	130	31	31	37	42,8	31	31
55	140	33	33	40	44,5	33	33
60	150	35	35	42	47,5	35	35
65	160	37	37	45	47,5	37	37
70	180	42	42	50	55,1	42	42
75	190	45	45	53	58,2	45	45
80	200	48				48	48
85	210	52				52	52
90	225					54	54
95	240						55
100	250						58
105	260						60
110	280						65
120	310						72

Tablica normalnych wymiarów kulkowych łożysk oporowych. 387

Średn. wewn. $d_{m/m}$	Średn. zewn. $D_{m/m}$	Wysokość $H_{m/m}$	Średn. wewn. $d_{m/m}$	Średn. zewn. $D_{m/m}$	Wysokość $H_{m/m}$	Średn. wewn. $d_{m/m}$	Średn. zewn. $D_{m/m}$	Wysokość $H_{m/m}$	Średn. wewn. $d_{m/m}$	Średn. zewn. $D_{m/m}$	Wysokość $H_{m/m}$
10	25	14	35	55	16	55	78	18	75	110	32
	26	12		62	18		88	24,5		110	48
12	28	12		62	21		88	28		110	58
15	31	12		68	22		88	44		125	60
	35	14		68	24		88	51		128	41
	35	15		68	44		100	35		128	43
	35	20		72	38		100	35		128	80
	35	25		72	64,8		100	54		160	86
	35	27	40	60	16		100	65		160	145,6
17	37	20		64	18		120	64	80	110	22
	37	34		64	21		120	108,4		115	29
18	35	12		64	32	60	82	18		115	35
20	37	12		64	38		90	24,5		115	51,5
	40	14		72	40		90	28		115	63,5
	40	16		76	25		90	42,5		130	66
	40	25		76	27		90	49,5		136	44
	40	29		76	50		106	35		136	46
	45	24		85	44		106	37		136	85
	45	40,8		85	75,2		106	69		170	90
22	42	14	45	68	16		110	54	85	115	22
25	45	14		73	22		130	68		125	30,5
	48	15,5		73	25	65	90	20		125	38
	48	17		73	38		100	27		125	56
	48	28		73	44		100	32		125	71
	48	31		80	46		112	36		140	72
	52	16		85	28		112	38		145	47
	52	19		85	30		112	71		145	49
	52	32		85	56		140	74		145	91
	52	35		95	50		140	124,8	90	120	22
	58	30		95	85,2	70	95	20		135	30,5
30	58	51	50	74	18		103	27		135	38
	50	14		78	22		103	32		135	57,5
	53	15,5		78	25		103	48		135	72,5
	53	18		78	38,5		103	58		150	72
	53	28		78	44,5		120	38		155	50
	53	33		90	46		120	40		155	52
	60	21		92	31		120	60		155	96
	60	39		92	33		120	75		190	100
	62	32		92	61		150	80		190	169,6
	64	34		110	56	75	100	20	100	145	25
	64	58		110	95		110	27			

P

KAROL KUSKE

Warszawa, ul. Nowogrodzka 12.

Telefon 663-61, Skrzynka pocztowa 299
Depesze. Korkus Warszawa

Oddział: Karol Kuske. Łódź, Kilińskiego 86,
telefon 205-81.

Generalne przedstawicielstwa i hurtowe składy
amerykańskich, angielskich, francuskich, niemiec-
kich, włoskich, szwajcarskich i szwedzkich fabryk:
**Łożysk Kulkowych i rolkowych, Kulek i rolek
stalowych, Rół, amortyzatorów resorów i taśm
hamulcowych do samochodów, rur i wałów
giętkich.**

Porady techniczne, projekty, katalogi i cenniki — bezpłatnie.

**Największe i najstarsze przedsiębiorstwo,
istnieje od 1909 roku.**

FARBY

NAJWIĘKSZA W POLSCE ZAŁOŻONA W R. 1880
FABRYKA FARB I LAKIERÓW

W. KARPIŃSKI & W. LEPPERT

WARSZAWA JEROZOLIMSKA 30

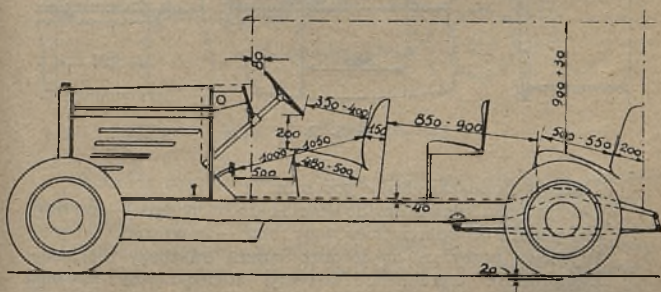
OFERTY NA ŻĄDANIE

LAKIERY

NADWOZIE.

Projektowanie nadwozia.

Nadwozie jako część samochodu nadająca mu wygląd i biorąc z punktu widzenia handlowego, stanowiąca niejednokrotnie o jego wartości sprzedażnej, wymaga od konstruktora nie tylko wiadomości technicznych, ale przede wszystkim poczucia estetyki i miękkości linii.



Rys. 1.

Do nadwozia, w wypadku projektowania całego samochodu, musi być dostosowane podwozie, swojemi wymiarami, tak, aby kierowcy i pasażerowi dać pełnię wygody i uchronić ich od zmęczenia.

Konstruktor podwozia musi wziąć pod uwagę rozmieszczenie siedzeń, umieszczenie pedałów i położenie kierownicy względem siedzenia kierowcy.

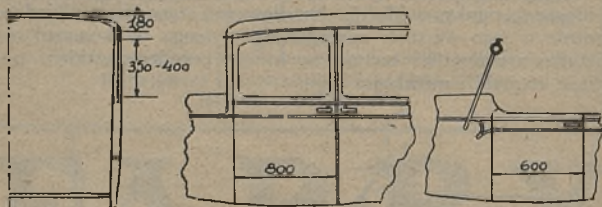
Rysunek wstępny i ofertę należy wykonywać dla wozów małych (osobowych) w skali 1:10 dla dużych (autobusy, ciężarowe) w skali 1:20.

Nadwozie należy zawsze rysować biorąc pod uwagę podwozie obciążone, t. zn. górną linię podłużnicy ramy przyjmując jako poziomą. Jako wysokość tej linii nad ziemią przyjmujemy wysokość przodu ramy.

Zasadnicze wymiary ze względu na wygodę jadących są następujące (Rys. 1):

Między dolną krawędzią kierownicy i górną krawędzią poduszki kierownicy 200 mm.

Między pedałem a przednią krawędzią poduszki kierowcy 500 mm.



Rys. 2.

Długość poduszki 480 — 500 mm.

Od krawędzi kierownicy do oparcia kierowcy 350 — 400 mm.

Od pedału do oparcia kierowcy 1000 — 1050 mm.

Wymiary powyższe są średnie, zależą od tuszy kierowcy.

Zagraniczne wytwornie karoserji luksusowych używają specjalnych przyrządów do określania tych wymiarów dla poszczególnych klientów.

Grubość oparcia kierowcy 120 — 150 mm.

Odległość między ścianką dzielącą, a krawędzią poduszki tylnej w wypadku siedzeń dodatkowych (strapontenów) 850 — 900 mm.

Wysokość poduszki tylnej ustala się na poziomie przedniej, jeśli to jest możliwe ze względu na konstrukcję tyłu ramy podwozia, wielkość karteru tylnego mostu i ugięcie tylnych resorów.

Grubość minimalna tylnej poduszki 200 mm.

Długość poduszki 500 — 550 mm.

Grubość tylnego oparcia 200 mm.

Odstęp między górną krawędzią koła kierowniczego i szybą odwietrznika 80 mm.

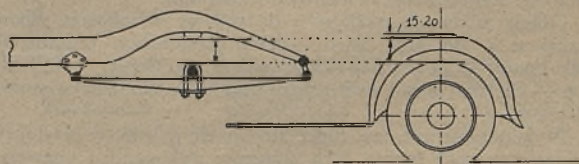
Wysokość od poduszki tylnej do dachu 900 mm

Grubość dachu 30 mm.

Wskazówki co do zewnętrznych wymiarów (Rys. 2).

Wypukłość dachu 180 mm., wysokość okien w świetle 350—400 mm.

Szerokość drzwi: w nadwoziu zamkniętym 800 mm., w nadwoziu otwartym 600 mm., w kabrioletach przeważnie przekracza 1000 mm.



Rys. 3. Tylny błotnik.

Szerokie drzwi, niskie i długie szyby dają złudzenia wydłużenia i obniżenia wozu, a można je jeszcze zwiększyć przez opuszczenie boków nadwozia poniżej poziomu ramy.

Celowe przecięcie płaszczyzny boku wozu lamówką, której umieszczenie zależy od zaokrąglenia chłodnicy, na wysokości którego bezwarunkowo nie może być umieszczona, dodatkowo podkreśla wydłużenie wozu i obniża go wzrokowo.

Zaokrąglenia linii zewnętrznej wozu o dużych promieniach dają niekorzystne wrażenie ciężkości wozu.

Nadwozia o kształtach figur geometrycznych, o ostrych krawędziach i o liniach aerodynamicznych pozostają w okresie prób. Przez konstruktora przyjmowane są z dużą rezerwą.

Błotniki muszą być rysowane wyłącznie liniami krzywymi bez udziału prostych. Należy naturalnie przede wszystkim uwzględnić grę kół.

Odległość błotnika tylnego od koła określa odległość ramy podwozia od tylnej osi z nadmiarem o 15 — 20 mm., aby uniknąć dobijania koła do błotnika. Tylony koniec tylnego skrzydła nie może bardzo odbiegać od koła i zasadniczo linja tylnego błotnika winna być o ile możliwości koncentryczna z kołem. Błotnik przedni częściowo koncentryczny, łagodną linję krzywą spływa do stopnia, którego wysokość wynosi połowę odległości podłogi wozu od ziemi mniej 50 mm (Rys. 3).

We wszystkich linjach wozu nie może być załamań, które łatwo otrzymać przy zestawieniu krzywej z prostą.

Robota siodlarska, wykończenie jej i wykończenie stolarskie wnętrza muszą harmonizować z całością wozu, a przedewszystkiem z jego linjami zewnętrznymi.

Na rok 1932 siodlarszczyzna jest gładka, nie w rurki, wykończona wypustkami skórzanymi (kedrami).

Obicia w dwóch rodzajach: do połowy wysokości ściany bocznej t. j. do linji okien — deseń zasadniczy, przeważnie prążki tkane — (jedyna fabryka krajowa w tym dziale — ZIPSER i Syn — Bielsko) góra i sufit gładka pod kolor lub drobne prążki pod kolor.

Wykończenie w t. zw. rurki, stosuje się jedynie w produkcji seryjnej w wozach tanich, jako tańsze w wykonaniu i pozwalające wykorzystać wszelkie odpadki i skrawki.

Siedzenie kierowcy w karetkach dzielonych — skóra groszkowana lub gładka. W wozach typu zamkniętego, bez przedziału, siedzenie kierowcy wykończone materiałem, jak całość wozu.

Wozy otwarte, podobnie jak zamknięte, wykonano gładko, skórą z wypustką (kedrem).

Kieszenie stosuje się marszczone. Kieszenie z kłapami są tylko w skórzanym obiciu drzwi przedziału kierowcy i w wozach otwartych.

Skóry krajowe, lakierowane natryskowo, nadają się w zupełności do obić nawet samochodów luksusowych.

Lakiery olejowe kalafoniowe, rozprowadzane pendzlem, zarzucono zupełnie, zastępując je bezporównania trwalszymi i odporniejszymi, natryskowymi, nitrocelulozowymi, które po spolerowaniu dają duży połysk.

Fabryka amerykańska Du Pont de Nemur (DUCO) wypuściła na rynek produkt olejowy DULUX, który można rozprowadzać pendzlem i natryskiwać pistoletem. Odporność

i trwałość prawie równa lakierom nitrocelulozowym. Zastosowanie specjalnie do autobusów i wozów specjalnych. Części błyszczące, galwanizowane chromem lub tungstenem.

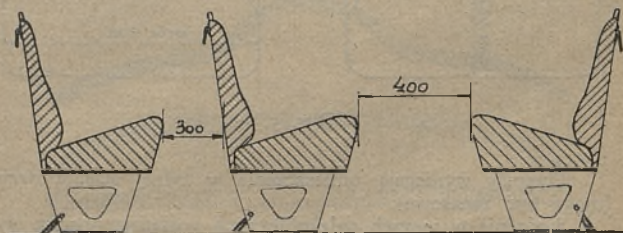
Pisma z zakresu karoseryj:

Francuskie — L'AUTOCARROSSERIE,

Amerykańskie — AUTOBODY i MOTORBODY PAINT and TRIM,

Niemieckie — DEUTSCHE FAHRZEUG TECHNIK.

W konstrukcji autobusów na pierwszy plan występuje wytrzymałość szkieletu i absolutna wygoda podróżnych oraz wiele innych czynników.



Rys. 4.

Przy autobusach konstruktor jest skrupowany przepisami drogowymi Ministerstwa Robót Publicznych ujętych dziennikiem ustaw R. P. Nr. 55, pkt. 439, do których musi się bezwzględnie dostosować.

Niektóre dane normujące wymiary rozmieszczeń siedzeń w autobusach dalekobieżnych (Rys. 4).

Powierzchnia dla pasażera siedzącego nie może być mniejsza od 450×450 , przejście minimum 250 mm (Rys. 5).

Szerokość siedzenia kierowcy 600 mm. — głębokość 500 mm. Siedzenie kierowcy musi być odgródzone ścianką.

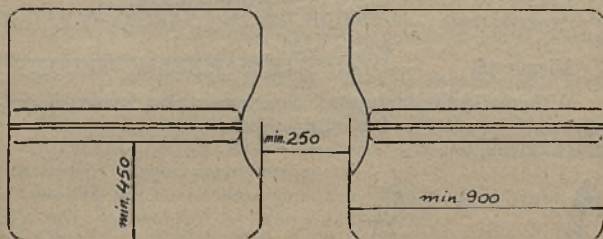
Drzwi w liczbie dwóch dla pasażerów oraz drzwi kierowcy.

Światła pozycyjne, z przodu dwa niebieskie, z tyłu dwa czerwone.

Z przodu nad odwietrznikiem oświetlony w niocy drogowskaz z wymienionymi punktami końcowymi danej linii.

W autobusach miejskich na miejsca stojące musi być przeznaczona specjalna platforma.

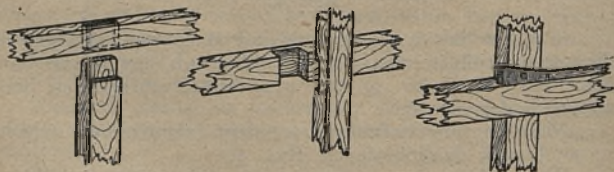
Ogrzewanie konieczne, albo gazami wydechowymi, albo ogrzany powietrzem, wentylacja intensywna.



Rys. 5.

Przepisy wymagają umieszczenia w tylnej ścianie drzwi (mogą być zapasowe).

Siedzenia w wozach dalekobieżnych posiadają oparcia wy-



Rys. 6.

sokie do 800 mm., umożliwiające wsparcie głowy podczas jazdy i mają duże pochylenie, dające możliwość pasażerowi zajęcie pozycji półleżącej.

Najwięcej stosowane wiązania w szkieletach drewnianych (Rys. 6).

Pałaki autobusów, zależnie od kształtu dachu, wykonuje się albo: 1) z listew drewnianych, klejonych w szablony, albo 2) wycina się je z pełnej deski (szwajfuje) (Rys. 7).

Ważny problem do rozwiązania, to rezonans wewnątrz wozu, wywołany przez dach autobusu.

Aby tego uniknąć nie należy dachu kryć klejanką powodującą dudnienie, lecz listwami sosnowymi ułożonymi w pewnych odstępach, zwykle 40 mm., a sufit wewnątrz wozu płytami z masy papierowej lub sukna jak w karetach.

Ściany boczne zwykle kryje się płytami gumoidowymi lub



Rys. 7.

klejanką fornierowaną, lakierowaną, rzadziej obite skórą lub materiałem tkanym.

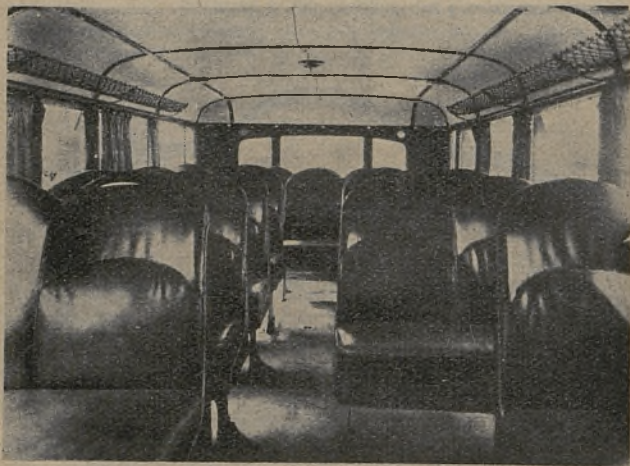
W Ameryce stosuje się specjalny materiał t. zw. „Kemi-Suede” wyrobu The Leon L. Wolf Waterproof Fabric Co. Cincinnati, Ohio. U. S. A.

Jest to rodzaj dermatoidu, którego nawierzchnia jest wykonana z mielonej gumy. Materiał ten ma w szczególności zastosowanie w autobusach miejskich, gdyż jest nieplamisty i daje się zmywać wodą z mydłem. Nawet atrament nie pozostawia śladów po sobie.

W konstrukcji autobusów ujawnia się w ostatnich czasach tendencja do szkieletów metalowych w Niemczech stalowe, lub częściowo stalowe i drewniane, we Francji i Szwajcarii — glinowe.

W konstrukcji aluminiowej stosuje się w większości wypadków gotowe profile, które przy odpowiednim zastosowaniu tworzą szkielet autobusu, pokrywany potem na zewnątrz blachą aluminiową.

Do pokrycia zewnętrznego w autobusach z drewnianymi szkieletami stosuje się blachę dekapowaną grubości 0,82 mm. w dolnej części wozu i 0,5 mm. w górnej części wozu.



Rys. 8. Wnętrze autobusu do komunikacji międzymiastowej.

Nomenklatura nadwozi samochodowych.

- 1) Francuska — ustalona przez „Chambre Syndicale des Carrossiers”,
- 2) Angielska — ustalona przez „British Engineering Standards Assoc”,
- 3) Amerykańska — ustalona przez „S. A. E.”.

WOZY OTWARTE

OTWRTY 4-OSOBOWY OTWARTY 6-OSOBOWY



1. Phaëton
2. All-weather



1. Torpedo
2. Open touring
3. Imperial phaëton



1. Torpedo-cabriolet

WOZY ZAMKNIĘTE

KARETA MIEJSKA

KARETA TEATRALNA

KARETA DZIELONA



1. Coupé
2. Coupé de ville



1. Coupé limousine



1. Limousine
2. Enclosed limousine
3. Imperial sedan

FAŁSZYWY KABRIOLET

BERLINA



1. Conduite - coupé
2. Close couplet saloon
3. Coupe



1. Demi-berline
2. Close couplet, quarter-light saloon.
3. Coach.

KARETA KRÓTKA

KARETA



1. Berline



1. Conduite - limousine
2. Saloon
3. Sedan

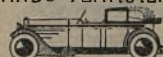
WOZY OTWIERANE

LANDO

LANDO TEATRALNY



1. Landaulet



1. Landaulet-limousine

MIEJSKI OTWIERANY

TEATRALNY OTWIERANY



1. Cabriolet
2. Single cabriolet



1. Cabriolet - limousine
2. Three-quarter-cabriolet

LANDO-KABRIOLET



1. Conduite - landaulet
2. Coupelette

KABRIOLET



1. Conduite - cabriolet
2. Coupe - cabriolet
3. Cabriolet or convertible coupe

KARETKA KRÓTKA OTWIERANA



1. Berline - transformable



1. Conduite - landaulet - limousine

BERLINA OTWIERANA



1. Conduite - cabriolet - limousine

KARETA OTWIERANA



1. Conduite transformable
2. Enclosed cabriolet
3. Convertible sedan

WOZY SPORTOWE

OTWARTY SPORTOWY



1. Coupe - limousine demi - conduite
2. Limousine de ville



1. Phaeton sport
2. Two seater
3. Roadster

KABRIOLET SPORTOWY



1. Conduite coupé sport
2. Coupe
3. Coupe



2. Three - quarter landaulette

KARETA LANDO



2. Limousine landolette

LANDOLET-DOROŻKA



2. Single landaulette
3. Landaulet sedan

Tablica wozów krajowej produkcji.

Typ samechodu	Ciężar podwozia	obciążenie osi		Rodzaj samoch. z nadwoziem	Ciężar sam. bez obciążenia	Obciążenie osi		Ciężar samoch. z normalnym obciążeniem
		przedn.	tylnej			przedn.	tylnej	
C. W. S. T-1	1225	665	560	Osob. Torpedo	1700	680	1020	2200
C. W. S. T-1	1225	665	560	Osob. Karetą	1850	725	1125	2350
C. W. S. T-1	1225	665	560	Półciężarowy I T. I $\frac{1}{5}$ T.	1970	800	1170	3250
C. W. S. T-1	1225	665	560	Sanitarny	2140	810	1330	3250
C. W. S. T-8	1350	750	600	Osob. Torpedo	1820	760	1050	2625
C. W. S. T-8	1350	750	600	Osob. Karetą	1970	810	1150	2775
Ursus A	1625	755	870	Ciężarowy 2, 5 T.	2450	1080	1370	4950
Ursus A	1625	755	870	Autobus 20 osobowych	3270	940	2330	4580
Ursus AW	1900	850	1050	Ciężarowy 3 T.	2900	940	1960	5900
Ursus AW	1900	850	1050	Autobus 22-24 osobowych	3600	1100	2500	5490
Saurer 4BLD	4600	1600	3000	Ciężarowy 6 T.	6200	1900	4300	12200
Saurer 4BLDP	4400	1500	2900	Autobus kom. 30 osobowych	6600	2000	4600	11400
Saurer 4BLDPO	4600	1650	2950	Autobus miejski	6800	2100	4700	11600
Motocykl CWS	300	—	—	Z przyczepnym wózkiem 2-3 osobowy	300	—	—	530

Gabarit samochod.	Rozstawienie			
	osi	kół		
5000	1720	1800	3420	1400
5000	1720	1800	3420	1400
5550	1720	2550	3420	1400
5550	1720	2550	3420	1400
5000	1720	1800	3420	1400
5000	1720	1800	3420	1400
5900	1900	2500	3500	1500
6200	2150	2400	3500	1500
6700	2000	2500	4500	1600
7300	2200	2400	4500	1600
7300	2200	2415	5000	1845
9000	2450	2500	5800	1700
9000	2450	2500	5800	1775
2320	1760	kret. 1015 sieci. 715	1560	

Możliwe zastosowanie

Karetki pocztowo-sanitarne różnego typu (czerwony krzyż, pogotowie i t. p.) wszelkiego typu furgony dla celów przewozowych miejskich i międzydzielcowych wszelkiego typu półciężarowe platformy i t. p. nadwozia w zależności od wymagań przy szybkiej komunikacji.

Przeważnie osobowe.

Dla różnych celów użyteczności miejskiej — laborooczyszczania miasta, straż ogniowa, cysterny wszelkiego rodzaju, wozy pocztowe, wozy policyjne, wszelkie furgony i platformy dla celów przewozowych jak również inne typy nadwozi w zastosowaniu większych obciążeń lecz przy mniejszych szybkościach jak przy samochodach C. W. S.

Minimalny promień skrętu 8200 } Przeważnie autobusy
i wozy straży pożarnej

Minimalny promień skrętu 8200

Wojskowe różnego typu, policyjne, pocztowe i t. p. zastosowania.

MATERJAŁY

M

T R E Ś Ć

Budowa metali	str. 403
Mikrografja	„ 413
Makrografja	„ 418
Rentgenometalografja.	„ 421
Stal	„ 429
Tablice stali.	„ 434
Obróbka termiczna	„ 444
Próby materiałów	„ 465
Żeliwo	„ 480
Stopy miedzi	„ 486
Stopy lekkie i ultra-lekkie	„ 493
Stopy łożyskowe	„ 500
Drewno	„ 502
Guma.	„ 507
Paliwa i smary.	„ 518
Spawanie.	„ 528

BUDOWA METALI.

Krystaliczna budowa polega na rozłożeniu atomów w ściśle określony sposób w węzłach regularnej siatki przestrzennej. Badaniem tej siatki przestrzennej kryształów metali zajmuje się rentgenometalografia.

Jeśli charakterystyczna dla danego metalu budowa siatki przestrzennej ulegnie zmianie mówimy, że nastąpiła przemiana alotropowa i otrzymaliśmy nowy metal o tej samej nazwie, lecz innych własnościach fizycznych

Np. alotropja czystego żelaza w świetle analizy rentgenograficznej:

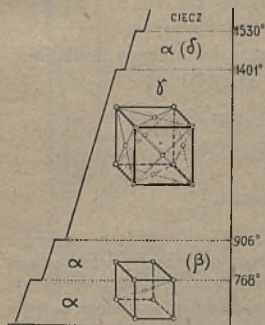
Siatka przestrzenna dla żelaza α :
atomy po rogach sześciangu, o boku = $2,86 \text{ \AA}^0$ ($1 \text{ \AA}^0 = 10^{-8} \text{ cm}$)

jeden atom we środku sześciangu.

Siatka przestrzenna dla żelaza γ : atomy po środku ścian bocznych i po rogach sześciangu o boku = $3,60 \text{ \AA}^0$.

W czasie krzepnięcia metalu zaczyna się w różnych ośrodkach krystalizacji uszeregowywanie atomów w przyrodzonej im siatce przestrzennej, aż do spotkania z sąsiednim równie rosnącym kryształem. Wzrost trwa wówczas

w innym kierunku, wskutek czego kryształy zachowując ścisłą prawidłowość wewnętrznej budowy mają nieregularne zarysy. Nazywamy je ziarnami.



Rys. 1. Krzywa stygnięcia czystego żelaza.

Każde ziarno otoczone jest (owinięte) powłoką zanieczyszczeń, która przeszkadza naturalnemu zrastaniu się ich.

Zgniot rozdrabnia ziarna, rozbija tę koszulkę i stwarza nowe miejsca styków, dzięki czemu przy odpowiedniej temperaturze następuje gwałtowny wzrost ziaren czyli rekryształizacja.

Temperatura rekryształizacji (absolutna) stanowi około 0,4 abs. temperatury topliwości.

Metal	Al	Ag	Au	Cd	Cu	Fe	Mg	Mo	Ni	Sn	Pb	Pt	W	Zn
t_r	150	175	200	pokój	200	450	150	900	530	niziej pokój	niziej pokój	450	1200	pokój
$\zeta = \frac{t_r + 273}{t_t + 273}$	0,45	0,36	0,35	0,49	0,35	0,39	0,45	0,42	0,46	0,53	0,45	0,35	0,40	0,40

Dla metali tu nie podanych można z dostateczną dokładnością obliczyć temperaturę rekryształizacji przyjmując:

dla metali czystych $\zeta \approx 0,4$;

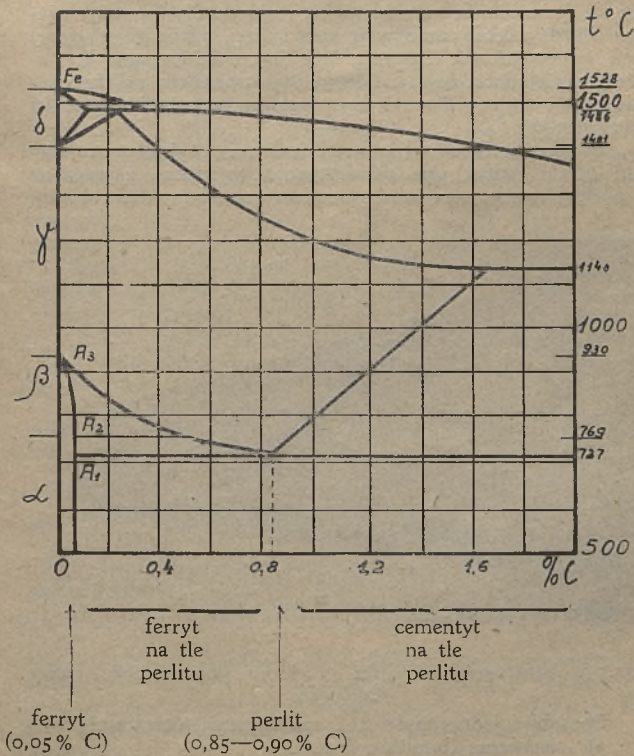
„ roztworów stałych $\zeta \approx 0,6$;

Proces krzepnięcia.

Dla wyjaśnienia procesu krzepnięcia rozpatrzmy stygnięcie bloku stalowego. Krzepnięcie rozpoczyna się na peryferiach od ścianek kokili. Stosownie do wykresu topliwości (rys. 2), wydzielają się tam najpierw kryształy roztworu stałego węgla w żelazie γ o małej zawartości węgla. Ciecz bogaci się w węgiel, zaś zanieczyszczenia zbiegają się ku płynnemu środkowi bloku i ku górze. Jednocześnie wskutek skurczu tworzy się w bloku jama usadowa.

W wolnej przestrzeni cieczy kryształy narastają w pewnych określonych kierunkach — osiach krystalizacji i gdyby był jeden tylko ośrodek krystalizacji, utworzyłaby się jedna formacja zwana dendrytem z osią ogólną i całym układem rozgałęzień osi krystalizacji.

WYKRES TOPLIWOŚCI.

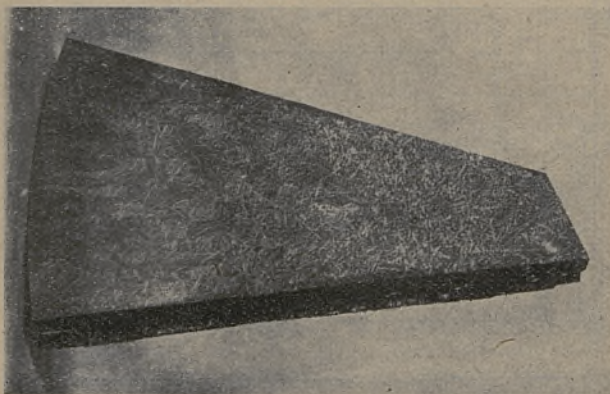
Układ Fe — Fe₃ C (Zakres stali).

Rys. 2.

Dendryt ten w wypadku stali odznaczałby się tylko niejednorodnością chemiczną roztworów stałych, natomiast wszystkie nierozpuszczalne zanieczyszczenia zostałyby poza nim.

Wobec istnienia wielkiej ilości ośrodków krystalizacji, tworzy się jednocześnie równie wielka ilość dendrytów, spychających między siebie zanieczyszczenia i niżej krzepnące roztwory tych zanieczyszczeń. Zastygły blok jest więc tworem krystalicznym niejednorodnym zarówno pod względem składu chemicznego, jak i pod względem budowy, czystości i gęstości (porowatości).

Po przecięciu i wytrawieniu (patrz rys. 3) obserwujemy tam gołym okiem osie dendrytyczne, wyraźniej zaznaczone w później stygnącym i bardziej zanieczyszczonym środku bloku.



Rys. 3 Makrografja wycinka 'przekroju poprzecznego bloku stalowego.

Sposoby ujednorodnienia i zmniejszenia porowatości:

- a) chemiczne (umyślne dodatki),
- b) mechaniczne (podwyższone wlewy, obcinanie jamy usadowej prasowanie i przekuwanie bloków),
- c) termiczne (podgrzewanie),

d) dobranie odpowiedniego kształtu kokili dla danego gatunku stali.

Wpływ mają tu następujące czynniki:

1. kształt (przekrój) kokili,
1. wymiary, (przedewszystkiem),
3. stosunek masy kokili do masy odlewu,
4. rdzewienie i t. p.

Po zakrzepnięciu stali, następuje dalsze jej stygnięcie w stanie stałym. W czasie tego stygnięcia żelazo podlega przemianie allotropowej z żelaza γ , rozpuszczającego w sobie węgiel na żelazo „ α ”, prawie wcale nie rozpuszczającego w sobie węgla. Wskutek tego następuje rozkład roztworu stałego (austenitu) na ferryt (Fe) i cementyt (Fe_3C), przytem dla stali o zawartości C < 0,9% najpierw wydziela się ferryt, zaś dla stali o zawartości C > 0,9% najpierw wydziela się cementyt.

Dla stali o zawartości 0,9% C oba te składniki wydzielają się jednocześnie w postaci naprzemian leżących płytek, tworząc t. zw. perlit.

Jest to wtórna krystalizacja stali.

Uwagi o mechanicznej obróbce bloku na gorąco, (kucie, prasowanie, walcowanie).

Ideąłem byłoby wykonać całą dalszą obróbkę na gorąco za jednym zagrzaniem, nie pozwalając nawet na zastyganie bloku po jego odlaniu.

Kucie jest najlepszą metodą obróbki na gorąco. Przekuwa się stal przy temperaturze, przy której jest ona w stanie roztworu stałego (austenitu).

Zachodzą wówczas dwa wzajemnie zwalczające się procesy:

- a) mechaniczne rozdrobnienie ziaren austenitu pod uderzeniami młota,
- b) szybkie zrastanie się tych ziaren (rekrytalizacja austenitu),

oraz trzeci proces dyfuzji, czyli ujednorodnienia chemicznego roztworu stałego. Proces ten zachodzi szybciej w rozdrobnionem ziarnie. Rozdrobnione ziarno austenitu przekształca się przy stygnięciu na drobne ziarna ferrytu i perlitu (wtórna krystalizacja).

Stopień przekucia zależy od:

1. stopnia mechanicznego rozdrobnienia,
2. końcowej temperatury kucia.

Wysoki stopień przekucia jest szczególnie ważny w stalach narzędziowych przy $C > 0,9\%$. Siatka krystaliczna wolnego cementytu winna być zniszczoną, jako nadająca stali znaczną kruchość i nierównomierną twardość krawędzi tnącej.

Dla stali szybko tnącej przekucie ułatwia tak trudną tu dyfuzję i sprzyja rozpuszczeniu karbidów. Waga bloku max. 80 kg (ze względu na dobre przekucie rdzenia).

Definicje.

Krystalizacja pierwotna (dendrytyczna) jest to krystalizacja stali po jej odlaniu. Decyduje ona o jednorodności materiału, wielkości ziarna i czystości stali.

Krystalizacja wtórna jest to rozkład roztworu stałego węgla w żelazie γ na ferryt i cementyt.

Likwacja dendrytyczna jest to niejednorodność chemiczna w łonie każdego dendrytu, spowodowana narastaniem kryształów roztworu stałego o różnej koncentracji.

Likwacja peryferyjna jest to niejednorodność chemiczna spowodowana opóźnionym w środku bloku stygnięciem cieczy bogatszej w węgiel, domieszki i zanieczyszczenia.

Likwacja mechaniczna (albo wprost likwacja) jest to niejednorodność chemiczna spowodowana osadzaniem się pewnych składników ku dołowi wskutek ich własnego wyższego ciężaru gatunkowego.

Dendryt jest to formacja krystaliczna, powstająca wskutek narastania kryształu w pewnych określonych kierunkach.

Ziarno — jest to kryształ, którego normalny wzrost zahamowany został przez sąsiednie kryształy, lub przez czynniki zewnętrzne. Stąd pochodzi nieregularny zarys ziarna widoczny pod mikroskopem.

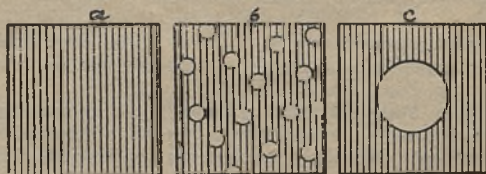
Kryształ — jest to uszeregowanie atomów w/g pewnej ściśle określonej siatki przestrzennej.

Dyspersja — jest to rozsiew kryształów jednego składnika (np. związku chemicznego) w masie drugiego składnika (np. roztworu stałego).

Dyspersja krytyczna jest to rozsiew kryształów, o takiej ilości i wielkości, która zapewnia max. zaklinowania płaszczyzn poślizgu (patrz rys. 4b).

a) płaszczyzny poślizgu jednorodnego roztworu stałego,

- b) zaklinowanie wszystkich płaszczyzn poślizgu przez rozsiarne kryształki wydzielającego się składnika,
 c) Koagulacja tego składnika.



Rys. 4. Schemat rozsiewu kryształów.

Metody badań metali i stopów.

1. Analiza termiczna.
2. Mikrografja i makrografja.
3. Metody elektryczne:
 - a) przewodnictwo elektryczne
 - b) zmiana oporu el. z temperaturą
 - c) zdolność termoelektryczna
 - d) zmiana termoelektryczna z temper.
 - e) napięcie elektrolityczne
4. Własności mechaniczne:
 - a) twardość
 - b) wytrzymałość
 - c) zgniot i rekrytalizacja
 - d) kruchość (odporność na uderzenia)
 - e) odporność na ścieralność
 - f) odporność na zmęczenie
5. Rentgenometalografja
6. Rozszerzalność
7. Gęstość
8. Przewodnictwo cieplne
9. Ciepło tworzenia
10. Własności magnetyczne
11. Metoda chemiczna

Oznaczenia

C

a

A

b

E

B

R

U

D

g

K

Q

M

Metalografią lub metalurgią fizyczną nazywamy całość metod, używanych do badania metali i ich stopów.

Całość wyżej wymienionych badań nad kombinacją 2-ch (lub więcej) metali pozwala nam ustalić następujące wnioski i definicje:

Związek chemiczny jest to nowy metal o własnościach najczęściej zupełnie odmiennych od własności metali, z których się składa (np. Fe_3C , Cu_1Sn , $CuAl_2$ i t. p.).

Roztwór stały (kryształy mieszane) jest to zestalenie się ciekłego roztworu w niezmiennym przy tężeniu składzie. Pewna niejednorodność (likwacja), pochodząca od niejednorodności roztworu ciekłego może tu być usunięta przez dłuższe wyżarzanie (np. mosiądz „ α ” i t. p.).

Mieszanina powstaje wówczas, gdy jeden ze składników rozpuszcza się najpierw. Wówczas ciecz ubożeje w ten składnik, aż do osiągnięcia najniższej (eutektycznej) temperatury i składu przy którym oba składniki osadzają się równocześnie lecz w oddzielnych nader drobnych kryształach (np. $Sn-Sb$, $Zn-Cd$ i t. p.).

Eutektyką nazywamy mieszaninę dwóch składników o proporcji odpowiadającej najniższej temperaturze krzepnięcia.

Eutektoidem nazywamy analogiczne zjawisko w stanie stałym spowodowane rozkładem roztworów stałych. Jest to więc mieszanina dwóch roztworów stałych o proporcji, odpowiadającej najniższej temperaturze ich współistnienia we wspólnym roztworze stałym (np. perlit).

Reguła faz daje nam odpowiedź na pytanie ile rozmaitych metali i związków chemicznych może współistnieć w jednej próbce stopu.

Oznaczenia:

V — zmienność systemu,

n — liczba składników,

c — liczba reakcji odwracalnych pomiędzy składnikami,

p — liczba czynników fizycznych wpływających na równowagę (np. temperatura, ciśnienie i t. p.),

φ — ilość faz w układzie (np. lód, woda i para stanowią trzy fazy),

$$V = n - c + p - \varphi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (J. W. Gibbs)$$

Dla metali: $p = 1$ (= temperatura)

$n - c = m$ — liczba składników niezależnych

$$V = m + r - \varphi$$

Jeśli temperatura pozostaje niezmienna (np. dla temperatury otoczenia) ilość czynników fizycznych $p = 0$. Wówczas zmienność systemu $V = m - \varphi$

$$\text{gdy } V = 0; \quad m = \varphi.$$

Wniosek zasadniczy. Dla układu niezmiennego (w równowadze) ilość faz w próbce stopu może być conajwyżej równa ilości metali tworzących stop.

	ANALIZA TERMICZNA (WYKRES TOPLIWOŚCI)	KRZYWE KRZEPNIĘCIA	MIKROGRAFJA
MIESZANINY	<p>Zn E Cd</p>	<p>Zn Stop E</p>	Kryształy Zn (lub Cd) na tle eutek- tyki — dla 83% tylko eutektyka
ROZTWORY STAŁE	<p>Cu Ni</p>	<p>Cu Stop</p>	Jednorodne kryształy (mieszane)
ZWIĄZEK CHEMICZNY	<p>Mg Bi₂Mg₃ Bi</p>	<p>Bi₂Mg₃</p>	Dla 82% cięż. jednorodne kryształy związku chemiczn.

Wykonanie badań polega na przygotowaniu serji próbek o różnych składach, ustaleniu krzywych stygnięcia i ogrzewania dla każdego składu, wykonaniu mikrografji i ustaleniu przebiegu krzywych wyżej wym. własności fizycznych.

Całokształt tych badań pozwala nam sporządzić **wykres topliwości** (patrz str. 411).

Przebieg krzywych własności fizycznych w funkcji składu stopu
(w %/atom)

	Dla mieszanin	Dla roztworów stałych	Dla związków chem.
C	linja prosta	spadek	maximum lub załamanie
a	" "	gwałtowny spadek	" "
A	" "	spadek lub wzrost	punkt załamania przegięcia lub przerwa ciągłości
b	" "	" " "	" "
E	(brak ścisłych danych)		nagła zmiana
B	linja prosta	gwałtowny wzrost	załamanie
R } u }	przebieg mało wyraźny wyniki są bardziej zależne od stanu krystalicznego niż od składu %-wego		
D	linja prosta		
d			
γ*)		zależne od skurczu	załamanie
K	podobnie jak C lecz mniej wyraźnie.		
	własności magnetyczne	mało zbadane	

*) Tworzeniu się stopów towarzyszy skurcz (wyjątek stopy z antymonem).

Uwaga. Metale diamagnetyczne (o przenikalności mniejszej niż przenikalność próżni): — Ag, Au, Bi, C, Cu, Hg, Pb, Sb, Zn.

Metale paramagnetyczne o przenikalności większej niż przenikalność próżni P, Fe- γ , Co- β i t. p.

Metale ferromagnetyczne o znacznie większej przenikalności: Fe- α , Ni, Co- α .

MIKROGRAFJA.

Celem badań mikroskopowych może być:

1. Kontrola materiału
 - a) czystość,
 - b) budowa (wielkość i jednorodność ziarna),
 2. Kontrola obróbki termicznej:
 - a) budowa (perlit ziarnisty, sorbit, martensyt i t. p.),
 - b) jednorodność budowy (zanik pasemkowości, brak odwęglenia powierzchni).
 - c) grubość warstwy nawęglonej (brak wolnego cementytu, łagodne przejście do rdzenia, brak miękkich plam sorbitycznych na powierzchni, drobnoziarnistość rdzenia),
 - d) grubość warstwy naazotowanej.
 3. Ekspertyzy złamań, pęknięć i zgięć części mechanizmów dla wyjaśnienia następujących przyczyn:
 - a) nieodpowiedni materiał,
 - b) wadliwa obróbka termiczna,
 - c) przeciążenie dla danego materiału i dla danej obróbki termicznej,
 - d) przedwczesne zmęczenie spowodowane koncentracją naprężeń:
 - 1) przy ostrem załamaniu,
 - 2) niedbałej obróbce mech. (zacięciach),
 - 2) fałdzie kowalskiej,
 - 4) inkluzji powierzchniowej,
 - 5) lokalnej nadmiernej korozji.
 4. Badania naukowe układów stopów.
- Branie próbki.** Stosownie do celu badań próbka winna być wycięta z rdzenia lub z zewnętrznej warstwy najlepiej w kierunku zgięciu (przekrój podłużny).
- Wycinać należy ręczną piłką. Bardzo twarde materiały można ucinąć na tarczy — gumówce pod strumieniem wody chłodzącej lub poprostu łamać i wyrównać na kamieniu.

Inkludowanie próbek ważne jest tam, gdzie przedmiot jest b. drobny, albo jeśli chodzi o badanie krawędzi złomu, lub warstwy nawęglonej. Do inkludowania używać szellaku tam gdzie trawienie będzie roztworem wodnym, zaś stopu łatwotopliwego przy trawieniu roztworem alkoholowym.

Bardzo dobre wyniki daje bakelit wprasowywany przy temp. około 100° .

Pod ręką winien być zapas oprawek mosiężnych lub żelaznych o znormalizowanych wymiarach φ —12 wys. 10 mm 20 i φ —wys. 15 mm.

Po wypolerowaniu najlepiej jest wyjąć próbkę z ośrodka, gdyż zarówno szellak, jak i stop dają brudzące osady przy trawieniu.

Stopy do inkludowania:

	Bi	Sn	Pb	Cd	Zn
1	50	13	27	10	—
2	46	23	28	—	3

Polerowanie próbek. Operacje:

1. zgrubne zrównanie na kamieniu szlifierskim,
2. polerowanie ręczne na papierze Emery I na taflii szkl.
3. " " " " Potée oo " "
4. " " " " " oooo " "
5. " " " " " polerce za pomocą Al_2O_3
6. wykończenie ręczne na skórcie zamszowej zapomoćą tlenku magnezu (am. nazwa firmowa „Shamva”).

Uwaga. Operacje prowadzić zawsze w kierunku prostopadłym do kierunku poprzedniej operacji.

W wielu wypadkach np. dla stopów glinowych wskazane jest trawienie pośrednie celem usunięcia śladów zgniotu.

Trawienie próbek.

Przygotować 4 małe naczynia:

1. odczynnik,
2. alkohol do mycia,
3. woda gorąca (75 — 90°),
4. alkohol czysty.

Kolejno zanurzać próbkę do każdego naczynia. Woda gorąca obmyje i ogrzeje próbkę, alkohol zmyje wodę i wyparuje przy lekkim podmuchu.

Tablica odczynników do mikrografji

Materiał	Nazwa odczynnika	Skład odczynnika	Czas trawienia	Wyniki	Uwagi
Stal Żeliwo (budowa)	roztwór alk. HNO_3	4% stęż. HNO_3 96% alkoholu etyl.	sorbit 10 sec. perlit 30 sec. mart. 60 sec.	ciemny: perlit, sorbit, froostyt jasny: feryt, cementyt, martenzyt	zmieniać często odczynnik
Żeliwo (cementyt)	pikrat sodowy alkaliczny	2 gr. kwasu pikrynowego 25 gr. NaOH 100 cm^3 H_2O	5—10 min.	ciemny: cementyt	gotować w odczynniku
Żeliwo (eutektyka fosforowa)	pikrat sodow neutralny	5 gr. przemytego kryst. pikratu sodowego 25 cm^3 H_2O	10—20 min.	ciemny: eutekt. jasny: cementyt	gotować w odczynniku sprawdzić papierkiem lakm.
Azotowanie	Marbles	Cu SO_4 —4 gr. HCl —20 cm^3 H_2O —20 cm^3	30 sec.	całkowita głębokość azotowania	HNO_3 ujawnia tylko warstwę najtwardszą
Stal nierdzewna	Aqua Regia	3 części HCl stężonego 1 część HNO_3 stężonego	1 min.	zarysy ziaren	użyć w 24 godz. po przygo- towaniu
Bronzy, mosiądze, babbity	odczynnik chromowy	1% kwasu chro- mowego kryst. 10% HCl stęż. 8g% H_2O	20—60 sec.	budowa	przygotować 2% kwas chrom. i 20% HCl mieszać przed uży- ciem pół na pół
Stopy Alumin.	1) soda kaust. 2) kwas fluo- rowodo- rowy	1% Na OH w wodzie 1/2% HF w wodzie	10 sec. 15 sec.	budowa „ „	nacierać wata zwilżoną od- czynnikiem

Foto-mikrografia.

Powiększenie normalne linjowe: 50, 100, 500, 1000. Do badań stopnia czystości i wielkości ziarna — 100.

W wypadku, gdy oryginalne zdjęcie podane jest w zmniejszeniu lub powiększeniu należy w reprodukcji podać powiększenie linjowe w postaci ułamka:



Rys. 5. Perlit ziarnisty.

$\frac{\text{powiększenie ostateczne}}{\text{powiększenie początkowe}}$

Przykład fotomikrografji w ekspertyzie:

Rys. 5 Perlit ziarnisty $\frac{50 \times}{100 \times}$

Trawienie roztw. alk.
 HNO_3

Przy doborze optyki* dla danego powiększenia należy znać współczynnik powiększenia obiektywu i okularu.

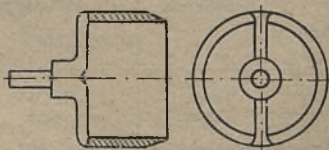
Iloczyn tych współczynników winien się równać zadanemu powiększeniu. Ma-

tówkę należy ustawić w takiej odległości, aby odbierała obraz o powiększeniu jaki daje ten iloczyn.

Należy unikać uzyskiwania większych powiększeń zapomocą odsuwania matówki.

Czas naświetlania zależy od siły światła, stopnia diafragmowania od szlifu i trawienia, wreszcie od gatunku kliszy lub błony. Do właściwego czasu dochodzi się dłuższą praktyką. Zaleca się jednak stosować dłuższe naświetlanie przy silnym diafragmowaniu (o ile nie zachodzą drgania aparatury).

Należy ustalić wymiar odbitek załączanych do ekspertyz.



Rys. 6.

Np. dla klisz 6×9 wymiar odbitki $4,5 \times 6$ z zaokrągleniami po rogach, lub odbitka okrągła — 4 cm.

Celowem jest posiadanie matrycy ze zwykłej blachy do wycinania normalnych odbitek zapomocą uderzenia drewnianym młotkiem na gładkiej desce (rys. 6).

Składniki budowy stali.

(patrz rys. 10).

	Twardość Brinela
1. Ferryt — prawie czyste żelazo (0,05% C) odporny na trawienie	ca. 70
2. Cementyt — związek chem. Fe_3C (od- porny na trawienie)	„ 1000
3. Perlit — eutoktoid ferrytu i cementu (trawi się łatwo)	„ 200
4. Perlit ziarnisty — prawidłowiej — ce- mentyt ziarnisty na tle ferrytu.	„ 220
5. Austenit — roztwór stały węgla w że- lazie γ	„ 400
6. Martenzyt — struktura przejściowa od austenitu (jest to połączone ze wzrostem objętości) żelazo „ α ” prawdopodobnie z nieustawionemi jeszcze należycie atomami i rozszanemi maleńkiemi cząsteczkami cementytu	„ 500 700
7. Troostyt — struktura przejściowa od martenzytu do perlitu. Emulsja drobnych kryształ- ków cementytu w masie ferrytu (Trawi się b. silnie)	„ 400—450
8. Osmondyt — struktura przejściowa. Colloid w stanie stałym cementytu w masie ferrytu (trawi się b. łatwo)	„ 350
9. Sorbit — struktura przejściowa. Colloid w stanie stałym z maleńkiemi półkami wolnego ferrytu (trawi się łatwo)	„ 250—350
10. Hardenit — martenzyt stali eutekt. (0,9% C) z zaznaczonemi granicami ziarn b. auste- nitu, (definicja międzynarodowo nie przyjęta, cza- sem jednak używana)	„ 500

11. Budowa Widmanstättena jest to osobliwa budowa, powstająca wskutek b. powolnego stygnięcia i polegająca na układaniu się wydłużonych kryształów w siatkę pod $\pm 60^0$ (płaszczyzny łupliwości) „ Twardość Brinela 90—150

12. Budowa pasemkowa (włóknista) jest to układ warstw (włókien) tworzywa o różnym składzie chemicznym.

Włókna te są to wydłużone w kierunku zgniotu dendryty krystalizacji pierwotnej i kryształy (ziarna) krystalizacji wtórnej.

Makrografja (makroskopja) polega na trawieniu w odczynniku i obserwacji gołym okiem lub przy powiększeniu max. 10-krotnem celem:

1. Wykrycia pierwotnej (dendrytycznej) krystalizacji,
2. Wyjaśnienia, metody wykonania części (odlew, odkucie czy „z pręta”),
3. Stwierdzenia wad (fałd, pęknięć, płytkiej porowatości t. p.).

Wielkość próbki ograniczona jest li tylko względami technicznymi.

Znane są makrografje przekrojów całych bloków wagi kilkuset kilogramów.

Dla stwierdzenia wad zewnętrznych żadne przygotowanie nie jest potrzebne. W każdym innym wypadku należy przeciąć przedmiot w kierunku linii zgniotu i zlekka tylko wyrównać ślady piłowania (najlepiej ostrugać małym wiórem).

Projekt normy warunków trawienia stali..

1. Wykończenie badanej powierzchni — gładkie maszynowe.
2. Odczynnik: 50% HCl handlowy stężony plus 50% H₂O.
3. Temperatura $70^0 \pm 5^0$ (przytem przedmiot winien być uprzednio zagrzany w wodzie, potem przeniesiony do kwasu celem ścisłej kontroli czasu trawienia).

4. Czas trawienia:

Stal No.	0015 0020	1015 1020	0030 0040	1030 1040	2315-2350	5140 9140	3115-3250	7190-72070	3315-3535
Czas w minutach	15 min.		30 min.			45 min.		60 min.	

5. Myć w strumieniu wody. a jeszcze lepiej w strumieniu gorącej pary.

6. Pokryć wytrawioną powierzchnię cienką warstwą oleju dla konserwacji i ułatwienia fotografowania.

Do trawienia można również użyć 20%-ego kwasu siarkowego, jednakże grzanie zmienia jego koncentrację.

Tablice odczynników do makroskopji stali.

Odczynnik	Cu Cl_2	MgCl_2	HCl stężony	FeCl_3	SnCl_2	$\text{CuCl NH}_4\text{Cl}$ $6 \text{ H}_2\text{O}$	H_2O	Alkohol etylowy
Heyn'a	—	—	—	—	—	10 gr.	100 cm^3	—
Stead'a	10 gr.	40 gr.	10 cm^3	—	—	—	20 „	1000 cm^3
Le Chatelier	10 „	40 „	20 „	—	—	—	180 „	1000 „
Rosenhein'a	10 „	—	100 „	30 gr.	5 gr.	—	1000 „	—
Oberhoffer'a	1 „	—	50 „	30 „	5 „	—	500 „	500 „
Humfrey'a	—	—	50 „	—	—	120 gr.	1000 „	—

Odczynniki miedziowe wymagają lepszego przygotowania powierzchni (papierem potée o) i dają nieco subtelniejsze wyniki. Przedmiot zanurza się do kąpeli z odczynnikiem i trawi aż do ukazania się makrobudowy, poczem myje się badaną powierzchnię w alkoholu.

Odczynnik do makroskopji babbitów.

Roztwór nasycony (ciemno-żółty) wielosiarczku amonowego $(\text{NH}_4)_2 \text{S}_x$. Trawić wypolerowaną próbkę w chłodnym odczynniku w ciągu 20 — 30 min. Zmyć zwilżoną w wodzie watą powstały osad.

Próba Baumana pozwala doraźnie stwierdzić stopień i rozkład zanieczyszczeń. Wypolerowaną powierzchnię należy zwilżyć 5% roztworem wodnym H_2SO_4 i po upływie 10 sec. przykryć czułą stroną papieru fot. bromo-srebrnego uprzednio zwilżonego tym samym kwasem.

Po 20 sec. papier ten bez wywoływania utrwalić. Miejsca przylegające do siarki będą ciemne — do fosforu nieco jaśniejsze.

Złom — uzupełnia makrografję, wskazuje lokalne porowatości i wielkość ziarna. Często wyjaśnia przyczynę ułamania się w pracy.

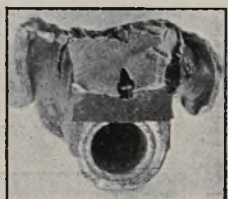
Typy złomów:

1. Złom przeciążeniowy. (Rys. 7).
 2. Złom udarowy. (Rys. 8).
 3. Złom zmęczeniowy. (Rys. 9).
-



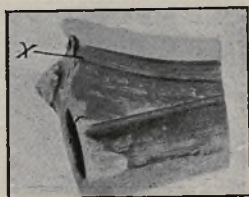
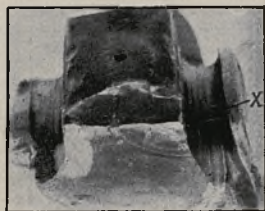
Przykłady złomów śrub korbowodów.

Rys. 7. Złom przeciężenia. Rys. 8. Złom uderowy. Rys. 9. Złom zmęczeniowy.

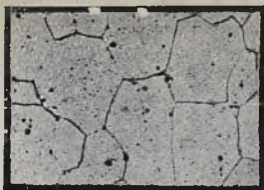


Rys. 8a. Złom zmęczeniowo-uderowy stali przepalanej i mikrobudowa tej stali. Sorbit wskazuje na właściwą obróbkę termiczną, która jednakże nie mogła usunąć śladów przepalenia. Trawione roztw. a'k. HNO_3 $\frac{50 \times}{100 \times}$.

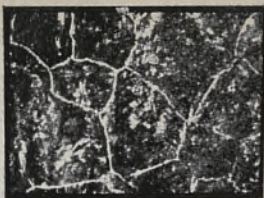
Rys. 9a. Charakterystyczny złom zmęczeniowy korbowodu.



Rys. 9b. Przedwczesny złom zmęczeniowy korbowodu, spowodowany nie-
dość gładką obróbką mechaniczną.



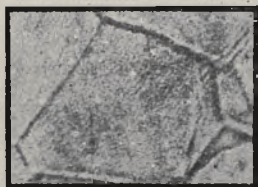
Feryt 100 x



Żyłki cementytu 100 x



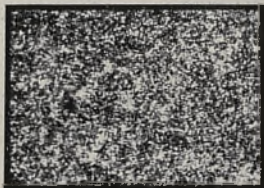
Perlit lamelarny 500 x



Austenit 400 x



Igły martenzytu 1000 x



Osmondyt 500 x



Sorbit 500 x



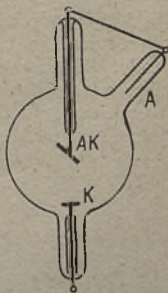
Budowa pasenkowa 100 x

RENTGENOMETALOGRAFJA.

Aby wytworzyć promienie Röntgen'a należy:

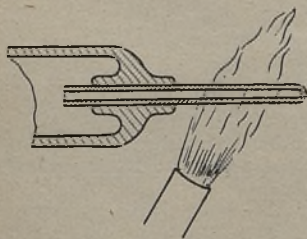
1. wytworzyć odpowiednią ilość wolnych elektronów,
2. nadać im znaczną prędkość,
3. gwałtownie je zahamować.

Pierwowzorem **lamp rentgenowskich**, była rurka katodowa. Lampa gazowa, która zasadniczo nie różni się od rurki katodowej, posiada zimną katodę (rys. 11). Lampa ta składa się z naczynia szklanego, starannie wyhodowanego i następnie odpompowanego możliwie najlepiej, bo do 0,0001 mm ciśnienia słupka Hg. Ma ona trzy odgałęzienia, w które są wlutowane na drutach platynowych katoda „K” anoda „A” i antykatoda „AK”. Sposób działania jest następujący: wiązka promieni rentgenowskich, biegnąca normalnie od anody do katody, napotyka po drodze antykatodę i w czasie bombardowania tejsze powstają promienie Röntgen'a. Ponieważ elektrony są wytworzone na skutek bombardowania katody przez jony dodatnie w gazie, wypełniającym lampę, przeto lampa ta nosi miano gazowej. Pracuje ona z małą wydajnością i to w czasie niedługim, z powodu zbyt silnego nagrzewania się katody i antykatody. Przytem rozpylony metal, osiadający w lampie, adsorbuje resztki gazu, polepszając próżnię. Ale zato maleje ilość jonów dodatnich, koniecznych do bombardowania katody i lampa „twarnieje”. Żeby temu zapobiec można zwiększyć różnicę potencjałów, osiągając pro-



Rys. 11.

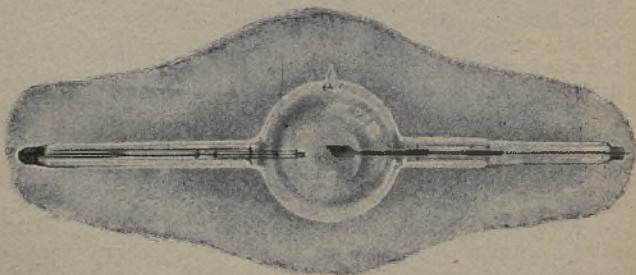
mieniowanie twardsze i bardziej przenikliwe, lub wprowadzać gaz, najłatwiej wodór, nagrzewając palnikiem gazowym wtopioną w odnogę lampy rurkę palladową — rys. 12.



Rys. 12.

Lampy z żarzoną katodą zwane — lampami Coolidge'a, rys. 13. Rozżarzony drucik metalowy najlepiej wolframowy jest źródłem elektronów. Próżnia tutaj musi być doskonała, a to ze względu na łatwość utleniania się drucika rozżarzonego. Lampa ta jest dwuelektrodową, i posiada tę zaletę, że możemy zmieniać na niej, niezależnie od siebie, napięcie i natężenie prądu, płynącego w lampie.

Antykatody nie należy zbyt przeciążać, gdyż może się ona rozgrzać, a nawet przez to samo, odgrywać rolę drugiej katody. W laboratoriach, gdzie lampy pracują nieraz po kilkanaście godzin bez przerwy, stosuje się chłodzenie wodą bieżącą i to tak anody jak i katody. Na uwagę zasługują lampy rozkładane, a mianowicie z wymienną katodą i anodą — rys. 14. Lampy

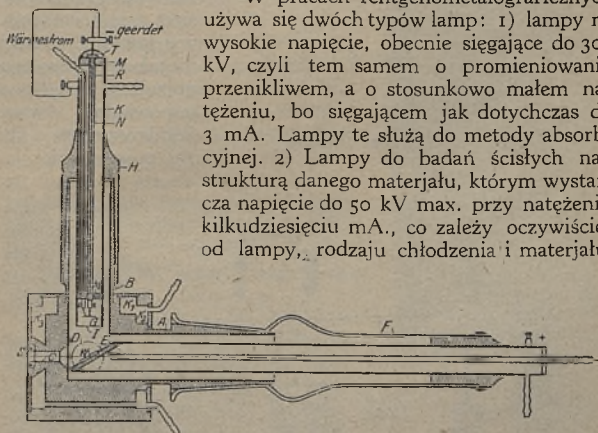


Rys. 13. Lampa Coolidge'a.

pracują, będąc stale pod działaniem kompletu pomp: rotacyjnej oliwnej i agregatu pomp rtęciowych.

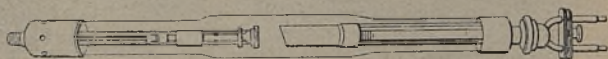
Należy tu zwrócić uwagę zarówno w lampie gazowej jak i Coolidge'a, że wielka ilość elektronów zostaje rozproszona na ścianki lampy. W lampie gazowej naboje ścianek są stale neutralizowane przez jony dodatnie, które są obecne w lampie i w skutek czego bombardowanie ścianek jest stałe, co uwidacznia się przez zieloną fluorescencję szkła. W lampie Coolidge'a, ścianki posiadają stały nabój ujemny, dalsze elektrony tem samem są odpychane—niema bombardowania ścianek jako też i świecenia.

W pracach rentgenometalograficznych używa się dwóch typów lamp: 1) lampy na wysokie napięcie, obecnie sięgające do 300 kV, czyli tem samem o promieniowaniu przenikliwym, a o stosunkowo małym natężeniu, bo sięgającym jak dotychczas do 3 mA. Lampy te służą do metody absorbcyjnej. 2) Lampy do badań ścisłych nad strukturą danego materiału, którym wystarcza napięcie do 50 kV max. przy natężeniu kilkudziesięciu mA., co zależy oczywiście, od lampy, rodzaju chłodzenia i materiału.



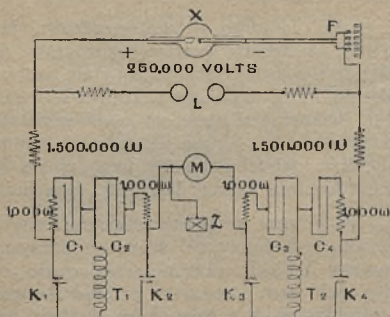
Rys. 14. Lampa z wymienną katodą i anodą.

M



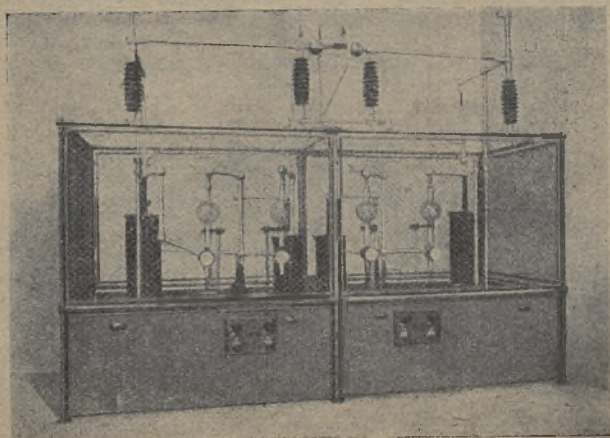
Rys. 15. Lampa zalutowana.

Lampy te mogą być rozkładane (patrz rys. 14) lub zalutowane (rys. 15 i używa się ich, stosując metodę interferencji, lub do analizy spektralnej. Chcąc lampy uruchomić musi się wytworzyć odpowiednią różnicę potencjałów, czyli mieć do dyspozycji wysokie napięcie.



Rys. 16. Schemat instalacji.

Praktycznie, należy prąd zmienny z sieci transformować i wyprostować, następnie tak otrzymany prąd pulsujący wyrównać odpowiednią baterją kondensatorów o dużej pojemności.



Rys. 17. Ogólny widok instalacji.

Prostowanie odbywa się w dwojaki sposób: 1) mechaniczny i 2) kenotronowo. W istocie samego prądu niema żadnej różnicy, jednak nowoczesne instalacje używają prostowników kenotronowych. (Kenotron jest to lampa katodowa, posiadająca tę własność, iż przepuszcza prąd tylko w jednym kierunku).

Metoda absorbcji daje nam możność ustalenia jednolitej gęstości badanego materiału. Wszelkie przerwy gęstości (puste miejsca, pęcherze, pęknięcia) uwydatnią się dzięki łatwiejszemu przechodzeniu przez nie promieni.

Do metody absorbcyjnej używamy napięcia możliwie najwyższego, zależnie oczywiście od posiadanej lampy i grubości danego materiału. Lepiej jest tu stosować prąd pulsujący, gdyż instalacja jest tańsza, a nadto lampa nie zużywa się tak szybko, jak w przypadku obciążenia jej prądem stałym. Rys. 16 i rys. 17, przedstawiają schemat i ogólny widok instalacji, rys. 18 — stoisko rozdzielcze do powyższych instalacji, rys. 19 — pancierz ochronny z ołowiu dla lampy rentgenowskiej.

Najważniejszą rzeczą jest ustalić napięcie w lampie, gdyż od tego zależy czas ekspozycji. W zdjęciach przeeksponowanych otrzymuje się efekt solaryzycji, co w wysokim stopniu utrudnia odczytanie kliszy.

Należy również unikać promieniowania wtórnego, wstawiając między kasetę i lampę blendę rotacyjną, przyczem ruch blendy winien odpowiadać wysokości napięcia w lampie (w przeciwnym razie obok fotografii danego przedmiotu wyjdzie fotografia blendy).

Czas ekspozycji zależy od:

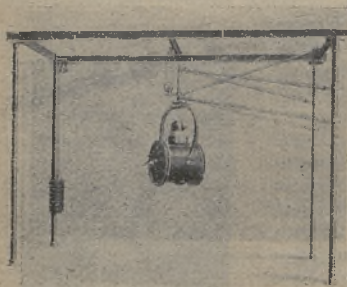
- 1) grubości przedmiotu,
- 2) napięcia prądu,



Rys. 18. Stoisko rozdzielcze.

- 3) natężenia prądu w lampie Röntgena (w miliamperach),
- 4) odległości błony od lampy,
- 5) rodzaju błon fotogr., ekranów i blendy.

Błoneg umieszcza się pomiędzy fluoryzującymi ekranami, a na kasecie kładzie się przedmiot badany.



Rys. 19. Pancierz ochronny lampy.

Przenikającymi przez przedmiot prostolinijnie, istnieją promienie rozproszone, przyczem im grubszy jest przedmiot, tem więcej posiada on promieni rozproszonych, które zacierają ostrość obrazu; z tych powodów dobre zdjęcie otrzymuje się tylko do grubości stopów glinowych 225 mm.

Oprócz promieni, przenikających przedmiot prostolinijnie, istnieją promienie rozproszone, przyczem im grubszy jest przedmiot, tem więcej posiada on promieni rozproszonych, które zacierają ostrość obrazu; z tych powodów dobre zdjęcie otrzymuje się tylko do grubości stopów glinowych 225 mm.

Korzyści w wykrywaniu porowatości, oraz zanieczyszczeń umiejscowionych w odlewach, są bardzo znaczne; w odkuciach

prześwietlanie Roentgen'em nie daje już tych korzyści, gdyż przez przekuwanie, pory i zanieczyszczenia rozchodzą się na znacznej objętości odkucia.

Co do przenikliwości stopów glinowych i zdolności odbicia na błonie fotograficznej można podać następujące dane:

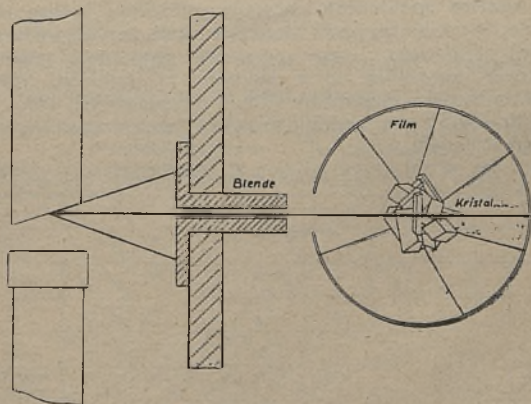
50 000 Volt	przenika	przez metal	grub.	25 mm;
90 000	"	"	"	100 mm;
130 000	"	"	"	150 mm;
180 000	"	"	"	300 mm;

Przenikliwość stali i innych metali zmienia się w stosunku odwrotnym do ich gęstości.

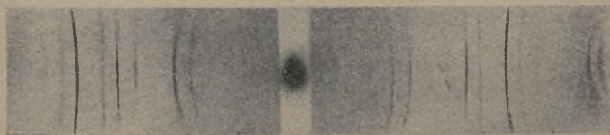
Metoda interferencji służy do ustalenia budowy krystalicznej siatki przestrzennej danego materiału.

Jeśli bowiem wąska wiązka rentgenowska zostanie skierowana na dany kryształ, to otrzymamy na kliszy szereg punktów

ułożonych zależnie od ugrupowania atomów, czyli zależnie od obróbki termicznej lub stopnia zgniotu i rekrytalizacji materiału. Prąd stosujemy w tym wypadku stały (wyrównany przez kondensatory prąd pulsujący) o napięciu do 50 kV. przy natężeniu zależnym od stopnia wytrzymałości lampy.



Rys. 20. Schemat działania lampy rentgen.



Rys. 21. Obraz prążków interf. (Metoda Deby' a).

Rys. 20 przedstawia schematycznie lampę rentgenowską, kierunek promieniowania, blendę i badane ciało krystaliczne w puszcze cylindrycznej, z przylegającym do wewnętrznej ścianki filmem (metoda Deby' a), na którym otrzymujemy pokazany na rys. 21 obraz.

Z równania Bragg'a mamy $2d \sin \varphi = n \lambda$ gdzie:

d — odległość międzyatomowa,

φ — kąt padania wiązki rentg.

λ — długość fali rentg.,

n — liczba całkowita (spółczynnik).

Analiza spektralna zastępuje jakościową analizę chem. i polega na ustalonym przez Moseley'a fakcie, że w miarę wzrostu ciężaru atomowego danego pierwiastka jego prążki charakterystyczne przesuwają się w kierunku fal krótkich. Stosując zatem tę metodę, otrzymamy widmo rentgenowskie, które nam pozwoli ustalić obecność pierwiastków, wchodzących w skład danego materiału.

S T A L.

STAL jest to stop żelaza i węgla
 STAL STOPOWA zawiera przytem składniki
 umyślnie dodane w celu zmiany własności fi-
 zycznych w pożądanym dla konsumenta kierunku.

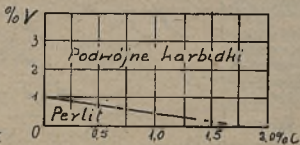
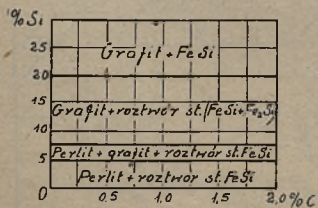
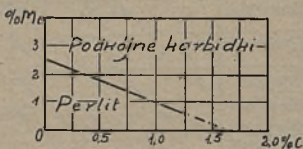
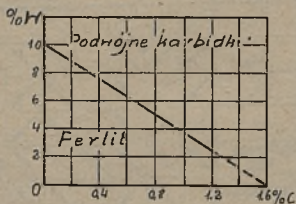
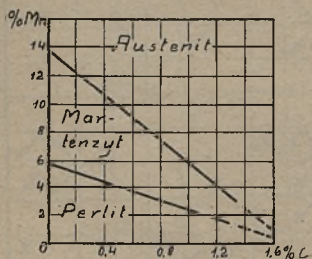
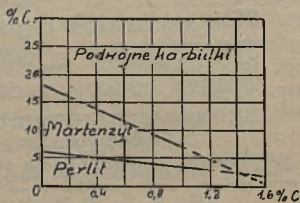
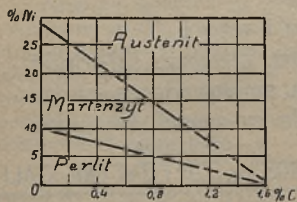
↗ - podwyższenie ↘ - obniżenie

WPŁYW SKŁADNIKÓW NA WŁASNOŚCI I CECHY FIZYCZNE STALI

	Mn	Ni	Cr	W	Va	Mo	Si	Co	Al	Cu	Zr	Ti		P	S
Ac ₁	↘	↘	↗		↗	↗	↗								
Ac ₃	↘	↘	↗		↗	↗	↘			↘					
Ar ₁	↘	↘	↗		↗	↘									
Ar ₃	↘	↘	↗		↗	↘				↘					
Wytrzyma- łość R	↗	↗	↗	↗	↗	↗	↗↘	↗						↗↘	↘
Przydłużenie		↗	↘		↗	↗	↘							↘	↘
Hardowność			↗	↗		↗	↘								
Obrabialność	↗↘	↘				↗			↘	↘	↗				↗
Twardość	↗		↗	↗		↗								↗	
Odporność na uderzenie	↘	↗	↘	↗	↗	↗	↘			↘				↘	↘
Odporność na zmęczenie		↗		↗										↘	↘
Odporność na korozję		↗	↗			↗	↗			↗				↘	↘
Hystereza magnetycz.			↗	↗		↗	↘	↗	↘						
Odpleniacze Odgazowyw.	↗				↗	↗	↗	↗	↗		↗	↗			
Skurcz	↗						↗		↗			↗			
Odsłar- czanie	↗										↗				

Wpływ składników na budowę stali

(w warunkach studzenia na powietrzu).



Klasyfikacja stali.

Podstawą klasyfikacji stali może być:

1. skład chemiczny,
2. cechy fizyczne (wytrzymałość, twardość i t. p.),
3. cena*).

Ponieważ cena zależy od konjunktury, a wytrzymałość może być dowolnie niemal zmieniana przez obróbkę termiczną, przyjmujemy tu za podstawę klasyfikacji stali jej **skład chemiczny** w/g uproszczonego i powszechnie przyjętego w amerykańskim przemyśle samochodowym systemu numeracji gatunków stali. System ten rozwinięty przez Fabrykę Samochodów.. „Ursus” przedstawia się, jak następuje:

Gatunek stali oznacza się numerem cztero-pięcio-lub sześć-cyfrowym.

Pierwsza cyfra wskazuje grupę stali.

Druga cyfra (lub dwie) wskazuje % dominującego składnika.

Ostatnie dwie (lub trzy) cyfry wskazują średnią zawartość węgla w punktach czyli w setnych procenta.

W magazynie cechuje się stale, zamalowując białą farbą koniec pręta na długości 100 mm. Na tem tle maluje się paski w odstępach 2 — 3 mm, przytem dla oznaczenia zawartości węgla używa się koloru czarnego i pasków szerokości

3 mm. dla każdej 0,1 % węgla
10 „ „ „ 0,5% „

Prócz tego dla stali stopowych maluje się paski podanego niżej koloru o szerokości

3 mm. dla każdego 1 % składnika głównego
10 „ „ „ 5% „ „

*) Klasyfikacja w/g hut, inicjałów lub nazw o charakterze reklamowym jak np. extra, prima, specjalna i t. p. jako nic nie mówiąca powinna być zwalczana.

I cyfra nu- meru	Gatunek stali	Kolor cechy
0	Stal węglowa, handlowa	czarne paski na nieb. tle
1	„ „ wyższ. gat.	„ „ na białem tle
2	„ „ niklowa	ditto plus kolor zielony
3	„ „ chrom. -nikl.	„ „ „ zgniły bronz
4	„ „ molibden.	„ „ „ fioletowy
5	„ „ chromowa	„ „ „ orange
6	„ „ chromo- wanadowa	„ stalowy (popiel. ciem.)
7	„ „ wolframowa	„ niebieski
8*)	„ „ aluminjowa do azotow.	„ srebrny
9	„ „ krzemo-man- ganowa	„ jasno-żółty
13	„ „ Mn 1—2‰	„ „ „ pas po- dłużny

Materiał termicznie ulepszony posiada jeszcze pasek czerwony szerokości 10 mm.

Materiał termicznie normalizowany posiada jeszcze pasek czerwony szerokości 3 mm.

*) Normy przyjęte w P. Z. „Skoda“ stosują cyfrę 8 dla oznaczenia stali krzemowo-manganowej (sprężynowej) zaś 9 dla stali do azotowania.

No my amerykańskie stosują cyfry podane w niniejszej tabeli.

Cechy oznaczające sposób obróbki stali przed oddaniem jej na warsztat mechaniczny.

Cecha	Nazwa	Struktura metalograficzna	Wyjaśnienia dodatkowe
C	ciągniona (kalibrowana)	w przekroju podłużnym — pasemk.	wymiary zewn. ściśle utrzym. w gran. tol.
W	walcowana	"	wyrobiona z bloku za pom. układu walców
K	kuta, prasowana	nierównomierne kryształy zdeformowane w kierunku zgniotu	wyr. na gorąco przez kucie pod młotem w matrycy, maszynie kowalskiej i t. p.
L	lana	dentrytyczna	odlew sur. (nie żarz.)
N	normalizowana	kryształy równom. Zanik pasemkowości i śladów przegrzania	równomiernie ogrz. powyżej A_{c_3} i studzona na powietrzu
Ż	żarzona	równom. bud. kryst. we wszystkich kier.	równomiernie ogrz. powyżej A_{c_3} i wolno studzona w piecu
CT WT	ciągniona walcowana	Zanik pasemkowości jednorodna budowa sorbistyczna	jak C, W, K, L lecz hartowana i odpuszczana do pożądanej twardości
KT	kuta		
LT	lana		
	fermicznie obrob. (ulepszona)		
CN WN	ciągniona walcowana	Zanik pasemkowości i śladów przegrzania, kryształy równomierne (drobne)	jak C, W, K, L lecz równomiernie ogrzana powyżej A_{c_3} i studzona na powietrzu
KN	kuta		
LN	lana		
	normalizowan.		
CŻ WŻ	ciągniona walcowana	równomierna budowa krystaliczna we wszystkich kierunkach	jak C, W, K, L lecz równomiernie ogrzana powyżej A_{c_3} i wolno studzona w piecu
KŻ	kuta		
LŻ	lana		
	żarzona		

Stal Nr.	Skład chemiczny						w/g norm PN	Odpowiedniki hut			
	C	Mn	Si	P	S	Baildon		Bismark	Böhler	Poldi	
0015	0,10-0,20	ca 0,6	ca 0,3	max 0,06	max 0,06	max 0,06		M-3			
0020	0,15-0,25	"	"	"	"	"		M-4			
0035	0,30-0,40	"	"	"	"	"					
1015	0,08-0,18	max 0,6	0,15-0,30	max 0,04	max 0,05	max 0,05	MW-8	TG-80	ES		W-8
1020	0,15-0,25	0,3-0,6	"	"	"	"		TG-9			W-7
1025	0,20-0,30	0,5-0,8	"	"	"	"		TG-8			W-7
1035	0,30-0,40	"	"	"	"	"		TG-7			W-6-W
1045	0,40-0,50	"	"	"	"	"		TG-6			W-6-H
1050	0,45-0,55	"	"	"	"	"		TG-6			W-5
1060	0,55-0,70	"	"	"	"	"	T-6; R-6 W-6	TG-5			
1080	0,70-0,90	"	"	"	"	"	T-5; R-5 W-5	TG-5			
1095	0,90-1,05	0,25-0,50	"	0,03	0,03	0,03	T-4; R-4 W-4	TB	Extra Zähhart		SR4
10110	1,05-1,15	0,25-0,60	"	"	"	"	T-3; R-3 W-3	W-4			4
10120	1,15-1,30	"	"	"	"	"	T-2; R-2 W-2	W-3			3
1112	0,08-0,16	0,6-0,8	"	0,08-0,13	0,075-0,15	0,075-0,15					
1120	0,15-0,25	0,6-0,9	"	max 0,06	"	"					
1315	0,10-0,20	0,9-1,8	max 0,30	" 0,01	max 0,05	max 0,05					
1335	0,30-0,40	"	"	"	"	"		M5; M6			
1360	0,50-0,70	"	"	"	"	"	WMA	M7	2M		T2 Extra
1380	0,70-0,90	1,5-2,5	"	max(0,025)	max 0,025	max 0,025			MST		Stabil

Stal Nr.	Skład chemiczny				w/g norm PN	Odpowiedniki hut			
	C	Mn	Ni	Cr		Buildon	Bismark	Böhler	Poldi
2015	0,08-0,18	0,3-0,6	0,4-0,6	—					
2115	"	"	1,25-1,75	—		Ni 1	ENA	Ty1W	
2215	"	"	2,25-2,75	—		Ni 2			
2315	"	"	3,25-3,75	—		Ni 3	3Nw	Ty3W	
2515	"	"	4,75-5,25	—		Ni 5	5Nm	Ty5W	
2280	0,25-0,35	0,5-0,8	2,0-3,0	—		NSVah	Ni		
2320	0,15-0,25	"	3,25-3,75	—		Ni 7h		Ty3M	
2380	0,25-0,35	"	"	—		Ni 5h		Ty3H	
2350	0,45-0,55	"	"	—		NC 10	ENA	BE	
3115	0,08-0,18	0,3-0,6	1,25-1,75	0,45-0,75		NC 12	3Nr		
3215	"	"	2,25-2,75	0,5-0,8		NC 15	ES Spezial	TEM	
3315	"	"	3,25-3,75	0,6-0,9		NC 2 BEU	PPA		
3415	"	"	3,75-4,5	1,25-1,75		NC 4	"		
3515	"	"	4,5-5,5	"		KB2 LDI			
3125	0,20-0,30	"	1,25-1,75	0,45-0,75		LB2	AS Auto Prima NC	BO3	
3135	0,30-0,40	0,5-0,8	"	"		LA5	WNC	BO4	
3230	0,25-0,35	"	2,0-3,0	0,5-0,8		PSTv	"		
3325	0,20-0,30	"	3,25-3,75	0,6-0,9		LD2	Auto Extra PA	CNL	
3335	0,30-0,40	"	"	"		LB5	Extra NC	CNSW	
3435	"	"	3,75-4,5	1,25-1,75		LD5 LD5v	ZNM		
3535	"	"	4,5-5,5	"		KB1 BST	Extra PA	CNL	

Uwaga. P = 0,04 max; S = 0,05 max.

M

Stal Nr.	Skład chemiczny					w/g norm PN	Odpowiedniki hut			
	C		W	V	Mo		Bailldon	Bismark	Böhler	Poldi
	Cr	—								
4135	0,3-0,4	0,8-1,1	—	—	0,15-0,25		CM		CM4	
5115	0,08-0,18	0,5-1,5	—	—	—	EK1	CE	ESC	Aquila	
5140	0,35-0,45	0,8-1,1	—	—	—	EK5	SV		Auto	
51100	0,95-1,10	1,0-1,5	—	—	—	RKW RKA, REK	KCH KCHL	KK	CRK CR RCR	
51200	1,5-2,0	1,0-1,5	—	—	—	WKB REKs	AGG		EK	
5950	0,45-0,60	8-15	—	0,0-0,5	—		AVK; M-13	701, KW60 KW10	AK6	
59200	1,5-2,0	9-14	—	—	—	V-471 KACw KACH	VK-13 VK-13 Spezial	Spezial K	2002	
6150	0,45-0,55	0,8-1,1	—	0,15-0,25	—		CV			
6180	0,75-0,85	0,8-1,1	—	0,15-0,25	—		SB1x	TW		
7190	0,85-0,95	—	0,75-1,25	—	—	SF9, WA7 TFA	SS1	SW; TW	SST	
7260	0,50-0,65	—	1,5-2,5	—	—	Z4	SL SLM	MY Extra KL	TenaxN " NB	

Stal Nr.	Skład chemiczny					w/g norm PN	Odpowiedniki hut			
	C	Cr	W	V	Mo		Baildon	Bismark	Böhler	Poldi
71120	1,05-1,30	—	0,75-1,25	—	—		SB1			
72120	"	—	1,5-2,5	—	—			TW	SPS	
7890	0,85-0,95	< 1,0	7-9	< 0,25	—	TFM TKF				
71025	0,20-0,30	2-3	9-12	0,0-0,25	—	KAWm				
71460	0,55-0,70	3,5-4,5	13-15	0,0-0,5	—	Jupiter S	UB	Super Rapid	000Extra	
71660	"	"	15-17	"	—	N	UD	"	Maxim.	
71870	0,65-0,75	"	17-19	0,5-1,25	—	—	UD Extra	Super Rapid Extra	Maxim. Special	
72080	0,75-0,85	"	19-22	0,5-2,0	—	MIRxx MIRx	USx USU	Extra214 " HV	" 30 i 55	
8220	0,15-0,25	1,0-1,5	Al = 1,0 — 1,5	0,15-0,25	—					
8235	0,30-0,40	"	"	0,15-0,25	—					
9140	0,35-0,45	0,0-1,0	Mn=0,6-0,9; Si=0,9-1,2		—		ECS	CS	T6H Extra	
9250	0,45-0,60	"	Mn=0,6-0,9; Si=1,8-2,2		—	SBM	MSF	2Si 2M	SC	

UWAGA. Odpowiedniki hut należy rozumieć jako tylko przybliżone, a przytem zmienne w czasie i w składzie.

Układ stali konstrukcyjnych wg. wymaga

A % l = 10 d	Ø odcis- ku d	6,2-5,4	5,8-5,0	5,4-4,75	5,2-4,6	4,9-4,4
		B	90-120	100-140	120-160	130-170
	R	35-45	40-50	45-55	50-60	55-65
min. 25		1015-Ż 1020-Ż	1315-Ż 2115-Ż 3115-Ż 5115-Ż	2215-Ż 3125-Ż	2315-Ż 3315-Ż	
20-25		0015-Ż	1025-Ż	1015-C,W,K 1315-C,W,K	2115-C,W,K 2230-Ż 2320-Ż 3115-C,W,K 5115-C,W,K	3135-Ż 3230-Ż 3325-Ż 4135-Ż
15-20			1112-C,W,K	1020-C,W,K 1035-Ż	1015-T 1335-Ż	2215-C,W,K 2330-Ż 3125-C,W,K 3215-C,W,K
10-15			0020-Ż	1120-C,W,K 0015-C,W,K	0035-Ż 1025-C,W,K 1020-T	1035-C;W,K 1045-Ż 1335-C,W,K
5-10					0020-C,W,K	0035-C,W,K

U w a g a: Wymagania mogą być znacznie podwyższone (przynaj Wówczas oczywiście materiałów termicznie obrabianych na wyrób tego lowem jest normalizować termicznie (po zgrubnej obróbce mech).

nych R_r i A% (do obróbki mechanicznej).

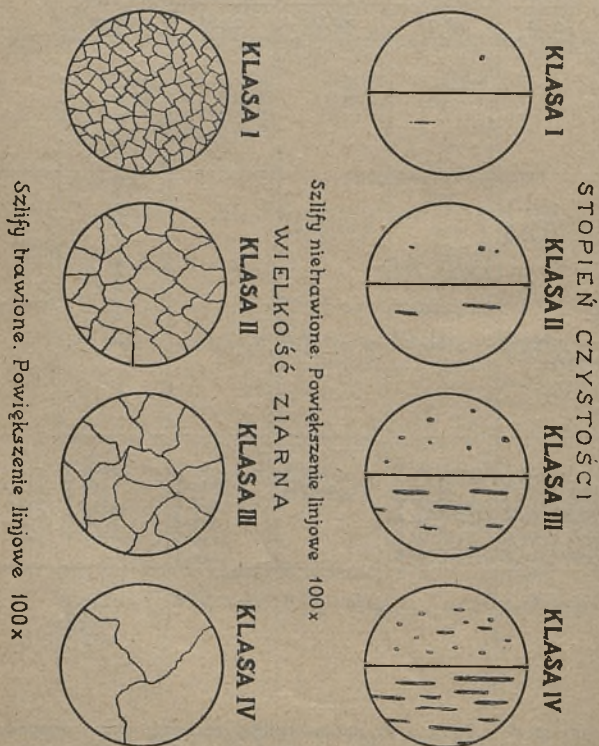
4,7-4,2	4,55-4,15	4,35-3,95	4,20-3,80	4,05-3,7	
165-205	175-220	190-235	205-255	220-270	
60-70	65-75	70-80	75-85	80-90	
				granica obrabialności ↓	
2115-T 2515-Z 3415-Z					
2215-T 3315-C,W,T	3335-Z	3515-Z 2715-Z			
1025-T 2230-C,W,K 2315-C,W,K 2320-C,W,K 4135-C,W,K 5140-C,W,K	2330-C,W,K 2350-Z 3135-C,W,K 3230-C,W,K 3325-C,W,K 3415-C,W,K	2315-T 9140-Z	1035-T 3125-T 3315-T 3535-Z 4135-T 5140-T	2230-T 2330-T 2350-T 3230-T 3325-T	3335-T 3415-T 3435-T 3515-T 3535-T
1045-C,W,K		2350-C,W,K	3335-C,W,K	1045-T 1335-T 3135-T	

mniej co do „ R_r ”), o ile można obrabiać termicznie gotowy przedmiot. przedmiotu, wydawać nie należy, natomiast dla uniknięcia odkształceń, ce-

M

Klasyfikacja stali w/g czystości i wielkości ziarna.

Klasa I — dobra; klasa II — dostateczna; klasa III — niedostateczna (dopuszczalna w wyjątkowych wypadkach); klasa IV — zła.



Schemat odpowiada pow. linj. 100 x.

Klasyfikacja stali narzędziowych.

Grupa I stale narzędziowe węglowe (Nr. Nr. 1060 do 10150).

Grupa II stale narzędziowe stopowe (Nr. Nr. 1380, 51100, 51200, 5950, 59200, 6180 i wszystkie stale na Nr. 7 oprócz grupy III).

Grupa III stale szybko tnące (71460, 71660, 71870 i 72080).

Grupa I — wymaganie główne — czystość $P < 0,03$; $S < 0,03$; $P + S < 0,05$.

(Kruchość i stopień zanieczyszczenia wzrasta wraz z zawartością „C”, przeto stale narzędziowe byłyby po zahartowaniu bardzo kruche gdyby nie były czyste).

Wymagania wtórne — 1) jednorodność budowy osiągnięta przez należyte wyżarzenie z uniknięciem powierzchniowego odwęglenia. Bardzo cenną budową jest tu perlit ziarnisty (patrz rys. 5). 2) Droбноziarnistość osiągnięta przez należyty stopień przekucia.

Badanie metalograficzne stali wyżarzonej winno wykazać:

- a) czystość klasy I.
- b) jednorodną budowę perlityczną na całym przekroju,
- c) brak warstwy odwęglonej na obrzeżu,
- d) zanik uwarstwień w przekroju podłużnym.
- e) wolny cementyt w formie ziarnistej lub o wielkości ziarna najwyższej klasy II.

Grupa II — wymagania jak w grupie I oraz dokładne sprawdzenie zawartości dodatku stopowego, za który płaci się zwiększoną cenę.

Uwaga. Stale o większej zawartości składnika stopowego posiadają w stanie wyżarzonej budowę sorbityczną, martenzytyczną a nawet austenityczną w zależności od zawartości składnika.

Grupa III, — wymagania jak w klasie I i II.

Wobec zachowywanej zwykle dużej czystości w stalach tej klasy, wymaganiem głównym staje się stopień przekucia.

Badanie metalograficzne winno tu wykazać brak uwarstwień podwójnych karbidów w przekroju podłużnym.

Stale konstrukcyjne

Do cementowania		Do azotowania		Łatwo obrabialne (free cutting) na śruby		Do ulepszenia		Sprężynowe		Odporne na ścieralność		Zaworowe	
hartowane w		olej		olej		olej		olej		olej		olej	
woda	olej	olej	powietrze	olej	powietrze	olej	powietrze	olej	powietrze	olej	powietrze	włokowe	wyłokowe
0015	2315	2715	8220	1112	0020	2230	0035	1335	3435	1095	1050	3415	5950
1015	2515	3515	8235	1120	1020	2320	1035	3135	3535	9140	2350		59200
1315	3215				1025	2330	1045	3335		9250			71660
2115	3315					3125		4135					
3115	3415					3220		5140					
2115	5115					3325							

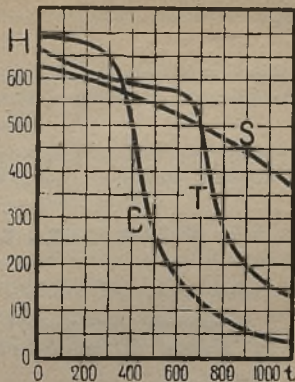
- U w a g i: 1. Materiały idące do obróbki mechanicznej w stanie termicznie ulepszonym, nie mogą przekraczać granicy obrabialności $R_r = 90$; $B = 270$;
 2. Półfabrykaty podlegające obróbce termicznej w stanie prawie wykonanym, winny być normalizowane termicznie po wykonaniu zgrubnej obróbki mechanicznej.

Stale narzędziowe

Skrawanie stali $R_r = 50-60$ Przy szybkościach		Wiercenie	Przeciąganie	Gwintowanie	Kalibrowanie	Udarność	Matryce		Oprawki igłownicze	Szczęki	Tulejki wiertnicze
$v \leq 12$ m/min	$v = 12-30$						na zimno	na gorąco			
10110	71660	10120	1380	7190	51100	1060	1060	1060	1035	1080	1095
10120	71870	71460	6180	7260	51200	1080	1080	1080	1045	10120	1095
7190	72080	71660	59200	72120	8235	6180	6180	6180	1050	7190	7190
71120	Cobaltowa	71870	7190	8220		7190	7190	7190	1060		
72120	Stellit	Cobaltowa	7890			7260					

- U w a g a: 1. Przed hartowaniem oszlifować narzędzie jaknajdalej, i słabym wiązaniu,
 2. Po hartowaniu szlifować tarczami o grubym ziarnie,
 3. Szlifowanie na mokro jest korzystniejsze tylko wtedy, jeśli jest pewność, że dociskanie będzie lekkie.

Z rysunku 21 widać, „że do 350⁰ najtwardsza jest stal węglista, następnie, do do 700⁰, stal szybko tnąca i dopiero przy wyższych temperaturach stellit. Wybór najlepszego w danych warunkach materiału narzędziowego zależy więc jest od maksymalnej temperatury, do której może się ogrzać ostrze pracującego narzędzia”. (prof. Dr W. Broniewski).



Rys. 21. Zależność, według Robina, twardości od temperatury dla narzędzi ze stali węglistej (C), stali szybko tnącej (T) i stelli (S).

Klasyfikacja stali w/g iskier przy szlifowaniu.

Żelazo i stal miękka	długie smugi prawie bez gwiazdek	jasno-żółty
Stal węglowa	długie smugi ze wzrastającą wraz ze wzrostem zawartości węgla ilością gwiazdek	"
Stal o zwiększonej zawartości Mn.	ditto gwiazdki wieloramiennie	"
Stal narzędziowa z niewielką domieszką wolframu	krótsze smugi z małymi gwiazdkami	czerwono-nawy
Stal szybko tnąca	krótkie smugi prawie bez gwiazdek	"

OBRÓBKA TERMICZNA.

Podstawą obróbki termicznej jest wyzyskanie:

1. przemian allotropowych i
2. zmiany (z temperaturą) granicy roztworów stałych.

Definicje.

Hartowanie jest to zagrzenie do temperatury powyżej punktu przemiany i szybkie ostudzenie w odpowiednim ośrodku celem zachowania budowy odpowiadającej temperaturze grzania.

Odpuszczanie jest to ogrzewanie przedmiotu hartowanego poniżej punktu przemiany w celu otrzymania stadjum przejściowego od hartowania do wyżarzenia.

Ulepszenie (uszlachetnienie) jest to zahartowanie i odpuszczenie.

Sezonowanie jest to utrzymywanie w takiej temperaturze która doprowadza do stanu względnej równowagi.

Wyżarzanie jest to grzanie do temperatury takiej i tak powolne ostudzenie w piecu, aby ujednostajnić budowę, usunąć naprężenia, regenerować po zgnioście, albo przegrzaniu.

Normalizowanie jest to grzanie powyżej punktu przemiany i studzenie na powietrzu, celem „przekryształowania” tworzywa.

Uwaga. Na wielkość ziarna wpływa decydująco czas grzania powyżej A_{c_2} i szybkość przejścia przez zakres temperatur krytycznych. Studzenie na powietrzu przedmiotów o dużym przekroju może dać nadmierny rozrost kryształów naodwrot zaś, przedmioty drobne szczególnie ze stali stopowych mogą ulecz częściowemu zahartowaniu.

Cementowanie jest to powierzchniowe nasycanie metalu składnikiem obcym.

Owęglenie jest to cementowanie węglem stali miękkiej, celem otrzymania twardej skorupy zewnętrznej przy stosunkowo miękkim i ciągliwym rdzeniu.

Azotowanie jest to cementowanie azotem otrzymywanym jak dotąd z rozkładu amoniaku pod wpływem temperatury, (stosuje się dotąd jedynie do stali specjalnych).

Modyfikacja jest to przekształcenie składnika grubokrystalicznego na rozsiew drobnokrystaliczny w masie drugiego składnika, np. modyfikacja stopów Al-Si.

Punkty przelomowe albo krytyczne (termiczne) są to załamania i przystanki na krzywych ogrzewania (A_c) i stygnięcia (A_r).

Dla stali (w zakresie temp. do max. 1140°)

A_{c1} — pierwsze załamanie na krzywej ogrzewania	poła perlitu przechodzą w austenit
A_{c3} — ostatnie „ „ „ „	Reszta ferrytu (cementytu) przechodzi do roztworu
A_{r3} — pierwsze „ „ „ stygnięcia	Zjawienie się siatki kryst. ferrytu (cementytu) w masie austenitu
A_{r1} — ostatnie „ „ „ „	ostateczny rozkład austenitu na ferryt (cementyt) i perlit

Nazwa procesu	Operacja w danym procesie	Piec użyty	Kategoria płacy	U W A G I
Utwardzić	Owęglić hartować I (hartować II) odpuścić	$\left\{ \begin{array}{l} P - 900^{\circ} \\ P - 900^{\circ} \\ P - 900^{\circ} \\ P - 600^{\circ} \\ (P - 200^{\circ}) \end{array} \right.$	24	Hartowanie II stosować tylko dla stali 0015 i 1015
Ulepszyć	Hartować odpuścić	$\left\{ \begin{array}{l} P - 1300^{\circ} \\ P - 900^{\circ} \\ P - 800^{\circ} \\ P - 600^{\circ} \\ P - 200^{\circ} \end{array} \right.$	20	P — 1300° tylko dla stali szybkotnących P — 800° tylko dla narzędzi
Normalizować	Grzać powyżej A_{c_1} aż do ujednostajnienia budowy wewnętrzz. Studzić na wolnym powietrzu	P — 900°	16	Najlepiej po wykonaniu zgrubnej obróbki mechanicznej
Żarzyć	Grzać w piecu powyłej A_{c_1} celem usunięcia naprężeń Studzić w piecu	$\left. \begin{array}{l} P - 900^{\circ} \\ P - 900^{\circ} \end{array} \right\}$	16	
Oczyszczyć	Trawić w kwasie Oblmyć Opłaskować	$\left. \begin{array}{l} U C \\ U 192 \end{array} \right\}$	$\left. \begin{array}{l} 10 \\ 12 \end{array} \right\}$	Tylko odlewy i odkucia

Zakresy temperatur O. T.
na tle wykresu Fe — Fe₃C (dla stali).

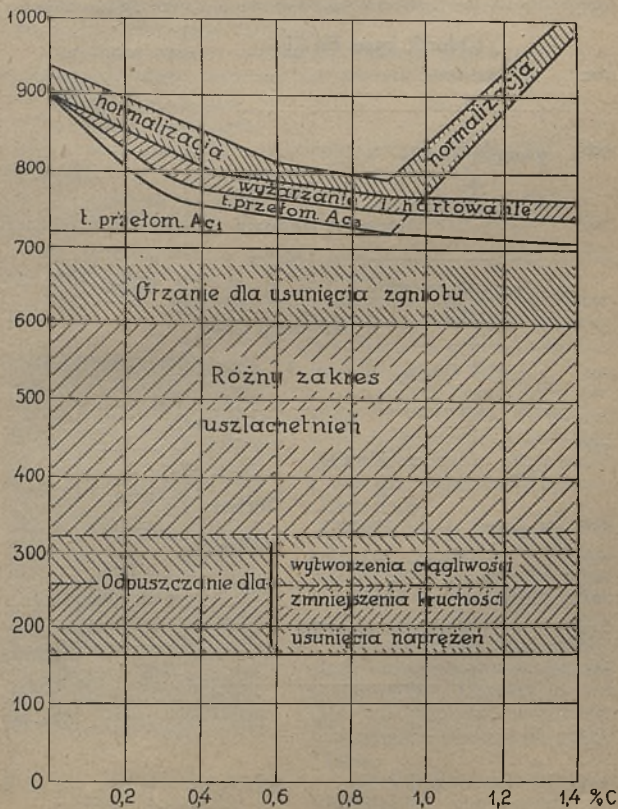


Tabela kąpielei do grzania

°C	S o l e		Metale	Oleje
1000	Chlorek baru $BaCl_2$			
900	3 części $BaCl_2$	Dürferrit glühsalz Nr. 1 + 10—20% C—3	Ołów	
800	+ 2 części KCl			
700	po 1 części NaCl, KCl i $BaCl_2$			
600	+ 2 części $CaCl_2$			
500	piec	1 cz. KNO_3	2 cz. ołowiu + 2 cz. cyny	
400	„Homo“	+ 1 cz. $NaNO_3$ (można również użyć $KNO_2 + NaNO_2$)		Dürferrit glühsalz Nr. 0
300				
200				Polmin Cyl. Z—29
100				
0				

Hartowanie. W chwili, gdy stal przeszła przez zakres temperatur krytycznych ziarno jej jest wówczas najmniejsze. Natychmiastowe hartowanie zatrzymuje to drobne ziarno, zaś dalsze ogrzewanie powoduje silny wzrost ziarna.

Np. noże, frezy i gwintowniki narażone są na siły tnące i tu drobne ziarno jest konieczne.

Natomiast matryce wymagają większej głębokości hartowania do czego konieczna jest wyższa temperatura.

Należy kontrolować:

1. punkt hartowania,
2. równomierność i szybkość grzania szczególnie stali wysokowęglowych i szybko tnących (podgrzewać) i
3. szybkość studzenia.

Sposoby kontrolowania punktu hartowania:

a) oznaczanie p. przemiany stali i pomiar ustalonej według tego temperatury grzania do hartowania.

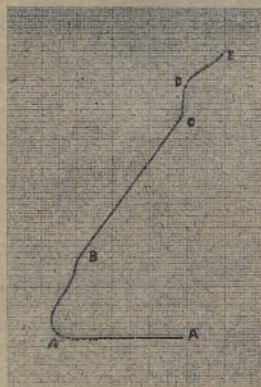
b) metoda dilatometryczna (piec Rockwella), wskazująca skurcz, odpowiadający przemianie allotropowej i odpowiadającą jej temperaturę pieca.

c) metoda magnetyczna (piec Wild — Barfielda), wskazująca zanik magnetyzmu, odpowiadającego przemianie allotropowej i również temperaturę pieca w chwili owej.

d) metoda różnicowa (piec „Hump” — Leeds & Northrup), wskazująca zmianę temperatury grzanego przedmiotu w stosunku do temperatury pieca.

Zimny przedmiot wkłada się do uprzednio podgrzanego do t. 750⁰ pieca. Odcinek A — A (rys. 22) zaznacza znaczną różnicę między temperaturą próbki i pieca.

Od A do B temperatury pieca i przedmiotu wyrównują się.



Rys. 22. Krzywa różnicowa (metoda „Hump”).

W p. B włączamy piec. Od B do C grzanie. W p. C początek przemiany allotropowej charakteryzuje się załamaniem.

W p. D koniec przemiany i ponowne wyrównywanie się temperatur przedmiotu i pieca, aż do punktu hartowania E.

Uwagi o hartowaniu (wg French'a).

1. Szybkość stygnięcia przy 720° (V_{720}) jest najważniejszym czynnikiem, określającym „zahartowanie“ stali.

Wzór empiryczny

$$V_{720} = \left(\frac{S}{W} \right)^n \cdot C;$$

gdzie:

$V^{\circ}/\text{sec.}$ = szybkość stygnięcia przy 720°

$S \text{ cm}^2$ = powierzchnia przedm. hart. przy temp. hart. 875°

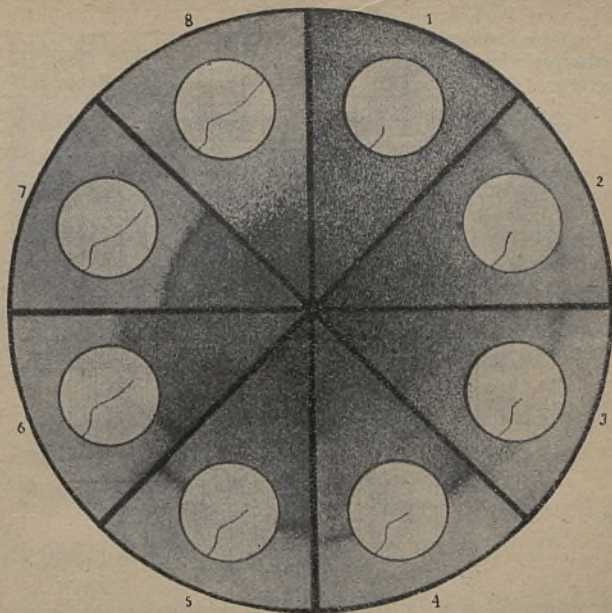
$W \text{ cm}^3$ = objętość przedmiotu hart. n i C — stałe

ciecz chłodząca	wartości	
	n	C
5% Na OH	1,84	21,45
woda	1,75	20,13
olej	1,40	11,51
powietrze	1,15	0,91

$\frac{S}{W}$ = współczynnik powierzchniowy

np. kula o średnicy 2 cm.

$$\frac{S}{W} = 3; \quad V = 138^{\circ}/\text{sec.}$$



Rys. 23. Zależność głębokości hartowania od stopnia przegrzania powyżej zakresu krytycznego. Mikrografja i odpowiada przedwczesnemu zahartowaniu (załamanie zaledwie się zaczęło). Budowa pozostaje bez zmian.

Mikrografja 2/8 wskazuje wzrost białego pola martenzytu w miarę odsuwania p. hartowania.

Uwaga. Twardość powierzchniowa nie jest dostatecznym wskaźnikiem głębokości hartowania.

M

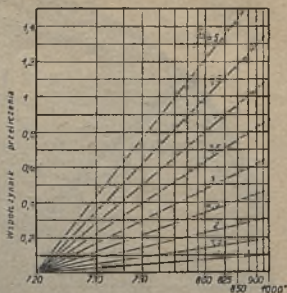
2. Wpływ temperatury hartowania na V_{720} . Jeśli znamy V_{720} przy hartowaniu od temp. t_1 możemy obliczyć V_{720} przy hartowaniu od każdej innej temperatury.

Wzór

$$V_{720/t_2} = V_{720/t_1} \times \frac{a_2}{a_1}$$

gdzie a_1 i a_2 są to współczynniki przeliczenia np. pręt o średnicy 1,1 cm. i długości 5 cm.

$$\left(\frac{S}{W} = 4 \right)$$



Rys. 24. Wykres współczynników przeliczenia.

Niech $t_1 = 900$; $V_{720/t_1} = 76^0/\text{sec.}$ z wykresu dla:

$$\frac{S}{W} = 4 \text{ i } t_1 = 900; \quad a_1 = 1,03$$

dla:

$$\frac{S}{W} = 4 \text{ i } t_2 = 760; \quad a_2 = 0,57$$

$$V_{720/900} = 76 \frac{0,57}{1,03} = 42^0/\text{sec.}$$

- U w a g a:
- Rodzaj stali nie ma zasadniczego wpływu
 - Wzór nadaje się do kul o średnicy < 250 mm. do prętów i do płyt niezbyt grubych.

3. Czas studzenia

$$T - x = y \left(\frac{W}{S} \right)^n$$

Tabela wartości „y“

Zakres studzenia w %/° temp. hartowania	97,2	91,4	80	68,6	57,2	45,7	34,3	28,6	22,9
W wodzie	2,11	5,99	12	17,39	23,28	29,72	38,4	43,2	51,7
„ oliwie	2,84	7,34	17,38	25,57	42,45	66,35	110,8	151,3	—
„ powietrzu	9,04	62,5	188,8	368	606	921	1347	1607	2050

T — czas studzenia od t_1 do t_2 w sec.

x — opóźnienie w sec. jest to czas początkowego spadku temp. ($z^0/0$ zakresu hartowania).

y — stała czasu (z tabeli).

$\left(\frac{S}{W}\right)$ — spółczynnik powierzchniowy.

n = jak w § 1,

np. dla

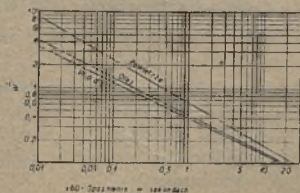
$\frac{S}{W} = 1$ hart. w wodzie przy 875^0 czas stygnięcia do

500^0 ($57,2^0/0$ od 875) wyniesie $T = 4,9$ sec. ,

gdź $x = 8,14 \times 60 = 8,4$ sec. (z wykresu),

$y = 23,28$ (z tabeli).

4. Czynniki wpływające na szybkość stygnięcia i równomierność hartowania stali:



Rys. 25. Wykres wartości „y“.

- a) rozpraszalność — przewodność cieplna dzielona przez iloczyn ciepła wł. i gęstości,
- b) zendra hamuje szybkość odprowadzania ciepła i powoduje lokalne różnice twardości,
- c) chropowatość powierzchni zwalnia stygnięcie,
- d) powietrze i CO_2 rozpuszczone w wodzie zmniejszają szybkość i wybitnie zwiększają nierównomierność hartowania,
- e) ruch cieczy chłodzącej,
- f) podgrzanie wody od 60 do 99⁰ silnie obniża szybkość hartowania, podgrzanie oleju do 100⁰ nieco podwyższa szybkość hartow. (należy unikać podgrzewania cieczy chłodz. do temperatury jej wrzenia).

5. Ciecze do hartowania w kolejności szybkości studzenia.

- | | |
|------------------------------------|-------------------------------------------------|
| 1) woda wrząca | 7) woda przy 0 — 30 ⁰ |
| 2) „ przy 80 ⁰ | 8) H_2SO_4 — 10 do 20%-owy |
| 3) olej lniany rzepakowy, nafta | 9) HCl — 10%-owy |
| 4) woda przy 60 ⁰ | 10) Na_2CO_3 — 10%-owy |
| 5) H_2SO_4 95%-owy | 11) NaCl lub CaCl_2 — 10%-owy |
| 6) woda przy 40 ⁰ | 12) NaOH — 5%-owy |

To ostatnie może być podgrzane do 80⁰ prawie bez zmiany szybkości studzenia. Przygotowywać należy co tydzień, gdyż przechodzi w Na_2CO_3 .

Przyczyny wad hartowania.

Główne przyczyny odkształceń i krzywienia się w hartowaniu:

- a) wadliwa konstrukcja.
- b) nieodpowiedni materiał,
- c) naprężenia wewnętrzne od kucia, walcowania, skrawania i wszelkiej innej formy zgniotu,
- d) nierównomierne i zbyt szybkie grzanie,
- e) niewłaściwe położenie przedmiotu podczas grzania,
- f) niewłaściwe położenie przedmiotu podczas chłodzenia,
- g) nierównomierne i zbyt szybkie odpuszczanie.

Główne przyczyny miękkich plam w hartowaniu:

- a) nadmierne odwęglenie powierzchni
- b) nie usunięta zendra z przedmiotu, pieca lub skrzynki,
- c) nieodpowiednio grzany spód pieca,
- d) niewłaściwe mieszanie cieczy chłodzącej,
- e) rozpuszczone powietrze w świeżej wodzie chłodzącej,
- f) wilgoć powietrza (w wypadku studzenia w strumieniu sprężonego powietrza),
- g) zgęstniały i pełen brudnego osadu olej na dnie zbiornika.

Sposoby zaradzenia.

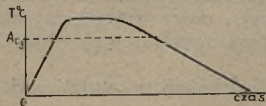
- Otoczać azbestem nagle zmniejszenia przekrojów.
 - Wyżarzać i normalizować najlepiej po zgrubnej obróbce mechanicznej.
 - Ładować do pieca przy temperaturze niższej, grzać wraz z piecem nieco wyżej. Wyjąć do hartowania przy opadającej temperaturze.
 - Walki grzać i hartować pionowo. Tarcze pierścienie i t. p. hartować w uchwytych, przyrządach, ewentualnie maszynach hartowniczych.
 - Odpuszczać w soli, ołowiu, oleju lub w piecach z forsowanym obiegiem gorącego powietrza (Homo).
- Grzać w skrynkach z podsypką węgla drzewnego, ewentualnie pokrywać przedmiot warstwą ochronną, pasty, glinki, miedzi i t. d.
 - Oczyszczać przed grzaniem: przedmioty, piec, skryнки i t. d.
 - Zapewnić przepływ (obieg) cieczy chłodzącej z wanny do „zasobnika zimna”.
 - W razie zmiany wody usunąć z niej powietrze przez wygotowanie.
 - Filtrować kąpiele chłodzące (powietrze, olej, wodę i inne).

Odpuszczanie. Wszystkie zahartowane przedmioty winny być z reguły odpuszczane. Dotyczy to również przedmiotów cementowanych, dla których jednak temperatura odpuszczania nie może przekroczyć 200) bez szkody dla ich powierzchniowej twardości.

Kruchość odpuszczania (choroba Kruppa) jest to do tychczas niewyjaśniony ujemny wpływ pewnych temperatur odpuszczania.

Sposoby zapobiegania kruchości odpuszczania:

- unikanie niebezpiecznych temperatur, 300⁰ — 400⁰ dla stali chromoniklowych 3315 — 3535 przytem C i Mn podwyższają tę temperaturę,
- studzenie w wodzie lub w oleju po odpuszczeniu,
- dodatek Mo w stali.



Rys. 26. Wykres grzania i hartowania przy wyżarzaniu.

Wyżarzanie. W fabrykach samochodowych mało się robi wyżarzania.

Jeśli zachodzi potrzeba, a szczególnie dla stali narzędziowych wszystkich grup, należy przedmiot chronić przed odwęgleniem (np. zastryknięcia w zamkniętych skrynkach).

Normalizowanie polega na przekształceniu stali. Należy przeto zagrzać powyżej A_{c3} , potrzymać w tej temperaturze tak długo, aby całość przeszła do roztworu stałego, szybko obniżyć do temperatury A_{r1} , wolno przejść przez zakres krytyczny, aby dać możliwość utworzenia się perlitu lamelarnego, poczem ostudzić na wolnym powietrzu.

Jest to szczególnie ważne dla stali stopowych, gdzie normalizowanie może spowodować częściowe zahartowanie a nie przekształcenie tworzywa.

Owęglenie jest to wielogodzinny proces w temperaturze sprzyjającej nadmiernemu rozrostowi ziarn. Oprócz temperatury na rozrost ziarn wpływa zawartość C, Mn, i P.

Stale do owęglania winny przeto zawierać max. 0,2% C; max. 0,6% Mn i max. 0,045% P. Do owęglania potrzebujemy piec, groszek i skrzynki,

Groszek składa się z osnowy i wzmacniacza. Osnową groszku jest węgiel drzewny (dębowy, orzechowy lub brzoźowy, a w żadnym razie nie sosnowy) i koks hutniczy. Wielkość ziarna 4 do 10 mm.

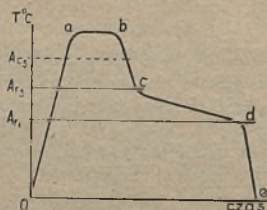
Wzmacniaczem służyć mogą odpadki skóry, rogu i t. p. lub węglany potasu, sodu i baru.

Przygotowanie groszku polega na dokładnym zmieszaniu osnowy ze wzmacniaczem. Może to być zmieszanie czysto mechaniczne, zlepianie lub impregnowanie.

Warunki intensywnego owęglania: (wielka twardość powierzchniowa, mały nacisk w pracy), nowy groszek z 30% wzmacniacza organicznego, temperatura owęglania 920 — 940°. Czas 3 — 6 godz.

Wyniki: wolny cementyt, nagłe przejście od warstwy od rdzenia, twardość $R_c > 60$.

Warunki normalnego cementowania: (duża twardość powierzchniowa, wielki nacisk, duża odporność na zużycie),



Rys. 27. Wykres grzania i stygnięcia przy normalizowaniu.

nowy groszek ze wzmacniaczem 5% węgla potasu i 5% węgla sodu, zmieszany pół na pół ze starym raz używanym i dobrze odsianym groszkiem, Temperatura 880 — 900°. Czas 6 — 10 godz.

Wyniki: niema wolnego cementytu, przejście łagodne do rdzenia. Twardość Rc = 56 — 60.

Przyczyny miękkich plam w owężlaniu.

1. Nieoczyszczenie powierzchni przedmiotu.,
2. Chlor we wzmacniaczu,
3. „abnormalna” stal,
4. niewłaściwe hartowanie.

Sposoby zaradzenia:

1. opiaskować przedmioty zardzewiałe,
2. kupować chemicznie czyste węglany,
3. Stosować próbę Ehn'a i abnormalną stal użyć do innych celów, a nie do owężlania.

Warunki próby Ehn'a:

a) owęglić 8 godz. w nowym groszku przy temp. 920° tak aby umyślnie spowodować powstanie siatki wolnego cementytu,

b) badać próbki trawione w ciągu 20 sec. 5%-wym roztw. alk. HNO₃,

c) siatka cementytu winna być conajmniej 3-ej klasy wielkości ziarna,

d) Zarysy kryształów cementytu i ferrytu winny być wyraźne, wewnątrz ciemne bez białych niewyraźnych plam.

4. hartować można wprost ze skrzynek (przedmioty mniej odpowiedzialne) lub po ostudzeniu w skrzynkach, stal 3315 1 raz w oleju przy temp. 780°, stal 1015 — 2 razy w wodzie przy temp. 880° „na rdzeń” i przy temp. 780° „na warstwę”.

Skrzynki do owężlania.

Materiały:

1. blacha 1015 — 1020 spawane wytrzymują 50 godz.
- „ „ „ „ aluminjowana 150 „
2. blacha „Armco” spawana elektrodą Armco — 120 „
- „ „ „ „ aluminjowana — 300 „
3. stopy specjalne wytrzymujące ponad 1000 godz. np. Cronite, Nichrom i t. p.

Wymiary skrzynek zależą od wymiarów pieca i przedmiotów. Najmniejszy dogodny do wyjmowania wymiar jest $300 \times 200 \times 200$. Największy ze względu na równomierność grzania wewnątrz $500 \times 500 \times 500$.

Odstęp między skrzynkami w piecu winien być min. 50 mm. Odstępy między przedmiotami wewnątrz skrzynki i od ścianki 20 — 50 mm.

Doraźna próba mocy starego groszku: odważyć kilka gramów starego odsianego już groszku, zanurzyć do odważonej ilości 20%-ego H_2SO_4 . Po ulotnieniu się CO_2 zważyć ponownie. Obliczyć ile było CO_2 i stąd wnioskować o mocy starego groszku.

O. T. Nr. 1.

Stal Nr.	Normalizowanie °C	Cementowanie °C	Hartowanie	Odpuszczanie °C
0015 } 1015 }	900	900	ze skrzynki do wody	200
2115 } 3115 } 5115 }	900 800	890	„ „ „ wody oleju oleju	200
2215 } 3215 }	900 860	880	„ „ „ ole u	200

Dla części mniej ważnych, jeśli nie zależy na ciągliwości rdzenia i uniknięciu odkształceń

O. T. Nr. 2.

Stal Nr.	Normalizować °C	Cementować °C	Hartować I ze skrzynki	Hartować II		Odpuścić °C
				t °C	ośrodek	
0015 } 1015 }	900	900	do wody	780	woda	200
2115 } 1115 } 5115 }	900 880	890	„ wody „ oleju „ oleju	780	„	200
2215 } 3225 }	900 860	880	„ oleju	770	olej	200
2315 } 3315 }	900 840	870	„ oleju	760	„	200

Jeśli potrzeba max. twardość powierzchni a odkształcenia są dopuszczalne

O. T. Nr. 3.

Stal Nr.	Normalizować °C	Cementować °C	Hartować ze skrzyki	Hartowanie II		Hartowanie III		Odpuszczanie
				°C	ośrodek	°C	ośrodek	
0015 \	900	900	w wodzie	900	woda	780	woda	200
1015 /								
2115 \	900	890	w wodzie	890	woda	780	woda	200
3115 \								
5115 /	880		w oleju		olej		olej	
2215 \	900	880	w oleju	860	olej	770	olej	200
3215 /	860							
2315 \	900	870	w oleju	820	olej	760	olej	200
3315 /	840							

Jeśli zależy na otrzymaniu maxym. własności fizycznych warstwy i rdzenia a odkształcenia są dopuszczalne.

O. T. Nr. 4.

Stal Nr.	Normaliz. °C	Cement. °C	Studzenie	Hartowanie I		Odpuszczanie
				°C	ośrodek	
0015 \	900	900	w skrzynkach	780	woda	200
1015 /						
1315 \	900	890	" "	780	woda	200
2115 \						
3115 \	880				olej	
5115 /						
2215 \	900	880	" "	770	olej	200
5215 /	860					
2315 \	900	870	" "	760	olej	200
3315 /	840					
3415 \	900	860	" "	760	olej	250
	800					
2515 \	900	860	" "	750	olej	300
3515 /	760					
2715 \	wyżarzanie	860	" "	750	powietrze	—

Jeśli odkształcenia są niedopuszczalne

Metody ulepszeń stali

Stal Nr.	Norma- lizow. °C	Hartowanie		Stal Nr.	Norma- lizow. °C	Hartowanie	
		°C	ośrodek			°C	ośrodek
0020	920	880	woda	3515	929/800	850/800	olej
0035	900	840	„	3125	920/860	820/800	„
1020	920	880	„	3135	900/840	820/800	„
1025	920	870	„	3230	909/820	820/780	„
1035	900	840	„	3325	900/820	820/780	„
1045	875	820	„	3335	900/780	800/760	„
1050	875	820	„	3435	900/740	800	powie- trze
1060	850	810	„	3535	900/700	800	„
1080	820	800	„	4135	900	830	olej
1095	820	780	woda lub olej	5140	875	820	„
10110	900	780	olej	51100	900	800	„
10120	950	780	„	51200	—	800	„
1335	900/820	820/800	„	6150	875	820	„
1360	900/820	820/780	„	6180	820	800	„
1380	900/780	820/780	„	7190	820	800	„
2230	860/800	820/780	„	7260	850	820	„
2320	920/800	820/780	„	72120	950/900	780	„
2350	840/780	820/760	„	9140	875/820	840/820	„
3315	900/820	840/820	„	9250	900/800	800/760	„
3415	900/800	830/800	„				

Uwaga. Pierwsza liczba oznacza temperaturę zagrzania. Po dojściu całego przedmiotu do tej temperatury należy szybko ochłodzić wraz z piecem do temperatury wskazanej drugą liczbą. Potrzywać aż do ponownego wyrównania temp. Późem studzić na powietrzu lub hartować.

O. T. Nr. 5

Stal Nr.	Normal. °C	Cement. °C	Studzić	Hartow. I		Hartow. II		Odpu- szczenie
				°C	ośrodek	°C	ośrodek	
0015 \	900	900	w skrzyń- kach	900	woda	780	woda	200
1015 /								
1315 \	900	890	„	890	woda	780	woda	200
2115 /								
3115 \	880	890	„	890	olej	780	olej	200
5115 /								
2215 \	900	880	„	860	olej	770	olej	200
3215 /								
2315 \	900	870	„	840	olej	760	olej	200
3315 /								
3415	900	860	„	820	olej	750	olej	250
2515 \	900	860	„	800	olej	740	olej	300
3515 /								
	800							

Jeśli zależy na max. własnościach warstwy i rdzenia przy minimalnych odkształceniach

Cjanowanie jest to owęglanie w roztopionych solach.

Zalety:

1. szybkość procesu,
2. nie potrzeba skrzynek i uciążliwego pakowania,
3. czystość powierzchni.

Wady:

1. wydzielanie szkodliwych par,
2. zmiana składu chem. powoduje niepewność wyników,
3. mniej łagodne przejście od rdzenia niż przy owęglaniu w groszku.

Sole do cjanowania.

1. soda roztopiona zmieszana z drobnomielonym grafitem.
2. 10% cjanu sodu + 90% chlorku baru lub chlorku sodu,

3. Dürferrit C — 3 dla płytkiego nawęglania,
4. Dürferrit C — 5 dla głębokiego nawęglania,
5. Żółta sól (żelazocjanek) 15%,
 KCO_3 10%,
 $Ba Cl_2$ 45%,
 KCl 30%.

Azotowanie. Zalety:

1. Najwyższa w praktyce osiągnięta twardość $V_{10} > 1000$,
2. odporność na ścieralność,
3. odporność na korozję,
4. brak odkształceń, nieuniknionych przy innych metodach utwardzeń.

Wady:

1. wysoka cena specjalnych stali do azotowania,
2. długotrwałość procesu (24 — 48 godz.),
3. zbyt miękki rdzeń w stosunku do zbyt twardej i łamliwej warstwy.

Sposoby zabezpieczenia od owęglenia:

1. pokrycie warstwą gliny zmieszanej z proszkiem azbestowym,
2. galwaniczne miedziowanie,
3. zdzieranie umyślnie zostawionej warstwy po owęgleniu a przed zahartowaniem przedmiotu.

od azotowania:

1. galwaniczne niklowanie,
2. galwaniczne cynowanie.

Uwagi o obróbce termicznej stali narzędziowych.

1. Unikać nagłego ogrzewania szczególnie stali hartowanej i długiego trzymania przy wysokiej temperaturze, przy czym: szybkość grzania stopowej stali narzędziowej winna być mniejsza niż zwykłej węglowej stali narzędziowej.
2. Oczyszczać od zendry narzędzia, piec, skrzynki i t. p.
3. W piecach utrzymywać atmosferę redukującą.
4. Nie jest wskazane używanie powietrza dla chłodzenia i poruszania kąpieli chłodzących.
5. Odkucia normalizować lub wyżarzać (najlepiej po ich ośrutowaniu).

6. Każde narzędzie po zahartowaniu odpuszczać.
7. Lepiej jest odpuszczać dłużej przy niższej temperaturze.
8. Odpuszczanie na kolor nie daje równomierności, gdyż kolor jest wskaźnikiem temperatury tylko warstwy zewnętrznej.
9. W wypadku częściowego hartowania (np. ucinaki, wybijaki i t. p.) lepiej jest hartować całe narzędzie, poczem odpuszczać w soli lub ołowiu tę część jego, która ma być miękką.
10. Prostować w czasie spadku temperatury w trakcie hartowania, wyjmując z oleju w chwilę po zagaśnięciu płomienia zaś z wody w chwili gdy woda w zetknięciu z narzędziem jeszcze natychmiast paruje. Odpowiada to temp. 250 — 300°C. Stosowna prasa z odpowiednim czujnikiem winna być pod ręką, aby natychmiast zastosować odpowiedni nacisk.

Uwagi o obróbce termicznej stali szybko tnących.

Następująca metoda hartowania stali szybko tnącej daje maximum bezpieczeństwa i max. użytkowości:

1. Wyżarzanie przy 880⁰ w zamkniętej skrzynce.
2. Podgrzanie przy temp. 500 — 600⁰ szczególnie zalecane tam gdzie pojemność wanny na 800⁰ jest za mała. Po prostu partję narzędzi włożyć do pieca i po pewnym czasie pojedynczo brać do dalszego grzania pozostawiając resztę w piecu.
3. Podgrzanie od 500 do 820⁰ w czasie od 15 — 60 min., zależnie od wielkości narzędzia.
4. Szybkie grzanie do temp. 1250 — 1300⁰. Czas 10 do 60 sec. Studzenie w oleju do temp. 120⁰.
5. Odpuszczanie I w temp. 580⁰ (najlepiej w piecu Homo) w ciągu 1 do 1½ godz. Studzenie na powietrzu do temp. pokojowej.
6. Odpuszczanie II w temp. 610⁰ w ciągu 1 godz. Studzenie na powietrzu do temp. pokojowej.

Wskaźniki maximalnej użytkowości.

Twardość Rc = 61 do 63.

Mikrobudowa wskazuje na zupełny zanik zarysów ziarn austenitu i drobno rozsiane karbidy w osnowie martenzytu.

Czas trawienia 4%-owym roztw. alk. HNO) winien wynosić 45 — 60 sec. (jest to też dobry wskaźnik).

Frezy, gwintowniki i t. p. narzędzia fasonowe trzeba hartować przy nieco niższej temp. rezygnując z max. użytkowości, a to z obawy nadtopienia ostrzy.

Kolor	Środek	T°C	Sposób działania			Zmagi
			Wstępny	Hłaścimy	Koncowy	
Niebieski	4% NaNO ₂ 4% HNO ₃ 2% MnO ₂	320-350	oczyścić posmazować cienko olejem	zanurzyć zagięty czy nabrać w rękaw	max 5 min	zimna woda potem gorący olej
Ciemno niebieski	„	540	„	„	„	„
(dla soliwa)	„	„	„	„	20 min	„
Niebieski	zostający się węgiel drzewny	—	dostanale wypalować	grzać w garnku wazelinie	—	silnie natrzeć surowym „sper- m” olejem
Czarny matowy	stary grzezek do cementacji	650	—	grzać w szczel- nych sztywnkach	1/2 godz.	szybko zanurzyć w oleju
(drobne części)	retorty obrótowe	400	grzać w bieżak do osiągnięcia	dodać mięg ole- ju rybnego lub litanego	3-10 min	chłodzić w pomie- trzy potem zanur- zyć w oleju
Czarny czarnobłękitny	retorty	370-430	grzać luźno w retorcje	dodać kości „czerwona” oleju (t. 340)	od 4 do 6 godz.	zanurzyć w „sper” oleju
Silny- niebieski	świeży grzezek do sm. 5% H.C.N	650	grzać w szczel- nych sztywnkach	—	4 godz.	wzusić wprost do oleju
Słomkowy purpurowy niebieski	piasek	350	—	grzać w piasku	5-10 min	wzusić do oleju
Coślat	roziny z cebio- ny z miotków zel- ny kwas fos- forowy + woda	100	zanurzyć do roztworu	gotować	2 godz.	pokryć olejem parafinowym
Półkry yaojca	d-t-t-o-MnO	„	„	„	do such- czenia dłuz	„
Słomkowy- burawy niebieski	błoc „HOMO”	300-60	oczyścić- obmyć w C ₂ HCl ₃	grzać do uzys- kania brzożby warstwy litych	—	zanurzyć w ma- cie lub lekkim oleju

PRÓBY MATERJAŁÓW.

W normach wytrzymałościowych używa się następującego znakowania: (w g $PN/w-1$).

- A** — przydłużenie w %.
- a** — przyśpieszenie w cm/s^2 .
- B** — twardość Brinell'a.
- b** — współczynnik dynamiczny.
- C** — przewężenie w %.
- c** — dolny wskaźnik ściskania.
- D** — pierwotna średnica próbki, **D'** — średnica próbki odkształc.
- d** — wogóle średnica w cm.
- E** — współczynnik sprężystości podłużnej w kg/cm^2 . Odwrotność: $\frac{1}{E}$ — współczynnik sprężystego wydłużenia.
- e** — wydłużenie jednostkowe (z dolnym wskaźnikiem) dodatnie lub ujemne, **e'** — poprzeczne.
- F** — pole pierwotnego przekroju próbki, **F'** — próbki odkształc.
- f** — strzałka ugięcia w cm.
- G** — współczynnik sprężystości poprzecznej w kg/cm^2 . Odwrotność: $\frac{1}{G}$ — współczynnik sprężystego przesunięcia.
- g** — dolny wskaźnik zginania, przesunięcie jedn. (z doln. wskaź.).
- H** — praca sprężysta w kg. cm.
- h** — wysokość w cm.
- J** — moment bezwładności przekroju płaskiego; J_x — względem osi X ; J_{xy} — moment odśrodkowy; przekroju płaskiego względem osi X, Y prostokątnych J_o — moment biegunowy przekroju kołowego płaskiego w cm^4 , względem środka ciężkości, jako kieżuna.
- i** — ramię bezwładności w cm ($i = \sqrt{J/F}$).
- K** — miara zmęczenia, czyli stosunek $C : A$.

M

- k** — naprężenie dopuszczalne (z dolnym wskaźnikiem).
L — pierwotna pomiarowa długość próbki, **L'** — próbki odkształconej w cm.
l — wogóle długość w cm.
M — moment, jego składowe M_x , M_y , M_z , moment skręcający M_0 w kg cm.
m — masa, odwrotność liczby Poisson'a, czyli stosunek $e : e'$.
N — naprężenie normalne (z dolnym wskaźnikiem) w kg/cm^2 .
n — wogóle liczba.
O — zero, \emptyset — znak średnicy.
o — dolny wskaźnik skręcania, \hat{o} — jednostk. kąta skręcania.
P — granica proporcjon. (z dolnym wskaźnikiem) w kg/cm^2 .
p — obciążenie na jednostkę pola w kg/cm^2 .
Q — granica płynności (z dolnym wskaźnikiem) w kg/cm^2 .
q — obciążenie na jednostkę długości w kg cm.
R — wytrzymałość (z dolnym wskaźnikiem) w kg/cm^2 .
r — dolny wskaźnik rozciągania, promień krzywizny w cm.
S — granica sprężystości (z dolnym wskaźnikiem) w kg/cm^2 ; moment statyczny przekroju płaskiego, S_x — względem osi X w cm^4 .
s — łuk krzywej w cm.
T — naprężenie styczne (z dolnym wskaźnikiem) w kg/cm^2 . Okres czasu.
t — dolny wskaźnik ścinania, czas, temperatura.
U — udarność (résilience) w kg/cm^2 . Wogóle energia.
u — pewność ($u = R/k$).
V — objętość w cm^3 .
v — szybkość w cm/s .
w — moment wytrzym. na zginanie, W_0 — na skręcanie w cm^3 .
W — promień rdzenia przekroju. Wysmukłość pręta: $w = l/i$.
X, Y, Z — składowe, osie współrzędnych, osie główne przekr.
x, y, z — współrzędne, niewiadome.

Próby twardości.

Twardość jest to odporność na odkształcenia trwałe. Stosownie do tej definicji twardość Brinell'a mierzy się w kg. na jednostkę odkształconej powierzchni.

W przemyśle samochodowym używa się kulki o średnicy $D = 10 \pm 0,0025$ mm. i siły wtlaczającej $P = 3000, 1000$ lub 500 kg.

Zakresy stosowania siły P :

P kg.	D mm.	Graniczne B kg mm ²	Zastosowanie
3000	10	100—450	żeliwo i stale
1000	10	35—150	stopy miedzi i stopy aluminium
500	10	16—75	stopy łożyskowe

Jeśli otrzymana w/g powyższej tablicy liczba Brinell'a wychodzi poza podane granice, należy powtórzyć pomiar przy odpowiedniej dla danej twardości sile P np. bronz specjalny, wykazujący $B_{1000} = 175$ kg/mm² winien być zbadany ponownie przy $P = 3000$ kg. i w protokole winna być podana liczba twardości z odnośnikiem, a więc $B_{3000} = \dots$

W każdym innym wypadku podawanie odnośnika (siły P) jest zbędne.

Metody Brinell'a stosować nie należy dla $B > 450$ ¹⁾

$B < 16$ oraz dla powierzchni cementowanych, niklowanych, chromowanych i t. p.

Twardość Rockwell'a, daje względną odporność materiału na wciskanie znormalizowanego ostrza pod danym naciskiem.

Rodzaj ostrza	Obciążenie		Czas sec	Skala	Zastosowanie
	wstępne kg.	pomi- rowe kg.			
stożek djam. ϕ 120''	10	150	4	R_c	stale cement. i hartowane
kulka ϕ 1/16''	10	100	5	R_b	stale wyżarzone, stopy miedzi, stopy aluminj.
kulka ϕ 1/16''	10	60 (bez cię- żarków)	5	C	stopy łożyskowe

¹⁾ Wpływ odkształceń sprężystych kulki nie zaznacza się, o ile twardość kulki jest 1,7 raza wyższa od twardości badanego metalu.

Odczyt polega na pomiarze głębokości przenikania ostrza pod danym obciążeniem.

Liczba Rockwell'a jest to różnica między pewną stałą i głębokością zanurzenia ostrza w materiale. Różnicę tę odczytujemy wprost z czujnika po zdjęciu obciążenia pomiarowego.

Metody Rockwell'a nie należy stosować dla blach cieńszych od 1 mm. i dla powierzchni azotowanych. W wypadku pomiarów na powierzchniach krzywych, (tulejach, wałkach i t. p.) należy spłiwać małą powierzchnię. Jeśli to jest niedopuszczalne, w protokole winno się podać promień krzywizny (średnicę) badanej powierzchni.

Twardość Vickers'a mierzy się podobnie jak Brinell'a w kg. na jednostkę odkształconej powierzchni.

Wtłacza się tu djament w kształcie piramidy czworokątnej o \sphericalangle 136° pod obciążeniem $P = 50, 30, 10$ kg. i zapomocą mikroskopu i mikrometru mierzy się wielkość otrzymanego odcisku, biorąc z tablic przeliczoną już liczbę twardości. Liczba ta nie zależy od wielkości zastosowanego obciążenia. Jako obciążenie normalne przyjęliśmy $P = 30$ kg. Jeśli różnica między twardością v_{30} i v_{10} lub v_{50} jest większa niż 10% należy to przypisać niejednorodności materiału.

W ten sposób można wykryć: a) odwęglenie powierzchni b) niedostateczną głębokość cementowania lub hartowania i c) zgniot powierzchniowy.

Metoda Vickers'a jest najbardziej uniwersalną ze wszystkich stosowanych w przemyśle metod pomiarów twardości.

Twardość skleroskopowa (Shore'a) polega na odbijaniu się swobodnie spadającego z określonej wysokości ciężarka od badanej powierzchni metalu.

Część siły żywej tego ciężarka w chwili uderzenia zużyta zostaje na odkształcenia sprężyste, a reszta na odkształcenia trwałe (śląd uderzenia).

Miarą twardości Shore'a jest wysokość odbicia ciężarka.

Porównanie skal twardości.

Prawie każda z metod mierzy inną własność materiału, porównanie ich przeto jak również porównanie twardości z wytrzymałością na rozerwanie może być tylko nader przybliżone.

Porównanie skal twardości

Średnica odcisku mm.	Brinell ($D = 10$ mm)			Rockwell	Vickers	Skleroskop
	B_{50}	B_{100}	B_{100}	R_C	V_{30}	Schore'a
2,20	130	260	780	68	1200	96
2,25	124	248	745	67	1135	94
2,30	119	237	712	66	1050	92
2,35	114	227	682	65	980	89
2,40	109	218	653	63	955	86
2,45	104	209	627	62	900	84
2,50	100	200	601	60	835	81
2,55	96,3	193	578	58	790	78
2,60	92,6	185	555	57	740	75
2,65	89,0	178	534	56	710	73
2,70	85,7	171	514	55	660	71
2,75	82,6	165	495	53	635	68
2,80	79,6	159	477	51	605	66
2,85	76,8	154	461	49	575	64
2,90	74,1	148	444	48	545	62
2,95	71,5	143	429	46	525	60
3,00	69,1	138	415	45	500	58
3,05	66,8	134	401	43	480	56
3,10	64,6	129	388	42	465	54
3,15	62,5	125	375	41	445	52
3,20	60,5	121	363	39	425	51
3,25	58,6	117	352	38	410	49
3,30	56,8	114	341	37	395	48
3,40	53,4	107	321	35	370	45
3,50	50,3	101	302	33	340	42
3,60	47,5	94,9	285	31	320	40
3,70	44,9	89,7	269	29	303	37
3,80	42,4	84,9	255	27	286	35
3,90	40,2	80,4	241	24	265	33
4,00	38,1	76,3	229	22,5	245	32
4,10	36,2	72,4	217	20	234	30
4,20	34,4	68,8	207	17	220	29
4,30	32,8	65,5	197	14	210	28
4,40	31,2	62,4	187	12	197	27
4,50	29,8	59,5	179	10	188	25
4,60	28,4	56,8	170	—	180	24
4,70	27,1	54,3	163	—	170	23
4,80	25,9	51,9	156	—	163	23
4,90	24,8	49,6	149	—	155	22
5,00	23,8	47,5	143	—	147	21
5,20	21,8	43,7	131	—	132	—
5,40	20,1	40,2	121	—	121	—
5,60	18,6	37,1	111	—	111	—
5,80	17,2	34,3	103	—	103	—
6,00	15,9	31,8	95,5	—	95,5	—

użytych $P = 1000$ kg.użytych $P = 3000$ kg.

użytych Rockwell'a C lub Vickers'a

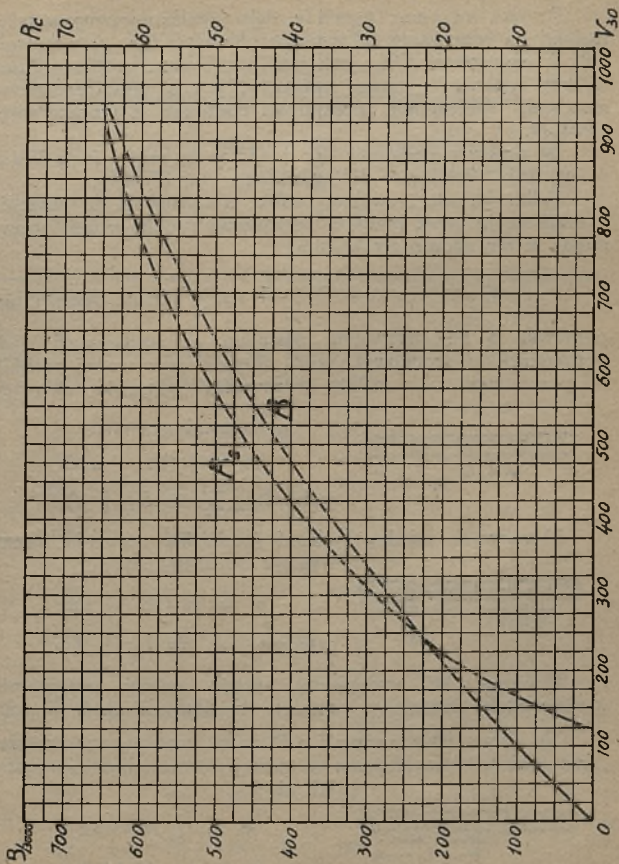
użytych Brinell'a

M

Tablica porównawcza twardości i wytrzyma. na rozerw.

spółczyn- nik B Twar- dość Brinell'a	Rr kg mm ² wytrzyma- łość na rozerwanie				spółczyn- nik B Twar- dość Brinell'a	Rr kg mm ² wytrzyma- łość na rozerwanie			
	dla stali T (ter- micznie uleps.)					dla stali T (termicznie ulepszonej]			
	dla stali Z (żarzonej) i C, W, K, L przy C < 0,4 ^{0/10}					dla stali Z (żarzonej) i C, W, K, L przy C < 0,4 ^{0/10}			
	dla stali C, W, K, L przy C > 0,4 ^{0/10}					dla stali C, W, K, L przy C > 0,4 ^{0/10}			
601	199				173	61,5	64,5	67	70
577	191				174	60	63	66	68,5
555	183				170	59	61,5	64	67
534	176				166	57,5	60	63	65,5
514	170				163	56,5	59	61,5	64
495	163				159	55	57,5	60	62,5
477	158				156	54	56,5	58	61,5
460	152				152	52,5	55	57,5	60
444	147				149	51,5	54	56,5	58,5
429	142				146	50,5	53	55	57,5
415	137	144			142		51,5	53,5	56
401	133	139			139		50,5	52,5	54,5
388	128	134			136		49	51,5	53,5
375	124	130			134		48,5	50,5	53
363	120	126			131		47,5	49,5	51,5
352	116	122			128		46,5	48,5	50,5
341	113	118			126		45,5	47,5	49,5
331	109	115			123		44,5	46,5	48,5
321	106	111			121		44	45,5	47,5
311	103	108			118		43	44,5	46,5
302	100	105	100		116			44	45,5
293	97	102	106		113			42,5	44,5
285	94	99	103		111			42	43,5
277	92	96	100		109			41	43
269	89	93	97		107			40,5	42
262	87	91	95		105			39,5	41,5
255	84	88	92		103			39	40,5
248	82	86	90		101			38	39,5
241	80	84	87		99,2			37,5	39
235	78	81	85		97,3			37	38,5
229	76	79	83	87	95,5				37,5
223	74	77	81	84	93,7				37
217	72	75	78	82	92,0				36
212	70	73	77	80	90,3				35,5
206	68	71	75	78	88,7				35
201	66	70	73	76	87,1				34,5
197	65	68	71	74	85,5				33,5
192	63	66	70	73	84,0				33
187	62	65	68	71	82,4				32,5
18	61	63	66	69	81,0				32

Wykres porównania skal twardości
w/g pomiarów na płytkach ze stali 1080-T



M

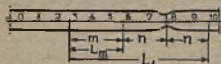
Próby na rozciąganie.

Próba na rozciąganie daje pomiar doraźnej wytrzymałości na rozerwanie R_r , granicę płynności Q_r , przydłużenie $A\%$ i przewężenie $C\%$. Jeśli przy rozrywaniu próbki, robimy wykres możemy z niego wyznaczyć jeszcze granicę sprężystości S , współczynnik sprężystości podłużnej E i pracę sprężystą H .

W praktyce podajemy R_r i Q_r w kg/mm^2 (w/g PN— w kg/cm^2). Pomiarów dokonywujemy w/g PN/w-3.

Całkowitą siłę zrywającą próbki odczytuje się na maszynie i dzieli się ją przez przekrój początkowy próbki w mm^2 otrzymując w ten sposób R_r kg/mm^2 .

Przydłużenie $A = \frac{L' - L}{L} 100\%$ można mierzyć bez poprawki o ile rozerwanie nastąpiło w środkowych 3-ch podziałkach (w środkowych 30% długości pomiarowej próbki). W przeciwnym razie należy wprowadzać poprawki jak niżej.

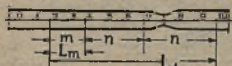


a) zerwanie na rysce

$$m = \frac{1}{2} (10 - 2n)$$

$$\text{całkowite } L' = L_1 + L_m$$

b) zerwanie między ryskami (podziałkę zerwania należy włączyć do liczby „n”)

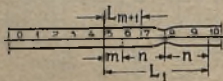


$$m = \frac{1}{2} (10 - 2n)$$

$$\text{całkowite } L' = L_1 + L_m$$

Uwaga. W analogiczny sposób należy postępować w razie gdyby zależało na pomiarze przydłużenia na $D \neq 10D$.

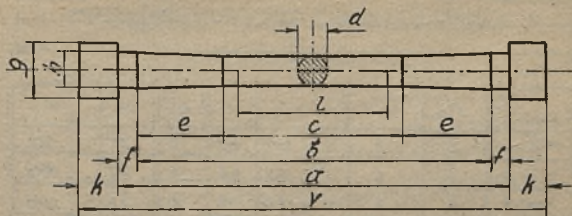
Np. Francuskie normy $L : D = 7$ porównawczy pomiar „francuskiego” przydłużenia na naszej normalnej próbce byłby jak niżej:



$$m = \frac{1}{2} (6 - 2n)$$

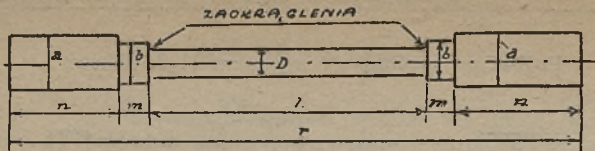
$$L' = L_1 + L_{m+1}$$

Próbki na rozciąganie w/g norm F. S. „Ursus“.



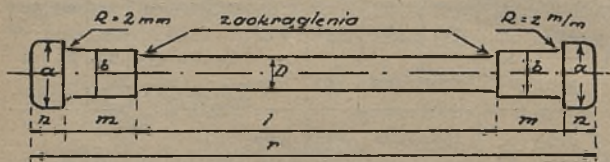
Typ	v	d	l	a	b	c	e	f	g	h	k	r
A	410	20	200	360	340	220	60	10	35	27	25	2
	310		100	260	240	120						
B	305	15	150	265	245	165	40	10	25	20	20	1
	230		75	190	170	90						
C	232	11,3	113	204	190	124	33	7	18	13	14	1
	175		57	147	133	67						
D	164	8	80	144	134	88	23	5	14	10	10	0,5
	124		40	104	94	48						
E	123	6	60	108	100	66	17	4	12	7,5	7,5	0,5
	93		30	78	70	36						

M



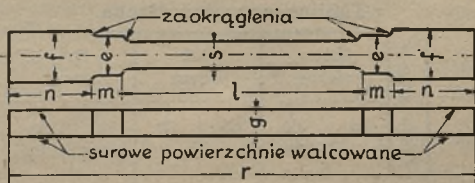
Próbka $\frac{m}{m}$	D	b	a	l	m	n	r
Nr 4	2	3	4 - 6,9	24	2	16	60
Nr 5	4	6	7 - 9,9	48	4	22	100
Nr 6	6	9	10 - 13,9	72	6	28	140
Nr 7	8	12	14 - 17,9	96	8	34	180

Odwiażujące wymiary D, l, m, b.



Próbka $\frac{m}{m}$	D	b	a	l	m	n	r
Nr 8	10	13	18	110	30	15	200
Nr 9	15	20	27	166	27	20	260
Nr 10	20	27	36	220	25	25	320
Nr 11	10	13	18	50	30	15	140
Nr 12	15	20	27	76	27	20	170
Nr 13	20	27	36	100	25	25	200
Nr 14	25	34	45	126	22	30	230
Nr 15	30	41	54	150	20	35	260
Nr 16	35	48	63	175	17	40	290
Nr 17	40	55	72	200	15	45	320

Wg PN „PROJEKT WOJSKOWY” P.S. 195-120
 PRÓBKI DO PRÓBY ZWYKŁEJ BLACH



N ^o	g	s	e	f	l	m	n	r
1	0 - 1	10	15	25	20	10	30	100
2	1,1 - 4	4	6	10	50	5	25	110
3	4,1 - 6	6	9	15	76	6	26	140
4	6,1 - 8	8	12	20	100	8	32	180
5	8,1 - 10	10	15	25	126	10	37	220
6	10,1 - 12	12	18	30	150	12	38	250
7	12,1 - 14	14	21	35	174	14	44	290
8	14,1 - 16	16	24	40	200	16	44	320
9	16,1 - 18	18	27	45	224	18	50	360
10	18,1 - 20	20	30	50	250	20	50	390
11	8,1 - 10	10	15	25	56	10	37	150
12	10,1 - 12	12	18	30	70	12	38	170
13	12,1 - 14	14	21	35	74	14	44	190
14	14,1 - 16	16	24	40	90	16	44	210
15	16,1 - 18	18	27	45	94	18	50	230
16	18,1 - 20	20	30	50	110	20	50	250

OBOWIĄZUJĄ WYMIARY: s, l, e — POMIARY Wg PN-W-3

U w a g a. Uzyskane z prób wytrzymałościowych naprężenia niszczące R służą li tylko dla oceny danego tworzywa. Konstruktor przyjmuje w obliczeniach naprężenia dopuszczalne k mniejsze u razy od R .

u jest to współczynnik pewności i waha się w granicach od 3 do 20 zależnie od rodzaju obciążeń.

Poniżej podajemy klasyczną tablicę naprężeń dopuszczalnych Bacha.

Tablica naprężeń Bacha.

Rodzaj obciążeń i naprężeń	Żelazo zgrzewne	Żelazo zlewne		Stal zlewna		Stal lana		Żeliwo	Miedź czerwona walcowana
		od kg/cm^2	do kg/cm^2	od kg/cm^2	do kg/cm^2	od kg/cm^2	do kg/cm^2		
Rozciąganie k_t	I	900	1200	1200	1500	600	900	300	600
	II	600	800	800	1000	400	600	200	300
	III	300	400	400	500	200	300	100	—
Ściskanie k_c	I	900	1200	1200	1500	900	1200	900	—
	II	600	800	800	1000	600	900	600	—
Zginanie k_g	I	900	1200	1200	1500	750	1050	—	—
	II	600	800	800	1000	500	700	—	—
	III	300	400	400	500	250	350	—	—
Ścinanie k_t	I	720	960	960	1200	480	840	300	—
	II	480	640	640	800	320	560	200	—
	III	240	320	320	400	160	280	100	—
Skrećanie k_o	I	360	840	900	1200	480	840	—	—
	II	240	560	600	800	320	360	—	—
	III	125	280	300	400	160	280	—	—

Dopuszczalne naprężenia w rubryce I — odnoszą się do naprężeń stałych.

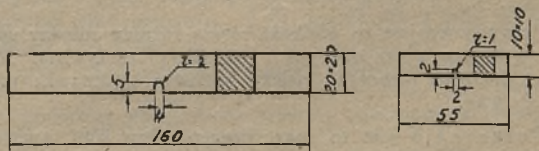
Naprężenia w rubryce II odnoszą się do naprężeń zmiennych, gdzie naprężenie zmienia się często od zera do pewnej największej wielkości i powraca znów do zera.

Naprężenia w rubryce III odnoszą się do naprężeń zmiennych gdzie naprężenie zmienia się od pewnej największej dodatniej wielkości do pewnej największej ujemnej wielkości i odwrotnie.

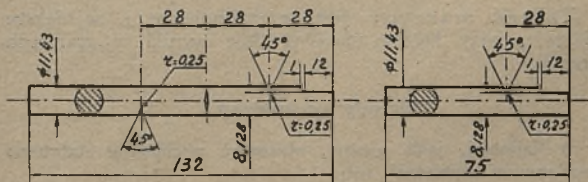
Udarność jest to odporność materiału na obciążenia nagłe. Im kruchszy materiał, tem mniejszą jest jego udarność. Badania udarności wykonuje się najczęściej zapomocą młotów Charpy i Izoda. Ilość kgm. odczytana na skali, podzielona przez czynny przekrój próbki daje udarność U kgm/cm². Czynniki wpływające na wielkość U :

1. wymiary próbki (im większa próbka tem większe U).
2. rodzaj nacięcia (im ostrzejsze i głębsze nacięcie, tem mniejsze U).
3. szybkość młota w chwili uderzenia (im większa szybkość, tem mniejsze U).

Aby otrzymać wyniki porównawcze należy stosować przepisaną dla danego młota próbkę i sposób jej zamocowania.



Rys. 28. Próbki Mesnager na młot Charpy (dwustronnie zamocowane poziomo).



Rys. 29. Próbki Izoda. (jednostronnie zamocowane pionowo).

Z wyżej podanych powodów wyników prób Charpy i Izoda porównywać między sobą nie można.

Próby na zmęczenie i ścieralność nie są jeszcze definitywnie ustalone. Należy tu zaznaczyć, że ani wytrzymałość nie jest miarą odporności na zmęczenie, ani twardość nie jest miarą odporności na ścieralność.

Również przydłużenie nie jest miarą ciągliwości materiału, choćby z tego powodu, że przy tłoczeniu powstają naprężenia we wszystkich kierunkach, a nie tylko w jednym jak to ma miejsce przy próbie na rozciąganie.

W wypadku blach grubości do 2 mm. znalazł tu duże zastosowanie aparat Erichsen'a, polegający na wtlaczaniu trzpienia o zakończeniu półkulistym do próbki blachy.

Normy kontroli maszyn probierczych

w/g A. S. T. M. E 4.

Poprawka jest to wielkość równa różnicy między wartością wskazaną przez maszynę i wartością rzeczywistą. Zamiast „dokładna maszyna“ należy podawać „poprawka przy x kg. — y kg.

Tolerancja jest to max. dopuszczalny błąd wartości wskazanej przez maszynę.

dla nowych lub odnowionych maszyn = $\pm 1,0\%$

„ używanych „ = $\pm 1,5\%$

Zakres maszyny jest to najmniejsze i największe obciążenie, przy którym maszyna daje wyniki w granicach tolerancji.

Metody sprawdzań.

a) Najlepiej, jeśli można, stosować obciążenie statyczne sprawdzonemi ciężarami, lub

b) znormalizowanemi dźwigniami wraz ze sprawdzonemi ciężarami. Przytem należy sprawdzać odczyty przy wzrastającym i malejącem obciążeniu, używając conajmniej 4 stopnie 10, 20, 50 i 100% zakresu maszyny,

c) urządzenia elastyczne (siłomierze) z odkształceniem kalibrowanem w zależności od rzeczywistego obciążenia. Zakres

przyrządu winien być sprawdzany obciążeniem sprawdzonemi ciężarami.

d) metoda porównawcza. Należy przygotować serję próbek bliźniaczych, o takim przekroju, aby spowodować potrzebne obciążenie.

Najlepiej dany pręt poddać wielogodzinnemu odpuszczeniu dla ujednostajnienia budowy, poczem oznaczyć na nim odcinki na próbki, numerując je kolejno 1, 2, 3 i t. d., conajmniej 6, licząc po 3 próbki na każdy stopień obciążenia.

Próbki parzyste zrywać na maszynie wzorcowej, a nieparzyste na maszynie badanej lub odwrotnie.

Szybkość zrywania winna być jaknajmniejsza, ta sama na obu maszynach i nie większa od 25 mm na min.

Jeśli siła zrywająca jakiegokolwiek jednej próbki różni się bardziej niż 1% od średniej pozostałych, próbkę tę pomija się zupełnie jako niepewną. Jeśli zdarzą się 2 takie próbki, anuluje się całą serję.

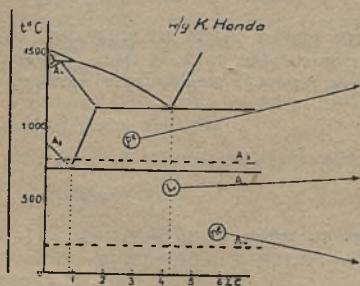
Czas. Maszyny stałego użytku zaleca się sprawdzać co 6 mies., a maszyny czasowego użytku co 2—3 lata. Zawsze jednak po każdej jakiegokolwiek reparacji mechanizmu siłowego.

ŻELIWO.

Żeliwo jest to stop żelaza, węgla i krzemu o zawartości powyżej 2,2% C i 0,3 do 2,5% Si.

Otrzymuje się z surowca wielkopiecowego odpowiednio przetopionego.

Żeliwo białe posiada cały swój węgiel pod postacią związku chemicznego Fe_3C (cementytu).



Rys. 30.

Odnacza się ono wielką twardością i kruchością. Otrzymuje się przez odpowiedni dobór składników, i przez zahartowanie o ścianki zimnych stalowych kokil. W zależności od zawartości procentowej węgla i krzemu będzie eutektyczne ($C = 4,2\%$), patrz rys. 30 — L — ledeburyt; podutektyczne — pe — ($C < 4,2\%$) lub nadeutektyczne ($C > 4,2\%$).

W budowie samochodów żeliwo białe jako tworzywo używane nie jest.

Żeliwo szare (zwane wprost „żeliwo“) posiada płytki grafitu w osnowie ferrytu i perlitu, przytem zasadniczo wolnego cementytu niema.

Jest natomiast eutektyka fosforowa (steadyt), zawierająca 10,2% P — 89,8% Fe i występująca w formie białych pól, których nie należy uważać za wolny cementyt (patrz odczynniki do odróżnienia cementytu od steadytu).

Żeliwo szare perlityczne jest to szczególny przypadek żeliwa, o osnowie czysto perlitycznej i wielkiem rozdrobnieniu grafitu. Charakteryzuje się maks. własnościami wytrzym. i dużą odpornością na ścieranie.

Główne wskaźniki gatunku żeliwa szarego:

1. Zawartość krzemu (od 1 do 3%).
2. „ węgla związanego (najlepiej 0,5 do 0,7%).
3. Maksymalne rozdrobnienie grafitu.
4. Możliwie czysto perlityczna osnowa.
5. Cechy wytrzymałościowe.

Żeliwo stopowe posiada oprócz węgla i krzemu inne składniki dodatkowe najczęściej Ni, Cr i Mr.

Nikiel sprzyja tworzeniu się drobnej, jednorodnej budowy o osnowie perlitycznej, podwyższa twardość odlewu i jego obrabialność.

Chrom w przeciwieństwie do niklu pogarsza obrabialność odlewu, gdyż sprzyja powstawaniu cementytu (żeliwa białego) w cienkich szybciej stygnących przekrojach. Jednakże chrom b. znacznie podwyższa wytrzymałość żeliwa.

Żeliwo chromo-niklowe zawiera niklu $2\frac{1}{2}$ raza więcej od chromu i odegra w odlewnictwie tę samą rolę jaką odgrywa w przemyśle samochodowym stal chromoniklowa.

Dodatnie własności tego żeliwa uwydatnią się bardziej w miarę rozwoju obróbki termicznej żeliwa wogóle.

Warunki techniczne odlewów żeliwnych.

Warunki techniczne dostawy samochodowych odlewów żeliwnych:

a) Wygląd zewnętrzny: Odlewy winny być wolne na całej powierzchni od pęcherzy, spoin i innych widocznych

braków; winny być zupełnie oczyszczone z ziemi, umocować i zawieszeń rdzeni (drutów), (wlewy odłączone od odlewu) i posiadać równe krawędzie.

Malowanie i grafitowanie odlewu przed ostatecznym odbiorem jest wzbronione. Złom próbek żeliwa, użytego na odlewy, powinien wykazywać jednolitą (drobnoziarnistą) budowę barwy szarej.

b) Skład chemiczny: w/g danych dostawcy. Požadane jest uzgodnienie i kontrola zawartości Si i węgla związanego oraz Ni i Cr w żelowie specjalnym.

c) mikrobudowa winna wykazać możliwie drobne i równomiernie rozłożone płytki grafitu w osnowie perlitycznej lub (dla żeliw termicznie obrabianych) w osnowie sorbitycznej. Z przyjętej partii próbnej winny być wzięte i zachowane co najmniej 3 reprezentacyjne próbki metalograficzne.

d) Tolerancje: Wymiary i kształty odlewu powinny ściśle odpowiadać modelom z uwzględnieniem normalnego skurczu, przy czym różnica wymiarów nie powinna przekraczać $0,5 \text{ mm} \pm 0,25\%$ wymiaru nominalnego.

Powierzchnie podlegające obróbce powinny posiadać dodatek na obróbkę o grubości każdorazowo ustalonej i zwykle przewidzianej już w modelu. Jednak w miejscu gdzie zachodzi obawa powstania twardszej skorupy należy dodatek ten zwiększyć.

Różnica w wadze poszczególnych przedmiotów z jednego modelu nie powinna przekraczać $\pm 7,5\%$ średniej rzeczywistej wagi przedmiotu z danego modelu. Przy odlewach specjalnych należy ustalić ściślejsze tolerancje.

e) Próba doraźna żeliwa (i stopów nieciągliwych) na rozciąganie wg PN-w-4 wymaga użycia próbki obrabianej na tokarce lub szlifierce według wzoru. Środkowa pomiarowa część l próbek wymaga nader starannej obróbki i prawidłowego wykonania zaokrągleń. Skrajne uchwytowe



Rys. 31.

części próbek n winny być toczone zgruba, ze względu na konserwację uchwytów maszyny probierczej. Podany w tablicy wymiar n stanowi minimum, może być przeto dowolnie powiększany, w zależności od układu uchwytów. Nadto próbka może być obustronnie zakończona główkami. Wymiary obowiązujące są zatem tylko: D , b , a , l , m . (rys. 31).

Pomiar średnicy pierwotnej D — trzykrotny mikrometryczny (do 0,01 mm.) według PN—w 3. Dopuszczalne odchylenia poszczególnych pomiarów średnic części pomiarowej od ich średniej mają wynosić najwyżej plus minus 0,02 mm. W razie zerwania próbki poza środkową pomiarową częścią — próbę należy powtórzyć. Próba wyznacza tylko wytrzymałość na rozciąganie według PN—w 3.

f) Próba na twardość: Oznaczenie twardości przeprowadzać należy metodą Brinella. Jednorazowemu badaniu twardości należy poddać każdy poszczególny odlew w miejscu do tego badania odpowiednim. Miejsce odcisku powinno jednakże być oddalone od krawędzi co najmniej na odległość równą średnicy odcisku, grubość zaś odlewu w miejscu badaniem powinna być nie mniejsza od trzykrotnej średnicy odcisku. Powierzchnię, podlegającą próbie odcisków kulki, należy poprzednio starannie oczyścić z tlenków i chropowatości oraz wyrównać zapomocą drobnego pilnika, lub szlifierki. Obowiązujące są dwa badania w dwóch różnych punktach, przyczem oba wyniki powinny się znajdować w granicach podanych niżej.

g) Próba na zginanie (w'g PN—S—210). Do przeprowadzenia próby na zginanie winny być użyte próbki okrągłe, odlane osobno w formach niedzielonych, suchych i na stojąco. Przed zupełnem ostygnięciem, próbki nie powinny być wyjmowane z formy.

Wymiary próbki są następujące:

średnica 30 mm.
długość 650 mm.

Próbki te należy odlewać z tej samej kadzi metalu, co badany przedmiot. Badanie odlanej próbki nieobrobionej powinno być wykonane na specjalnie przeznaczonym do tego przyrządzie, tak, aby możliwe było stopniowe naciskanie

Klasyfikacja żeliwa w/g Fabryki Metal. „Ursus“.

Nazwa	Skrót nazwy	Skład chemiczny					Cechy wytrzymałościowe		
		Si	Mn	P	S	R _r	R _g	B	
maszynowe O	ż. m. O	2,8—3,2	0,5—0,6	0,3—0,4	<0,09	12—15	20—25	130—140	
maszynowe I	ż. m. I	2,4—2,6	0,5—0,6	0,3—0,4	<0,09	14—16	22—28	135—150	
maszynowe II	ż. m. II	1,9—2,1	0,6—0,7	0,2—0,35	<0,1	15—18	25—30	150—180	
cyndrowe O	ż. c. O	1,7—1,9	0,6—0,75	0,2—0,35	<0,1	17—20	30—38	180—220	
cyndrowe I	ż. c. I	1,3—1,5	0,7—0,8	0,2—0,35	<0,12	18—22	34—42	180—240	
cyndrowe specjalne I	ż. c. sp. I					24—28	40—50	200—250	
cyndrowe specjalne II	ż. c. sp. II					> 30	> 50	240—280	
hematytowe	ż. h.					> 18	> 30	180—240	
łokowe	ż. ł.					> 20	> 33	200—260	

środką nieobrobionej próbki, spoczywającej na dwóch zaokrąglonych ostrzach, umieszczonych w odległości 600 mm, z jednoczesnem notowaniem strzałki wygięcia.

$$R_g = \frac{M}{W} \text{ kg/mm}^2.$$

Próba na zginanie nie jest obowiązującą, lecz może być pożądana.

h) Próbę na szczelność wykonywa się zapomocą ciśnienia wody, względnie benzyny jak np. przy tłokach. Próbie tej podlegają odlewy już obrobione na gotowo. Bloki cylindrowe i tuleje do nich, bada się pod ciśnieniem do 6 atm. Płaszcze wodne chłodzące i głowice pod ciśnieniem do 20 atm. O ile po 5 min. utrzymanego ciśnienia daje się zauważyć na ściankach odlewu tylko pocenie się bez wyraźnego wyciekania wody, odlew uważa się za dostatecznie szczelny.

Żeliwo kowalne otrzymuje się z żeliwa białego przez rozłożenie cementytu na ferryt i grafit, drogą wyżarzania. Grafit ten zwany jest stąd węglem żarzenia.

Żeliwo kowalne ferrytyczne*) (t. zw. amerykańskie) zawiera jako składniki budowy tylko ferryt i węgiel żarzenia.

$$R_r > 30 \text{ kg/mm}^2; A_1 > 7,5\%.$$

Na powierzchni odlewów często występuje twarda skorupa perlityczna.

Żeliwo kowalne perlityczne*) (t. zw. europejskie) zawiera perlit i drobne płytki pierwotnego grafitu.

$$R_r > 30 \text{ kg/mm}^2; A_1 > 2\%.$$

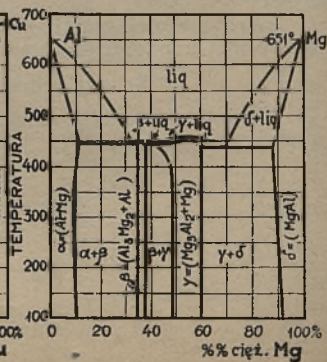
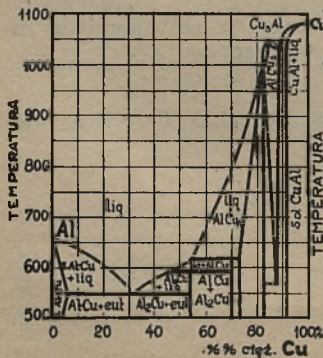
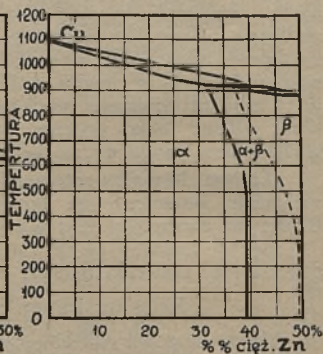
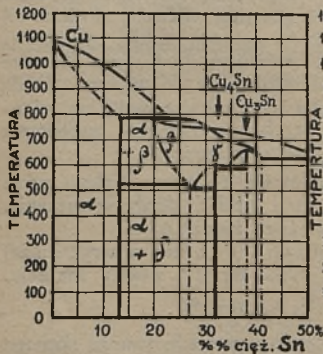
Na powierzchni często występuje miękka (odwęglona) warstwa ferrytu.

M

*) nazwa proponowana.

S T O P Y.

Wykresy topliwości.



Znakowanie.

Znakowanie stopów: symbol chemiczny, za symbolem chemicznym cyfra arabska, stawiana bezpośrednio i wskazująca w liczbach całych procentową zawartość danego składnika (np.: $CuSn_4$, gdzie cyfra „4” oznacza 4% zawartości cyny), przyczem nie wykazuje się procentowej zawartości składnika głównego—miedzi. Jeśli zawartość danego składnika (np. fosforu) jest poniżej 1% wówczas obok jego symbolu chem. cyfry się nie stawia (np. $CuSn_{10}P$).

Budowa stopu.

Jeżeli przy zamówieniu nie omówiono mikrobudowy stopu, należy rozumieć, że powinna ona odpowiadać bronzom termicznie nieobrabianym.

Definicje.

Bronzem nazywamy stop miedzi z cyną ($Cu > 85\%$).

Bronzem specjalnym nazywamy bronz, zawierający oprócz miedzi i cyny inne składniki dodatkowe ($Cu > 70\%$).

Bronzem fosforowym nazywamy bronz, w którym fosfor występuje w ilości co najmniej 0,1% jako składnik dodatkowy.

Spiszem nazywamy stop miedzi, cyny i cynku ($Cu > 70$, $Zn < 25\%$).

Bronzalem nazywamy stop miedzi z aluminium ($Cu > 85\%$).

Bronzalem specjalnym nazywamy bronzal, zawierający oprócz miedzi i aluminium inne składniki dodatkowe, za wyjątkiem cyny (patrz bronz specjalny) i cynku (patrz mosiądz specjalny) ($Cu > 70\%$).

Tompakiem nazywamy stop miedzi z cynkiem przy $Cu > 67\%$.

Mosiądzem nazywamy stop miedzi z cynkiem ($Cu > 50\%$).

Mosiądzem specjalnym nazywamy mosiądz, zawierający oprócz miedzi i cynku inne składniki dodatkowe, za wyjątkiem cyny (patrz spisz) ($Cu > 50\%$).

Melchjorem nazywamy stop miedzi z niklem ($Cu = 80\%$).

Stopem lekkim nazywamy stop o ciężarze własc. $\gamma < 3$.

Stopem ultra-lekkim nazywamy stop o cięż. wł. $\gamma < 2$.

M

Bronzy.

Symbol	Cu %	Sn %	Zanieczy- szczenia max.	Twar- dość B	Zastosowanie
Cu Sn 6	94	6±0,5	0,5	> 60	Drut i blachy
Cu Sn 10	90	10±0,5	1,0	> 75	Armatura maszynowa
Cu Sn 13	87	13±0,5	1,0	> 90	Łożyska, koła, gładzie i t. p. części silnie ścierające się.

Zanieczyszczenia nie powinny przekraczać 0,5% (lub 1,0%) przytem ołowiu nie może być więcej jak 0,1% (0,3%)
 „ cynku „ „ „ „ „ 0,3% (0,6%)
 „ żelaza „ „ „ „ „ 0,1% (0,3%)
 „ Bismut i siarka ślady t. j. 0,002%.

Fosfor może występować w ilości max. 0,1% P jedynie jako odtleniacz. Takiego bronzu nie należy nazywać fosforowym (patrz wyżej „określenia“).

Bronz Cu Sn 6 nadaje się specjalnie do walcowania, wobec czego należy zwrócić baczną uwagę na zanieczyszczenia. Przyczem wywalcowane pręty powinny dać:

przy \emptyset 10 — 15,

wytrzymałość nie mniej 32 kg/mm²,
 przydłużenie A₁₀ nie mniej 10%.

przy \emptyset 15 — 35 mm.:

wytrzymałość nie mniej 30 kg/mm²,
 przydłużenie A₁₀ nie mniej 16%.

Spiże.

Symbol	Cu	Sn	Zn	Zanie- czysz- czenia max.	Twar- dość B	Zastosowanie
Cu Sn 9 Zn 6	85	9±1	6±0,5	1%	> 60	Armaturowy
Cu Sn 10 Zn 2	88	10±1	2±0,25	1 „	> 70	Mocny armatur.
Cu Sn 10 Zn 4	86	10±1	4±0,5	1 „	> 65	Armaturowy
Cu Sn 15 Zn 1	84	15±1	1±0,5	1 „	> 90	Kolejowy

Bronzy specjalne.

Grupa: Cu Sn Pb

Symbol	Cu	Sn	Pb	Ni	Zanieczy- szczenia max.	Twar- dość B	Zastosowanie
Cu Sn 5 Pb 25	70	5 ± 1,	24 ± 2	< 1	1 ⁰ / ₁₀	> 40	Łożyska
Cu Sn 6 Pb 14	80	6 ± 0,5	14 ± 1	—	1 „	> 50	Kwasoodporny
Cu Sn 10 Pb 4	86	10 ± 1	4 ± 1	—	1 „	> 70	Łożyska elektromotorów i dla walcerek na gorąco
Cu Sn 10 Pb 10	80	10 ± 1	10 ± 1	—	1 „	> 60	Łożyska

Grupa: Cu Sn Zn Pb:

Symbol	Cu	Sn	Zn	Pb	Zanieczy- szczenia max.	Twar- dość B	Zastosowanie
Cu Sn 8 Zn 7 Pb 3	82	8 ± 1	7 ± 1	3 ± 0,5	1	> 70	Armaturewy
Cu Sn 5 Zn 5 Pb 5	85	5 ± 0,5	5 ± 0,5	5 ± 0,5	1	> 65	Odlewy

Grupa: Cu Sn P:

Symbol	Cu	Sn	P	Zanieczy- szczenia max.	Twar- dość B	Zastosowanie
Cu Sn 6 P	94	6 ± 0,5	> 0,5	0,5	> 65	Panewki, tuleje
Cu Sn 11 P 1	88	11 ± 1	1	0,5	> 75	„ „

UWAGI: 1) Gatunek bronzu specjalnego o składzie: mangan + kobalt + nikiel posiada wybitne własności przeciwciernie, wobec czego wskazane jest stosowanie go na ślimaki i kola zębate.
2) Dodatek ołowiu w granicach do 1,8₁₀ daje lamliwość wióra, ułatwiając przez to obróbkę mechaniczną.

Próby. W podanych wyżej tablicach przeważnie nie są wskazane własności fizyczne, ponieważ obecnie prowadzone są prace nad ustaleniem norm.

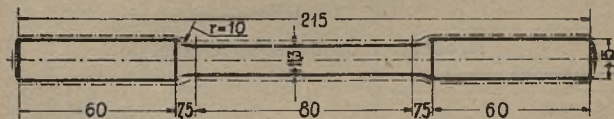
Proponujemy próbkę laną w/g rys. 32.

Próbka ta jest 4-krotną o \varnothing 15 mm.

Przy odlewach piaskowych winna być rozrywana bez obtaczania, a tylko po odcięciu zlekką zglądzona. Długość pomiarowa wynosi wówczas 60 mm.

W wypadku obtaczania średnica próbki winna być 11,3 mm ($F \sim 100 \text{ mm}^3$) i długość pomiarowa 45 mm. Wówczas podawać należy własności tworzywa próbki obrobionej oraz średnią z 3-ch nieobrobionych.

Projekt normalnej próbki na rozciąganie obrobionej z odlewu próbek (patrz obok).



Rys. 33.

Powyższa próbka może być dada jako:

4-krotna; wówczas długość pomiarowa $L = 45$ mm.

5- " " " " $L = 56,5$ mm.

7- " " " " $L = 79$ mm.

Próbka ta opracowana została zasadniczo dla bronzów. Może ona jednak służyć również dla określenia własności fizycznych wszystkich innych stopów lanych, stosowanych w przemyśle samochodowym.

Rys. 32. podaje odlew próbek, służących dla określenia normalnych własności fizycznych bronzów i bronzali.

Mosiądze i mosiądze specjalne.

Symbol	Cu	Zn	Pb	Zanie- czysz- czenia max.	Twar- dość B	Zastosowanie
Cu Zn 15	85	15±2	—	max. 1%	> 60	przykład tompaku
Cu Zn 33	67	17±1	—	„ „	> 65	blachy
Cu Zn 40	60	39±1	1±0,5	„ „	> 70	pręty
Cu Zn 30 Al 2	68	30±2	2±0,5	„ 0,5%	> 65	odporny na korozję
Cu Zn 40 Ni 5 Mn 3	52	40±2	—	„ 0,5 ⁰ / ₀	> 90	odporny na korozję
		Ni = 5±1; Mn = 3±0,5;				
Cu Zn 40 Fe 1 Mn	58±2	40±2	—	„ 0,5 ⁰ / ₀	> 75	medal Delta
		Fe = 1±0,25; Mn = do 1 ⁰ / ₀				

Bronzale i bronzale specjalne.

Symbol	Cu	Al	Ni	Mn	Fe	Zanie- czysz- czenia max.	Zastosowanie
Cu Al 8	92	8±1	—	—	—	—	
Cu Al 3 Ni 5	92	3±0,3	5±0,5	2±0,3	—	0,5	Łopatk turbin
Cu Al 8 Mn 2	90	8±1	—	—	—	0,5	Stop odporny na korozję (woda słona)
Cu Al 10 Ni 1	89	10±1	1±0,25	—	—	1,0	Kowalny
Cu Al 10 Ni 5	85	10±1	5±0,5	—	—	0,5	Kowalny
Cu Al 1 Fe 5 Ni 5	79	11±1	5±0,5	—	5±0,5	0,5	Gniazda zaworo- we i tuleje zawartość manga- nu dopuszczalna do 0,5 ⁰ / ₀)

U w a g a. Zawartość cynku i ołowiu nie powinna przekraczać 0,2⁰/₀
 „ bismutu i antymonu „ „ 0,002⁰/₀

Stopy aluminiowe.
w/g Fabryki Metalurgicznej „Ursus“

Stopy termicznie obrabiane	Składniki dodatkowe		Zanieczyszczenia				Własności wytrzymałościowe					
	Cu	Zn	Fe	Si	Zn*)	In ^o *	odlew piaskowy		odlew kokilowy			
							Rr	A, / B	R ₃	A, / _n B		
AlCu 6	6—8	—	< 0,8	< 1,0	< 0,3	< 0,1	10—12	1—3	45—55	11—14	2—4	50—60
AlCu 10	10—12	—	"	"	"	"	12—14	0,5—1	70—80	13—16	1—2	75—85
AlCu 14	14—16	—	1—2	"	"	"	—	—	—	—	—	110—13
AlCu 2 Zn 8	2—5	8—12	"	"	"	"	12—14	1—3	> 60	13—16	2—4	> 65

*) Dla odlewów części silników lotniczych Zn < 0,1^o/₀.

Stopy termicznie obrabiane	Składniki dodatkowe						Zanieczyszczenia				Własności wytrzymałościowe	
	Cu	Si	Ni	Mg	Si	Fe	Zn	Pb	Mn	Rr	A, ^o / _n	B
AlCu 4	4—5	0,65— —1,1	—	—	—	< 0,85	—	—	—	> 18	> 3	> 70
AlCu 6	6—8	—	—	—	< 0,7	< 0,8	< 0,1	< 0,1	—	> 14,5	> 3	> 80
γ	3,5—4,5	—	1,75— —2,25	1,25— —1,75	< 0,5	< 0,6	< 0,1	< 0,1	—	> 26	> 3	90—110
AlSi 10	—	10—14	—	—	—	< 0,75	—	—	< 0,5	> 18	> 6	—

4. Stopy aluminjowe R. R. (Hiduminjum).

Skład chemiczny:

Miedź	— Cu	— 0,5	— 5,0%
Nikiel	— Ni	— 0,2	— 1,5%
Magnez	— Mg	— 0,1	— 5,0%
Żelazo	— Fe	— 0,6	— 1,5%
Tytan	— Ti	— do	0,5%
Krzem	— Si	— 0,2	— 0,5%
Glin	— Al	— pozostałość.	

Jak wynika z powyższego, zawartość poszczególnych składników waha się w dość znacznych granicach i zależy od przeznaczenia stopu; rozróżniamy więc następujące odmiany stopu RR, wraz z podaniem danych wytrzymałościowych;

Stopy	Wytrzymałość na rozerwanie R_T kg mm ²	Granice podatności Q_T kg mm ²	Przydłużenie A_{10} na 2''	Przewężenie C_{10}	Twardość Brinell'a	Przeznaczenie
RR 50 lane obr. term.	15,2—17,3	12,3—13,8	4	8	65	Odlewy w piasku
	17,3—20,2		3	5	72	
RR 50 lane obr. term.	21,6—23,1	12,3	7—10	12	72	Odlewy z chłodnikami (w piasku)
	24,6	21,6	4—8	10	80	
RR 53 lane obr. term.	21,6	20,0	3	4	80	Odlewy w kokilach
	35,0—38,5	35,0	1	1,5	132—152	
RR 56	45,5—51,0	38,2—43,0	10—20	14—25	121—160	Kute stopy, obr. term.
RR 59	37,0—46,5	35,0—38,5	6—10	10—20	120—150	Kute tłoki *)

*) Mniejsza ścieralność i mniejszy współczynnik tarcia, z powodu większej czystości stopu niż RR 56.—

Ciężar właściwy stopów RR 2,73—2,8.

W porównaniu z dotychczas używanym stopem Y, w skład stopów RR wchodzi dwa nowe składniki:

krzem
i tytan

przyczem wpływ ich na stop jest następujący:

Krzem podnosi własności odlewnicze, ułatwiając wypełnianie form;

Tytan sprzyja powstawaniu drobnoziarnistej budowy i zabezpiecza od wewnętrznych międzykrystalicznych pęknięć, powstających przy tężeniu stopu.

Porównanie z innymi stopami lekkimi:

Silumin (Al Si 10):

Wymaga modyfikacji sodem dla uzyskania drobnoziarnistej budowy; jest to proces dość kłopotliwy i wymagający doświadczenia — można go uniknąć przez dodanie do Siluminu chromu, kobaltu, lub wolframu i z temi dodatkami obecnie używa się w marynarce angielskiej, jako stop odporny na działanie wody morskiej.

Stop RR może zastąpić pod względem łatwości odlewania silumin, — co się tyczy wpływu korozji, to dotychczas jeszcze szczegółowych badań porównawczych stopów RR z siluminem nie ukończono, pozatem zaś stop RR posiada wyższą granicę sprężystości, niż silumin, czyli deformacjom podlega przy stosunkowo wyższych naprężeniach.

Stop „Y“:

Kucie tego stopu prowadzi się po nagraniu do 500⁰ i przerywa się przy 350⁰.

Dla stopów RR temperaturę grzania można osiągnąć nieco wyższą, mianowicie 520⁰ i kuje się też do 350⁰, czyli rozpiętość temperatur kucia jest nieco wyższa.

Duraluminjum:

Kucie prowadzi się od temperatury 480⁰ do 350⁰, czyli w tym wypadku rozpiętość temperatur kucia dla RR jest jeszcze bardziej korzystna.

Porównanie stopów RR ze stopami odlewniczemi ang. pod względem zmian zachodzących przy starzeniu.

Stop	Skład chemiczny			Twardość Brinell'a	
	Cu	Zn	Al	W tydzień po odlaniu	W 3 miesiące po odlaniu
2 L 5	2,7	2,7	94,6	74	102
3 L 11	7,0	—	93	69	78
RR 50	—	—	—	67	73
RR 53	—	—	—	140	140

Czyli można wyprowadzić wniosek, że stopy RR ulegają najmniejszym zmianom pod wpływem starzenia.

Pozatem odlewy ze stopu RR są łatwiejsze, wolne od wewnętrznych pęknięć i zanieczyszczeń, oraz posiadają najwyższą odporność wytrzymałościową na wpływy temperatur, dochodzące do 100°.

Odlewnictwo stopów RR w porównaniu z innymi stopami lekkimi, włączając stopy Y i duraluminjum, posiada jeszcze to ułatwienie, że bardzo często można uniknąć stosowania chłodziaków, komplikujących i podrażających formowanie.

Obróbka termiczna stopów RR.

Stop RR—40.

Stop lany obrabia się w wyjątkowo odpowiedzialnych częściach, ogrzewając przy temperaturze 175 przez 16 godzin i następnie chłodząc w wodzie. Można zastosować jeszcze inną obróbkę: grzanie w temperaturze 150°—170° przez 10 godzin i chłodzenie na powietrzu.

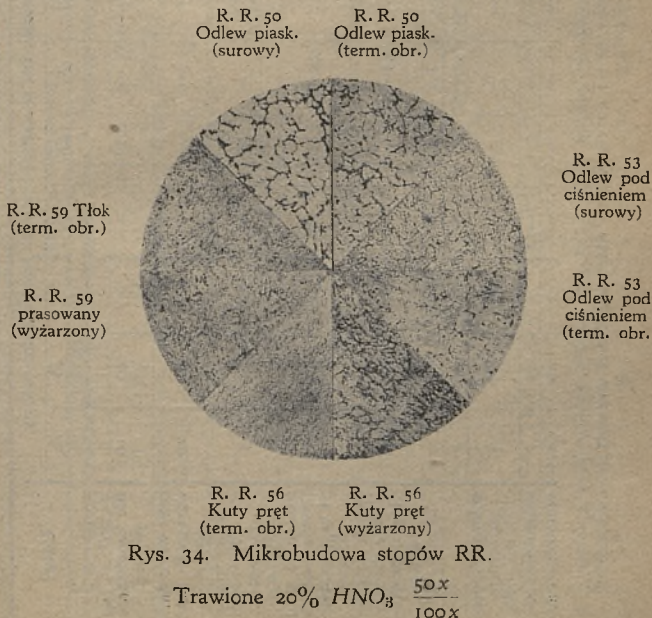
Stop RR—53.

W wypadku dużej twardości grzeje się do 535° przez 2 do 4 godzin, chłodzi się w gorącej wodzie, następnie grzeje się przy temperaturze 175° przez 10 — 20 godzin i chłodzi

w zimnej wodzie. W wypadku chęci uzyskania stopu o znacznej ciągliwości i sprężystości temperatury grzania pierwszego i drugiego winny być o 20^0 — 25^0 niższe od poprzednio podanych.

Stop RR—56 i RR—59.

Grzanie stopów 520^0 — 540^0 , chłodzenie w wodzie, następnie grzanie przy temperaturze 175^0 przez 14 — 20 godzin i chłodzenie w wodzie, lub na powietrzu, zależnie od wymaganej twardości. Powtórne ogrzewanie ma charakter wywołania w stopie zmian, związanych z wpływem czasu na własności tak charakterystyczne dla stopów lekkich, jest to więc sztuczne starzenie.



Rys. 34. Mikrobudowa stopów RR.

Trawione 20% HNO_3 $\frac{50x}{100x}$

Inne stopy aluminiowe (termicznie obrabiane).

Nazwa	Skład chemiczny (Al = reszta)						Średnie wł. fiz.			Uwagi
	Cu	Mg	Si	Fe	Mn	Zn	γ	R_1 kg/mm ²	A_1 0/10	
Duraluminum	3—5,5	0,5—2	0,75—2	—	0,25—1	—	2,7	40	16	na pręty i profile Samostarzający się
Lautal	4	—	—	—	—	—	2,75	30	20	przy walcowaniu wzrasta Rr kosztem A
Silumin (Alpax)	—	—	12,8— —13,2	—	—	—	2,6	20	5	b. dobre własności odlewane. Podlega modyfikacji
Aludur 533	—	0,4—1,0	—	0,3—0,5	—	—	2,7	18	22	stosuje się w budowie maszyn i w przemyśle elektrot.
Aludur 570	2,5—5,5	0,2—0,7	—	0,3—0,5	—	—	2,8	20	26	stosuje się w budowie maszyn i w przemyśle elektrot.
Scleron	3	—	0,5	0,4	0,6	12	2,95	35	12	+ 0,1" n LI
Albey	—	0,3—0,5	0,4—0,7	0,2—0,3	—	—	2,7	32	5	odlewy odporne na korozję
K. S.	—	2,25	—	—	2,5	—	2,8	16	3	+ 0,2" n Sb samoulepsza. się
Alneon	2—3	—	—	—	—	—	3	25	1	1
Neonajum	6—14	—	—	—	—	7—12	3	20	<0,5	samoulepsza. się

U w a g a : W stopach alum. termicznie obrabianych osiąga się obecnie $R_r = 40 \text{ kg/mm}^2$ przy $A_1 = 20\%$.
 Na uwagę zasługują stopy Al + I do $5^{1/10}$ berylu, które w próbach wykazują $R_r = 40 \text{ kg/mm}^2$ przy $A_1 = 16$ (przy $\gamma = 2,6$).

Stopy ultra-lekkie ($\gamma < 2$).

Tablica Elektronów.

d.	Skład chemiczny (Mg = reszta)						Średnie wł. fiz.			Uwagi
	Al	Si	Mn	Zn	Cd	γ	R_r kg/mm ²	A_1 %		
1	4	—	0,2—0,5	3	—	1,85	20	6	na odlewy	
2	6	—	0,2—0,5	3	—	1,9	17	3	na odlewy	
3	10	—	—	—	—	1,9	15	2	na odlewy (na tłoki +2—3% Si)	
4	6	—	0,2—0,5	1	—	1,85	28	12	do kucia i prasowania	
5	3	—	0,2—0,5	1	—	1,80	25	14	do kucia i prasowania	
6	4,5	—	—	—	—	1,85	25	15	do kucia i prasowania	
7	1,7	1,4	—	—	—	1,80	23	10	do kucia i prasowania	
8	0,2—0,5	—	0,5—1,0	0,1—0,3	—	1,8	22—28	14—3	do walcowania	
9	5	—	0,2—0,6	3	3	1,95	30—36	10—2	do walcowania	
10	—	—	—	3	—	1,85	23—28	15—3	do walcowania	

Uwagi o tworzeniu stopów.

Nadzwyczajnie ważna jest wielkość i układ ziaren, na co, ma wpływ szybkość chłodzenia.

Rozróżnia się dwa zasadnicze rodzaje układu ziaren:

koncentryczny — drobnoziarnisty,
promieniowy — gruboziarnisty.

Dla celów następnej przeróbki najlepszy jest koncentryczny-drobnoziarnisty, który w odlewach jest najbardziej odporny na naprężenia, a przy odkuciu najlepiej przenosi naciski, nie dając pęknięć, zaczynających się od obwodu.

Godne jest podkreślenia, że kucie zawsze prowadzi do drobnego ziarna, wówczas gdy przeciąganie posiada skłonność do tworzenia grubego ziarna, nawet z początkowej drobnoziarnistej budowy.

Formy odlewnicze stosuje się przeważnie — mokre, a dla nadania gładkiej powierzchni wnętrza posypuje się je talkiem:

Odczynniki do trawienia.

Dla zbadania:

układu ziaren		powierzchni (pęknięcia)	
kw. fluoro-wodor.	34%	kw. fluoro-wodor.	24%
„ azotowy	17%	„ siarkowy	5%
gliceryna	49%	woda	reszta

Stopy łożyskowe.

W przemyśle samochodowym i lotniczym stosuje się stopy o osnowie cynowej (ang. nazwa babbity). Przytem praktyka zatrzymała się na stopie:

Symbol	Skład chemiczn. (Sn = reszta)					Twardość B
	Sb	Cu	Pb	Zn	inne	
Sn Sb 7 Cu 3	7—8	3—4	max. 0,5	0,00	max. 0,15	24—28

Wskaźnikiem należytego „uformowania“ stopu jest obecność w odlanych blokach kryształków (sześciątów) związku chem. cyny z antymonem.

Kryształki te winny być widoczne pod mikroskopem już przy powiększeniu 50-krotnym. Trawić odczynnikami chromowym lub roztw. alk. HNO_3 .

Uwaga. Ostatnio wobec znacznego polepszenia gatunków stali na osie i wały oraz wzrostu mocy i obrotów nawet najlepsze stopy łożyskowe — babbity — zawodzą, tembardziej, że podwyższenie zawartości Cu i Sb , czyni je zbyt kruchemi. Uwaga konstruktorów, zwrócona jest przeto w kierunku bronzów typu Cu Sn Pb , wylewanych na panewki stalowe.

Stopy do lutowania.

Symbol i nazwa lutu		Pb Sn 25 (miętki)	Pb Sn 45 (średni I)	Pb Sn 49 (średni II)	Cu Zn 30 Ag 20 Cd 4 (srebrny)	Cu Zn 39 (mosiądz Tobina)	Zn Cd 20 Al 5 (Cazinal)	Cd Zn 18 (Cazin)
Skład chemiczny	Sn	25±1	45±1	48±1	—	< 1,0	—	—
	Pb	75±1	55±1	52±1	< 0,15	—	—	—
	Cu	—	—	—	45±1	59±1	—	—
	Zn	0,0	0,0	0,0	30±1	39±1	75±1	18±1
	Cd	—	—	—	4,5±0,5	—	20±1	82±1
	Sb	< 1	< 1	< 0,5	—	—	—	—
	Al	0,0	0,0	0,0	0,0	—	5±1	—
	Ag	—	—	—	20±1	—	—	—
Temp. topliw.	koniec	190	190	190	720	900	270	260
	począt.	260	220	206	730	930	370	7
Zastosowanie	roboty emaljaw.	blachy chłodnicze	armatura mosiężna roboty elektr.	ważne przewody rurowe	łączenie miedzianych rurek w kar-terze	reparacje odlewów alum.	lotniczy (radiatory)	

M

DREWNO.

Rodzaje drewna.

W przemyśle samochodowym mogą być używane rodzaje drewna wyszczególnione w tabelce 1-ej; wytrzymałość drewna konstrukcyjnego zawarta jest w tabelce 2-ej; podanych jednak wartości nie można stosować do obliczeń konstrukcyjnych, gdyż odnoszą się one tylko do próbek o określonych wymiarach.

2. Kurczliwość drewna.

Pod wpływem suszenia drewno kurczy się, zaś pod wpływem nasiąkania — pęcznieje.

Kurczliwość linjowa drewna nie jest jednakowa we wszystkich kierunkach; najmniejszą kurczliwość wykazuje drewno w kierunku przebiegu włókien, większą — w kierunku promieniowym, a największą — w kierunku stycznym. Drewno suszone od stanu nasycenia włókien (około 30% wilgotności) do stanu zupełnie suchego wykazuje następującą kurczliwość zależną od rodzaju drewna:

w kierunku przebiegu włókien:	od 0,1% do 0,35%
„ promieniowym:	„ 2,0% „ 8,50%
„ stycznym:	„ 4,0% „ 14,00%
objętościowa:	„ 7,0% „ 21,00%

kurczliwość: drewna „ φ “ oblicza się ze wzoru:

$$\varphi = \frac{(A_{30} - A_0) \times 100}{A_{30}} \cdot \%$$

gdzie:

A_{30} — długość (objętość) w stanie nasycenia włókien.

A_0 — długość (objętość) w stanie zupełnie suchym.

Niejednakowa kurczliwość linjowa drewna wywołuje różne naprężenia wewnętrzne, pod wpływem których drewno narażone jest na pęknięcie i paczenie się. Stąd też należy zwracać baczną uwagę na wilgotność drewna, która jest zależna od temperatury i wilgotności względnej powietrza.

Wilgotność drewna „w” oblicza się na podstawie wzoru:

$$w = \frac{(C_w - C_0) \times 100}{C_0} \%, \text{ gdzie:}$$

C_w — waga drewna wilgotnego,

C_0 — „ „ „ „ zupełnie suchego,

Wymagania techniczne.

W przemyśle samochodowym może być używane tylko drewno zdrowe, którego wilgotność nie powinna przekraczać 12%; wytrzymałość drewna konstrukcyjnego nie powinna być mniejsza od norm podanych w tabelce 2-iej. Ilość drewna bielastego należy ograniczać, przyczem dębowe drewno bielaste jest wogóle niedopuszczalne; rdzenia dopuszczają nie należy. Ponadto w materiale konstrukcyjnym przebieg włókien powinien być równoległy do osi materiału, przyczem dopuszczalne odchylenia nie powinny przekraczać 10 mm na 1 m. b.

Wady niedopuszczalne:

a. opanowanie przez grzyby; w niektórych częściach składowych może być dopuszczalna jedynie sinizna, lecz tylko powierzchniowa;

b. zbutwienie;

c. wszelkiego rodzaju otwory wywołane chorobami lub uszkodzeniami mechanicznymi oraz powstałe wskutek wypadnięcia sęków lub stoczenia drewna przez owady;

d. fałszywy biel i fałszywa twardziel;

e. większe pęcherze żywiczne;

f. wszelkiego rodzaju pęknięcia; w niektórych częściach składowych mogą być dopuszczalne pojedyncze i jednostronne pęknięcia powstałe wskutek suszenia drewna, jednak wówczas należy ograniczyć ich wielkość;

g. wszelkiego rodzaju sęki; w niektórych częściach składowych mogą być dopuszczalne zdrowe i dobrze wrośnięte sęki, jednak wówczas należy ograniczyć ich ilość i wielkość.

Tabela 1. Rodzaje drewna

Rodzaj drewna	Wygląd zewnętrzny			D gr/cm ³	B _J kg/cm ³
	Biel.	Twardziel	Słoję roczne		
Sosna (<i>Pinus silvestris</i>)	Biało-żółty	Żółto brązowa	B. wyraźne	0,53	340
Świerk (<i>Picea excelsa</i>)	Barwa jednakowa, biała z żółtawym odcieniem		Wyraźne	0,47	280
Jodła (<i>Abies pectinata</i>)	Barwa jednakowa, biała z żółtawym odcieniem		Wyraźne	0,45	310
Akacja (<i>Robinia pseudoacacia</i>)	Biało-żółty.	Żółto-zielona	B. wyraźne	0,75	860
Buk (<i>Fagus sylvatica</i>)	Barwa jednakowa, różowa z fioletowym odcieniem		Wyraźne	0,75	850
Jesion (<i>Fraxinus excelsior</i>)	Biało-żółty z różowym odc.	szaro-żółta z brązowym odc.	Wyraźne	0,75	790
Dąb (<i>Quercus peduncul. i sessilifl.</i>)	Żółto-biała.	Szaro-brązowa	B. wyraźne	0,75	720
Wiąz (<i>Ulmus campestr. i montana</i>)	Jasno-żółty.	Ciemno-żółta	B. wyraźne	0,68	640
Klon (<i>Acer platanoides i pseudoplatanus</i>)	Barwa jednakowa, biała z żółtawym odcieniem		M. wyraźne	0,66	740
Brzoza (<i>Betula verrucosa i pubescens</i>)	Barwa jednakowa, biała z żółtawo-czerwonawym odc.		M. wyraźne	0,64	400
Olśza (<i>Alnus glutinosa</i>)	Barwa jednakowa, pomarańczowo-czerwonawo-brąz.		M. wyraźne	0,53	360
Lipa (<i>Tilia parvifolia i grandifolia</i>)	Barwa jednakowa, biała z żółtawym odcieniem		Niewyraźne	0,45	280

Tabela 2.
Wytrzymałość drewna konstrukcyjnego.

Rodzaj drewna	Wartości wytrzymałościowe przy 12 ^{0/0} wilgotności i przy sile działającej prostopadle do:		
	poprzedni przekroju drzewa	promiennego przekroju drzewa	promiennego przekroju drzewa
	ściskanie	zginanie	udarność
	kg/cm ²	kg/cm ²	mkg/cm ²
Sosna (<i>P. silvestris</i>)	400	800	0,4
Świerk (<i>P. excelsa</i>)	} 325	} 650	} 0,3
Jodła (<i>A. pectinata</i>)			
Buk (<i>F. silvatica</i>)	600	1000	0,5
Jesion (<i>F. excelsior</i>)	500	1000	0,6
Dąb (<i>Q. pedunc. i sessilifl.</i>)	500	950	0,5
Wiąz (<i>U. campestr. i montana</i>)	450	900	0,5
Wymiary próbek:	5 × 5 × 5 cm.	2 × 2 × 30 cm	2 × 2 × 30 cm
		Rozpiętość podp.: 24 cm	Rozpiętość podp.: 24 cm

Oznaczenie w tabelce 1:

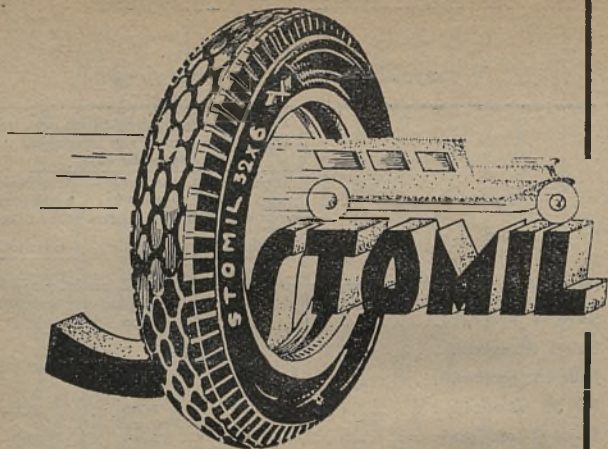
D — średni objętościowy ciężar właściwy przy około 13% wilgotności.

B_J — średnia twardość w/g Janki przy około 13% wilgotności (na poprzecznym przekroju drzewa).

Uwaga. Twardość w/g Janki określa się zapomocą wciśnięcia kulki na głębokość promienia, powierzchnia przekroju średnicowego kulki wynosi 1 cm².

3. Normy.

Dotychczas znormalizowane zostało tylko przetarte drewno iglaste do celów budowlanych; patrz normę $\frac{P. N.}{B. - 405}$.



POLSKA OPONA SAMOCHODOWA "STOMIL" S. A.

POZNAŃ

ZARZĄD—Wodna 14. FABRYKA—Starołęcka 18.

wykazała, że pod względem jakości nie ustępuje wyrobom zagranicznym.

Przedstawicielstwa i składy Konsygnacyjne we wszystkich większych miastach Polski.

GUMA.

Wydobycie kauczuku.

Słowo kauczuk oznacza w narzeczu indjan okolic Amazonki płynące drzewo (Caa = drzewo i o-chu = płynąć).

Drzewo kauczukowe „*Hevea brasiliensis*” zostało odkryte w 1835 roku przez francuskiego badacza de la Condamine. W 1839 roku Goodyear zdołał usunąć ujemne cechy kleistości podczas nagrzania i pęknięcia kauczuku przy oziębieniu zapomożą przez siebie wynalezionego sposobu wulkanizacji przez dodanie siarki i przy nagrzaniu w temperaturze 130 do 140° C.

Wydobycie kauczuku odbywa się przez nacięcie drzewa, z którego zaczyna się sączyć mleczko, spływające do podstawionego naczynia. Drzewa 8—10 letnie zaczynają już dawać mleczko, lecz dopiero w 25 roku osiągają swą pełną wydajność. Przeciętnie każde drzewo daje w ciągu roku około 7 litrów mleczka, z którego otrzymuje się 3—4 kg niewysuszonego kauczuku.

Przeróbka odbywa się przedewszystkiem w kolonjach przez suszenie oraz wędzenie, wzgl. uodpornienie chemikaljami przeciwko procesowi gnilnemu, mogącemu powstać podczas dość długiego transportu morskiego. W fabryce wyrobów gumowych kauczuk podlega mechanicznemu myciu, oczyszczeniu oraz ponownemu wysuszeniu. Dopiero w ten sposób przygotowany czysty, surowy kauczuk jest zdatny do dalszych przeróbek, które polegają: 1) na ogrzaniu, uplastycznieniu i zmiękczeniu kauczuku, 2) na dodaniu pewnych chemikalji jak siarka, biel cynkowa, litopon, farby, przyśpieszacze i t. p. przez dokładne zmieszanie z kauczukiem na mieszarkach. Tak przygotowany zmieszany materiał jest już surową gumą, która może przez

wulkanizację w temperaturze 130 — 140°C. w ciągu 5 do 60 minut otrzymać właściwą swoją charakterystykę w zależności od użytych chemikalji. Przez dodanie większej ilości siarki (do 50%) otrzymuje się gumę twardą — ebonit. (wulkanizacja 2 do 6 godzin przy temperaturze 135 — 140°C). Oprócz wulkanizacji w temperaturze 130 — 140°C. jest w użyciu zimna wulkanizacja zapomocą dwusiarczku węgla.

Opony i dętki.

Koszty eksploatacji gum w samochodzie uzależnione są przede wszystkim od umiejętne go prowadzenia samochodu, konserwacji, oraz zapobiegliwości przeciw powiększaniu się uszkodzeń. Przy należytej obsłudze koszta opon i kiszek można określić przy przejechaniu 15 tysięcy kilometrów na sumę około zł. 1000 rocznie.

Dla oszczędzenia pneumatyków należy

- 1) nieprzekraczać określonego ciśnienia w przednich i tylnych oponach,
- 2) unikać niedopompowania przez sprawdzenie ciśnienia specjalnym manometrem,
- 3) nie przeciążać opon przez nadmierne napompowanie oraz obciążenie wozu,
- 4) prawidłowo rozstawiać przednie koła,
- 5) spokojnie startować i hamować,
- 6) działać hamulcami równomiernie,
- 7) stosować czyste i niepogięte obręcze,
- 8) unikać szybkiego przejeżdżania przez szyny,
- 9) zapasową oponę i kieszki mieć w dobrym stanie, gdyż reperacje w drodze są mało wartościowe,
- 10) słońce, oliwa, smary, kwasy są nieprzyjaciółmi gumy,
- 11) zadrażnienia opony natychmiast usuwać,
- 12) podczas mrozu pneumatyki trzymać w cieple 5 do 25°C.

Reperacja pneumatyków.

Po stwierdzeniu uszkodzenia opony lub dętki należy otwór zakleić, gdyż woda z kałuż na drodze przeniknie do wnętrza opony i wywoła najprzód pleśnienie tkaniny, później gnicie i przy pierwszym wysiłku opony, tkanina się rozejdzie, wywo-

lując poważną i kosztowną reperację. Każdą dziurkę lub rysę nie większą 1 cm zaklejać natychmiast specjalnym kitem. Jeżeli otwór jest większy, należy oponę oddać do naprawy wulkanizatorowi.

Opony i kieszki samochodowe naprawia się przez wulkanizację ciepłą. Wulkanizacja kieszek na ciepło polega na tem, że kanty miejsca uszkodzonego ścina się ukośnie i raszpluje w celu otrzymania szorstkiej powierzchni, zmywa benzyną i smaruje klejem (guma surowa rozpuszczona w benzynie). Po wyschnięciu nałożyć podgrzaną gumę surową, pociętą w paski celem łatwiejszego wyrównania otworu, do grubości ścian kieszki. Tak przygotowaną kładzie się na aparat i przyciska płytką cokolwiek większą od miejsca uszkodzonego, zwracając uwagę, by nie przycisnąć brzegów kieszki, gdyż się łamią. Wulkanizuje się 4 — 6 minut, zależnie od gatunku gumy surowej przy temperaturze od 130 do 140°C.

Przy reperacji dętek należy zwrócić uwagę, ażeby masa wulkanizacyjna zwana autopłytą wulkanizowała się najwyżej w ciągu 4 — 5 minut, gdyż w przeciwnym razie miejsce około łatki kruszeje i łatwo pęka.

Powyższa oryginalna autopłyta jest w handlu, zaś cechą charakterystyczną jej jest kolor niebieski, który po wulkanizacji zamienia się na szary.

Wulkanizacja opon z wierzchu odbywa się podobnie jak dętki. Uszkodzone miejsca wycina się, raszpluje, zmywa benzyną, smaruje klejem. Po wyschnięciu nakłada się gumę surową. Tak przygotowaną oponę zakłada się stroną uszkodzoną na aparat z odpowiadającym wyźłobieniem danemu rozmiarowi i wulkanizuje się od 10 do 20 minut, zależnie od grubości i gatunku nałożonej gumy surowej.

Przy uszkodzeniu płótna oczyszczamy oponę wewnątrz na przestrzeni mającego się wstawić mankietu, następnie smarujemy klejem, zeszywamy szpagatem miejsce rozerwane, podkładając 2 łatki z płótna gumowanego; smaruje się 2 — 3 razy klejem, a po wyschnięciu wkładamy mankiety gumowane większy o kilkanaście centymetrów od rozmiaru miejsca uszkodzonego. Po wypełnieniu gumą surową powierzchni, wulkanizuje się wewnątrz jednocześnie albo każda oddzielnie, zależnie od konstrukcji aparatu wulkanizacyjnego.

Uwaga. Przy reperacji dużych uszkodzeń w oponach, gdzie wstawienie nowych płócien lub mankietu wywołuje obciążenie opony z jednej strony, zaleca się wstawiać kontramankiet (przeciwagę), celem zrównoważenia opony. W przeciwnym razie założona opona na przednim kole będzie rzucać przy szybkiej jeździe i przyczynia się do rozluźnienia połączeń sterowych oraz ścina gumę przeciążonego miejsca.

Wytrzymałościowe próby gum.

1. Próby na zrywanie na aparacie Schopper'a.

Oprócz wytrzymałości na zrywanie, z charakteru zerwania można wnioskować o jednorodności materiału. Mocowanie w uchwytach takie, by nie zachodziło pęknięcie.

Dla uniknięcia tarcia w rolkach, miejsca dotyku przysypywać talkiem. Ponieważ wytrzymałość zależy od szybkości zrywania, takową należy każdorazowo notować.

2. Próby sprężystości na rozciąganie na aparacie Martens-Schoppera.

Dają pojęcie o jakości zwulkanizowania materiału. Ręcznie korbą odsuwa się górną rolkę na odległość osiową od dolnej 30 mm, następnie w przeciągu i godziny rozciąga się próbkę na długość, wynoszącą 50% max. wydłużenia otrzymanego przy zrywaniu. Po upływie 24 godzin od ukończenia rozciągania notuje się trwałe wydłużenie.

3. Próby sprężystości na udarność naparcia Schob'a.

Wielkość odskoku młota, spadającego z początkową energią 5 kg/cm^2 , należy odnieść każdorazowo do grubości próbki 6 mm. Próbkę wykonywać przy temperaturze 20° . Wielkość sprężystości na udarność nie zależy od stopnia zwulkanizowania.

4. Próba twardości.

Nie wymaga specjalnych wymiarów próbek jak w próbach poprzednich. Materiał winien mieć jedynie powierzchnię gładką i grubość większą od 7 mm. Wci-

skając kulkę stalową o \varnothing mm. siłą 1 kg. notujemy głębokości wcisku po 5 i 30 sek. z dokładnością do 0,01 mm.

5. Próba kruchości.

Na aparacie Martens'a kulką wycina się z materiału zwulkanizowanego o \varnothing 30 mm. i obciąża się siłą 12,5 kg. aż do granicznej wartości 100 kg. Przeciętnie kulka pęka przy 50 lub 62,5 kg. Ilość obrotów aparatu wynosi 80 na minutę, można więc uważać za miernik obciążenia ilość obrotów podaną przez licznik.

Chemiczne próby gumy.

1. Określa się wilgoć.
2. Określa się zanieczyszczenia rozpuszczalne w wodzie, co szczególnie ważne jest w kauczuku surowym, gdyż w ten sposób określi się straty przez mycie. Gorąca woda rozpuszcza krochmal, klej, żelatynę, glicerynę, cukry. Jeżeli woda będzie zasadową, to będzie oznaczać, że przetwory kauczukowe były przerabiane zasadowymi związkami.
3. Aceton rozpuszcza całkowicie żywicę, wodną siarkę, oleje mineralne, wosk, anilinę, naftalinę, eter, celulozę, lanolinę oraz częściowo: tłuszcze, smołę, zepsuty kauczuk.
4. Chloroform rozpuszcza: związki bitumiczne, pochodzące z działania acetonu na zwulkanizowane składniki, depolymeryzowany surowy kauczuk.
5. Ług alkoholowy rozpuszcza: wełnę, białko, kazeinę, żywice fenolowe oraz biały i brunatny faktis, będący surogatem kauczuku.
6. Spopielenie podaje zawartość składników nieorganicznych.
7. Określa się zawartość: siarki, chlorku, związków azotowych, węglowodorów, związków węgla, oraz składników nieorganicznych.

T a b l i c e

najwyższych obciążeń w kilogramach na jedną ośkę oraz najmocniejszego ciśnienia w atmosferach w oponie pneumatyków balonowych.

Rant amerykański. 1 Atm. = 1 kg. na cm^2 = 14 lbs.

P r o f i l	Obciążenie osi w kg.	Ciśnienie		Profil	Obciążenie osi w kg.	Ciśnienie	
		Atm.	lbs			Atm.	lbs
4.40	400	1.500	21	6.00	900	1.950	28
	500	1.825	26		1000	2.175	31
	600	2.100	30		1100	2.450	35
	700	2.400	34		1200	2.675	38
4.50	500	1.850	25	6.20 & 6.50	1300	3.000	42
	600	2.050	29		900	1.750	25
	700	2.300	32		1000	1.950	28
	800	2.600	37		1100	2.175	31
4.75	500	1.600	23	6.75	1200	2.400	34
	600	1.900	27		1300	2.600	37
	700	2.175	31		1100	1.950	28
	800	2.450	35		1200	2.100	30
4.95 & 5.00	600	1.750	25	6.30	1400	2.450	35
	700	2.050	29		1500	2.675	38
	800	2.300	32		1700	3.100	43
	900	2.600	37		1200	1.900	27
5.25	700	1.750	25	6.30	1300	2.050	29
	800	2.050	29		1400	2.175	31
	900	2.300	32		1500	2.400	34
	1000	2.600	37		1700	2.675	38
5.50	800	1.825	26	6.30	1500	2.400	34
	900	2.100	30		1700	2.675	38
	1000	2.400	34				
	1100	2.675	38				

Pneumatyki wysokiego ciśnienia.

65 mm	300	2.450	35	4 1/2''	800	3.150	44
	400	3.500	49		900	3.375	47
80 „ & 3''	400	2.675	38	135 mm	1000	3.500	49
	500	3.500	49		1150	3.850	53
90 „ & 3 1/2''	500	2.800	39	5 ''	1250	4.200	59
	600	3.150	44		1000	3.150	44
	700	3.500	49		1150	3.375	47
	800	4.200	59		1250	3.500	50
105 mm & 4''	700	3.150	44	50 mm	1500	4.550	64
	800	3.500	49		1000	3.150	44
	900	4.200	59		1150	3.375	47
	800	3.150	44		1250	3.500	49
120 mm na obręcze 105 mm 120 mm	900	3.500	49	50 mm	1500	4.200	59
	1000	4.200	59		1150	3.150	44
	800	3.150	44		1250	3.150	44
	900	3.375	47		1500	3.650	51
	1000	3.500	49		1700	4.550	64
	1150	4.200	59				

Do obręczy specjalnych balonowych B. E.

Profil	Obciążenie osi w kg.	Ciśnienie		Profil	Obciążenie osi w kg.	Ciśnienie	
		Atm.	lbs			Atm.	lbs
720×120	300	1.400	20	740×140	400	1.400	20
	400	1.600	23		500	1.600	23
	500	1.750	25		600	1.750	25
	600	2.300	32		700	2.175	31
730×130	400	1.400	20	775×145	800	2.300	32
	500	1.600	23		900	2.550	36
	600	1.750	25		600	1.600	23
	700	1.175	31		700	1.900	27
				800	2.100	30	
				900	2.300	32	

Pneumatyki balonowe niskiego ciśnienia do obr. spec. balon. E. B.

780×150	600	1.600	23
	700	1.900	27
	800	2.100	30
	900	2.300	32
	1000	2.550	36

Rant amerykański do obręczy niestandardowych.

11	250	1.250	18	15	600	1.250	18
	350	1.500	21		800	1.750	25
	450	1.750	25		1000	2.250	32
	550	2.000	28		1200	2.750	38
12	400	1.500	21	16	700	1.250	18
	500	1.750	25		900	1.750	25
	600	2.000	28		1100	2.250	32
	700	2.250	32		1300	2.750	38
				1500	3.250	46	
13	550	1.500	21	17	1000	1.500	21
	650	1.750	25		1200	2.000	28
	750	2.000	28		1400	2.500	35
	800	2.250	32		1600	3.000	42
				1800	3.500	49	
14	600	1.250	18				
	700	1.500	21				
	800	1.750	25				
	900	2.000	28				
	1000	2.250	32				

Pneumatyki Giant (Olbrymy wysokiego ciśnienia.)

Profil	Obciążenie osi w kg.	Ciśnienie		Profil	Obciążenie osi w kg.	Ciśnienie	
		Atm.	lbs			Atm.	lbs
6" do obr. 5"	1.500	4.000	55	9"	3.300	6.250	88
	1.750	4.250	60		3.550	7.000	98
6"	1.750	5.750	81	10"	3.800	7.500	105
	2.025	6.250	88		4.050	7.750	109
	2.275	6.750	95		4.325	8.250	116
					4.575	8.500	119
7"	1.750	5.000	70	185 cm	4.825	9.000	126
	2.025	5.750	81		4.575	7.000	98
	2.275	6.000	84		4.825	7.500	105
	2.550	6.250	88		4.975	7.750	109
	2.800	7.000	98		5.425	8.500	119
8"	2.550	5.750	81		5.850	9.250	130
	2.800	6.250	88				
	3.050	6.750	95		1.750	5.000	70
	3.300	7.500	105		2.025	5.750	81
	3.550	7.750	109		2.275	6.000	84
	3.800	8.250	116		2.550	6.250	88
	4.050	8.500	119		2.800	7.000	98

Pneumatyki Giant-Olbrymy. Balonowe niskiego ciśn.

6.00	1.275	3.250	46	9.00	2.640	4.000	56
					2.895	4.250	60
7.00	1.370	3.250	46	9.75	3.200	4.500	63
	1.500	3.500	49		3.305	4.250	60
8.50	1.775	3.500	49	3.555	4.500	63	
	2.035	4.000	56	3.810	5.000	70	
8.25	2.035	3.500	49	10.50	4.065	4.500	63
	2.285	4.000	56		4.320	5.000	70
	2.540	4.250	60		4.575	5.250	74

Pneumatyki balonowe niskiego ciśnienia do obręczy normaln. B. E.

90 mm & 3 1/2"	00	1.750	25	120 mm	800	1.950	28
	0	2.050	29		900	2.250	32
	700	2.400	34		1000	2.550	36
	800	2.550	36		1150	2.950	42
105 mm	700	2.100	30	31 X 4.45 do obr. 30 X 3 1/2	400	1.550	22
	800	2.400	34		500	1.750	25
	900	2.550	36		600	2.050	29
					700	2.250	32
					800	2.450	35

Pneumatyki Giant Olbrzymy. Zamiana opon na silniejsze wymiary.

Wymiary	Wymiary obręczy	Wymiary zastępcze	
		Wysokiego ciśnienia	Niskiego ciśnienia

Wysokiego ciśnienia *)

32X 6	6X 20	34X7	7.50—20
36X 6	6X 24	38X7	—
34X 7	6X 20	—	—
	7X 20	36X8	8.25—20, 9.00—20
38X 7	6X 24	—	—
	7X 24	40X8	—
36X 8	7X 20	—	9.00—20
	8X 20	38X9	9.75—20
40X 8	7X 24	—	—
	8X 24	42X9	—
38X 9	8X 20	—	10.50—20
42X 9	8X 24	—	—
40X 10	10X 20	—	—
44X 10	10X 24	—	—
185X1085	1085X185 SS	—	—

Niskiego ciśnienia

6.00—20 T	5X 20	32X6	7.00—20
7.00—20 T	5X 20	32X6	—
7.00—20 T	6X 20	32X6, 34X7	7.50—20
7.50—20	6X 20	32X6	—
	7X 20	34X7	8.25—20, 9.00—20
7.50—22	6X 22	—	—
	7X 22	—	8.25—22, 9.00—22
8.25—20	7X 20	34X7, 36X8	9.00—20
8.25—22	7X 20	—	—
8.25—24	7X 24	—	9.00—22
9.00—20	7X 20	34X7, 36X8	—
9.00—22	7X 22	—	—
9.75—20	8X 20	36X8, 38X9	10.50—20
9.70—22	8X 22	—	—
10.50—20	8X 20	36X8, 38X9	—
210X910	7X 20	34X7, 36X8	8.25—20, 9.00—20

*) Przy zamianie opon wysokiego ciśnienia na opony balonowe niskiego ciśnienia zwracać się do sprzedawcy po informację.

Zamiana opon na silniejsze wymiary:
Pneumatyki samochodowe wysokiego ciśnienia.
Rant Amerykański S. S.

Wymiary	Wymiar obróczy	Wymiary zastępcze	
		Wysokiego ciśnienia	Niskiego ciśnienia *)
26 × 3 ¹ / ₂	1 ¹ / ₉ × 19	—	4.75—19, 5.00—19
28 × 3 ¹ / ₂	3 ¹ / ₉ × 21	—	4.50—21, 4.75—21
30 × 3 ¹ / ₂	3 ¹ / ₂ × 23	31 × 4	4.50—23, 5.00—23
32 × 3 ¹ / ₂	3 ¹ / ₂ × 25	33 × 4	—
31 × 4	3 ¹ / ₂ × 23 4 × 23	— 32 × 4 ¹ / ₂	5.00—23 5.00—23
32 ×	4 × 24	33 × 4 ¹ / ₂	5.00—24
33 × 4	3 ¹ / ₂ × 25 4 × 25	— 34 × 4 ¹ / ₂	— —
32 × 4 ¹ / ₂	4 × 23 4 ¹ / ₂ × 23	— 33 × 5	— 6.00—23, 6.50—23
33 × 4 ¹ / ₂	4 × 24 4 ¹ / ₂ × 24	— 34 × 5	— 6.00—24
34 × 4 ¹ / ₂	4 × 25 4 ¹ / ₂ × 25	— 35 × 5	— 6.00—25
30 × 5	5 × 20	32 × 6 Truk 32 × 6	—
33 × 5	4 ¹ / ₂ × 23 5 × 23	— —	6.50—23 6.50—23, 7.00—23
34 × 5	4 ¹ / ₂ × 24 5 × 24	— 36 × 6	— —
35 × 5	4 ¹ / ₂ × 25	—	—

*) Przy zamianach opon wysokiego ciśnienia na opony balonowe niskiego ciśnienia zwrócić się do sprzedawcy po informację.

Zamiana opon na silniejsze wymiary
 Pneumatyki samoehodowe balonowe niskiego ciśnienia
 Rant Amerykański do obręczy spec. S. S.

Wymiary	Wymiary obręczy	Wymiary zastępcze
27×/4.00—19	3 × 19	
27×/4.40—19	3 ¹ / ₂ × 19	4.75—19, 5.00—19
29×/4.40—21	3 ¹ / ₂ × 21	4.50—21, 4.75—21
29×/4.50—20	3 ¹ / ₂ × 20	4.70—20
30×/4.50—21	3 ¹ / ₂ × 21	4.75—21
27×/4.75—18	3 ¹ / ₂ × 18	5.00—18
28×/4.75—19	3 ¹ / ₂ × 19	5.00—19
29×/4.75—20	3 ¹ / ₂ × 20 & 4 × 20	5.00—20
30×/4.75—21	3 ¹ / ₂ × 21 „ 4 × 21	5.00—21
28×/5.00—18	3 ¹ / ₂ × 18	5.25—18, 5.50—18
29×/5.00—19	3 ¹ / ₂ × 19	5.25—19, 5.50—19
30×/5.00—20	4 × 20	5.25—20, 5.50—20
31×/5.00—21	4 × 21	5.25—21
32×/5.00—22	4 × 22	5.25—22
28×/5.25—18	4 × 18	5.50—18
29×/5.25—19	4 × 19	5.50—19
30×/5.25—20	4 × 20	5.50—20
31×/5.25—21	4 × 21 & 4 ¹ / ₂ × 21	
28×/5.50—18	4 × 18	6.00—18
29×/5.50—19	4 × 19	6.00—19
30×/5.50—20	4 × 20	6.00—20
30×/6.00—18	4 ¹ / ₂ × 18	
31×/6.00—19	4 ¹ / ₂ × 19	6.50—19
32×/6.00—20	4 ¹ / ₂ × 20	6.50—20
33×/6.00—21	4 ¹ / ₂ × 21 & 5 × 21	7.00—21
34×/6.00—22	4 ¹ / ₂ × 22	
31×/6.50—19	4 ¹ / ₂ × 19	7.00—19
32×/6.50—20	4 ¹ / ₂ × 20	7.00—20
32×/7.00—18	5 × 18	
33×/7.00—19	5 × 19	
34×/7.00—20	5 × 20	7.30—20
35×/7.00—21	5 × 21	
37×/7.00—23	6 × 23	
34×/7.30—20	5 × 20	

M

PALIWA PŁYNNNE DLA SILNIKÓW SPALINOWYCH.

Benzyna jest produktem destylacji ropy naftowej i składa się z niejednorodnej mieszaniny węglowodorów, wrzących w granicach 60° — 200°C .

Węglowodory te należą do trzech grup:

parafinowej	wzór chem. —	$\text{C}_n \text{H}_{2n} + 2$
naftenowej	„ „ —	$\text{C}_n \text{H}_{2n}$
aromatycznej	„ „ —	$\text{C}_n \text{H}_2 - 6$

Grupa parafinowa:

Paliwo	Wzór	Punkt wrzenia $^{\circ}\text{C}$	Ciężar właściwy przy 15°C
Hexan	$\text{C}_6 \text{H}_{14}$	69	0,663
Heptan	$\text{C}_7 \text{H}_{16}$	98,4	0,691
Octan	$\text{C}_8 \text{H}_{18}$	125,5	0,709
Nonan	$\text{C}_9 \text{H}_{20}$	150	0,723
Decan	$\text{C}_{10} \text{H}_{22}$	173	0,735
Undecan	$\text{C}_{11} \text{H}_{24}$	195	0,746

Grupa naftenowa:

Paliwo	Wzór	Punkt wrzenia °C	Ciężar właściwy przy 15° C
Cyclohexan	C ₆ H ₁₂	81	0,780
Hexahydrotoluol	C ₇ H ₁₄	100	0,770
Hexahydroxylol	C ₈ H ₁₆	119	0,756

Grupa aromatyczna:

Benzol	C ₆ H ₆	80	0,884
Toluol	C ₇ H ₈	110	0,870
Xylol	C ₈ H ₁₀	140	0,862

Węglowodory parafinowe znajdują się przeważnie w zachodnich złożach naftowych, natomiast naftenowe i aromatyczne — na wschodzie.

Ciężar właściwy paliwa niema znaczenia dla jego składu, lub lotności, jako miara porównawcza.

Dla dobrego paliwa najbardziej pożądane są węglowodory aromatyczne; w następnej kolei znajdują się — naftenowe, natomiast nie przynosi korzyści udział węglowodorów parafinowych.

Na niekorzyść węglowodorów parafinowych przemawia również ich skłonność do detonacji, przyczem jest ona wprost proporcjonalna do ciężaru właściwego i cząsteczkowego.

Bardziej korzystnie, pod względem skłonności do detonacji, przedstawiają się węglowodory naftenowe, najlepiej zaś — aromatyczne.

Benzol handlowy jest destylatem smoły pogazowej, składa się głównie z czystego benzolu C₆H₆, niedużej ilości Tuluolu, oraz śladów Xylolu. Wszystkie te składniki są węglowodorami aromatycznymi.

Ciężar właściwy benzolu wynosi od 0,875 do 0,882 — w zależności od ilości Tuluolu.

Benzol w porównaniu z benzyną wykazuje więcej zalet, daje możliwość zastosowania wyższych stopni sprężania, co jest konieczne do wyzyskania jego zalet.

Grupa alkoholowa posiada następujące alkohole — paliwa użyteczne:

metylowy,
etylowy i
butylowy,

które, posiadając w cząsteczce tlen związany chemicznie, nie są prawdziwymi węglowodorami. Ta właściwość, jak również wyższy ciepłik parowania wpływa na zachowanie się, jako paliw, nieco inaczej od prawdziwych węglowodorów.

Pod względem skłonności do detonacji korzystniejsze są od węglowodorów aromatycznych, aczkolwiek np. alkohol metylowy posiada skłonność do samozapłonu przy wysokim stopniu sprężania.

Przy napędzie spirytusowym cały cykl odbywa się przy niższej temperaturze; wpływa na to niska temperatura płomienia i wysoki ciepłik parowania. Stopień napełniania silnika jest wyższy, niż przy napędzie benzyną, lub benzolem, ponieważ niższą jest temperatura ssania.

Niska temperatura spalania powoduje wysoką sprawność cieplną silnika, podczas gdy wpływ korzystniejszego stopnia napełniania przeważa nad wpływem zmniejszonej energii wewnętrznej mieszanki.

Z tego powodu maksymalna moc silnika jest wyższa przy napędzie spirytusowym, pomimo, że jest mniejsze oddawanie ciepła ściankom cylindra.

Wartość paliwa dla silnika spalinowego charakteryzuje się cechami:

1. Skłonność do detonacji.
2. Ciepłik parowania.
3. Lotność.
4. Wartość opałowa.
5. Wartość opałowa mieszanki: powietrze — paliwo.

Lotne paliwa płynne, po zmieszaniu w stanie lotnym z powietrzem w stosunku odpowiadającym całkowitemu spalaniu posiadają w b. ciasnych granicach taką samą wartość opałową

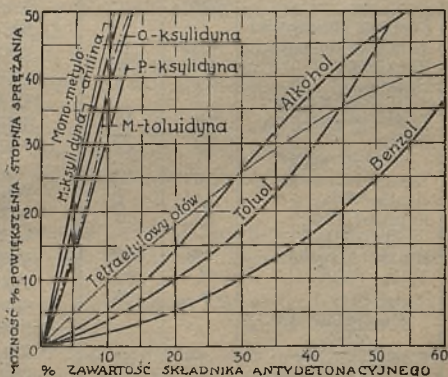
mieszanki; oznacza to, że przy spalaniu jednostki objętościowej mieszanki dają jednakową ilość ciepła.

Używane w jednakowych warunkach — dają jednakową moc i sprawność cieplną, które mogą być zmienione jedynie przez zmianę stopnia sprężania, albo odparowania w gaźniku, lub rurze ssącej.

1. Skłonność do detonacji.

Górna granica sprężania (stąd — mocy i sprawności) zależna jest od okoliczności, wpływających na samozapłon i detonację.

W paliwach, zbliżonych do benzyny, detonacja wyprzedza samozapłon. W innych paliwach, jak: eter, lub czyste węglowodory aromatyczne i spirytus, samozapłon może nastąpić bez poprzedniej detonacji.



Ze składników benzyny — węglowodory aromatyczne przedstawiają się najbardziej korzystnie w stosunku do detonacji, najmniej zaś — parafinowe.

Wszystkie mieszanki tych składników podlegają zwykłym prawom proporcjonalności, wobec czego istnieje prosta zależność między stosunkiem procentowym dwu, lub więcej węglodorów w mieszance, a stopniem sprężania, przy którym rozpoczyna się detonacja.

Umieszczona obok tablica zawiera wartości toluolu, oraz użyteczne stopnie sprężania (najwyższe) dla różnych paliw.

Najwyższym użytecznym stopniem sprężania jest ten, przy którym silnik, przy normalnem podgrzewaniu gaźnika i 1500

M

obr./min, przy dowolnej mieszance i ustawieniu zapłonu, może pracować jeszcze bez detonacji.

PALIWO	Najwyższy użyteczny stopień sprężania dla silnika Ricardo o zmiennym stopniu sprężania	Wartość toluolu dla toluolu = 100% dla benz. pozbawionej zw. arom. = 0%
Benzyna pozbawiona związków aromatyczn.	4,85	0
Benzyna I	6	38
Benzyna II	4,7	-5
<u>CIEŻKIE PALIWA</u>		
Ciężkie węglow. arom.	6,5	55
Nafta	4,2	-22
<u>WĘGLOW. PARAF.</u>		
Pentan (normalny)	5,85	33
Hexan (80%)	5,1	8
Heptan (97%)	3,75	-37
<u>BENZOLE</u>		
Benzol (czysty)	6,9	67
Toluol (99%)	>7	100
Xylol (91%)	>7	85
<u>WĘGLOWODORY NAFTE- NOWE</u>		
Cyclohexan (93%)	5,9	35
Hexahydrotoluol (80%)	5,8	31,5
Hexahydroxylol (60%)	4,9	1,5
<u>WĘGLOW. OLEFINOWE</u>		
Benzyna rozkładowa (53% nienasyc.)	5,55	23,5
<u>GRUPA ALKOHOŁOWA</u>		
Alkohol etylowy (98%)	>7,5	-
" " (95% volum)	>7,5	-
" metylowy	5,2	-
" butylowy	7,3	-
Eter (50% benzyny)	3,9	-32

2. Ciepłik parowania.

Zagęszczenie mieszanki, ssanej do cylindra, określa średnia lotność paliwa, oraz utajony ciepłik parowania.

Napełnienie, więc jest odwrotnie proporcjonalne do bezwzględnej temperatury mieszanki w chwili zamykania zaworu wlotowego.

Wszystkie paliwa, posiadające punkt wrzenia poniżej 200^o C, z wyjątkiem paliw grupy alkoholowej, przechodzą całkowicie w stan lotny przez samo zetknięcie się ze ściankami cylindra, oraz zmieszanie się z gorącymi resztkami poprzednich spalin.

Bezwzględna temperatura na początku sprężania jest zależna:

a) od ilości ciepła, doprowadzonego z zewnątrz,

b) od utajonego ciepłika parowania.

Nie zależy, natomiast, od temperatury, przy jakiej mieszanka wchodzi do cylindra.

Spirytus posiada b. duży ciepłik utajony parowania, dla całkowitego spalania się potrzebuje dużo powietrza i dlatego też ciepłik parowania ma w tem paliwie b. duże znaczenie.

W stosunku do innych paliw, — spirytus daje o wiele większą moc, chociaż wartość opałowa mieszanki jest niższa, niż u benzyny, albo benzolu.

Spirytus posiada jeszcze jedną cechę, w innych paliwach niespotykaną — przy nadmiernie bogatej mieszance moc wzrasta, ponieważ wówczas ulatnia się więcej paliwa; wywołuje to jednocześnie spadek temperatury mieszanki tak, że zysk na napełnieniu przewyższa straty, powstałe przez wyższe ciepło właściwe spalin.

W paliwach mało lotnych (nafta, alkohol metylowy i t. p.) wyższy ciepłik parowania nie daje się wykorzystać, ponieważ wymaga doprowadzenia przed wejściem do cylindra zbyt wielkich ilości ciepła, koniecznych dla uniknięcia skraplania się paliwa.

Wobec tego, przy napędzie naftą uzyskuje się ca 15% mniej wydajności, niż przy napędzie benzyną.

3. Lotność.

Od średniej lotności paliwa zależy ilość ciepła, którą należy doprowadzić w celu otrzymania równomiernego rozdziału mieszanki.

Stopień podgrzewania określa możliwość wykorzystania wyższego ciepłika parowania.

W miarę wzrostu ilości cylindrów, wzrasta długość i powierzchnia rurociągu ssącego, oraz znaczenie lotności.

Górna granica wrzenia paliwa powinna znajdować się możliwie nisko, gdyż składniki paliwa łatwo skraplają się na ściankach cylindra, przeciekają do karteru i rozcieńczają smar.

Z tego powodu nie należy obawiać się większych przeszkód, dopóki górna granica znajduje się poniżej 200°C, ponieważ nawet przy skraplaniu się w cylindrze paliwo w większości odparowuje z karteru.

Dla nafty i paliw o wysokiej temperaturze wrzenia skraplanie się w cylindrach i karterze jest dużą trudnością przy konstruowaniu odpowiednich silników.

Szybkość rozruchu zimnego silnika zależy od ilości lekkowrzających składników paliwa.

Tablica paliw.

PALIWO	Dolna wartość opałowa		Stosunek wartości opałowej paliwa	Spadek temperatury wywołanej się paliwa °C	Objętość właściwa po spalaniu: obj. w. przed spalaniem	Całkow. przez spalanie mieszanki zwoln. energia przy temp. i ciśn. norm. i całk. spalaniu
	Kal/kg	Kal/l				
Benzyna walna od związków arom. $\gamma = 0,718$	10 600	7 600	15,05		1,053	409
Benzyna I	10 250	8 010	14,5		1,038	406
Benzyna II	10 530	7 570	14,9		1,051	409,5
<u>CIEŻKIE PALIWA</u>						
Ciężkie węglow. aromat	9 950	8 800	13,8		1,04	409,7
Nafta	10 550	8 570	15,0		1,06	414
<u>ZW. PARAFINOWE</u>						
Pentan (norm.)	10 880	6 790	15,2		1,051	441
Hexan (80%)	10 700	7 315	15,2	21	1,051	408
Heptan (97%)	10 720	7 365	15,1	18	1,056	410,7
<u>ZW. AROMATYCZNE</u>						
Benzol czysty	9 630	8 480	13,2	26	1,013	401,5
Toluol (99%)	9 750	8 460	13,4	22,5	1,023	405
Xylol (91%)	9 890	8 515	13,6	21,5	1,03	406
<u>ZW. NAFTENOWE</u>						
Cyclohexan (93%)	10 430	8 200	14,7	21,5	1,044	406,1
Hexahydrotoluol (80%)	10 405	8 110	14,7	19	1,047	406,5
Hexahydroxylol (60%)	10 410	7 750	14,8	18	1,054	410,5
<u>ZW. OLEFINOWE</u>						
Benzyna rozkładowa (53% nienas.)	10 210	7 730	14,8		1,054	418
<u>GRUPA ALKOHOŁOWA</u>						
Alkohol etylowy (98%)	6 375	5 080	8,9	82,7	1,065	400
" " (95%)	6 000	4 880	8,4		1,065	395,8
" metylowy	5 340	4 430	6,5	140	1,06	406,5
Eter (50% benzyny)	9 280	6 730	13,0	27,5	1,06	415

Przy wszystkich prawie gatunkach benzyny handlowej można, przy zwykłej temperaturze tylko wówczas osiągnąć pełną prężność par, jeżeli przynajmniej 3% naczynia jest napełnione.

Silnik uruchamia się, jednak, przynajmniej z 1/30 tej ilości

Wobec tego, należy z wyjątkiem b. lotnych paliw, dbać przy rozruchu o duży nadmiar paliwa — przez zalanie gaźnika, lub używanie dyszy rozruchowej, lub innych środków.

Przy benzynie i podobnych paliwach, łatwość rozruchu bardziej zależy od ilości składników o niskim punkcie wrzenia, niż od średniego punktu wrzenia.

Przy paliwach jednolitych (np. spirytus) rozruch zimnego silnika, pomimo niskiego punktu wrzenia, może być niemożliwy. Wówczas należy nieco dodać innego paliwa (np. eter), posiadającego większą prężność par.

4. Wartość opałowa.

Wartość opałowa płynnego paliwa nie jest zależna od mocy uzyskanej na tem paliwie.

Wartość opałowa jest miarą dla ilości paliwa, zapotrzebowanej dla danej pracy.

Im mniejsza wartość opałowa paliwa — tem więcej użyć go trzeba dla tej samej pracy.

5. Wartość opałowa mieszanki paliwo-powietrze.

Moc silnika zależy od wartości mieszanki paliwo-powietrze.

Z podanej poniżej tablicy widać, że wszystkie paliwa węglowodorowe posiadają wartość opałową jednakową, zawartą w wąskich granicach.

UWAGI O PALIWIE DLA SILNIKÓW LOTNICZYCH.

Ogólnie przy dostawach paliw dla celów gospodarczych przyjęto mówić o objętości, nie zwracając zbytnej uwagi na wagę danego paliwa.

W lotnictwie sprawa przedstawia się inaczej; tutaj właśnie waga odgrywa decydującą rolę, wobec czego paliwo o najwyższej wartości opałowej na jednostkę wagi zawsze będzie miało przewagę.

Wychodząc z tego założenia, zadwałoby się, że paliwa z grupy parafinowej będą najkorzystniejsze, jednak posiadają one skłonności do detonacji.

Dla silników lotniczych specjalnie jest pożądane paliwo bardzo lotne, że względu na lepszy rozdział mieszanki, pozwalający na zredukowanie do minimum koniecznego podgrzewania, wykorzystując przez to utajony ciepłik parowania dla podniesienia mocy.

Dla dzisiejszych silników lotniczych, których stopień sprężania waha się od 5,5 : 1 do 6 : 1 musi wartość toluolu paliwa wynosić pomiędzy + 20 a + 38, dla uniknięcia detonacji i umożliwienia pracy silnika na pełnym gazie na ziemi, co jest konieczne przy starcie z pełnym obciążeniem.

Tablica paliw.

PALIWO	Skoryg. dolna wartość opar.	Najmniejsze zużycie przy stopn. spręż. 5 : 1	Sprawność ciepłna przy stopn. spręż. 5:1	Mojniższe zuży- cie paliwa przy najwyższ. do- puszcz. stopn. spr.	Sprawność ciepl. przy najwyż. do- puszcz. st. spr.	Najwyższa średn. prężność indyko- wana przy najw. dopuszcz. st. spręż. bez podgrz. gazn.			
							Kal./kg	g/kWh	l/kWh
Benzyna pozbowiona zw aromatem	10660	7645	185,5	0,258	31,9	188,9	0,264	34,4	9,73
Benzyna I	10310	8060	193,2	0,247	31,7	176	0,225	34,9	10,45
Benzyna II	10600	7610	190,3	0,254	—	201	0,268	—	9,55
<u>CIĘŻKIE PALIWA</u>									
Ciężkie węglow. arom. Nafta	10010	8850	228,4	0,258	27,6	200	0,228	31,5	—
	10610	8610	229,3	0,288	25,4	260	0,319	22,9	—
<u>ZW. PARAFINOWE</u>									
Pentan (norm.)	10960	6830	—	—	—	—	—	—	—
Hexan (80%)	10760	7370	183,9	0,269	32	181,1	0,265	32,4	9,95
Heptan (97%)	10790	7350	183,4	0,267	31,9	219,5	0,318	26,7	8,83
<u>ZW. AROMAT.</u>									
Benzol (czysty)	9700	8610	205	0,232	31,8	175,4	0,199	37,2	10,97
Toluol (99%)	9820	8520	203,5	0,234	31,7	172,3	0,198	37,5	10,99
Xylol (91%)	9960	8575	202	0,235	31,4	170,5	0,198	37,3	10,98
<u>ZW. NATENOWE</u>									
Cyclohexan (93%)	10510	8270	187,8	0,239	31,9	172,3	0,219	34,9	10,41
Hexahydrofural (80%)	10490	8170	190	0,241	31,7	176,2	0,226	34,3	10,31
Hezahydrofural (60%)	10490	7800	189,6	0,255	31,8	192	0,258	31,5	9,73
<u>ZW. OLEFINOWE</u>									
Benzyna rozdzielona (53% niemas.)	10300	7780	192	0,254	32	181,4	0,240	33,9	10,22
<u>GRUPA ALKOHOLOWA</u>									
Alkohol etylowy (98,5%)	6560	5240	296,7	0,372	32,4	238	0,298	40,4	10,64
" " (95% vol)	6190	5100	315	0,387	32,5	253	0,299	40,3	11,96
" " metylowy	5570	4620	347,3	0,420	32,7	324,6	0,392	35,1	10,82

S M A R Y.

Nr	Galunek oleju	Pochodzenie ogólne włas.	Barwa	Zapach	Odczyn	Zawart. kwasu obł. jako SO ₂ lub liczbą kw.	Mechaniczne zanieczyszcz.	Rozpuszczalność w benzynie	Asfalt	Popioł	Próba odparowania	Zawartość wody	Próba emulgowania	Ciepota właściwa przy 15°C	Viskaza Engler 20, 50, 100	Punkt stygnięcia	Punkt zapłonowy w otw. tyglu	Punkt zapal. w otw. tyglu	Zastosowanie
1	Samochodowy	Destylat lub rafin. z topy	grubośc. brun lub żółta	stabo łagodny	obojętny	<0,05 <0,1	<0,05 <0,1%	rozpuszcz.		<0,1	<0,1	nie emulgujący się	910-1.800	>6,5 >1,8	-10°	>180°	>190°	Wysoko wart. olej dla siln. chłodz. wodą	
2	Ol. siln. chłodz. powiech.	Destylat rafin. z topy				<0,1	<0,05%			<0,1	<0,1	nie emulgujący się	ca. 9	>8,2	<0° <10° w zimie	>200°	>200°	olej silnikowy	
3	Ol. samoch. gaz. siln.	Rafin. wzd. przez filtrację	Warstwa o 15% grubości			Lkw. <0,2 wzd. 2,5	<0,01%		0	<0,02%	Po 2 godz. ogrzew. przy 100°	nie emulgujący się	<970	3,5-8	+5° (latem) -5° (zimą)	>180°		Norm. ol. samoch. z dom. ol. roślin lub zwiercz. 5%	
4	Ol. dla kot. zebratych	Rafin. lub dest. comp	Klarowna, czerna lub żółta			<0,1% <0,3%	<0,05%		raf. 0% destyl. <0,2%	<0,5%	<0,05%	nie emulgujący się	<980	4-16	w/zastos.	>175°		Ol. dla kot. zebratych	
5	Ol. dla siln. lotnicz.	Rafin. lub ol. comp				<0,07% <0,4%	<0,05%		0	<0,05%	Po 2 godz. ogrzew. do 100° <0,4%	nie emulgujący się	<965	7-11	-12° do -25°	190 do 200°		Ol. dla siln. lotnicz.	
6	Ol. trypanowy i pras.	z rafin. rycynuski	Białop. żółty klarowny	Łagodny nie żółty	alkaliczny	0% maksym. 2%	0	opisan. rozpuszcz. z alk. do 95% (w waz. sto).	<5% nie zmył. diaj.	<0,5%	<0,1	nie emulgujący się	961-973	14	-10° -18°			olej silnikowy	
7	Ol. trypan. rozpuszcz. w olejach	z rafin. rycynuski				-	0	klarowny rozpuszcz. w benz. bez żółt. i aliat.		<0,1	<0,1	nie emulgujący się							jako dodatek do ol. samoch.
8	Ol. chłodz. do wierz. cenia	z rafin. miesz. z mydł. i pasz. olej.	J-żółty w emul. mierzny	nie żółty	alkaliczny	w 10% em. lakm. nie pow. czerw.				<4%	<5%	nie emulgujący się	913-918	11-15					Płyn chłodz. dla tokor. i autom. zaw. lt >85%
9	Ol. rzepakowy	z rafin. rzepakowy	J-żółty klarowny	charakteryst.	alkaliczny	-				<0,5%	<0,5%	nie emulgujący się							Obrobarki mechaniczne
10	Ol. autom. towarowy	Rafin. destylat i comp	żółty brunat. klarowny		alkaliczny	<0,05% i przy ol. com <0,5%	<0,01	rozpuszcz.	destyl. <0,05%	tożsamo <0,8%	<0,5%	nie emulgujący się	<950	2-5	<0°	>140°			Ol. chłodz. dla automat.
11	Ol. hartowniczy	destylat i ol. ze sm. paragon	żółty brunat. klarowny		alkaliczny	0		rozpuszcz.		<0,5	<0,5	nie emulgujący się	<100	3,5-6		>180°			do hartow. i uszl. narzędzi
12	Ol. łożyskowy	Rafin. żółty do kulk. i wał. woz. woz.	biały do kulk. i wał. woz. woz.		alkaliczny	<0,02% <0,01	<0,01	rozpuszcz.	0%	tożsamo <0,01%	<0,1%	nie emulgujący się	<950	3-8	+5° -5° (zimą)	>160°			łożyska kulk. i precyzyjne
13	Ol. łożyskowy	Rafin. destyl. i miesz.	żółty do brunat. nego		alkaliczny	0,6 do <10%	<0,01	rozpuszcz.	destyl. <0,25	<0,05%	<1%	<0,1%	<950	2,5-8	+5° -5° (zimą)	>160°			zwykły olej maszynowy
14	Włosz. olej Stauflera	z rafin. nie przez rozczyszczenie	żółty nie przez rozczyszczenie		alkaliczny	0	<0,5	rozpuszcz.	<4%	<0,5%	<0,5%	nie emulgujący się	800-940		P. ściek >12°				łożyska wentylatorów
15	Truszc Stauflera	ol. waz. truszc. jasne, nie przez rozczyszczenie	jasne lub ciem. nie przez rozczyszczenie		alkaliczny	0	<0,5	rozpuszcz.	<5%	<4%	<4%	nie emulgujący się	800-940		P. ściek >60°				Smarownice Stauflera
16	Truszc łożyskowy	waż. lina	jasno-żółta przezr.		alkaliczny	<0,2%	<0,5	rozpuszcz.	<4%	<0,1	<0,5%	nie emulgujący się	870-900		P. ściek >70°				Truszc dla łożysk kulk.
17	Ol. dla mechanicz. garow.	Rafin. lub ol. truszc	jasno-żółty klarowny		alkaliczny	Lkw. <0,05 wzd. 2,5	<0,01	rozpuszcz.	0	<0,01	<0,1	<0,1	<800	<3,5	<-10°	>140°			Magнето i t.p.

Nie powinien zawierac ciężkich i smolowych olejow.

P A L I W A.

N ^o	Paliwo	Punkt wrzenia	Granica wrzenia	Suchy punkt dest.	Stygność w/g Holdego	Stygność w/g Ubbelohde	Punkt zapal. w/g Abla	Punkt zapłonu w/g Martens	Punkt zapłonu w/g Krupp	Viskoza w/g Englera	Cieężar wkt. przy 15°	Para-żina	Od-czyn	Zawarł popio-łu	Zastoso-wanie	
1	Benzyna najlżejsza	35°C	do 60° 65 - 95% do 110° - 98%								680 - 700				do siln. lotnicz.	
2	Benzyna lekka I	40°C	do 90° - 60% do 120° - 96%	do 130°C							701 - 710				do siln. lotnicz.	
3	Benzyna lekka II	45°C	do 105° - 60% do 150° - 96%	150°C							711 - 720				do siln. lotn. i siln. o. m. 3HP użyzw. w radiost.	
4	Benzyna lekka III	50°C	do 70° - 2% 110° - 60% 140° - 96%	155°C							721 - 730				do siln. lotnicz.	
5	Benzyna średnia I	60°C	do 80° - 2% 115° - 60% 150° - 96%	160°C							731 - 740				do samoch. i półciężar.	
6	Benzyna średnia II	70°C	do 125° - 60% 160° - 96%	190°C							741 - 750				do sam. cięż. motorówek, stat. siln. benz.	
7	Benzyna ciężka I	80°C	do 140° - 65% 160° - 95% 170° - 98%								751 - 760				do sam. cięż. i trakt. rolnicz.	
8	Benzyna ciężka II	90°C	do 110° - 2% 150° - 60% 190° - 96%								761 - 770				do trakt. roln. i siln. motn.	
9	Nafta silnopłomienista		150 - 250° 95%		-20°C		powyżej 40°C i siln. 760%				790 - 800		obojętny		do cel. świetl. i siln. spalnia.	
10	Nafta zwyczaj. rafinow.		150 - 300° 90% powy- żej 300° - 8%		-10° nie mętn.		28° (760%)				810 - 820					do celów świetlnych
11	Nafta destylat				-5° nie mętn. -10° mętn. nie 16° zaśc.		powyżej 30°				815 - 825					do cel. św. i czyszcz. masz.
12	Nafta ciężka		do 300° - 70% 350° - 95%		-10°						825 - 840					do siln. spal. i do czyszcz.
13	Ol. gazowy	nie niżej 200°C	200-350° od 75° - 90%			nie wyżej -10°C		nie niżej 65°C	nie wyżej 330°C	nie wyżej 2° przy 20°C		0			nie wyżej 0,05	do siln. Saurera
14	Ol. gazowy lekki	130° - 250°C	do 350° - 90%			nie wyżej 0°		90°C		przy 20° 1,5-2,5°	840 - 845	poniżej 2,5%			do siln. spal. pieców hart. i wylw. gazu	
15	Ol. gazowy ciężki	130° - 250°C	do 350° - 70%			nie wyżej 0°		powyżej 90°C		20°C 1,5-2,5°	866 - 880	poniżej 2,5%			do siln. spal. piec. hartown. i opal. kotłow. okręt.	
16	Ol. solarowy					-20°		80°C (otw. tyg.)		20° 2,5-4°	875 - 885				do silników	

Nie powin. zawierać wody, kwa. sów, siarki, popiołu i obc. domiesz.

Przez domieszkę spirytusu do benzyny można w tym kierunku uzyskać bardzo poważne korzyści, ponieważ posiada on wybitne własności antydetonacyjne.

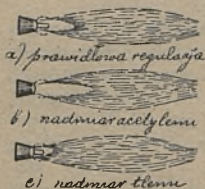
Jako odpowiedni środek antydetonacyjny do benzyn lotniczych uznano w ostatnich czasach „płyn etylowy” dodawany w stosunku 0,08 — 0,1% przyczem benzyny parafinowe (polskie) wymagają większej domieszki.

Płyn etylowy składa się z cztero-etylu ołowiu, oraz dwubromku etylenu, przyczem ten ostatni przetwarza metaliczny ołów w bromek ołowiu, czem zabezpiecza od tworzenia się osadu metalicznego ołowiu w komorze spalinowej.

Stwierdzono, że działanie płynu etylowego ma charakter katalizatora, w którym obecność ołowiu osłabia powstawanie, oraz wzrost koncentracji nadtlenków (powstawanie których sprzyja detonacji), pozatem pod wpływem antydetonatora, zmniejsza się temperatura reakcji spalania się składników parujących w paliwie, a sam płyn etylowy zupełnie nie wpływa na własności fizyczne paliwa (naprz. lotność i t. p.). Przy stosowaniu środków antydetonacyjnych zachodzi konieczność zwrócenia uwagi na zawory i gniazda zaworowe, mianowicie: zawory należy wykonywać z odpornych na wysokie temperatury stali, jak np. stal kobaltowo-chromowa; chłodzić zawory przez nadanie odpowiedniego kształtu, oraz stosowanie w trzonie zaworowym soli chłodzących, tak żeby przy pełnym obciążeniu silnika temperatura nie przewyższała 600°. Gniazda zaworowe wykonywać też z materiałów odpornych na wyższe temperatury, jak bronzal, bronz berylowy.

UWAGI O SPAWANIU.

Spawanie acetylenem.



Czynniki wpływające na dobroć spawania

- rozłożenie spoin
- należyte uregulowanie płomienia
- należyte przetopienie
- właściwe materiały dodatkowe
- czystość gazu.

Spawanie stali do 0,25% C.

- Blachy cienkie spawać metodą „w lewo”, blachy grubsze metodą „w prawo”.
 - Uważać, aby płomień palnika był stale należycie wyregulowany.
 - Trzymać palnik w ten sposób, aby jądro płomienia było oddalone na 1 do 3 mm od metalu spawanego i aby płomień jednakowo ogrzewał obydwie łączone brzozy.
 - Unikać zbyt długiego utrzymywania metalu w stanie roztopionym.
 - Spawać na całej grubości, topiąc metal od spodu do wierzchu. Dobre przetopienie można poznać po wyglądzie odwrotnej strony spoiny.
 - Metal dodawany winien być topiony jednocześnie z metalem spawanym. Pałeczkę należy trzymać w strefie redukującej płomienia i topić ją wewnątrz rowka.
 - Unikać poprawek czyli powtórnego przetapiania metalu.
- Uwaga.** Własności mech. spoiny ulepszyć przez przekucie i wyżarzenie.

Tablica drutu do spawania.

Grubość blachy spawanej mm	Drut f. „Perun” ∅ mm	Żelazo Armco	
		∅ mm	cali ang.
1	1	1,6	1/16''
2	2	1,6	1/16''
3—4	3	2,4	3/32''
5—6	4	3,2	1/8''
6—8	5	4,8	3/16''
8—10	6	6,3	1/4''

Spawanie stali powyżej 0,25% C.

Spawalność stali zmniejsza się ze wzrostem zawartości węgla. Przy C > 0,6% można otrzymać w spoinie już tylko 20% wytrzymałości a to wskutek odwęglania i przegrzania. Traci się również własności nabyte przez obróbkę termiczną.

Wrazie spawania, należy postępować jak poniżej:

1. Przygotować przedmiot, jak się to czyni w wypadku żelaza.
2. Wybrać palnik silniejszy niż do tej samej grubości żelaza.
3. Jako spoiwa najczęściej używa się żelaza szwedzkiego, można jednak stosować specjalne stopy.
4. Stosować specjalny proszek, pastę lub płyn w/g wskázówek dostawcy. Poleca się pokrywać proszkiem nie tylko płaszczyny rowka, ale i krawędzie blach od spodu.
5. Podgrzać metal do czerwoności na całej długości spawania.

6. Spawać jaknajszybciej.
7. Po spawaniu poddać przedmiot odpowiedniej mechanicznej i termicznej obróbce w celu polepszenia własności spoiny.

Spawanie stali stopowych.

Stale stopowe dają się spawać, o ile zawierają poniżej 0,2% C.

Należy tu dokładnie znać skład chem. stali, pomimo to jednak trudno jest otrzymać spoinę o własnościach bliskich do własności stali.

Zaleca się stosować odpowiednie proszki lub specjalny palnik dwupłomieniowy o dodatkowym redukującym płomieniu.

Spawanie żeliwa.

1. Przy zbyt szybkim stygnięciu żeliwo szare, może się zamienić w żeliwo białe,

2. Należy przewidzieć skutki rozszerzania się i kurczenia i podgrzewać przedmioty o specjalnie skomplikowanych kształtach.

3. Użyć palnik większy, niż dla tej samej grubości blachy żelaznej.

4. Stosować pałeczki żeliwne ze zwiększoną zawartością krzemu.

5. Trzymać płomień prawie prostopadłe do metalu, (żeliwo bowiem jest bardzo płynne) w odległości od 5 do 10 mm, zależnie od grubości przedmiotu.

6. Należy stapiać pałeczkę zanurzoną w kąpeli roztopionego metalu spoiny, nie pozwalając jej spływać kroplami do kąpeli, a wcierając ją raczej do kąpeli spoiny, przez co osiąga się dobre połączenie.

7. Unikać poprawek, a jeśli to okaże się koniecznym, nie przetapiać miejsc już spawanych bez zastosowania pałeczki i proszku do spawania.

8. W czasie spawania chronić przedmiot spawany przed przeciągiem.

9. Po ukończeniu spawania, studzić bardzo wolno.

Spawanie innych metali

Metal	Drut (elektroda)	Pasta (proszek)	Metoda spawania		Po spawaniu	Uwagi
			Płomień	odległość mm.		
nikiel (Ni)	niklowy o grubości blachy lub nieco mniejszej	Mn + Mg rozpuszcz. w wodzie	—	—	wymyć roztworem wodnym 50% HNO_3	
miedź (Cu)	miedź elektrolit lub z domieszką P \varnothing 2—6 mm.	specjalna	prostopadle	5—10	przekuć na zimno, wyżarzyć	
mosiadz (Cu Zn)	mosiadz z domieszką Al i nadmiarem Zn \varnothing 2—6 mm.	specjalna	prostopadle	5—8	przekuć na zimno lub gorąco, wyżarzyć	
bronz (Cu Sn)	bronz lany z domieszką Al i P \varnothing 5—10 mm.	specjalna	prostopadle	5—8	studzić b. wolno, hartować w miarę potrzeby	
bronzal (Cu Al)	bronzal	specjalna	prostopadle	5—8	wyżarzyć	
Aluminium i stopy Al	czysty Al lub odpowiedni stop	specjalna (b. ważne)	pochyło	5—20	wymyć i oszczołkować wyżarcia	przejście glinu do stanu płynnego jest raptowne
ołów (Pb)	czysty Pb	zbędne	\sphericalangle 45°	5—10	wygładzić powierzchnię	acetylen chem. czysty nie z wytwornicy

Próba blach na „spawalność“.

Położyć na stole do spawania kawałek badanej blachy o powierzchni około 20 cm².

Palnik acetylenowy umieścić tak, aby koniec stożka płomienia był odległy o 3 mm. od płaszczyzny próbki i ustawiony prostopadle do niej.

Przesuwając następnie palnik równoległe do blachy roztopić wąski pasek przecinający próbkę, zaś w jednym miejscu zatrzymać płomień tak długo, aż się utworzy otwór na wylot.


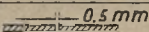
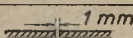
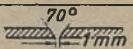
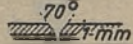
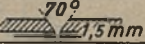
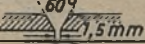
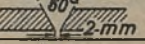
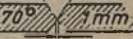
Blacha dobra: Powierzchnia paska gładka i otwór okrągły o brzegach gładkich.

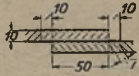
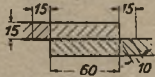
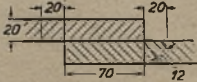

„ średnia: Powierzchnia paska chropowata i łuskowata z osadem i nierównościami od falowania. Miejsca przy brzegu cieńsze od miejsc po środku.

„ gorsza: Otwór przepali się szybciej niż w blasze dobrej i kształt jego będzie nieprawidłowy i z chropowatymi brzegami.

Spawanie elektryczne.

1. Biegun dodatni (+) na przedmiocie spawanym.
„ ujemny (—) na elektrodzie.
2. Spawać, o ile można, lewą ręką, używając prawej do przytrzymania przedmiotu, wzięcia drutu i t. p.
3. Łuk winien być jaknajkrótszy.
4. Elektrode posuwać zygzakowato w granicach odległości od spoiny 3 do 6 mm, przy skoku zygzaka = 25 mm.
5. Większe wykroje zapełniać wkładkami i wraz z niemi zalewać.

grubość blachy	Przygotowanie szwu	Prąd		Elektroda	
		Amp.	Volt.	zwykła ϕ m.m.	Armco ϕ
1,5	 0 mm	50	12	1	1/16"
2	 0,5 mm	60	15	2	- -
3	 1 mm	100	18	2	3/32"
4-6	 70° 1 mm	120	18	3	- -
6-8	 70° 1 mm	130	20	3	1/8"
8-10	 70° 1,5 mm	150	20	4	- -
10-15	 60° 1,5 mm	180	20	4	5/32"
15-20	 80° 2 mm	200	22	5	- -
>20	 70° 1 mm	Dane j.w. dla każdej strony			

grubość blachy	Przygotowanie szwu	Prąd		Elektroda ϕ m.m.
		Amp.	Volt.	
10+10		150	20	4
15+15		180	20	4,5
20+20		180	20	5
25+25		200	22	6

M

Materiały. Spawanie łukowo-atomowe.

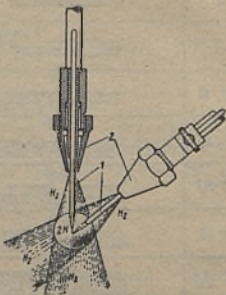
Elektrody wolframowe. Prąd zmienny 60 — 110 volt i 20 — 70 amp.

Strumienie sprężonego wodoru odchylają łuk na zewnątrz, chronią przed dostępem powietrza i podnoszą temperaturę skraju płomienia do 4000° C, gdyż drobiny wodoru w obrębie łuku rozpadają się, a wracając do pierwotnej postaci na skraju płomienia wydzielają ciepło tworzenia.

Przykłady zastosowania specjalnego:

1) Spawanie płytek ze stali szybko tnącej na oprawki noży tokarskich ze stali zwykłej.

2) Nakapywanie w celu wypełnienia szczyrby w uszkodzonym narzędziu.



Rys. 35.

ELEKTROTECHNIKA

E

TREŚĆ

Dane ogólne, Schematy	str.	537
Zapalanie.	„	542
Źródła prądu:		
Prądnice	„	557
Akumulatory.	„	566
Baterje zasadowe	„	573
Startery	„	574
Dynastartery	„	578
Oświetlenie	„	581
Sieć	„	586

DANE OGÓLNE. SCHEMATY.

Samochód zaopatrzony być winien:

1. w aparaty zapłonowe,
2. w źródła prądu (prądnica, akumulator),
3. w odbiorniki (starter, reflektory, przyrządy pomocnicze),
4. w organy łączące pow. części, które wraz z grupą 3 obejmujemy nazwą sieci (kable, przełączniki, skrzynki rozdzielcze).

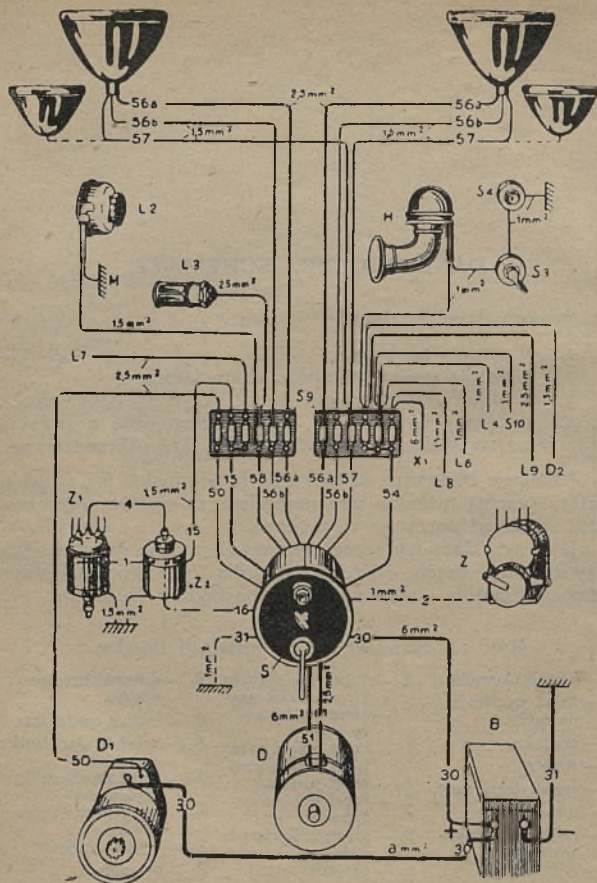
Instalacje budowane są na napięcia nominalne 6 i 12 wolt, startery pracują niekiedy pod napięciem 24 woltów, przyczem reszta instalacji pozostaje 12-woltową.

Jako przykłady wyposażenia typowych podane są niżej schematy instalacji Bosch, Marchal, Scintilla, oraz zmodyfikowana instalacja Scintilla, stosowana na samochodach Saurer.

Rys. 1. Schemat ogólny instalacji Boscha.

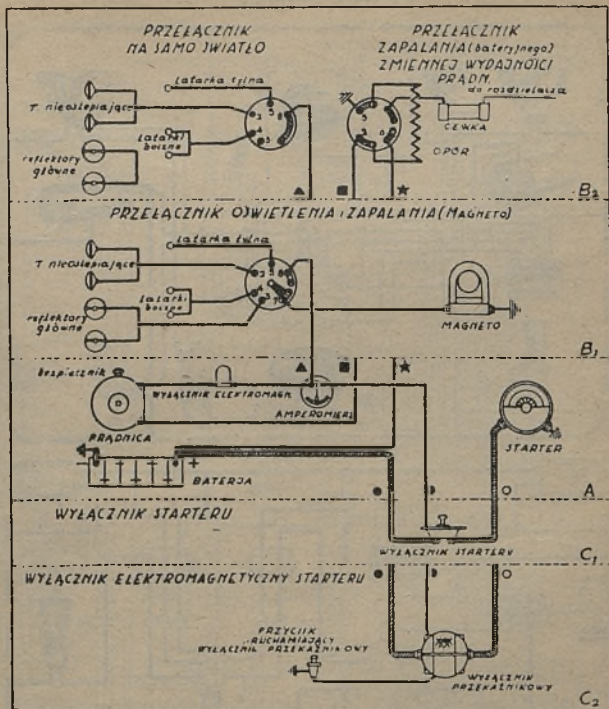
B — bateria akumulat.	L_7 — kabel do sygnału i wyłącznika stop	S_9 — skrzynka bezpiecznikowa
D_n — kabel wycieraczki do szyb,	L_1 — kabel do lampki ręcznej	S — tablica rozdzielcza
D — prądnica,	L_{11} — kabel lampki na tablicy rozdzielczej	S_{10} — kabel do ułatwiania rozruchu
D_1 — starter,	L_8 — kabel plafonu	X_1 — kabel zapalacza do papierosów
H — sygnał elektryczny,	L_7 — kabel wskaźnika kierunku	Z_1 — rozdzielacz i przerywacz
M — masa	S_3 — przełącznik sygnału miejskiego i silnego	Z_2 — cewka zapłonu
L_{10} — reflektorek nastawialny	S_4 — przycisk sygnału	Z — magneto.
L_6 — tylne światło		

UWAGA: Kabel r6 istnieje tylko przy trudno startujących silnikach (opór co najmniej 1,5 Ω na metr przy śr. 1 mm).



Rys. 1. Schemat instalacji Boscha.

Rys. 2. Schemat ogólny instalacji Marchal-Vancauson.



Przy zastosowaniu zespołów

$A B_1 C_1$ mamy: zapalenie od magneto, wyłącznik starteru bezpośredni

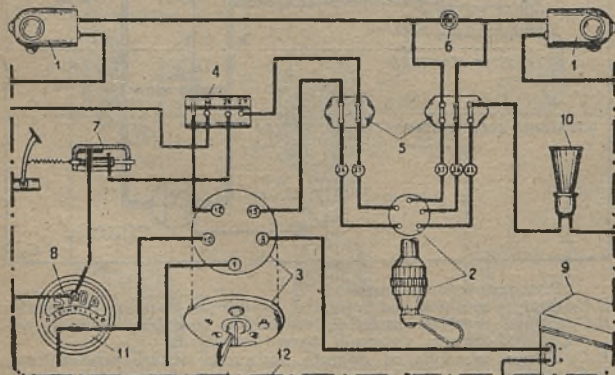
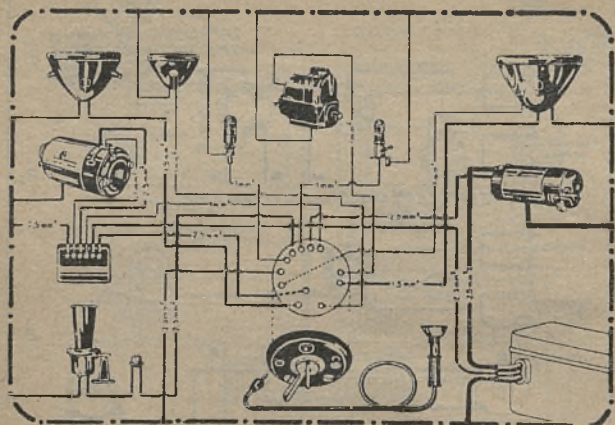
$A B_2 C_1$ mamy: zapalenie bateryjne, ewentualnie prądnicza o zmiennej wydajności, wyłącznik starteru bezpośredni

$A B_1 C_2$ mamy: zapalenie od magneto, wyłącznik starteru przekąźnikowy

$A B_2 C_2$ mamy: zapalenie bateryjne, ewentualnie prądnicza o zmiennej wydajności, wyłącznik starteru przekąźnikowy.

W instalacjach tych zastosowano oddzielne reflektory do oświetlenia pełnego i nieoślepiającego.

Rys. 3. Schemat instalacji Scintilla PN oraz instalacji sygnałowej Scintilla.

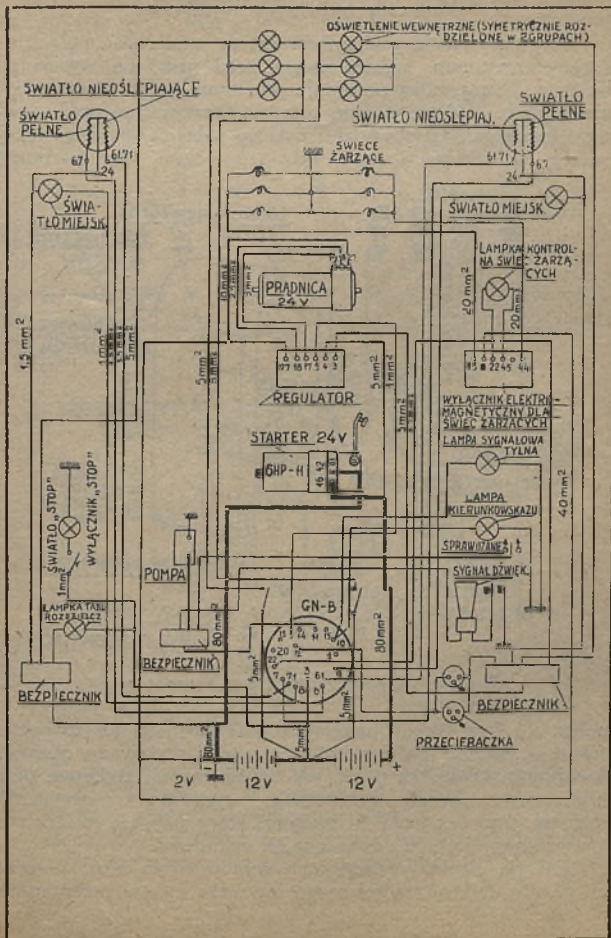


- 1 — kierunkowskazy migawkowe
2 — wyłączn. kierunkowskazu
3 — stacyjka rozdzielcza

- 4 — przerywacz p
5 — tabl. rozdziel
6 — lampka kontrolna kierunkowskazów
7 — wyłącznik „stop”

- 8 — sygnał „stop”
9 — akumulator
10 — sygnał el. (klaxon)
11 — światło tylne
12 — masa

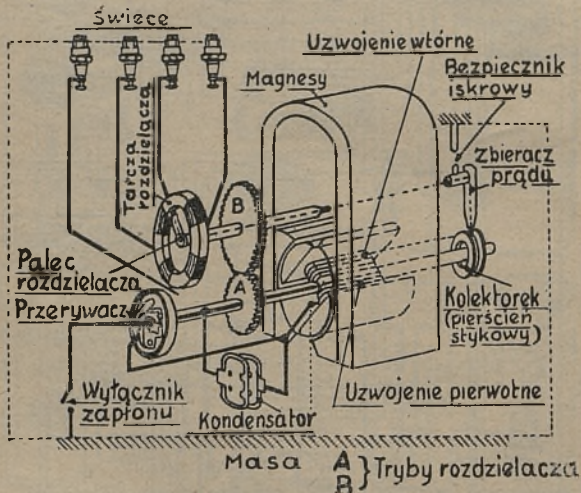
Rys. 4. Schemat instalacji Scintilla-Ursus-Saurer BLD.



ZAPALANIE.

Magneta wysokiego napięcia.

Magneto wysokiego napięcia jest to prądniczka, połączona z transformatorem, zamieniającym prąd nisko na wysokonapięciowy. Obrót wałka powoduje powstanie prądu w obwodzie pierwotnym. Prąd ten musimy przetransformować na prąd wysokiego napięcia. W obwodzie niskiego napięcia jest więc przerywacz, przerywający prąd, gdy ten osiąga swe maximum

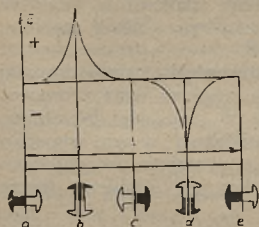


Rys. 5. Układ zapalania z magnetem.

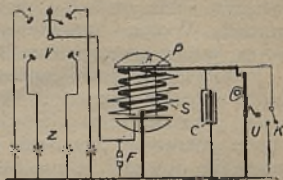
(położ. a i d na rys. 6), na kotwiczce zaś nawinięte jest uzwojenie wtórne o znacznej ilości zwojów. W chwili przerywania obwodu pierwotnego kotwiczka działa jak transformator: znikające pole magnetyczne obwodu pierwotnego wytwarza w uzwojeniu wtórnym prąd o wysokim napięciu, który poprzez rozdzielacz doprowadzany jest do odpowiednich cylindrów.

Energja cieplna wyładowania wynosi około 0,01 — 0,02 cal. gr. By uniknąć nadmiernego iskrzenia styków przerywacza

włącza się równolegle do nich dodatkową pojemność w postaci kondensatora. Dla zabezpieczenia twornika od przebicia, magneto zaopatrzone jest w bezpiecznik iskrowy. Do wyłączenia zapłonu

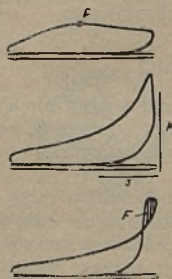


Rys. 6. Jeden obrót twornika. Siła elektomotoryczna przy różnych położeniach twornika.

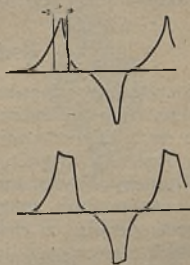


Rys. 7. Schemat magneta.

P — uzw. pierwotne, *S* — uzw. wtórne, *A* — połączenie uzwojeń, *C* — kondensator, *U* — przerywacz, *V* — rozdzielacz, *Z* — świeca, *F* — bezpiecznik, *K* — wyłącznik magneta.



Ryc. 8. Wykresy pracy przy różnych ustawieniach zapłonu: *p* — ciśnienie na tłok w kg/cm^2 , *S* — droga tłoka, *F* — stracona powierzchnia pracy przy zbyt przyspieszonym zapłonie.



Rys. 9. Wykres siły elektromagnetycznej magneta. *Z* — zakres przestawiania zapłonu.

posiada magneto urządzenie, które zwiera obwód pierwotny na masę, uniemożliwiając jego przerwanie.

Schemat magneta podany jest na rys. 7.

Przestawienie zapłonu. Najodpowiedniejszym do przerywania obwodu pierwotnego jest moment, gdy prąd w nim pły-

E

nący jest maksymalny, a więc w położeniu a i d na rys. 6. Z drugiej strony zależność szybkości spalania¹⁾ od warunków atmosferycznych, napełnienia, etc., powoduje, że koniecznym jest zapewnienie sobie możliwości przestawiania zapłonu w pewnych granicach. Wpływ niewłaściwego ustawienia chwili zapłonu staje się jasnym po rozpatrzeniu rys. 8.

Przestawianie chwili zapłonu może odbywać się w dwojaki sposób: a) przez pokręcenie twornika magneta wraz z umocowanym przerywaczem o pewien kąt w stosunku do silnika, b) przez pokręcenie pierścienia przyspieszenia: w tym wypadku przerwanie obwodu pierwotnego nie następuje w najodpowiedniejszej chwili, a gdzieś obok i iskra jest osłabiona (patrz rys. 9).

Dla uniknięcia wady podanej w p. b) stosuje się niekiedy nasadki magnesów specjalnie ukształtowane.

Kąt przestawienia zapłonu, jaki umożliwiać winny magneta, wynosi do $40 - 45^{\circ}$ licząc na wale silnika. Kąt ten zależy od konstrukcji silnika, jego przeznaczenia, obrotów etc.

Konstrukcje magnet.

Rozróżniamy magneta: a) o nieruchomych magnesach — normalne, b) o nieruchomych uzwojeniach i magnesie obracającym się, c) o nieruchomych uzwojeniach i magnesie — z ruchomą zasłonką magnetyczną.

Magnesy. Wykonane są ze specjalnej stali, o dużej zdolności zachowywania magnetyzmu. Magnesowanie odbywa się zapomocą specjalnych elektromagnesów. Kształt magnesów przy magnetach normalnych jest podkowiasty; magnes zaopatrzony jest w dwie nasadki, ściśle dopasowane do kształtu wirnika; luz między temi częściami wynosi 0,2 mm. Inne magneta mają magnesy dzwonowe, lub wirujące w kształcie wałka z nasadkami (Alco SEV).

Wirnik. Na rdzeniu wirnika, wykonanym z cienkich wzajemnie izolowanych blach nawinięte są: uzwojenie pierwotne ($100 \div 150$ zwojów drutu $\varnothing 0,5 \div 0,7$ mm), oraz wtórne ($9 \div 14\ 000$ zwojów drutu $\varnothing 0,09 \div 0,12$ mm). Do twornika

¹⁾ średnio około 2 do 2,3 m/sec., szybkość tłoka dochodzi do 4 — 5 m/sec.

tego przymocowany jest kondensator. Pozatem wirnik zaopatrzony jest w kolektorek — pierścień stykowy, po którym ślizga się szczotka mostka, zakończonego z przeciwnej strony drugą szczotką — t. z. palcem rozdzielacza — patrz rozdzielacz.

Na wirniku umocowane jest koło zębate, napędzające mostek lub palec rozdzielacza. Wirnik zakończony jest czopem do umocowania sprężyłka napędowego.

$$\text{przekładnia } p = \frac{\text{Ilość obr. wirnika}}{\text{Ilość obr. silnika}} = \frac{i}{2n};$$

Gdzie: i — ilość cylindrów, n — ilość iskier użytecznych dawanych przez magneto na 1 obrót. Dla normalnego magneta $n = 2$ i przy 4 cyl.

$$p = \frac{4}{4} = \frac{1}{1}; \quad \text{przy 6 cyl. } p = \frac{6}{4} = \frac{3}{2};$$

magneto obraca się $1\frac{1}{2}$ raza szybciej od silnika.



Rys. 10. Przerwywacze magnet:

a) Magneto o magnesach nieruchomych (Bosch). A — kowadełko, F — sprężynka przerwywacza, G — pierścień przyśpieszenia, H — dźwigenka ruchoma — młoteczek, I — piętko, K — styk młoteczka, K₂ — styk kowadełka, N — garby, S — tarczka przerwywacza.

b) Magneto o magnesach wirujących (Scintilla): 17 — dźwigenka przerwywacza, 9 — sprężynka, 10 — styki, 6 — ośka dźwigenki.

Twornik magneta o magnesie wirującym stanowi sztabka z blach, naokół której nawinięte są uzwojenia. Kondensator t. z. nazwojony umieszczony jest wtedy pomiędzy uzwojeniami.

Przerwywacz. Składa się z części ruchomej i nieruchomej. Zasadniczo tworzą go: dwa styki — kowadełko i młoteczek

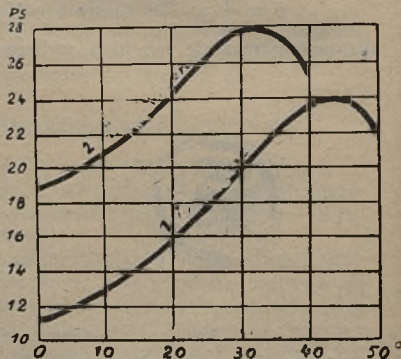
z urządzeniem dźwigniowym do odchylenia młoteczka, oraz krzywka, rozrządzająca tem odchyleniem. Jedna lub druga część może być ruchoma zależnie od typu przerywacza. Między styki przerywacza włączone są równoległe okładki kondensatora umieszczonego na wirniku.

Na jeden ze styków, izolowany od masy, włączony jest obwód pierwotny za pośrednictwem t. zw. śrubki izolowanej; drugi styk połączony jest z masą: gdy zakończenie dźwigienki — t. zw. piętka zostaje odchylona przez garb krzywki, następuje przerwanie obwodu pierwotnego.

W chwili przerwy odległość styków wynosić winna $0,3 \div 0,4$ mm. Ilość garbów krzywki zależy od ilości przerw na jeden obrót magneta, a więc od jego konstrukcji.



Rys. 12. Zniszczenie styków platynowych przez prąd jednokierunkowy.



Rys. 13. Wpływ przyspieszenia zapłonu i zapalania podwójnego na moc silnika. 1 — jedna świeca, 2 — dwie świece.

Styki przerywacza wykonywane są albo z platyny + 10 do 20% irydu — drogie, lecz dobrze pracujące w normalnych warunkach, albo z wolframu — tańsze, lepiej od platynowych pracujące w atmosferze par benzyny i oliwy, oraz tam, gdzie kierunek prądu jest stały (zapal. bateryjne i magneta siln. jednocylindrowych) — platynowe wytwarzają w tym wypadku na jednym styku wzniesienie, na drugim wklęsły krater (patrz rys. 12),

Przyspieszenie zapłonu uskutecznia się, jak powiedziano wyżej przez pokręcanie krzywki (pierścienia przyspieszenia), albo przerywacza wraz z twornikiem. Normalnie stosuje się przestawialność zapłonu od 0 do 40° licząc na wale korbowym, przy czym optymalne przyspieszenie zależy od tak dużej ilości czynników, że najcelowiej jest ustalić je eksperymentalnie.

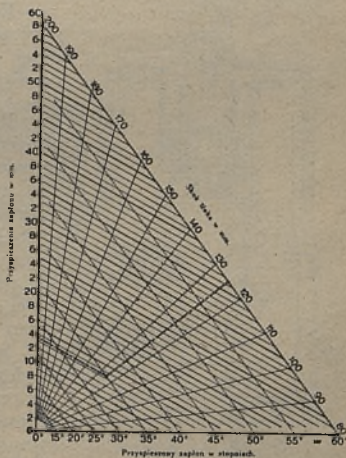
Dla zamiany kąta przyspieszenia na mm skoku podany jest wykres (Rys. 14).

Rys. 14. Wykres dla określania przyspieszenia zapłonu w mm.

Ten wykres służy do określania przyspieszenia zapłonu mieszanki w mm skoku tłoka, o ile znane są: skok tłoka i kąt przyspieszenia zapłonu, przy którym silnik posiada największą sprawność.

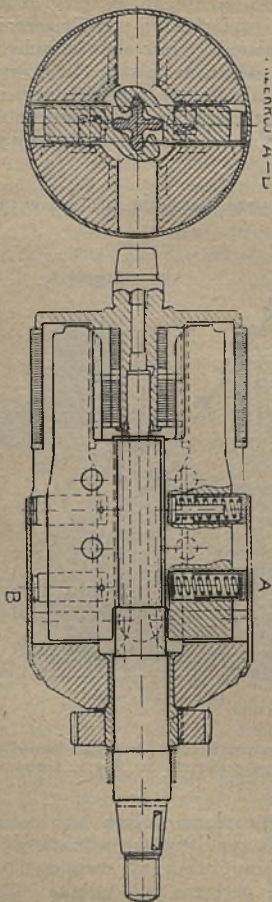
Naprzykład: Skok tłoka silnika wynosi 125 mm., wymagany największy kąt przyspieszenia zapłonu jest 35° . Aby określić przyspieszenie zapłonu w mm, odnajduje się na linii pochylej (skok tłoka w mm) wartość 125, następnie przeprowadza się prostą ——— łączącą wartość 125 z początkiem układu współrzędnych (tak, jak to jest wskazane na wykresie) aż do punktu przecięcia się tej prostej z podziałką poziomą, wskazującą liczbę stopni 35° (przyspieszenie zapłonu w stopniach). Następnie prostą równoległą do prostych, dzielących skalę przyspieszenia zapłonu w mm Punkt, w którym ta prosta przecięnie skalę pionową, stanowi wartość przyspieszonego zapłonu w mm, który w przytoczonym przykładzie odpowiada kątowi 35° .

Przy wykreślaniu tego wykresu wzięto za podstawę, że długość korbowodu równa się $2,25 \times$ skok tłoka.



Automatyczne przestawianie zapłonu polega na zastosowaniu wbudowanych w magneto regulatorów odśrodkowych. Przykład jednego z rozwiązań mamy na rys. 15: magnes dzwonowy pokręcany tu jest wraz z garbami przerywacza dzięki ciężarkom i odpowiednio zbudowanej przekładni zębatej.

Rys. 15. Magnes magneta Scintilla z urządzeniem do samoczynnego przestawiania zapłonu.



Zapłon podwójny możemy uzyskać różnie: przez zastosowanie dwóch magnet, z których każde obsługuje oddzielną świecę, użycie magneta o podwójnym przerywaczu i rozdzielaczu, wreszcie przez połączenie dwóch świec w szereg (w tym ost. wypadku jedna ze świec ma obie elektrody izolowane).

Kondensator składa się z płytek folii aluminiowej lub innej, oddzielonych mika, lub papierem parafinowanym.

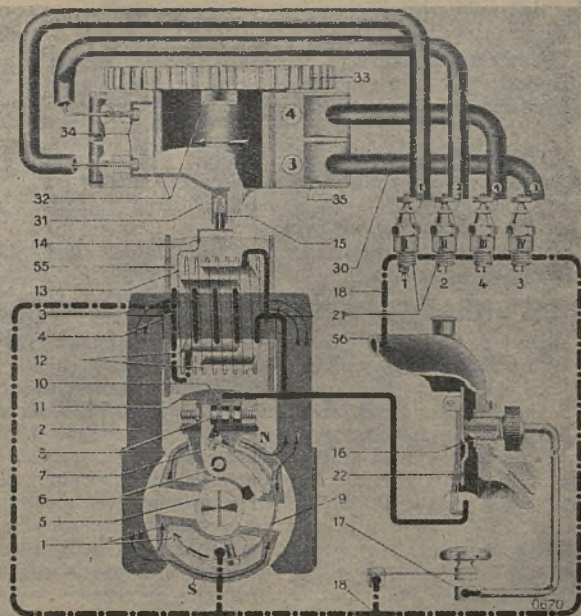
Rozdzielacz. Ruchoma szczotka (palec), kontaktując ze stykami, zatopionymi w pokrywie rozdzielacza (odbiornika), doprowadza do nich kolejno prąd wysokiego napięcia. Połączone ze stykami zaciski przekazują ten prąd w odpowiedniej kolejności do świec, za pośrednictwem kabli.

Szczotki mamy 2 rodzajów: węglowe (zanieczyszczają się) z przerwą iskrową (te ostatnie stosowane w zapalaczach bateryjnych, odstęp styków wynosi około 0,5 mm — powstająca iskra polepsza warunki zapłonu).

$$= \frac{\text{ilość obrotów magneta}}{\text{ilość obr. szczotki rozd.}} =$$

$$= \frac{\text{ilość iskier daw. na 1 obr. magn.}}{\text{ilość cylindrów silnika}}$$

Rys. 16. Magneto Scintilla o magnesach wirujących.



Schemat działania Magneta dla silników 4- i 6-cylindrowych.

(Schemat ten przedstawia magneto 4-cylindrowe o kierunku obrotu w lewo; kierunek magneta podaje się zwykle od strony jego napędu).

- | | |
|-----------------------------------------------------------|-----------------------------------------------|
| 1. Magnes wirujący. | 21. Świece. |
| 2. Należy biegunowe. | 22. Mostek wraz ze szczotką prądu pierwotne |
| 3. Rdzeń cewki. | 23. Pokrywa z dźwignią do przestawienia zapło |
| 4. Uzwojenie pierwotne. | 24. Pokrywa odbiorników prądu. |
| 5. Krzywka przerywacza z dwoma noskami. | 25. Łożyisko przednie. |
| 6. Os dźwigni przerywacza | 30. Przewodniki świec. |
| 7. Dźwignia przerywacza. | 31. Rozdzielacz |
| 8. Śrubka stykowa krótkka (maso). | 32. Wycinki rozdzielacza |
| 9. Sprężyna przerywacza. | 33. Duże koło zębate rozdzielacza. |
| 10. Śrubka stykowa długa. | 34. Elektrody. |
| 11. Oprawka izolowana śrubki stykowej | 35. Odbiorceki prądu. |
| 12. Kondensator | 36. Małe koło zębate rozdzielacza. |
| 13. Uzwojenie wtórne. | 49. Korpus magneta. |
| 14. Styk środkowy. | 50. Łożyisko przednie. |
| 15. Węgielek środkowy rozdzielacza. | 51. Korpus przerywacza. |
| 16. Zacisk izolowany krótkiego zwarcia prądu pierwotnego. | 52. Pierścień prowadzący przerywacz |
| 17. Zacisk izolowany wyłącznika. | 53. Sprężyna dociskowa pokrywy przerywacza. |
| 18. Masa. | 55. Nieruchoma cewka. |
| 19. Pokrywa przerywacza. | 56. Pokrywa magneta. |
| 20. Śruby pokrywy przedniej. | 58. Śruba pokrywy przerywacza. |

W silnikach jedno i dwucylindrowych rolę rozdzielacza gra pierścień kolektora, którego zatopiona blaszka stykowa, łączy się w odpowiednich chwilach z 1 lub 2 szczotkami, doprowadzającymi prąd do cylindrów.

Bezpiecznik stanowi w magnetach przerwa iskrowa w postaci oddalonych o 7 — 10 mm ostrzy, między którymi następuje wyładowanie w razie nadmiernego oporu obwodu zewnętrznego.

Ustawianie magneta. Rozłączanie styków następować winno, gdy kotwiczka oddali się w kierunku obrotów od końca nasady biegunowej na 2 do 4 mm: położenie to zaznaczone jest z reguły przez klin lub występy.

Silnik ustawiamy w ten sposób, że tłok np. pierwszego cylindra znajduje się wg. m. p. po odbyciu suwu sprężania. Magneto ustawiamy na najpóźniejszy zapłon, przesuując pierścień przysp. najdalej w kierunku obrotów przerywacza. Twornik ustawiamy na chwilę, gdy rozpoczyna się rozchodzenie styków. W tych położeniach łączymy magneto z napędem.

Kabel ustalonego, np. pierwszego cylindra łączymy ze stykiem, z którym w danej chwili kontaktuje szczotka. Następne w kolejności obrotów szczotki, styki łączymy ze świecami, odpowiednio do kolejności pracy cylindrów. Kolejność tę ustalamy jednym ze znanych sposobów (obserwacja zaworów, etc.), lub mamy zgóry podaną. W silnikach czterocylindrowych może być ona: 1, 2, 4, 3 lub 1, 3, 4, 2; w sześciocylindrowych najczęściej stosuje się: 1, 5, 3, 6, 2, 4, lub 1, 3, 5, 2, 6, 4 oraz 1, 3, 2, 6, 4, 5, dla tych jednak i więcej cylindrowych silników istnieje ogromna ilość możliwych kolejności zapłonu.

Inne konstrukcje magnet. Magneta do silników w kształcie V muszą być budowane nieco odmiennie, ze względu na niejednostajne odstępy kątowe między zapłonami. Garby pierścienia przyspieszenia leżą wtedy nie pod kątem 180° , a pod innym, zależnym od ustawienia cylindrów. Pamiętać należy, że kąty na wale korbowym i wale magneta nie są jednakowe, a zależą od budowy magneta i ilości cylindrów. Kształt nasadek biegunowych też jest odpowiednio zmieniony.

Istnieją też magneta rozruchowe, uruchamiane ręcznie, łączone z mostkiem magneta normalnego, a przeznaczone do ułatwienia rozruchu dużych silników.

Wzmacniacz prądu stanowi zwykły przerywacz elektromagnetyczny (por. dzwinkowy), połączony z cewką, przyczem cały aparat zasilany jest z akumulatora i włączany na czas pracy starteru w obwód pierwotny magneta.

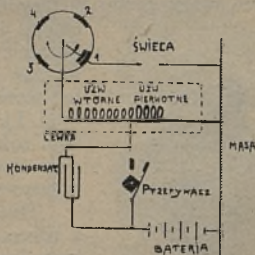
Sprzęgła odrywowe. Służą również do ułatwiania rozruchu w dużych silnikach, zaopatrzonych w magneta. Przy małych ilościach obrotów twornik magneta hamowany jest tutaj przez szczęki sprzęgła, wałek zaś napędowy naciąga sprężynę, która po wykonaniu przez twornik pewnej części obrotu zostaje zwolniona i b. energicznie pokręca twornik, przez co uzyskujemy mocną iskrę. Przy 120 do 150 obr/min szczęki hamujące sprężynę zostają rozchylone i magneto pracuje normalnie.

Sprzęgła. Spotykamy: stalowe płytkowe (Bosch), gumowe ze złóbkami (Pallas-Sims), gumowe krzyżowe (Scintilla), tarczowe i wiele innych. Zasadniczą rzeczą jest możliwość doregulowania położenia kątowych wałków łączonych, w pewnych granicach.

Zapalacz bateryjny.

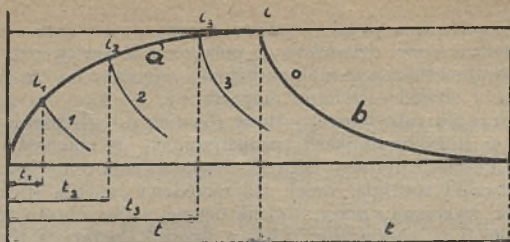
Zapalacz bateryjny składa się ze źródła prądu, przerywacza, oraz cewki transformatora. Za źródło prądu służy zespół prądnic — akumulator. Nazwa powstała stąd, że baterja dostarcza prądu przy rozruchu.

Cewka stanowi przyrząd, mieszczący, analogicznie do magneta, dwa uzwojenia: pierwotne i wtórne, odpowiada więc twornikowi. Połączenie obwodów w zapalaczu podane jest obok.



Rys. 17. Schemat zapalania bateryjnego.

Proces przerywania prądu w zapalaczu bateryjnym. Wskutek istnienia oporności pojemnościowej cewki prąd w uzwojeniu pierwotnym nie rośnie odrazu do wartości, jakaby wynikała z prawa Ohma, a dochodzi do niej stopniowo. Rys. 18 pokazuje wielkości prądu, osiągane przy różnych czasach zamknięcia przerywacza. Widzimy, że im mniejszy jest czas zamknięcia przerywacza, tem słabszy prąd płynie w chwili przerywania przez uzwojenie pierwotne. Okazuje się w rezultacie, że przy zwiększaniu ilości obrotów silnika, gdy okresy włączenia prądu stają



Rys. 18. Wielkości prądów przy różnych czasach przepływu.

i_1, t_1, \dots — czasy, $i_1, i_2, i_3, i_4, i_5, i_6$ — prądy, *a* — krzywa prądu zamknięcia
b — krzywa prądu otwarcia obwodu.

się coraz krótsze, wydajność zapalacza bateryjnego maleje (czas zamknięcia obwodu $1/50 \div 1/100$ sec). Przerwywacz może przerywać obieg prądu w chwili wytwarzania iskry (konstr. zamknięta) albo zamykać go (konstr. otwarta).

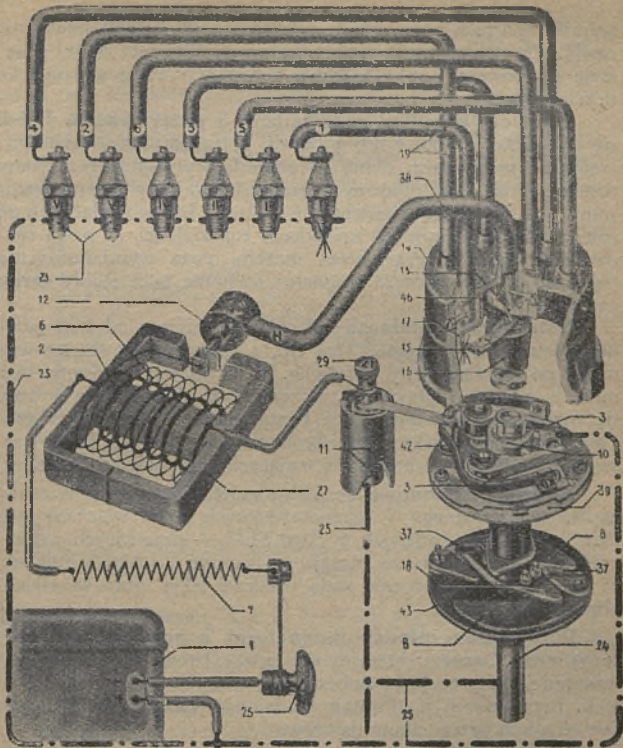
Obecnie przerywacze sterowane są mechanicznie, jak w magnecie, dawniej stosowano też przerywacze elektromagnetyczne (Ford mod. T). Zużycie prądu przerywacza otwartego rośnie, zamkniętego maleje ze wzrostem ilości obrotów. Obecnie stosuje się przerywacze zamknięte.

Budowa (rys. 19). Cewka składa się z rdzenia żelaznego, wykonanego z cienkich blach, oraz nawiniętych nań uzwojeń: pierwotnego (opór $0,25 \div 0,4 \Omega$) i wtórnego ($2000 \div 4000 \Omega$). Zwoje są starannie izolowane.

Na korpusie cewki umocowany bywa opornik, włączony szeregowo w obwód pierwotny. Przy małych obrotach silnika przy przerywaczu zamkniętym przez cewkę płynie stosunkowo duży prąd: drut opornika ogrzewa się wtedy, opór jego rośnie i prąd zostaje zmniejszony do wielkości nieszkodliwej dla całości cewki. Jeżeli kierowca nie wyłączy zapłonu podczas postoju to



Rys. 19. Cewka z opornikiem rozebrana (Bosch).



Rys. 20. Przyrząd zapłonowy ba eryjny Scintilla.

1 — bateria, 2 — uzw. pierwotne, 3 — dźwignienka przerywacza, 6 — uzw. wtórne, 7 — opór, 8 — ciężarki regulatora, 9 — wkładka filcowa do smarowania, 10 — garby przerywacza, 11 — kondensator, 12 — zacisk do kabla wys. nap., 13 — styk wysok. napięcia w pokrywie, 14 — pokrywa rozdzielacza (ze stykami), 15 — jeden ze styków pokrywy, 16 — palec rozdzielacza, 17 — gniazdo kabla w pokrywie, 18 — krzywka, pokręcająca wałek rozrządczy, 19 — kable do świece, 23 — świece, 24 — wałek napędowy, 25 — misa, 26 — włącznik zapłonu, 27 — rdzeń cewki, 29 — zacisk kondensatora (do obw. pierwotnego), 37 — sprężynki regulatora, 38 — kabel cewka — rozdzielacz, 39 — tarczka przerywacza, 42 — taśma łącząca przerywacz z kondensatorem, 43 — tarcza regulatora samoczynnego przestawiania zapłonu, 46 — styk środkowy palca rozdzielacza.

E

spiralka opornika przepala się, ochraniając od spalenia uzwojenie cewki. Przy dużych obrotach opornik ma b. mały opór, pozostaje on bowiem zimny wskutek przepływu małej stosunkowo ilości prądu.

Głowica (kopułka) rozdzielacza i przerywacza. Dzieli się ona zazwyczaj na 2 lub 3 piętra: górne zajmuje rozdzielacz, środkowe przerywacz, dolne — odśrodkowy regulator zapłonu, działający na wałek pionowy z garbami. Do głowicy przymocowany jest zazwyczaj kondensator, okładki którego włączone są równoległe do styków. O szczotkach rozdzielacza — patrz rozdzielacze magnet. Przerywacz niczem, poza wymiarami, nie różni się od przerywacza magneto: ruchome są z reguły garby przerywacza.

Ustawianie zapalacza nie różni się niczem od analogicznego ustawiania magneta. Tłok np. i cylindra ustawia się wg. m. p. po odbyciu suwu sprężania. W tej pozycji sprężona być musi z silnikiem głowica przyczem styki rozdzielacza muszą się rozchodzić, zaś styk palca kontaktować ze stykiem zacisku i cylindra. Dalsze, w kierunku obrotów zaciski, łączy się kablami ze świecami cylindrów w kolejności, mających mieć miejsce, zapłonów.

Aparaty zapłonowe kombinowane. Stanowią połączenie zapalacza bateryjnego i magneta, których praca włączana jest bądź na zmiany, bądź, jak w Alco SEV — pracujących jednocześnie w ten sposób, że energia ich sumuje się. Otrzymuje się w ten sposób praktycznie stałą wielkość iskry przy wszelkich obrotach silnika.

Porównanie między magnetami a zapalaczami bateryjnymi. Zapalacz bateryjny jest tańszy, łatwiejszy w montażu, dostępniejszy, pracuje b. dobrze przy rozruchu i małych obrotach. Przy dużych il. obrotów wydajność jego maleje. Zależny jest od stanu baterji akumulatorów.

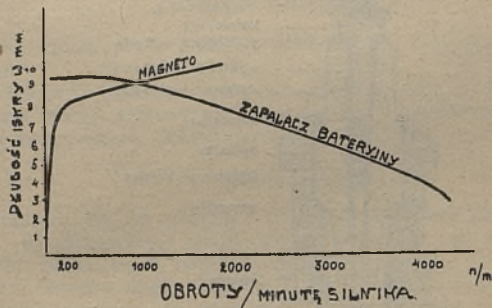
Magneto wysokiego napięcia jest pewniejsze, jako niezależne od baterji, lecz rozruch silnika jest trudniejszy. Przy wysokich obrotach magneto pracuje lepiej od zapalacza bateryjnego (por. rys. 21).

Ś w i e c e.

Świeca składa się z dwóch elektrod, oddzielonych izolacją. Jedna z elektrod umieszczona jest w oprawce, zaopatrzonej w gwint. Jako izolacja stosowana jest porcelana, steatyt, mika, etc.

Izolator uszczelniony jest do oprawki zapomocą pakunków miedziano-azbestowych. Elektrody wykonane są z niklu lub stali niklowej (ostatnio bywają one platynowane). Odstęp elektrod wynosi przy zapalaniu bateryjnym $0,7 \div 1$ mm, przy magnecie $0,4 \div 0,5$ mm.

Rozwartość kluczy u świec bywa różna: najczęściej 26 mm, pozatem: 22 mm, $\frac{7}{8}$, $\frac{5}{16}$, $1\frac{1}{4}$ ". Wysokość i kształt zewnętrzny zmieniają się, zależnie od fabrykanta i przeznaczenia świecy.



Rys. 21. Zależność wydajności aparatu zapłonowego od obrotów.

Gwinty świec bywają: $SI \varnothing 18$ o skoku 1,5 mm., $SAE \varnothing \frac{7}{8}$ " i $\frac{1}{16}$ " skoku. Świece silników Forda do roku 1927 mają gwint rurowy stożkowy $SAE \varnothing \frac{1}{2}$ " i $\frac{1}{14}$ " skoku.

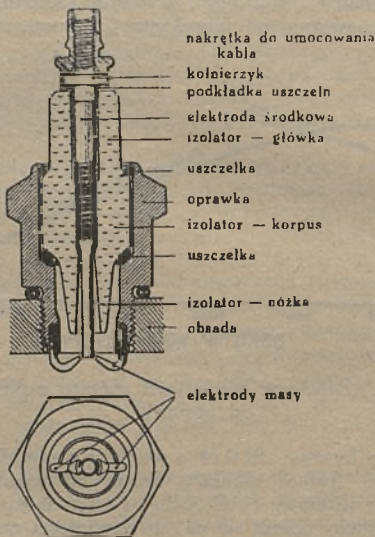
Dobór świecy opiera się na: a) odporności na zanieczyszczeniu, b) wskaźniku zapłonu żarowego.

Chłodzenie świecy zależy od jej budowy: musi być ono takie, by cząsteczki oliwy były na powierzchni świecy spalane, z drugiej zaś strony, by świeca nie nagrzewała się zbyt, a to dla uniknięcia niewczesnych zapłonów. Kryterjów ogólnych, ani odnośnych norm dotychczas nie wypracowano, duże jednak fabryki ustalają dla swych świec odpowiednie, względne wartości (Bosch, Marchal, etc.).

Świece bywają rozbierane — z wyjmowanym izolatorem lub też zaprasowywane na stałe.

Tam, gdzie prądy, płynące w kablach, mogłyby działać szkodliwie (np. instalacje radjowe na samolotach) stosowane są opancerzone kable i świece. Z tych ostatnich wymienić należy krajową świecę Stewit, stosowaną w naszym lotnictwie.

Przerwa iskrowa. W silnikach, zaoliwiających świece, stosowane jest urządzenie w postaci dodatkowej przerwy iskro-



Rys. 22. Świeca w przekroju.

wej, włączonej szeregowo ze świecą (disrupteur, vorfunkschalter). Dzięki takiemu urządzeniu iskrzenie jest pewne, działa ono jednak niekorzystnie na cewkę i kondensator, przeciążając je.

Kable, Końcówki. Kable do doprowadzania prądu wysokiego napięcia są wielożyłowe o 1,5 mm² przekroju miedzi i zewnętrznej \varnothing 7,3 mm. Bywają izolowane gumą, lub gumą i plecionką. Dla łączenia kabli do świec wskazanem jest stosowanie specjalnych końcówek.

ŹRÓDŁA PRĄDU.

Jako źródła prądu służą na samochodzie: prądnica i akumulator.

Właściwym źródłem jest tylko prądnica, ona to bowiem dostarcza energii elektrycznej magazynowanej i oddawanej następnie przez baterję akumulatorową.

Prądnice.

Prądnica ma za zadanie: 1) ładowanie baterji akumulatorów, 2) dostarczanie prądu do odbiorników, 3) zasilanie aparatów zapłonowych bateryjnych.

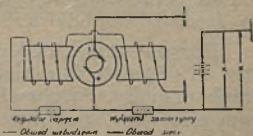
Ilość obrotów silnika ulega bezustannym wahaniom, dla utrzymania przeto napięcia prądnicy w granicach, nadających się do eksploatacji konieczne jest zastosowanie regulatora.

Ujednostajnianie obrotów prądnicy przez zastosowanie sprzęgiełka ślizgowego nie dało wyników. Nowoczesne prądnice regulowane są wyłącznie przez zmianę strumienia magnetycznego.

Wyłącznik samoczynny (minimalny, elektromagnetyczny), łączy baterję z prądnicą, gdy ta ostatnia osiąga napięcie dostateczne do ładowania oraz przerywa obwód, uniemożliwiając rozładowanie akumulatora poprzez uzwojenia prądnicy.

Napięcia nominalne prądnicy wynoszą 6 lub 12 wolt.

Budowa prądnicy. Prądnica składa się z nieruchomej osłony i wirnika. Osłona umocowana jest taśmą lub śrubami do silnika i niesie łożyska wirnika, elektromagnesy z nasadkami



Rys. 23. Układ obwodów prądnicy o regulacji napięciowej.

E

i uzwojeniem, oraz uchwyty do szczotek. Zewnątrz lub wewnątrz osłony umocowany bywa regulator napięcia oraz wyłącznik samoczynny (może on być też mocowany oddzielnie np. Scintilla). Biegunów spotyka się 1,2 lub 3 pary. Bieguny i osłona wykonane są z miękkiego żelaza; niekiedy bieguny składane są z blach. Na biegunach umocowane są nasadki biegunowe.

Wirnik prądnicy stanowi wałek stalowy z osadzonemi nań: kolektorem i twornikiem. Kolektor składa się z działek miedzianych, oddzielanych mika; całość jest naprasowana na wałek i od niego odizolowana. Twornik stanowi bęben z cienkich blach (prądy wirowe) izolowanych wzajemnie lakierem lub przekładkami z papieru. Bęben ma odpowiednie nacięcia proste lub śrubowe (uniknięcie wycia) w których układa się uprzednio przygotowane szpule z izolowanego drutu. Końce szpul zlutowane są z odpowiednimi działkami kolektora.

Szczotki wykonane są ze specjalnie preparowanego węgla i umieszczone w oprawkach sprężynujących. Prądnice posiadają 1 lub 2 pary szczotek przesuniętych nieco w kierunku obrotów wirnika, by uniknąć iskrzenia. Przy regulacji na stały prąd — wypadek obecnie najczęstszy — oprócz szczotek normalnych z kolektorem kontaktuje jeszcze t. z. trzecia szczotka, służąca do zasilania obwodu wzbudzenia.

Bezpieczniki topikowe mają na celu uchronienie prądnicy od przeciążenia i włączane są szeregowo w obwód wzbudzenia prądnicy. Podobne bezpieczniki oraz bezpieczniki wibracyjne stosowane są również w obwodzie sieci.

Sprzężenie prądnicy z silnikiem odbywać się może: za pomocą sprzęgiełka jednokierunkowego (prądnice bez wyłącznika samoczynnego), łańcucha cichobieżnego, sprzęgiełek płytkowych, gumowych typu np. Pallas-Sims, rurą gumową, wreszcie przez tryby. Ostatnio często stosuje się pas gumowy klinowy o kącie około 28° .

Regulacja prądu.

Regulacja na stałe napięcie.

Regulacja na stałe natężenie.

Regulacja termiczna na max. temperaturę.

Z tego dwie pierwsze spotykane są samodzielnie, ostatnia zaś jedynie w połączeniu z regulacją na stałe natężenie.

Wszystkie sposoby regulacji działają na wzbudzenie prądnicy przez zmianę prądu dopływającego do elektromagnesów. Jedynym wyjątkiem są prądnice o zmiennej wydajności.

Regulacja na stałe napięcie uskuteczniانا być może albo:

- przez wyłączenie prądu płynącego do uzwojeń wzbudzących,
- przez zmniejszenie tego prądu (włączenie szereg. oporu),
- przez połączenie obu powyższych sposobów.

Działanie regulatora polega na zmniejszeniu pola magnetycznego przez osłabienie lub przerwanie prądu, dopływającego do uzwojeń wzbudzących.

Budowa prądnicy o regulatorze z włączaniem oporu jest następująca: uzwojenia magnesów załączone są na szczotki

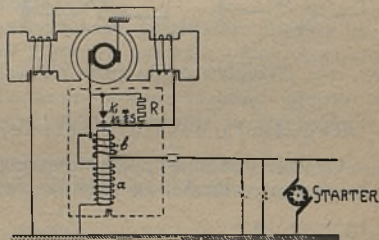
prądnicy (ew. na szczotkę izolowaną i masę — jak na rysunku — co na jedno wychodzi) poprzez opór R i styki K_1, K_2 , umocowane na ruchomej kotwiczce, które pozwalają prądowi na omińnięcie oporu wtedy, gdy są zwarte (zwierają one opór).

Czysta regulacja tego typu rzadko spotykana: łączy się ją zazwyczaj z całkowitem wyłączeniem obwodu wzbudzenia.

Regulator z wyłączeniem obwodu wzbudzenia zbudowany jest zupełnie podobnie, z tą różnicą, że niema tu oporu R włączonego równolegle na stałe między styki kotwiczki. Wskutek tego prąd w obwodzie wzbudzenia po przekroczeniu określonego napięcia prądnicy zostaje całkowicie przerwany.

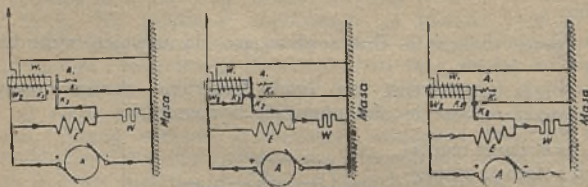
Przykład połączenia regulacji z włączaniem oporem i przerywaniem obwodu mamy szematycznie pokazany na rys. 25.

Działanie przyrządu jest analogiczne do poprzednio opisanego, dzięki jednak podwójnemu stykowi K_2 i dodatkowemu



Rys. 24. Schemat prądnicy i regulatora.

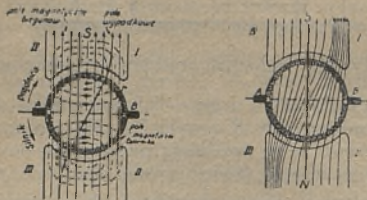
K_3 prąd wzbudzenia w razie silniejszego przyciągnięcia kotwiczki przez elmagmes ma możliwość bezpośredniego przepływu na masę poprzez styki K_2 , K_3 i opór R , z pominięciem uzwojenia wzbudzającego.



Rys. 25. Przepływ prądu przy różnych położeniach kotwiczki.

Regulacja na stałe napięcie.

Obecnie wyłącznie prawie stosowana oparta jest na zjawisku t. z. reakcji twornika, (popularnie zwana regulacją zapomocą trzeciej szczotki).



Rys. 26. Oddziaływanie wzajemne pól magnetycznych biegunów i twornika oraz wypadkowe pole magnetyczne.

Reakcja twornika polega na występowaniu następujących zjawisk: pole magn. biegunów jest w przybliżeniu stałe (patrz rys. 26).

W chwili gdy przez uzwojenie twornika płynie prąd, wokół niego powstaje nowe pole magnetyczne indukowane. Oba te pola sumują się dla I i III ćwiartki przestrzeni między biegunowej, w II i IV zaś kierunek pól jest przeciwny, wobec czego pole wypadkowe będzie tu mniejsze.

Mając niesymetryczne pole magnetyczne, mamy możliwość pobierania prądu o różnym napięciu, zależnie od położenia

szczotki doprowadzającej prąd do obwodu wzbudzenia. Napięcie bowiem zależne będzie od pola przecinanego przez zwoje przylutowane do działek kolektora, znajdujących się między szczotkami zbierającymi, oraz obrotów.

W miarę wzrostu prądu płynącego przez twornik, reakcja twornika poczyna coraz bardziej zniekształcać pole magnetyczne.

Możemy ustalić t. z. trzecią szczotkę, prowadzącą prąd do uzwojeń wzbudzających w takim położeniu, by przy określonej szybkości wirnika prąd był dostarczany największy, przy wzroście zaś tej szybkości, wskutek „uciekania” maximum pola w kierunku obrotów, zmniejszył się.

Dzięki temu, przy jednoczesnym zwiększeniu obrotów uzyskujemy stałe w pewnych granicach natężenie prądu dostarczanego do sieci.

Ponieważ na uruchomienie procesu regulacji wpływa tu przekroczenie maksymalnego prądu, nazywamy ją regulacją prądową.

Przy regulacji tej napięcia wahają się dość znacznie; rolę wyrównawczą napięć gra przy tych prądnicach bateria akumulatorów.

Prądnica z trzecią szczotką ma ciekawą właściwość, związaną z jej budową: im wyższy jest opór sieci, tem wyższe napięcie (w pewnych granicach) utrzymuje prądnica.

Jest to wynikiem zmniejszenia w tym wypadku reakcji twornika, wskutek chwilowego zmniejszenia prądu. Dlatego też w razie np. zasiarczanowania baterji, gdy napięcie potrzebne do ładowania dojść może do 3 v na ogniwo, prądnica się do tego napięcia dostosuje i odbiorniki pracować będą pod napięciem nadmiernem: wynikiem będzie przepalenie żarówek w krótkim czasie, oraz zrujnowanie baterji wskutek ładowania pełnym prądem wtedy, gdy jedynym dla niej ratunkiem jest długotrwałe ładowanie prądem słabym.

Regulacja na maksymalną temperaturę.

Prądnice z trzecią szczotką zaopatrywane są niekiedy w termostat. Jest to przyrząd, chroniący prądnice od przeciążenia i stanowiący zarazem bezpiecznik obwodu wzbudzenia.

Składa się on z pary kontaktów, oraz spiralki z drutu, stanowiącej opór. Jeden z kontaktów jest stały, drugi zaś

Próba blach na „spawalność“.

Położyć na stole do spawania kawałek badanej blachy o powierzchni około 20 cm².

Palnik acetylenowy umieścić tak, aby koniec stożka płomienia był odległy o 3 mm. od płaszczyzny próbki i ustawiony prostopadłe do niej.

Przesuwając następnie palnik równoległe do blachy roztopić wąski pasek przecinający próbkę, zaś w jednym miejscu zatrzymać płomień tak długo, aż się utworzy otwór na wylot.

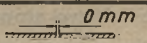
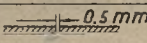
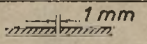
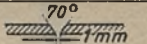
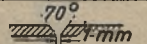
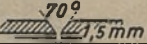
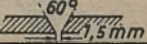
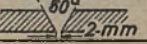
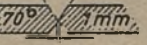
Blacha dobra: Powierzchnia paska gładka i otwór okrągły o brzegach gładkich.

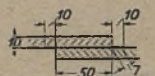
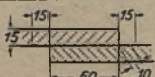
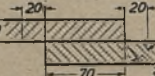
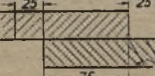
„ średnia: Powierzchnia paska chropowata i łuskowata z osadem i nierównościami od falowania. Miejsca przy brzegu cieńsze od miejsc po środku.

„ gorsza: Otwór przepali się szybciej niż w blasze dobrej i kształt jego będzie nieprawidłowy i z chropowatymi brzegami.

Spawanie elektryczne.

1. Biegun dodatni (+) na przedmiocie spawanym.
„ ujemny (—) na elektrodzie.
2. Spawać, o ile można, lewą ręką, używając prawej do przytrzymania przedmiotu, wzięcia drutu i t. p.
3. Łuk winien być jaknajkrótszy.
4. Elektrode posuwać zygzakowato w granicach odległości od spoiny 3 do 6 mm, przy skoku zygzaka = 25 mm.
5. Większe wykroje zapępniać wkładkami i wraz z niemi zalewać.

grubość blachy	Przygotowanie szwu	Prąd		Elektroda	
		Amp.	Volt.	zwykła φ mm	Armco φ
1,5		50	12	1	1/16"
2		60	16	2	- -
3		100	18	2	3/32"
4-6		120	18	3	- -
6-8		130	20	3	1/8"
8-10		150	20	4	- -
10-15		180	20	4	5/32"
15-20		200	22	5	- -
>20		Danej.w. dla każdej strony			

grubość blachy	Przygotowanie szwu	Prąd		Elektro- da φ mm
		Amp.	Volt	
10+10		150	20	4
15+15		180	20	4,5
20+20		180	20	5
25+25		200	22	6

Materiały. Spawanie łukowo-atomowe.

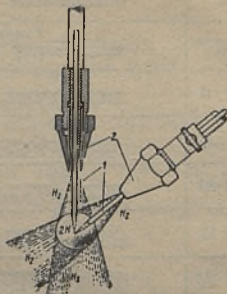
Elektrody wolframowe. Prąd zmienny 60 — 110 volt i 20 — 70 amp.

Strumienie sprężonego wodoru odchylają łuk na zewnątrz, chronią przed dostępem powietrza i podnoszą temperaturę skraju płomienia do 4000° C, gdyż drobiny wodoru w obrębie łuku rozpadają się, a wracając do pierwotnej postaci na skraju płomienia wydzielają ciepło tworzenia.

Przykłady zastosowania specjalnego:

1) Spawanie płytek ze stali szybko tnącej na oprawki noży tokarskich ze stali zwykłej.

2) Nakapywanie w celu wypełnienia szczyrby w uszkodzonym narzędziu.



Rys. 35.

ELEKTROTECHNIKA

E

TREŚĆ

Dane ogólne. Schematy	str.	537
Zapalanie.	„	542
Źródła prądu:		
Prądnice	„	557
Akumulatory.	„	566
Baterje zasadowe	„	573
Startery	„	574
Dynastartery	„	578
Oświetlenie	„	581
Sieć	„	586

DANE OGÓLNE. SCHEMATY.

Samochód zaopatrzony być winien:

1. w aparaty zapłonowe,
2. w źródła prądu (prądnica, akumulator),
3. w odbiorniki (starter, reflektory, przyrządy pomocnicze),
4. w organy łączące pow. części, które wraz z grupą 3 obejmujemy nazwą sieci (kable, przełączniki, skrzynki rozdzielcze).

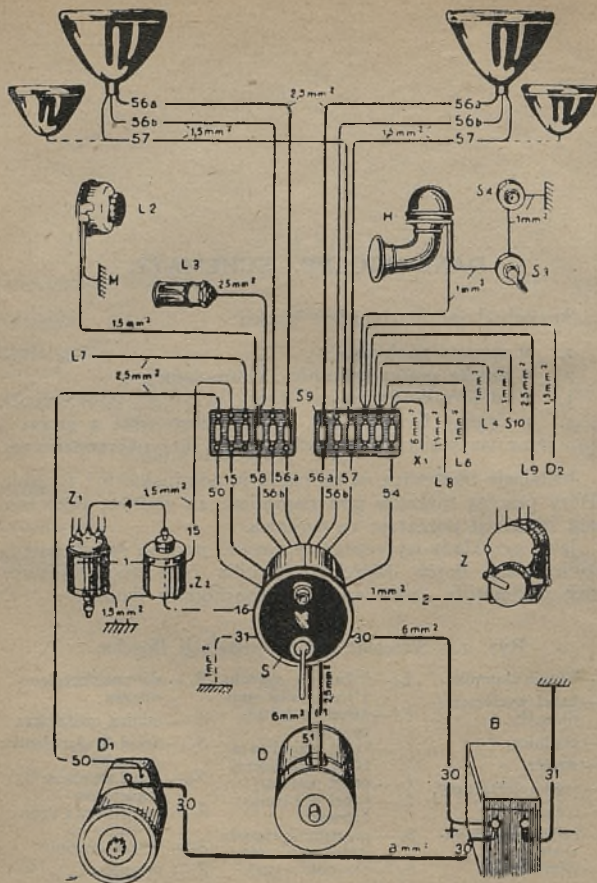
Instalacje budowane są na napięcia nominalne 6 i 12 wolt, startery pracują niekiedy pod napięciem 24 woltów, przyczem reszta instalacji pozostaje 12-woltową.

Jako przykłady wyposażenia typowych podane są niżej schematy instalacji Bosch, Marchal, Scintilla, oraz zmodyfikowana instalacja Scintilla, stosowana na samochodach Saurer.

Rys. I. Schemat ogólny instalacji Boscha.

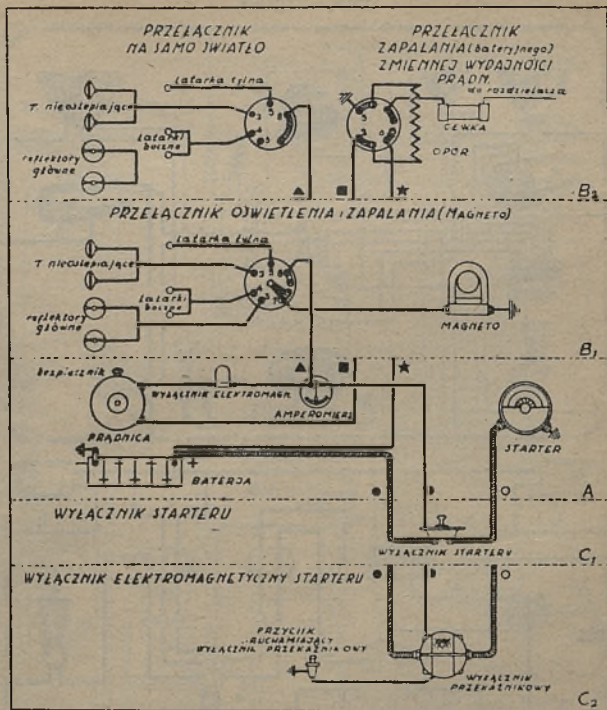
B — bateria akumulat.	L_7 — kabel do sygnału i wyłącznika stop	S_9 — skrzynka bezpiecznikowa
D_2 — kabel wycieraczki do szyb,	L_4 — kabel do lampki ręcznej	S — tablica rozdzielcza
D — prądnica,	L_{11} — kabel lampki na tablicy rozdzielczej	S_{10} — kabel do ułatwiania rozruchu
D_1 — starter,	L_8 — kabel plafonu	X_1 — kabel zapalacza do papierosów
H — sygnał elektryczny,	L_9 — kabel wskaźnika kierunku	Z_1 — rozdzielacz i przerywacz
M — masa	S_3 — przełącznik sygnału miejskiego i silnego	Z_2 — cewka zapłonu
L_2 — reflektorek nastawialny	S_4 — przycisk sygnału	Z — magneto.
L_3 — tylne światło		

UWAGA: Kabel r6 istnieje tylko przy trudno startujących silnikach (opór co najmniej 1,5 Ω na metr przy śr. 1 mm).



Rys. 1. Schemat instalacji Boscha.

Rys. 2. Schemat ogólny instalacji Marchal-Vancauson.

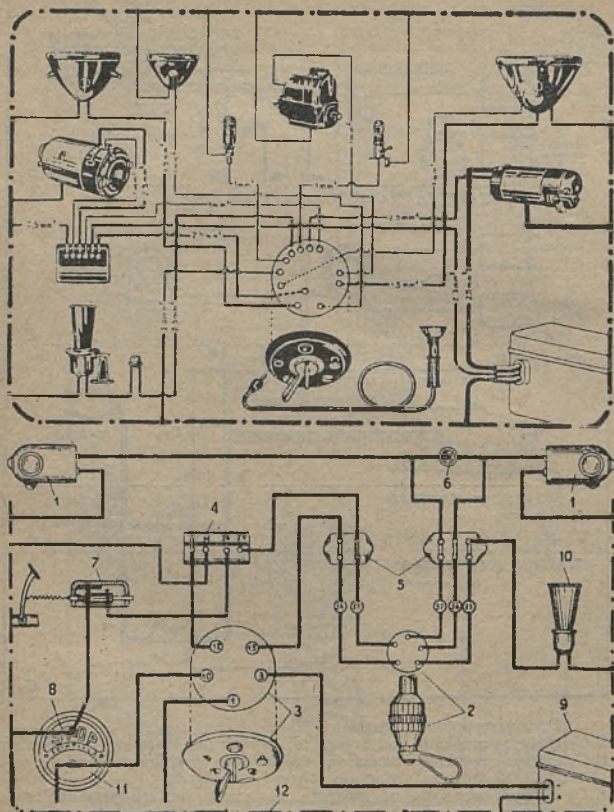


Przy zastosowaniu zespołów

- A B₁C₁ mamy: zapalenie od magneto, wyłącznik starteru bezpośredni
- A B₂C₁ mamy: zapalenie bateryjne, ewentualnie prądnicą o zmiennej wydajności, wyłącznik starteru bezpośredni
- A B₁C₂ mamy: zapalenie od magneto, wyłącznik starteru przekąźnikowy
- A B₂C₂ mamy: zapalenie bateryjne, ewentualnie prądnicą o zmiennej wydajności, wyłącznik starteru przekąźnikowy.

W instalacjach tych zastosowano oddzielne reflektory do oświetlenia pełnego i nieoślepiającego.

Rys. 3. Schemat instalacji Scintilla PN oraz instalacji sygnałowej Scintilla.

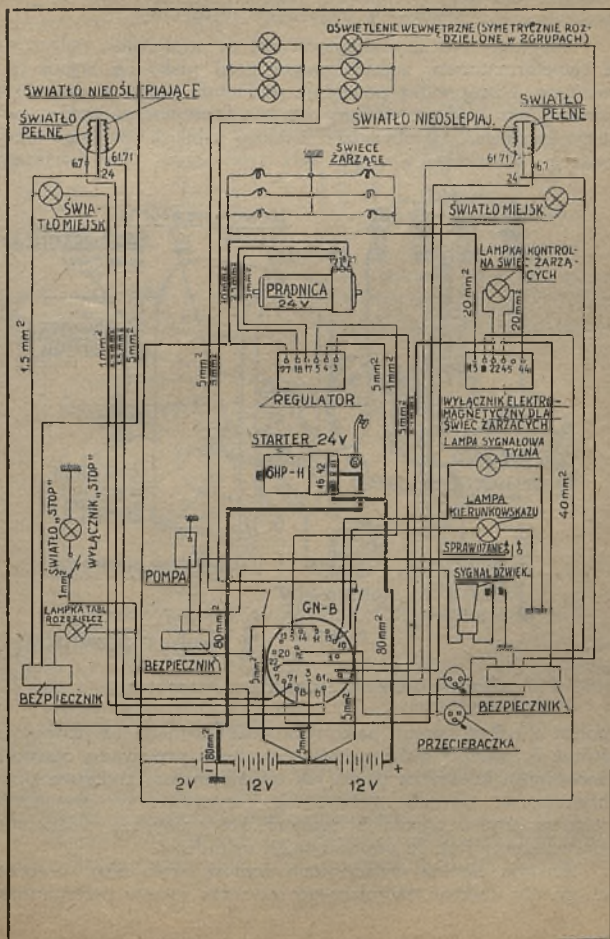


- 1 — kierunkowskazy migawkowe
 2 — wyłączn. kierunkowskazu
 3 — stacyjka rozdzielcza

- 4 — przerywacz p
 5 — tabl. rozdziel
 6 — lampka kontrolna kierunkowskazów
 7 — wyłącznik „stop”

- 8 — sygnał „stop”
 9 — akumulator
 10 — sygnał el. (klaxon)
 11 — światło tylne

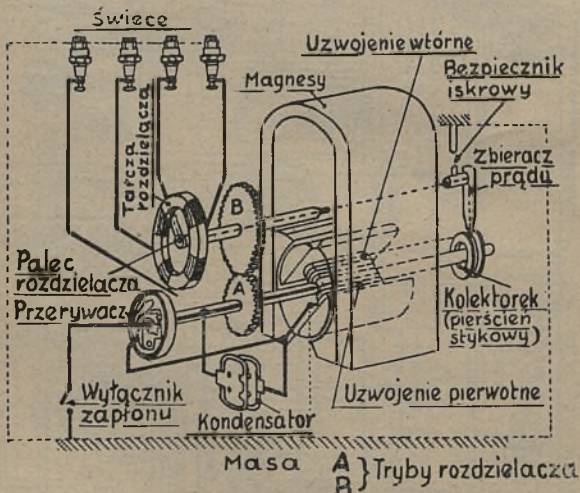
Rys. 4. Schemat instalacji Scintilla-Ursus-Saurer BLD.



ZAPALANIE.

Magneta wysokiego napięcia.

Magneto wysokiego napięcia jest to prądniczka, połączona z transformatorem, zamieniającym prąd nisko na wysokonapięciowy. Obrót wałka powoduje powstanie prądu w obwodzie pierwotnym. Prąd ten musimy przetransformować na prąd wysokiego napięcia. W obwodzie niskiego napięcia jest więc przerywacz, przerywający prąd, gdy ten osiąga swe maximum

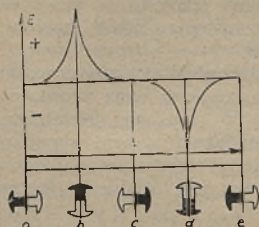


Rys. 5. Układ zapalania z magnetem.

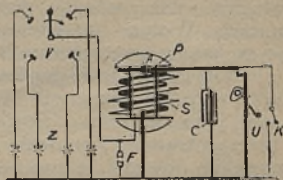
(położ. a i d na rys. 6), na kotwicze zaś nawinięte jest uzwojenie wtórne o znacznej ilości zwojów. W chwili przerywania obwodu pierwotnego kotwiczka działa jak transformator: znikające pole magnetyczne obwodu pierwotnego wytwarza w uzwojeniu wtórnym prąd o wysokim napięciu, który poprzez rozdzielacz doprowadzany jest do odpowiednich cylindrów.

Energja cieplna wyładowania wynosi około 0,01 — 0,02 cal. gr. By uniknąć nadmiernego iskrzenia styków przerywacza

włącza się równolegle do nich dodatkową pojemność w postaci kondensatora. Dla zabezpieczenia twornika od przebicia, magneto zaopatrzone jest w bezpiecznik iskrowy. Do wyłączenia zapłonu

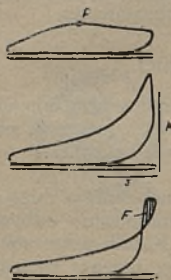


Rys. 6. Jeden obrót twornika. Siła elektromotoryczna przy różnych położeniach twornika.

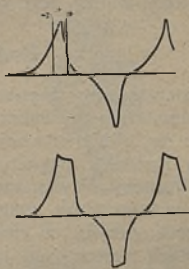


Rys. 7. Schemat magneta.

P — uzw. pierwotne, *S* — uzw. wtórne, *A* — połączenie uzwojeń, *C* — kondensator, *U* — przerywacz, *V* — rozdzielacz, *Z* — świeca, *F* — bezpiecznik, *K* — wyłącznik magneta.



Ryc. 8. Wykresy pracy przy różnych ustawieniach zapłonu: *p* — ciśnienie na tłok w kg/cm^2 , *S* — droga tłoka, *F* — stracona powierzchnia pracy przy zbyt przyśpieszonym zapłonie.



Rys. 9. Wykres siły elektromagnetycznej magneta. *Z* — zakres przestawiania zapłonu.

posiada magneto urządzenie, które zwiera obwód pierwotny na masę, uniemożliwiając jego przerwanie.

Schemat magneta podany jest na rys. 7.

Przestawienie zapłonu. Najodpowiedniejszym do przerywania obwodu pierwotnego jest moment, gdy prąd w nim płynie.

E

nący jest maksymalny, a więc w położeniu a i d na rys. 6. Z drugiej strony zależność szybkości spalania¹⁾ od warunków atmosferycznych, napełnienia, etc., powoduje, że koniecznym jest zapewnienie sobie możliwości przestawiania zapłonu w pewnych granicach. Wpływ niewłaściwego ustawienia chwili zapłonu staje się jasnym po rozpatrzeniu rys. 8.

Przestawianie chwili zapłonu może odbywać się w dwojaki sposób: a) przez pokręcenie twornika magneta wraz z umocowanym przerywaczem o pewien kąt w stosunku do silnika, b) przez pokręcenie pierścienia przyspieszenia: w tym wypadku przerwanie obwodu pierwotnego nie następuje w najodpowiedniejszej chwili, a gdzieś obok i iskra jest osłabiona (patrz rys. 9).

Dla uniknięcia wady podanej w p. b) stosuje się niekiedy nasadki magnesów specjalnie ukształtowane.

Kąt przestawienia zapłonu, jaki umożliwić winny magneta, wynosi do 40 — 45^o licząc na wale silnika. Kąt ten zależy od konstrukcji silnika, jego przeznaczenia, obrotów etc.

Konstrukcje magnet.

Rozróżniamy magneta: a) o nieruchomych magnesach — normalne, b) o nieruchomych uzwojeniach i magnesie obracającym się, c) o nieruchomych uzwojeniach i magnesie — z ruchomą zasłonką magnetyczną.

Magnesy. Wykonane są ze specjalnej stali, o dużej zdolności zachowywania magnetyzmu. Magnesowanie odbywa się zapomocą specjalnych elektromagnesów. Kształt magnesów przy magnetach normalnych jest podkowiasty; magnes zaopatrzony jest w dwie nasadki, ściśle dopasowane do kształtu wirnika; luz między temi częściami wynosi 0,2 mm. Inne magneta mają magnesy dzwonowe, lub wirujące w kształcie wałka z nasadkami (Alco SEV).

Wirnik. Na rdzeniu wirnika, wykonanym z cienkich wzajemnie izolowanych blach nawinięte są: uzwojenie pierwotne (100 ÷ 150 zwojów drutu \varnothing 0,5 ÷ 0,7 mm), oraz wtórne (9 ÷ 14 000 zwojów drutu \varnothing 0,09 ÷ 0,12 mm). Do twornika

¹⁾ średnio około 2 do 2,3 m/sec., szybkość tłoka dochodzi do 4 — 5 m/sec.

tego przymocowany jest kondensator. Pozatem wirnik zaopatrzony jest w kolektorek — pierścień stykowy, po którym ślizga się szczotka mostka, zakończonego z przeciwnej strony drugą szczotką — t. z. palcem rozdzielacza — patrz rozdzielacz.

Na wirniku umocowane jest koło zębate, napędzające mostek lub palec rozdzielacza. Wirnik zakończony jest czopem do umocowania sprzęgiełka napędowego.

$$\text{przekładnia } p = \frac{\text{Ilość obr. wirnika}}{\text{Ilość obr. silnika}} = \frac{i}{2n};$$

Gdzie: i — ilość cylindrów, n — ilość iskier użytecznych dawanych przez magneto na 1 obrót. Dla normalnego magneta $n = 2$ i przy 4 cyl.

$$p = \frac{4}{4} = \frac{1}{1}; \quad \text{przy 6 cyl. } p = \frac{6}{4} = \frac{3}{2};$$

magneto obraca się $1\frac{1}{2}$ raza szybciej od silnika.



Rys. 10. Przerwywacze magnet:

a) Magneto o magnesach nieruchomych (Bosch). A — kowadełko, F — sprężyna przerywacza, G — pierścień przyśpieszenia, H — dźwigenka ruchoma — młoteczek, I — piętko, K — styk młoteczka, K₁ — styk kowadełka, N — garby, S — tarczka przerywacza.

b) Magneto o magnesach wirujących (Scintilla): 17 — dźwigenka przerywacza, 9 — sprężyna, 10 — styki, 6 — ośka dźwigenki.

Twornik magneta o magnesie wirującym stanowi sztabka z blach, naokół której nawinięte są uzwojenia. Kondensator t. z. nazwojony umieszczany jest wtedy pomiędzy uzwojeniami.

Przerwywacz. Składa się z części ruchomej i nieruchomej. Zasadniczo tworzą go: dwa styki — kowadełko i młoteczek

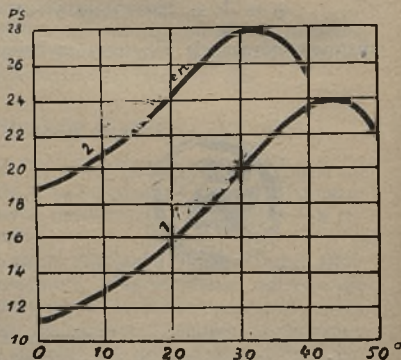
z urządzeniem dźwigniowym do odchylenia młoteczka, oraz krzywka, rozrządzająca tem odchyleniem. Jedna lub druga część może być ruchoma zależnie od typu przerywacza. Między styki przerywacza włączone są równoległe okładki kondensatora umieszczonego na wirniku.

Na jeden ze styków, izolowany od masy, włączony jest obwód pierwotny za pośrednictwem t. zw. śrubki izolowanej; drugi styk połączony jest z masą: gdy zakończenie dźwigenki — t. zw. piętką zostaje odchylona przez garb krzywki, następuje przerwanie obwodu pierwotnego.

W chwili przerwy odległość styków wynosić winna $0,3 \div 0,4$ mm. Ilość garbów krzywki zależy od ilości przerw na jeden obrót magneta, a więc od jego konstrukcji.



Rys. 12. Zniszczenie styków platynowych przez prąd jednokierunkowy.



Rys. 13. Wpływ przyspieszenia zapłonu i zapalania podwójnego na moc silnika. 1 — jedna świeca, 2 — dwie świece.

Styki przerywacza wykonywane są albo z platyny + 10 do 20% irydu — drogie, lecz dobrze pracujące w normalnych warunkach, albo z wolframu) — tańsze, lepiej od platynowych pracujące w atmosferze par benzyny i oliwy, oraz tam, gdzie kierunek prądu jest stały (zapal. bateryjne i magneta siln. jedno-cylindrowych) — platynowe wytwarzają w tym wypadku na jednym styku wzniesienie, na drugim wklęsły krater (patrz rys. 12),

Przyspieszenie zapłonu uskutecznia się, jak powiedziano wyżej przez pokręcanie krzywki (pierścienia przyspieszenia), albo przerywacza wraz z twornikiem. Normalnie stosuje się przestawialność zapłonu od 0 do 40° licząc na wale korbowym, przyczem optymalne przyspieszenie zależy od tak dużej ilości czynników, że najcelowiej jest ustalić je eksperymentalnie.

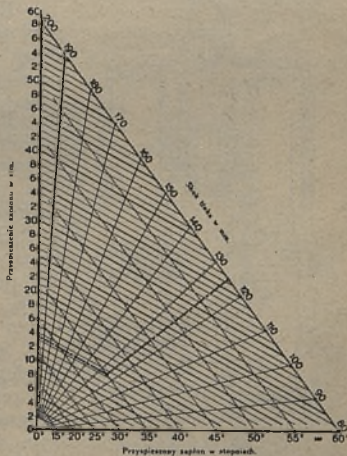
Dla zamiany kąta przyspieszenia na mm skoku podany jest wykres (Rys. 14).

Rys. 14. Wykres dla określania przespieszenia zapłonu w mm.

Ten wykres służy do określania przyspieszenia zapłonu mieszanki w mm skoku tłoka, o ile znane są: skok tłoka i kąt przyspieszenia zapłonu, przy którym silnik posiada największą sprawność.

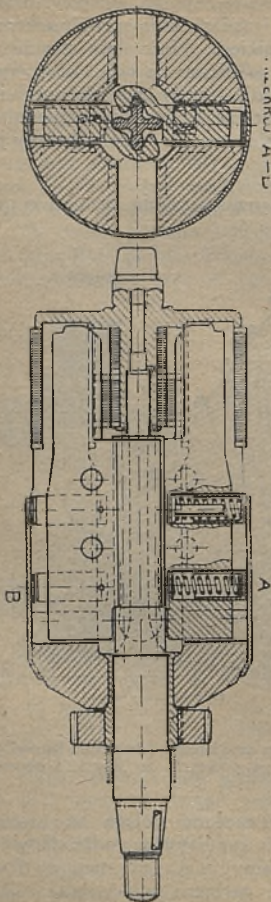
Naprzykład: Skok tłoka silnika wynosi 125 mm., wymagany największy kąt przyspieszenia zapłonu jest 35° . Aby określić przyspieszenie zapłonu w mm, odnajduje się na linii pochylej (skok tłoka w mm) wartość 125, następnie przeprowadza się prostą --- łączącą wartość 125 z początkiem układu współrzędnych (tak, jak to jest wskazane na wykresie) aż do punktu przecięcia się tej prostej z podziałką poziomą, wskazującą liczbę stopni 35° (przyspieszenie zapłonu w stopniach). Następnie prostą równoległą do prostych, dzielących skalę przyspieszenia zapłonu w mm punkt, w którym ta prosta przecięnie skalę pionową, stanowi wartość przyspieszonego zapłonu w mm, który w przytoczonym przykładzie odpowiada kątowi 35° .

Przy wykreślaniu tego wykresu wzięto za podstawę, że długość korbowodu równa się $2,25 \times$ skok tłoka.



Automatyczne przestawianie zapłonu polega na zastosowaniu wbudowanych w magneto regulatorów odśrodkowych. Przykład jednego z rozwiązań mamy na rys. 15: magnes dzwonowy pokręcany tu jest wraz z garbami przerywacza dzięki ciężarkom i odpowiednio zbudowanej przekładni zębatej.

Rys. 15. Magnes magneta Scintilla z urządzeniem do samoczynnego przestawiania zapłonu.



Zapłon podwójny możemy uzyskać różnie: przez zastosowanie dwóch magnet, z których każde obsługuje oddzielną świecę, użycie magneta o podwójnym przerywaczu i rozdzielaczu, wreszcie przez połączenie dwóch świec w szereg (w tym ost. wypadku jedna ze świec ma obie elektrody izolowane).

Kondensator składa się z płytek folji aluminiowej lub innej, oddzielonych mikią, lub papierem parafinowanym.

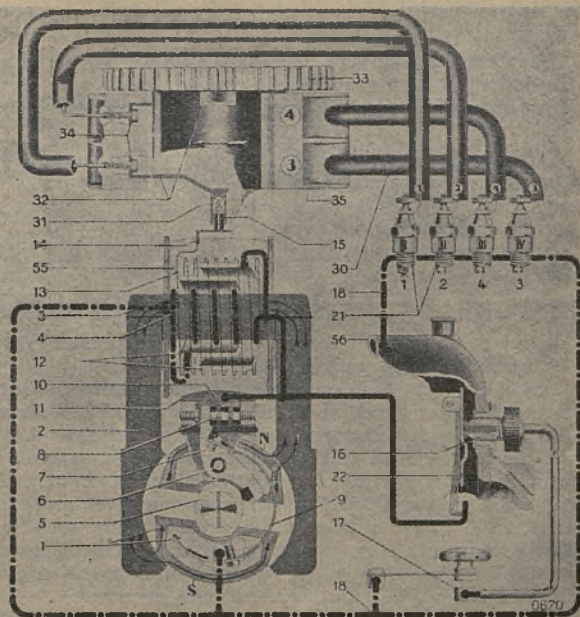
Rozdzielacz. Ruchoma szczotka (palec), kontaktując ze stykami, zatopionymi w pokrywie rozdzielacza (odbiornika), doprowadza do nich kolejno prąd wysokiego napięcia. Połączone ze stykami zaciski przekazują ten prąd w odpowiedniej kolejności do świec, za pośrednictwem kabli.

Szczotki mamy 2 rodzajów: węglowe (zanieczyszczają się) z przerwą iskrową (te ostatnie stosowane w zapalaczach bateryjnych, odstęp styków wynosi około 0,5 mm — powstająca iskra polepsza warunki zapłonu).

$$= \frac{\text{ilość obrotów magneta}}{\text{ilość obr. szczotki rozd.}} =$$

$$= \frac{\text{ilość iskier daw. na 1 obr. magn.}}{\text{ilość cylindrów silnika}}$$

Rys. 16. Magneto Scintilla o magnesach wirujących.



Schemat działania Magneta dla silników 4- i 6-cylindrowych.

(Schemat ten przedstawia magneto 4-cylindrowe o kierunku obrotu w lewo; kierunek magneta podaje się zwykle od strony jego napędu).

- | | |
|-----------------------------------------------------------|------------------------------------------------|
| 1. Magnes wirujący. | 21. Świecca. |
| 2. Napady biegunowe. | 22. Maszka wraz ze szczotką prądu pierwotnego |
| 3. Rzeźba cewki. | 23. Pokrywka z dźwignią do przestawienia zapło |
| 4. Uzwojenie pierwotne. | 24. Pokrywka odbierająca prądu. |
| 5. Krzywka przerywacza z dwoma noakami. | 25. Łożytko przednie. |
| 6. Oś dźwigni przerywacza | 26. Przewodniki świec |
| 7. Dźwignia przerywacza. | 27. Rozdzielacz |
| 8. Śrubka stykowa krótka (masa). | 28. Węziki rozdzielacza |
| 9. Sprężyna przerywacza. | 29. Duże koło zębate rozdzielacza. |
| 10. Śrubka stykowa długa. | 30. Elektrody. |
| 11. Oprawka izolowana śrubki stykowej | 31. Odbiorniki prądu |
| 12. Kondensator | 32. Małe koło zębate rozdzielacza. |
| 13. Uzwojenie wtórne. | 33. Korpus magneta. |
| 14. Styk środkowy. | 34. Łożytko przednie. |
| 15. Węzelek środkowy rozdzielacza. | 35. Korpus przerywacza. |
| 16. Zacisk izolowany krótkiego zwarcia prądu pierwotnego. | 36. Pierścien prowadzący przerywacz |
| 17. Zacisk izolowany wyłącznika. | 37. Sprężyna dociskowa pokrywy przerywacza. |
| 18. Masa. | 38. Nieruchoma cewka. |
| 19. Pokrywka przerywacza. | 39. Śrubka stykowa przerywacza. |
| 20. Śruby pokrywy przedniej. | |

W silnikach jedno i dwucylindrowych rolę rozdzielacza gra pierścień kolektora, którego zatopiona blaszka stykowa, łączy się w odpowiednich chwilach z 1 lub 2 szczotkami, doprowadzającymi prąd do cylindrów.

Bezpiecznik stanowi w magnetach przerwa iskrowa w postaci oddalonych o 7 — 10 mm ostrzy, między którymi następuje wyładowanie w razie nadmiernego oporu obwodu zewnętrznego.

Ustawianie magneta. Rozłączanie styków następować winno, gdy kotwiczka oddali się w kierunku obrotów od końca nasady biegunowej na 2 do 4 mm: położenie to zaznaczone jest z reguły przez klin lub występy.

Silnik ustawiamy w ten sposób, że tłok np. pierwszego cylindra znajduje się wg. m. p. po odbyciu suwu sprężania. Magneto ustawiamy na najpóźniejszy zapłon, przesuując pierścień przysp. najdalej w kierunku obrotów przerywacza. Twornik ustawiamy na chwilę, gdy rozpoczyna się rozchodzenie styków. W tych położeniach łączymy magneto z napędem.

Kabel ustalonego, np. pierwszego cylindra łączymy ze stykiem, z którym w danej chwili kontaktuje szczotka. Następne w kolejności obrotów szczotki, styki łączymy ze świecami, odpowiednio do kolejności pracy cylindrów. Kolejność tę ustalamy jednym ze znanych sposobów (obserwacja zaworów, etc.), lub mamy zgóry podaną. W silnikach czterocylindrowych może być ona: 1, 2, 4, 3 lub 1, 3, 4, 2; w sześciocylindrowych najczęściej stosuje się: 1, 5, 3, 6, 2, 4, lub 1, 3, 5, 2, 6, 4 oraz 1, 3, 2, 6, 4, 5, dla tych jednak i więcej cylindrowych silników istnieje ogromna ilość możliwych kolejności zapłonu.

Inne konstrukcje magnet. Magneta do silników w kształcie V muszą być budowane nieco odmiennie, ze względu na niejednostajne odstępy kątowe między zapłonami. Garby pierścienia przyspieszenia leżą wtedy nie pod kątem 180° , a pod innym, zależnym od ustawienia cylindrów. Pamiętać należy, że kąty na wale korbowym i wale magneta nie są jednakowe, a zależą od budowy magneta i ilości cylindrów. Kształt nasadek biegunowych też jest odpowiednio zmieniony.

Istnieją też magneta rozruchowe, uruchamiane ręcznie, łączone z mostkiem magneta normalnego, a przeznaczone do ułatwienia rozruchu dużych silników.

Wzmacniacz prądu stanowi zwykły przerywacz elektromagnetyczny (por. dzwonek), połączony z cewką, przyczem cały aparat zasilany jest z akumulatora i włączany na czas pracy starteru w obwód pierwotny magneta.

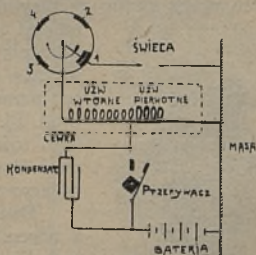
Sprzęgła odrywowe. Służą również do ułatwiania rozruchu w dużych silnikach, zaopatrzonych w magneta. Przy małych ilościach obrotów twornik magneta hamowany jest tutaj przez szczęki sprzęgła, wałek zaś napędowy naciąga sprężynę, która po wykonaniu przez twornik pewnej części obrotu zostaje zwolniona i b. energicznie pokręca twornik, przez co uzyskujemy mocną iskrę. Przy 120 do 150 obr/min szczęki hamujące sprężynę zostają rozchylone i magneto pracuje normalnie.

Sprzęgła. Spotykamy: stalowe płytkowe (Bosch), gumowe ze zębami (Pallas-Sims), gumowe krzyżowe (Scintilla), tarczowe i wiele innych. Zasadniczą rzeczą jest możliwość doregulowania położenia kątowych wałków łączonych, w pewnych granicach.

Zapalacz bateryjny.

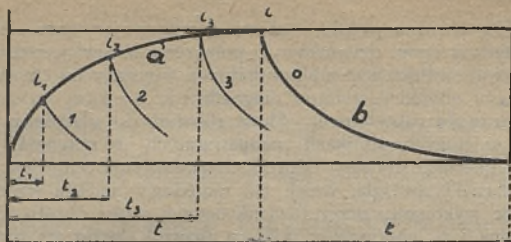
Zapalacz bateryjny składa się ze źródła prądu, przerywacza, oraz cewki transformatora. Za źródło prądu służy zespół prądnic — akumulator. Nazwa powstała stąd, że bateria dostarcza prądu przy rozruchu.

Cewka stanowi przyrząd, mieszczący, analogicznie do magneta, dwa uzwojenia: pierwotne i wtórne, odpowiada więc twornikowi. Połączenie obwodów w zapalaczu podane jest obok.



Rys. 17. Schemat zapalania bateryjnego.

Proces przerywania prądu w zapalaczu bateryjnym. Wskutek istnienia oporności pojemnościowej cewki prąd w uzwojeniu pierwotnym nie rośnie od razu do wartości, jakoby wynikała z prawa Ohma, a dochodzi do niej stopniowo. Rys. 18 pokazuje wielkości prądu, osiągnięte przy różnych czasach zamknięcia przerywacza. Widzimy, że im mniejszy jest czas zamknięcia obwodu, tem słabszy prąd płynie w chwili przerywania przez uzwojenie pierwotne. Okazuje się w rezultacie, że przy zwiększaniu ilości obrotów silnika, gdy okresy włączenia prądu stają

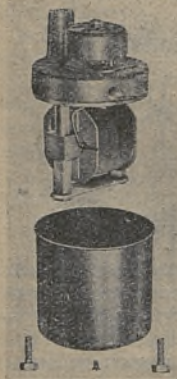


Rys. 18. Wielkości prądów przy różnych czasach przepływu.
 t_1, t_2, t_3 — czasy, i_1, i_2, i_3, i — prądy, a — krzywa prądu zamknięcia
 b — krzywa prądu otwarcia obwodu.

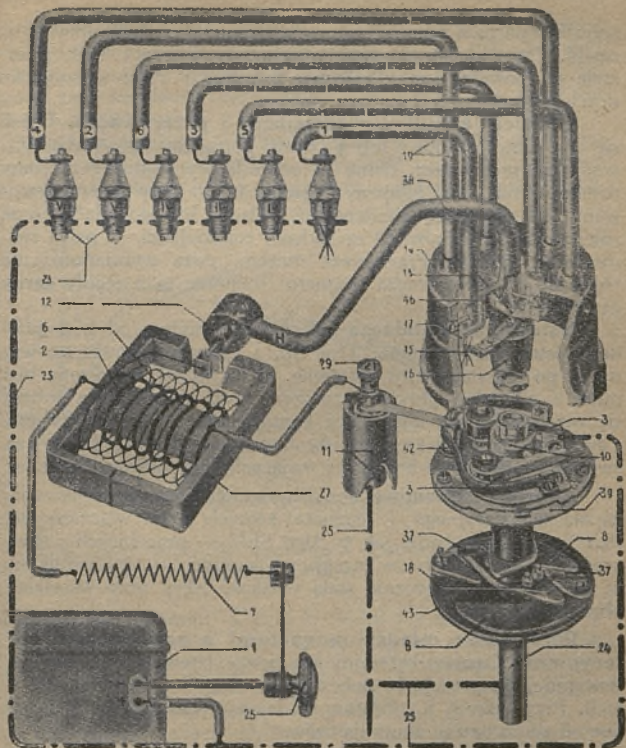
się coraz krótsze, wydajność zapalacza bateryjnego maleje (czas zamknięcia obwodu $1/50 \div 1/100$ sec). Przerywacz może przerywać obieg prądu w chwili wytwarzania iskry (konstr. zamknięta) albo zamykać go (konstr. otwarta). Obecnie przerywacze sterowane są mechanicznie, jak w magnecie, dawniej stosowano też przerywacze elektromagnetyczne (Ford mod. T). Zużycie prądu przerywacza otwartego rośnie, zamkniętego maleje ze wzrostem ilości obrotów. Obecnie stosuje się przerywacze zamknięte.

Budowa (rys. 19). Cewka składa się z rdzenia żelaznego, wykonanego z cienkich blach, oraz nawiniętych nań uzwojeń: pierwotnego (opór $0,25 \div 0,4 \Omega$) i wtórnego ($2000 \div 4000 \Omega$). Zwoje są starannie izolowane.

Na korpusie cewki umocowany bywa opornik, włączony szeregowo w obwód pierwotny. Przy małych obrotach silnika przy przerywaczu zamkniętym przez cewkę płynie stosunkowo duży prąd: drut opornika ogrzewa się wtedy, opór jego rośnie i prąd zostaje zmniejszony do wielkości nieszkodliwej dla całości cewki. Jeżeli kierowca nie wyłączy zapłonu podczas postoju to



Rys. 19. Cewka z opornikiem rozebrana (Bosch).



Rys. 20. Przyrząd zapłonowy ba eryjny Scintilla.

1 — bateria, 2 — uzw. pierwotne, 3 — dźwignienka przerywacza, 6 — uzw. wtórne, 7 — opór, 8 — ciężarki regulatora, 9 — wkładka filcowa do smarowania, 10 — garby przerywacza, 11 — kondensator, 12 — zacisk do kabla wys. nap., 13 — styk wysok. napięcia w pokrywie, 14 — pokrywa rozdzielacza (ze stykami), 15 — jeden ze styków pokrywy, 16 — palec rozdzielacza, 17 — gniazdo kabla w pokrywie, 18 — krzywka, pokręcająca wałek rozrządczy, 19 — kable do świec, 23 — świece, 24 — wałek napędowy, 25 — misa, 26 — włącznik zapłonu, 27 — rdzeń cewki, 29 — zacisk kondensatora (do obw. pierwotnego), 37 — sprężynki regulatora, 38 — kabel cewka — rozdzielacz, 39 — tarczka przerywacza, 42 — taśma łącząca przerywacz z kondensatorem, 43 — tarcza regulatora samoczynnego przestawiania zapłonu, 46 — styk środkowy palca rozdzielacza.

E

spiralka opornika przepala się, ochraniając od spalenia uzwojenie cewki. Przy dużych obrotach opornik ma b. mały opór, pozostaje on bowiem zimny wskutek przepływu małej stosunkowo ilości prądu.

Głowica (kopułka) rozdzielacza i przerywacza. Dzieli się ona zazwyczaj na 2 lub 3 piętra: górne zajmuje rozdzielacz, środkowe przerywacz, dolne — odśrodkowy regulator zapłonu, działający na wałek pionowy z garbami. Do głowicy przymocowany jest zazwyczaj kondensator, okładki którego włączone są równoległe do styków. O szczotkach rozdzielacza — patrz rozdzielacze magnet. Przerywacz niczem, poza wymiarami, nie różni się od przerywacza magneto: ruchome są z reguły garby przerywacza.

Ustawianie zapalacza nie różni się niczem od analogicznego ustawiania magneta. Tłok np. 1 cylindra ustawia się wg. m. p. po odbyciu suwu sprężania. W tej pozycji sprzężona być musi z silnikiem głowica przyczem styki rozdzielacza muszą się rozchodzić, zaś styk palca kontaktować ze stykiem zacisku 1 cylindra. Dalsze, w kierunku obrotów zaciski, łączy się kablami ze świecami cylindrów w kolejności, mających mieć miejsce, zapłonów.

Aparaty zapłonowe kombinowane. Stanowią połączenie zapalacza bateryjnego i magneta, których praca włączana jest bądź na zmiany, bądź, jak w Alco SEV — pracujących jednocześnie w ten sposób, że energia ich sumuje się. Otrzymuje się w ten sposób praktycznie stałą wielkość iskry przy wszelkich obrotach silnika.

Porównanie między magnetami a zapalaczami bateryjnymi. Zapalacz bateryjny jest tańszy, łatwiejszy w montażu, dostępniejszy, pracuje b. dobrze przy rozruchu i małych obrotach. Przy dużych il. obrotów wydajność jego maleje. Zależny jest od stanu baterji akumulatorów.

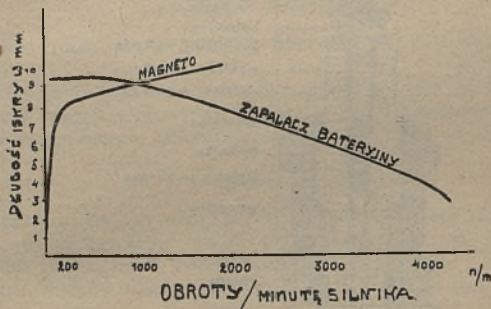
Magneto wysokiego napięcia jest pewniejsze, jako niezależne od baterji, lecz rozruch silnika jest trudniejszy. Przy wysokich obrotach magneto pracuje lepiej od zapalacza bateryjnego (por. rys. 21).

Ś w i e c e.

Świeca składa się z dwóch elektrod, oddzielonych izolacją. Jedna z elektrod umieszczona jest w oprawce, zaopatrzonej w gwint. Jako izolacja stosowana jest porcelana, steatyt, mika, etc.

Izolator uszczelniony jest do oprawki zapomocą pakunków miedziano-azbestowych. Elektrody wykonane są z niklu lub stali niklowej (ostatnio bywają one platynowane). Odstęp elektrod wynosi przy zapalaniu baterijnem $0,7 \div 1$ mm, przy magnecie $0,4 \div 0,5$ mm.

Rozwartość kluczy u świec bywa różna: najczęściej 26 mm, pozatem: 22 mm, $\frac{7}{8}$, $\frac{5}{16}$, $1\frac{1}{4}$ ". Wysokość i kształt zewnętrzny zmieniają się, zależnie od fabrykanta i przeznaczenia świecy.



Rys. 21. Zależność wydajności aparatu zapłonowego od obrotów.

Gwinty świec bywają: $SI \varnothing 18$ o skoku 1,5 mm., $SAE \varnothing \frac{7}{8}$ " i $\frac{1}{16}$ " skoku. Świece silników Forda do roku 1927 mają gwint rurowy stożkowy $SAE \varnothing \frac{1}{2}$ " i $\frac{1}{14}$ " skoku.

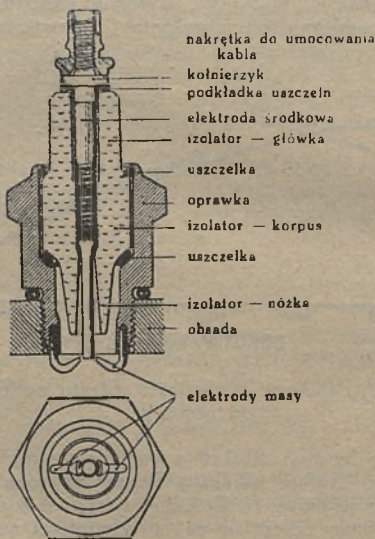
Dobór świecy opiera się na: a) odporności na zanieczyszczeniu, b) wskaźniku zapłonu żarowego.

Chłodzenie świecy zależy od jej budowy: musi być ono takie, by cząsteczki oliwy były na powierzchni świecy spalane, z drugiej zaś strony, by świeca nie nagrzewała się zbyt, a to dla uniknięcia niewczesnych zapłonów. Kryterjów ogólnych, ani odnośnych norm dotychczas nie wypracowano, duże jednak fabryki ustalają dla swych świec odpowiednie, względne wartości (Bosch, Marchal, etc.).

Świece bywają rozbierane — z wyjmowanym izolatorem lub też zaprasowywane na stałe.

Tam, gdzie prądy, płynące w kablach, mogłyby działać szkodliwie (np. instalacje radiowe na samolotach) stosowane są opancerzone kable i świece. Z tych ostatnich wymienić należy krajową świecę Stewit, stosowaną w naszym lotnictwie.

Przerwa iskrowa. W silnikach, zaoliwiających świece, stosowane jest urządzenie w postaci dodatkowej przerwy iskro-



Rys. 22. Świeca w przekroju.

wej, włączonej szeregowo ze świecą (disrupteur, vorfunkschalter). Dzięki takiemu urządzeniu iskrzenie jest pewne, działa ono jednak niekorzystnie na cewkę i kondensator, przeciążając je.

Kable, Końcówki. Kable do doprowadzania prądu wysokiego napięcia są wielożyłowe o $1,5 \text{ mm}^2$ przekroju miedzi i zewnętrznej $\varnothing 7,3 \text{ mm}$. Bywają izolowane gumą, lub gumą i plecionką. Dla łączenia kablów do świec wskazaniem jest stosowanie specjalnych końcówek.

ŹRÓDŁA PRĄDU.

Jako źródła prądu służą na samochodzie: prądnica i akumulator.

Właściwym źródłem jest tylko prądnica, ona to bowiem dostarcza energii elektrycznej magazynowanej i oddawanej następnie przez baterję akumulatorową.

Prądnice.

Prądnica ma za zadanie: 1) ładowanie baterji akumulatorów, 2) dostarczanie prądu do odbiorników, 3) zasilanie aparatów zapłonowych bateryjnych.

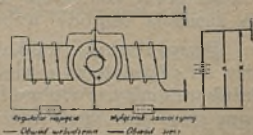
Ilość obrotów silnika ulega bezustannym wahaniom, dla utrzymania przeto napięcia prądnicy w granicach, nadających się do eksploatacji konieczne jest zastosowanie regulatora.

Ujednostajnianie obrotów prądnicy przez zastosowanie sprzęgiełka ślizgowego nie dało wyników. Nowoczesne prądnice regulowane są wyłącznie przez zmianę strumienia magnetycznego.

Wyłącznik samoczynny (minimalny, elektromagnetyczny), łączy baterję z prądnicą, gdy ta ostatnia osiąga napięcie dostateczne do ładowania oraz przerywa obwód, uniemożliwiając rozładowanie akumulatora poprzez uzwojenia prądnicy.

Napięcia nominalne prądnic wynoszą 6 lub 12 wolt.

Budowa prądnicy. Prądnica składa się z nieruchomej osłony i wirnika. Osłona umocowana jest taśmą lub śrubami do silnika i niesie łożyska wirnika, elektromagnesy z nasadkami



Rys. 23. Układ obwodów prądnicy o regulacji napięciowej.

i uzwojeniem, oraz uchwyty do szczotek. Zewnątrz lub wewnątrz osłony umocowany bywa regulator napięcia oraz wyłącznik samoczynny (może on być też mocowany oddzielnie np. Scintilla). Biegunów spotyka się 1,2 lub 3 pary. Bieguny i osłona wykonane są z miękkiego żelaza; niekiedy bieguny składane są z blach. Na biegunach umocowane są nasadki biegunowe.

Wirnik prądnicy stanowi wałek stalowy z osadzonemi nań: kolektorem i twornikiem. Kolektor składa się z działek miedzianych, oddzielanych mika; całość jest naprasowana na wałek i od niego odizolowana. Twornik stanowi bęben z cienkich blach (prądy wirowe) izolowanych wzajemnie lakierem lub przekładkami z papieru. Bęben ma odpowiednie nacięcia proste lub śrubowe (uniknięcie wycia) w których układa się uprzednio przygotowane szpule z izolowanego drutu. Końce szpul zlutowane są z odpowiednimi działkami kolektora.

Szczotki wykonane są ze specjalnie preparowanego węgla i umieszczone w oprawkach sprężynujących. Prądnice posiadają 1 lub 2 pary szczotek przesuniętych nieco w kierunku obrotów wirnika, by uniknąć iskrzenia. Przy regulacji na stały prąd — wypadek obecnie najczęstszy — oprócz szczotek normalnych z kolektorem kontaktuje jeszcze t. z. trzecia szczotka, służąca do zasilania obwodu wzbudzenia.

Bezpieczniki topikowe mają na celu uchronienie prądnicy od przeciążenia i włączane są szeregowo w obwód wzbudzenia prądnicy. Podobne bezpieczniki oraz bezpieczniki wibracyjne stosowane są również w obwodzie sieci.

Sprzężenie prądnicy z silnikiem odbywać się może: za pomocą sprzęgiełka jednokierunkowego (prądnice bez wyłącznika samoczynnego), łańcucha cichobieżnego, sprzęgiełek płytkowych, gumowych typu np. Pallas-Sims, rurą gumową, wreszcie przez tryby. Ostatnio często stosuje się pas gumowy klinowy o kącie około 28° .

Regulacja prądu.

Regulacja na stałe napięcie.

Regulacja na stałe natężenie.

Regulacja termiczna na max. temperaturę.

Z tego dwie pierwsze spotykane są samodzielnie, ostatnia zaś jedynie w połączeniu z regulacją na stałe natężenie.

Wszystkie sposoby regulacji działają na wzbudzenie prądnicy przez zmianę prądu dopływającego do elektromagnesów. Jedynym wyjątkiem są prądnice o zmiennej wydajności.

Regulacja na stałe napięcie uskuteczniانا być może albo:

- przez wyłączenie prądu płynącego do uzwojeń wzbudzących,
- przez zmniejszenie tego prądu (włączenie szeregu oporu),
- przez połączenie obu powyższych sposobów.

Działanie regulatora polega na zmniejszeniu pola magnetycznego przez osłabienie lub przerwanie prądu, dopływającego do uzwojeń wzbudzących.

Budowa prądnicy o regulatorze z włączaniem oporu jest następująca: uzwojenia magnesów założone są na szcztki

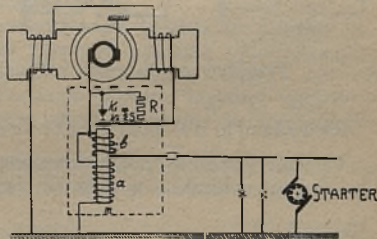
prądnicy (ew. na szcztkę izolowaną i masę — jak na rysunku — co na jedno wychodzi) poprzez opór R i styki K_1, K_2 , umocowane na ruchomej kotwiczce, które pozwalają prądowi na omińnięcie oporu wtedy, gdy są zwarte (zwierają one opór).

Czysta regulacja tego typu rzadko spotykana: łączy się ją zazwyczaj z całkowitem wyłączeniem obwodu wzbudzenia.

Regulator z wyłączaniem obwodu wzbudzenia zbudowany jest zupełnie podobnie, z tą różnicą, że niema tu oporu R włączonego równolegle na stałe między styki kotwiczki. Wskutek tego prąd w obwodzie wzbudzenia po przekroczeniu określonego napięcia prądnicy zostaje całkowicie przerwany.

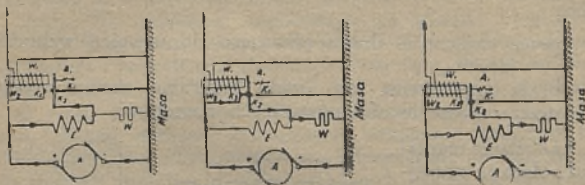
Przykład połączenia regulacji z włączanym oporem i przerywaniem obwodu mamy szematycznie pokazany na rys. 25.

Działanie przyrządu jest analogiczne do poprzednio opisanego, dzięki jednak podwójnemu stykowi K_2 i dodatkowemu



Rys. 24. Schemat prądnicy i regulatora.

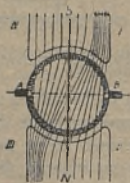
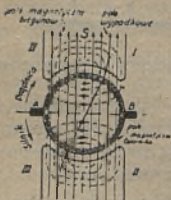
K_3 prąd wzbudzenia w razie silniejszego przyciągnięcia kotwiczki przez elmagmes ma możliwość bezpośredniego przepływu na masę poprzez styki K_2 , K_3 i opór R , z pominięciem uzwojenia wzbudzającego.



Rys. 25. Przepływ prądu przy różnych położeniach kotwiczki.

Regulacja na stałe napięcie.

Obecnie wyłącznie prawie stosowana oparta jest na zjawisku t. z. reakcji twornika, (popularnie zwana regulacją zapomocą trzeciej szczotki).



Rys. 26. Oddziaływanie wzajemne pól magnetycznych biegunów i twornika oraz wypadkowe pole magnetyczne.

W chwili gdy przez uzwojenie twornika płynie prąd, wokół niego powstaje nowe pole magnetyczne indukowane. Oba te pola sumują się dla I i III ćwiartki przestrzeni między biegunowej, w II i IV zaś kierunek pól jest przeciwny, wobec czego pole wypadkowe będzie tu mniejsze.

Mając niesymetryczne pole magnetyczne, mamy możliwość pobierania prądu o różnym napięciu, zależnie od położenia

Reakcja twornika polega na występowaniu następujących zjawisk: pole magn. biegunów jest w przybliżeniu stałe (patrz rys. 26).

W chwili gdy przez uzwojenie twornika płynie prąd, wokół niego powstaje nowe pole magnetyczne indukowane, Oba te

szczotki doprowadzającej prąd do obwodu wzbudzenia. Napięcie bowiem zależy będzie od pola przecinanego przez zwoje przylutowane do działek kolektora, znajdujących się między szczotkami zbierającymi, oraz obrotów.

W miarę wzrostu prądu płynącego przez twornik, reakcja twornika poczyna coraz bardziej zniekształcać pole magnetyczne.

Możemy ustalić t. z. trzecią szczotkę, prowadzącą prąd do uzwojeń wzbudzających w takim położeniu, by przy określonej szybkości wirnika prąd był dostarczany największy, przy wzroście zaś tej szybkości, wskutek „uciekania” maximum pola w kierunku obrotów, zmniejszył się.

Dzięki temu, przy jednoczesnym zwiększeniu obrotów uzyskujemy stałe w pewnych granicach natężenie prądu dostarczanego do sieci.

Ponieważ na uruchomienie procesu regulacji wpływa tu przekroczenie maksymalnego prądu, nazywamy ją regulacją prądową.

Przy regulacji tej napięcia wahają się dość znacznie; rolę wyrównawczą napięć gra przy tych prądnicach bateria akumulatorów.

Prądnica z trzecią szczotką ma ciekawą właściwość, związaną z jej budową: im wyższy jest opór sieci, tem wyższe napięcie (w pewnych granicach) utrzymuje prądnica.

Jest to wynikiem zmniejszenia w tym wypadku reakcji twornika, wskutek chwilowego zmniejszenia prądu. Dlatego też w razie np. zasiarczanowania baterji, gdy napięcie potrzebne do ładowania dojść może do 3 v na ogniwo, prądnica się do tego napięcia dostosuje i odbiorniki pracować będą pod napięciem nadmiernem: wynikiem będzie przepalenie żarówek w krótkim czasie, oraz zrujnowanie baterji wskutek ładowania pełnym prądem wtedy, gdy jedynym dla niej ratunkiem jest długotrwałe ładowanie prądem słabym.

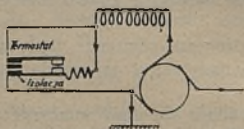
Regulacja na maksymalną temperaturę.

Prądnice z trzecią szczotką zaopatrywane są niekiedy w termostat. Jest to przyrząd, chroniący prądnicę od przeciążenia i stanowiący zarazem bezpiecznik obwodu wzbudzenia.

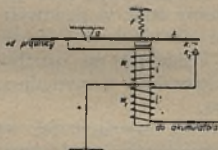
Składa się on z pary kontaktów, oraz spiralki z drutu, stanowiącej opór. Jeden z kontaktów jest stały, drugi zaś

umieszczony na płytce, złożonej z dwu metali o różnej rozszerzalności cieplnej (Rys. 27).

Normalnie styki kontaktują i prąd płynie w obwodzie wzbudzającym tak jak w zwykłej prądnicy. Gdy temperatura prądnicy osiągnie określoną granicę (zwykle $115 - 120^{\circ} \text{C}$), płytka wygina się, rozłączając styki i prąd wzbudzenia zmuszony jest do przepływu przez opór, włączony równoległe do styków. Dzięki temu napięcie i prąd dostarczany przez prądnicę ulega zmniejszeniu o 45 do 50% , aż do chwili ostygnięcia. Jeżeli mimo zmniejszenia napięcia prąd jest zbyt duży, to spiralka rozgrzewa się i wreszcie topi, grając w ten sposób rolę bezpiecznika dla obwodu wzbudzenia.



Rys. 27. Sposób włączenia termostatu w obwód prądnicy.



Rys. 28. Schemat samoczynnego wyłącznika elektromagnetycznego.

Porównanie sposobów regulacji prądnicy.

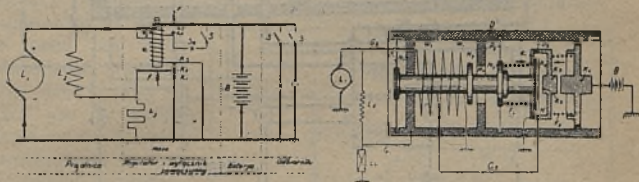
Zaletami regulacji napięciowej są: możliwość jazdy nocnej bez baterji akumulatorów, korzystne ładowanie baterji, wadami zaś: wyższa cena przyrządów i ich bardziej skomplikowana budowa, oraz trudność doregulowania własnymi środkami.

Regulacja prądowa jest w przeciwieństwie nadzwyczaj prosta, nie wymaga żadnych precyzyjnych aparatów, więc tania, jednak jazda nocna w razie zepsucia baterji jest niemożliwa (żarówki zostaną przepalone), akumulator jest ładowany niekorzystnie i trwałość jego jest przy tej regulacji znacznie mniejsza.

Wyłącznik samoczynny zwany jest także minimalnym lub elektromagnetycznym. Rola jego omówiona była na str. 557. Schemat przyrządu pokazany jest na rys. 28. Mamy tu kotwiczkę ab ze stykiem K_1 , styk sieci K_2 , oraz dwa uzwojenia: napięciowe W_1 i prądowe W_2 .

Gdy napięcie prądniczy stanie się dostatecznym dla ładowania baterji, prąd płynący przez W_1 magnesuje rdzeń dostatecznie, by spowodować przyciągnięcie kotwiczki i zwarcie styków $K_1 K_2$, wobec czego prąd poczyna płynąć do sieci. Przepływając przez W_1 prąd współdziała z W przez magnesowanie rdzenia, wyłączenie więc kotwiczki nastąpi przy napięciu niższem, niż załączenie. Unika się w ten sposób bezustannego włączania i wyłączania styków i opalenia ich.

Jeżeli z jakiegokolwiek powodu wyłączenie nie nastąpiło w porę i prąd popłynął w kierunku prądniczy, to W_2 poczyna działać na rdzeń rozmagnesowująco, współdziałając przez to ze sprężynką F .



Rys. 29. Regulator — wyłącznik firmy Bosch o podwójnej kotwiczce: schemat i przekrój schematyczny.

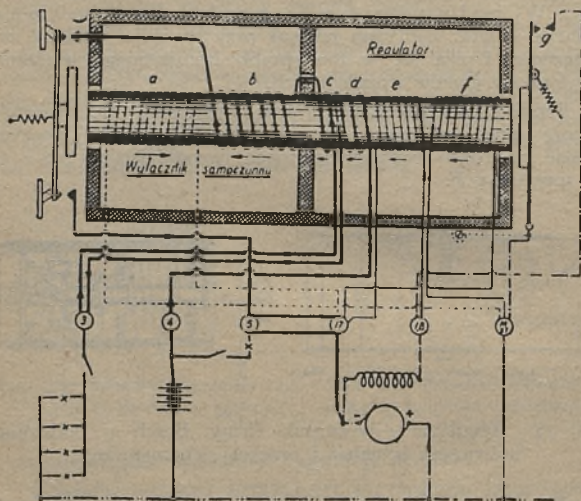
Regulatory-wyłączniki łączą w jednym oba wyżej opisane przyrządy.

Rdzeń elektomagnesu jest zwykle wspólny; wykorzystanie go należyte zapewniają odpowiednio dobrane uzwojenia. Regulator-wyłącznik zaopatrzony bywa w jedną lub dwie kotwiczki.

Schemat aparatu o podwójnej kotwiczce podany jest na rys. 29. Działanie przyrządu jasne jest ze schematu i poprzednio podanych opisów.

W regulatorze-wyłączniku Scintilla mamy regulator, oparty na całkowitem wyłączeniu obwodu wzbudzenia. Uzwojenie prądowe c działa przy przepływie prądu do baterji i sieci, d — tylko przy przepływie prądu do baterji; dzięki temu napięcie przy załączeniu odbiorników obniża się.

Uzwojenie *e* działa rozmagnesowująco na rdzeń, gdy nastąpiło przeciągnięcie kotwiczki i przerwanie obwodu wzbudzenia (Rys. 30).



Rys. 30. Regulator — wyłącznik firmy Scintilla.

Prądnice o zmiennej wydajności.

By usunąć przeładowywanie małej baterji np. motocyklowej wskutek jazdy dziennej, budowane są prądnice o zmiennej wydajności. Zaopatrzone są one oprócz uzwojeń normalnych w uzwojenia rozmagnesowujące, włączane podczas jazdy dziennej.

W ten sposób mamy w dzień powolne ładowanie akumulatora wskutek włączenia uzwojenia dodatkowego, z chwilą zaś zapalenia reflektorów wydajność prądnicy zostaje zwiększoną przez wyłączenie go (patrz rys. 31).

Prądnice kombinowane.

Przy połączeniu w jednym kadłubie prądnic i innych przyrządów powstają:

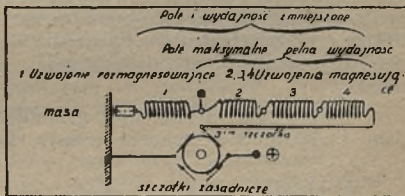
- dynamo startery (dynastartery),
- dynamo magneta (magdyno, magdynamo),
- prądnice z zapalaczem bateryjnym.

Przyrządy te, oprócz dynastarterów są od siebie elektrycznie niezależne, połączenie polega na użyciu tego samego napędu i zgrupowaniu całości w jednym kadłubie.

Prądnice prądu zmiennego.

Stosowane są niekiedy na motocyklach i wozach ciężarowych. Regulatory nie są tu stosowane. Wzbudzenie następuje przy pomocy magnesów stałych. Wykluczone jest tu ładowanie akumulatorów na wozie.

W razie ich braku oświetlenie funkcjonuje dotąd, póki silnik jest w ruchu. Prądnice te są często umieszczone w kole zamachowym motocykla, (niektóre z prądnic w ten sposób budowanych dają prąd stały).



Rys. 31. Prądnica o zmiennej wydajności (schemat).

Prądnice winny być tak montowane, by podczas jazdy z szybkością 20 do 30 km/godz, szybkość chłodzącego prądnicę strumienia powietrza wynosiła około 2 m/sec lub temperatura osłony nie przekraczała 65°C. Jeżeli się to okaże niemożliwym (przy autobusach miejskich etc.), należy zastosować specjalne chłodzenie — np. wentylator.

Wielkość prądnicy musi być tak dobrana, by pokrywała ona całkowicie zapotrzebowanie instalacji począwszy od szybkości 25 km/godz na przekładni bezpośredniej. Dla wozów, przeznaczonych wyłącznie dojazd miejskich, granica 15—20 km/godz.

Do motocykli stosuje się przy zapalaniu od magneta prądnice 15 do 30 w., przy zapalaniu magnesem i 50 — 60 w. przy zapłonie bateryjnym. Baterje w pierwszym wypadku od 4 do 12, 14 Ah, w drugim 20 — 30 Ah. Napięcia nominalne przy motocyklach wynoszą 4 lub 6 V.

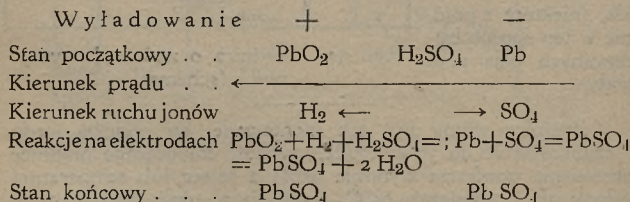
Akumulatory.

Obecnie stosowane są do samochodów wyłącznie akumulatory ołowiane.

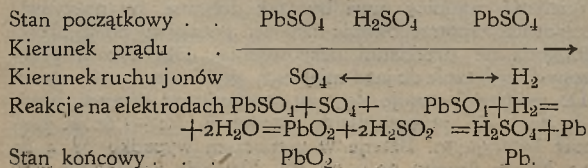
Akumulator składa się z płyt-elektrod zanurzonych w roztworze kwasu siarkowego. Płyty wykonane są z kraty, odlanej ze stopu ołowiu z antymonem, której otwory wypełnione są tlenkami ołowiu. Płyty poddane są w wytwórni formacji, dzięki czemu na płytach dodatnich masa czynna (tlenki) przyjmuje postać PbO_2 , na płytach ujemnych zaś tlenki zostają zredukowane do warstwy Pb w postaci gąbczastej.

Przy suszeniu płyt po uformowaniu, Pb utlenia się, czyli płyta „spala się”, innymi słowy płyta jest rozładowana i dopiero pierwsze długotrwałe ładowanie przeprowadza ponownie redukcję pozostałych tlenków. (Suszenie w próżni lub atmosferze obojętnej zapobiega tej niedogodności, płyty jednak są mniej trwałe.).

Podczas pracy i ładowania akumulatorów między elektrodami i elektrolitem zachodzą reakcje chemiczne.



Ładowanie



Przy wyładowaniu na obu płytach powstaje siarczan ołowiu, elektrolit zaś zostaje rozrzedzony wskutek wytworzenia się wody, jako produktu reakcji.

Ładowanie doprowadza płyty do stanu początkowego i przywraca elektrolitowi początkową gęstość.

Wytwarzany przy ładowaniu siarczan pozostawiony czas pewien w spokoju, grupuje się w postaci krystalicznej. Ta postać krystaliczna siarczanu jest b. trudna do rozłożenia. Taki zasiarczony akumulator ma zmniejszoną pojemność i duży zazwyczaj opór wewnętrzny, warstwa bowiem krystalicznego siarczanu, jest złym stosunkowo przewodnikiem. Dlatego ważne jest natychmiastowe ładowanie wyładowanej baterji.

Zasiarczeniu sprzyja też nadmierna gęstość elektrolitu.

Przy temperaturach powyżej 40°C masa czynna ulega zasiarczeniu, łatwo się wykrusza, wskutek zachodzących zmian objętościowych, separatory drewniane zostają przepalone przez kwas, wobec czego temperatury tej przekraczać nie należy. Grzanie akumulatorów zachodzi często przy zbyt intensywnym ładowaniu.

Płyty składają się z kraty, zasmarowanej masą czynną i podanej formacji. Dobre płyty dodatnie, winny posiadać odcień ciemno brunatny do czarnego i w dotyku przypominać aksamit. Płyty ujemne są koloru szarego, przyczem plamy jaśniejsze zielonkawe, etc., nie mają znaczenia dla ich pracy. Powstają one z tlenków ołowiu, które i tak w pracy ulegną redukcji na czysty Pb.

Płyty oddzielone są od siebie separatorami. Separatory są bądź całkowicie drewniane, bądź złożone z płytki ebonitowej dziurkowanej, falowanej lub z rowkami oraz cienkiego fornieru.

Drzewo musi być specjalnie preparowane. Istnieją separatory z porowatego ebonitu (Willard).

Płyty zlutowane są z mostkiem, zaopatrzonym w nasadkę biegunową, wystającą przez pokrywkę.

Ogniwa łączone są w baterje za pomocą odpowiednich łączników, przylutowanych do nasadek.

Zespoły płyt umieszczane są w naczyniach wykonanych z ebonitu lub innej masy izolacyjnej. Odpowiednio uszczelnione nasadki wystają przez pokrywkę, która z kolei zalana jest pakiem

E

kwasoodpornym. Naczynia zmontowane są w baterję w skrzynce drewnianej, malowanej lakierem kwasoodpornym (jeżeli same nie tworzą t. z. bloku). Niekiedy skrzynki przesycane są parafiną.

Naczynia ebonitowe mają wewnątrz podstawki pod płyty, wykonane zazwyczaj jako całość z naczyniem. Powstała w ten sposób pod płytami przestrzeń wykorzystana jest jako zbiornik kwasu oraz miejsce osadzania się opadającej z płyt masy.

Elektrolit.

Jako elektrolit służy kwas siarkowy o ciężarze wł. 1,24 do 1,3 zależnie od fabrykatu (gdy ak. jest w stanie naładowanym). Kwas ten musi być b. czysty.

Elektrolit przygotowywany jest ze stężonego kwasu siarkowego o c. wł. 1,84 przez dolewanie wody destylowanej do kwasu (nigdy odwrotnie — niebezpieczeństwo poparzenia.).

Do świeżych ogniw nalewa się zwykle kwasu o c. wł. 1,24 i podczas ładowania dociąga kwas do pożądanej gęstości przez dolewanie wody lub mocniejszego kwasu. C. wł. kwasu dolewane nie może przekraczać 1,4.

By elektrolit wymieszał się z dolewaną wodą lub kwasem dolewanie skutecznie należy podczas ładowania.

Podczas mrozów zachować należy ostrożność, gdyż niewymieszana woda może zamarznąć i rozsądzić naczynie, oraz uszkodzić płyty.

Przy „gazowaniu” (p. str. 571) płyt wydzielają się tlen i wodór — tworzące mieszaninę wybuchową. Niewolno więc zbliżać do ładującego się akumul. płomienia, gdyż nastąpić może wybuch, rozsądzenie baterji, a nawet pokaleczenie obsługującego.

W naczyniach winien elektrolit sięgać zawsze na 10 do 15 mm ponad płyty. Podczas gazowania rozkłada się tylko woda, kwas zaś ulatnia się jedynie wskutek porywania jego kropelek przez pęcherzyki gazów. Elektrolit w ak. uzupełniać więc należy zasadniczo wodą.

Pamiętać należy, że nieusprawiedliwione obniżenie c. wł. kwasu ostrzega, że ak. jest zasiarczony.

Ilość kwasu w naczyniu winna być taka, by wystarczała do reakcji z materiałem płyt. Stąd w naczyniach ciasnych gęstość kwasu przepisywana jest wyższą, w naczyniach obszernych może być niższą.

Zmiana ciężaru wł. kwasu jest proporcjonalna do oddanej z akumulatora ilości amperogodzin.

W praktyce zazwyczaj można przyjąć że:

ak. naładowany ma kwas o c. wł. 1,24, do połowy naładowany — 1,2, wyładowany — 1,14.

Spadek c. wł. wynosi około 0,10 przy całkow. wyładowaniu ak. przy normalnych jego proporcjach.

Fabryki amerykańskie polecają wyższą gęstość kwasu (około 1,3). Daje to wyższe napięcia ak. ale sprzyja zasiarczeniu.

Kwas przy mieszaniu z wodą ogrzewa się znacznie, (ostrożnie przeto z naczyniami szklanymi). Ciężar wł. kwasu wzrasta wraz z temperaturą około 0,0006 — 0,0007 na $^{\circ}\text{C}$.

Woda powinna być używana tylko destylowana.

W zimie ak. musi być częściej sprawdzany gdyż elektrolit zamarza: przy c. wł. 1,000 — w temp. 0, 1,05 — 3,3, 1,1 — 7,7 1,15 — 15, 1,20 — 27, 1,30 — 70°C .

Kwas więc akumulatora wyładowanego może w naszych warunkach klimatycznych zamarznąć i rozsądzić naczynie.

Elektrolit szkodliwy jest dla odzieży, którą spala, jako środek nań polecieć można amoniak. Ręk kwas o c. wł. 1,3 nie parzy. W razie oparzeń kwasem gęstszym lub oparzenia oka należy oparzenie zmyć wodą dla usunięcia kwasu i posmarować tłuszczem.

Pojemność akumulatora wyraża się w ampero godzinach. Jest ona zmienna, zależnie od prądu, temperatury w jakiej się wyładowanie odbywa i napięcia, jakie przyjęto za graniczne.

Pojemność zależy przede wszystkim od ciężaru i rodzaju masy czynnej.

Podwyższenie temperatury zwiększa pojemność akumulatora.

Napięcia, do jakich doprowadzane jest wyładowanie wynoszą zazwyczaj 1,8 v/ogn. dla dużych prądów 1,7 v/ogniwo dla małych prądów zaś 1,5 v/ogniwo przy wyładowaniu gwałtownem.

Próby pojemności. Przed próbą pojemności baterja musi być całkowicie naładowana — przy prądzie 10 godzinnym winna mieć napięcie 2,6 — 2,7 v, ogniwo. Ciężar wł. kwasu wynosić ma 1,24 do 1,3 zależnie od przepisu fabryki; oba rodzaje płyt winny mocno gazować. Baterja zostaje wyładowana natych-

miast po odłączeniu od sieci zasilającej. Prąd musi być regulowany w miarę spadku napięcia.

W określonych odstępach czasu notowane być muszą odczyty napięcia i natężenia (zazwyczaj — const.), jeszcze lepsze jest stosowanie aparatów samopiszących.

1. Prąd stosowany bywa różny: w Europie przyjęto, że prąd winien być taki, by po 10 godz. wyładowania średnie napięcie baterji spadło do 1,8 v/ ogniwo. W Ameryce normy SAE przewidują prąd 20 godzinny i graniczne napięcie 1,75 v na ogniwo, przyczem temp. ma wynosić nie 15⁰C a 27⁰ C (80⁰F). Istnieje pozatem szereg przygodnych norm wyładowania.

Europejski sposób badania baterji uważany jest u nas za najcelowszy.

Pojemność wskazywana przez fabryki nie jest osiągnana odrazu: odpowiada ona pojemności po ustaleniu się takowej, która zależnie od rodzaju formacji uzyskiwana jest po 4 do 12 zazwyczaj zaś po 6 wyładowaniach.

Próby pojemności łączone są niekiedy z badaniem na wytrzymałość mechaniczną: wg. Vinala, umieszcza się baterję na platformce umocowanej zawiasowo z jednej strony, z drugiej zaopatrzonej w sprężyny, dociskające platformkę do kułaka, umocowanego na wale elektromotoru. Próba polega na wstrząśnaniu baterji podczas wyładowania, przyczem skok baterji wynosi 15 mm, ilość uderzeń kułaka 1000 na minutę.

2. Próby na prąd uderzeniowy są b. ważne, ze względu na to, że dają obraz przydatności baterji do startowania. Istnieje i tu kilka sposobów próbowania: amerykański — SAE — analog. do badania pojemności — wyładowanie 20 min. do napięcia 1,5 v/ na ogniwo przy 80⁰ F (27⁰ C), oraz europejski. Europejski sposób próbowania polega na ustaleniu, ile uderzeń określonego prądu wytrzyma baterja przy 13 sek. włączeniu, przyczem między każdymi dwoma włączeniami jest przerwa 15 min., napięcie zaś nie może spaść poniżej 1,3 — 1,5 v/ ogniwo. Prądy same, ani stosunek ich do pojemności nie są ustalone; przyjmuje się zwykle za podstawę prąd zwarcia starteru, z jakim baterja ma pracować.

Stosowane są też 10 sek. włączenia i 1 min. przerwy.

Ładowanie. Za normalny przyjmuje się zazwyczaj prąd 10 godzinnego wyładowania, Przekroczenie tego normalnego prądu w górę jest nie wskazane. Ładowanie wysokim prądem prowadzi do tworzenia się wewnątrz masy pęcherzy gazu, który wydostając się na zewnątrz niszczy spójność płyty (gazowanie).

Wysokie prądy zarówno ładowania jak wyładowania prowadzą do paczenia się płyt i skracają w ten sposób żywot akumulatora.

Ładować akumulator można dowolnym prądem, nieprzekraczającym normalnego. Temperatura kwasu nie może przekraczać 40°C .

Napięcie akumulatora średnio wynosi około 2 v/ogn., przy ładowaniu podnosi się ono do 2,5, potem do 2,6 i 2,7 v/ ogniwo. Przy pierwszych ładowaniach kontentować się można napięciem 2,5 — 2,55 v/ogniwo, by jednak bateria uzyskała pełną pojemność ładowanie musi być przy 4 — 5 ładowaniu doprowadzone do napięcia 2,6 lub 2,7 v na ogniwo.

Napięcie zależy bardzo znacznie od wielkości prądu ładowania. Wielkości powyższe rozumieją się przy prądzie normalnym.

Ak. zasiarczanowany może mieć wyższe (do 3 v/ na ogniwo) napięcie, wskutek izolującego wpływu warstwy siarczanu.

Ładowanie jest ukończone, gdy: napięcie wynosi 2,7 v/ na ogniwo, gęstość elektrolitu utrzymuje się na stałym poziomie przez dłuższy okres (np. godzinę) oba rodzaje płyt mocno gazują.

Z powyższych rozważań wynika, że na początku ładowania dopuszczalne jest stosowanie wyższych prądów gdyż nie wytwarza się wtedy gaz. Dlatego też polecają stosowanie 10 lub nawet 5 godzinnego prądu do chwili osiągnięcia przez ak. napięcia 2,4 v na ogniwo, następnie zaś uregulowanie go tak, by wydzielanie gazów nie było zbyt gwałtowne. Do pomiaru prąd musi być oczywiście zwiększony do 10 godzinnego.

Pierwsze ładowanie odbywa się z reguły maksymalnie $3/4$ prądu 10 godzinnego; i trwa minimum 40 godzin, przyczem rozpoczynać ładowanie można dopiero po nasyceniu się płyt kwasem i ostygnięciu ogniw, gdyż po zalaniu ogniwa płyty się grzeją. Następuje to zależnie od wielkości baterji w 3 do 8 godzin.

Po odłączeniu źródła prądu napięcie spada samo do napięcia 2 do 2,1 v na ogniwo — napięcia odpowiadającego posiadanemu w naczyniu stężeniu kwasu.

Samo się przez się rozumie, że ładowanie musi być skuteczne z sieci prądu stałego (lub przez prostownik ew. przetwornicę), przyczeni biegun (+) baterji połączony być musi z (+) sieci.

Wyładowanie. Ogniwo w spoczynku ma zawsze około 2 v napięcia, nawet gdy jest wyładowane, napięcie więc mierzyć należy tylko podczas pracy, najlepiej zaś używać do określania stanu naładowania baterji — hydrometru.

Prąd wyładowania nie powinien w pracy normalnej (oświetlenie, nie startowanie) przekraczać wielkości prądu 5 godz., ze względu na trwałość baterji.

Wyładowanie prowadzić można, zależnie od wielkości prądu do 1,8 v na ogniwo przy małych, 1,7 v na ogniwo przy dużych; 1,5 v na ogniwo przy starterowych prądach.

Przechowanie akumulatora.

Suchy nieładowany akumulator przechowywany być może w suchem i chłodnym pomieszczeniu przez czas nieograniczony, szczególnie gdy posiada hermetyczne zamknięcie.

Szkodzi mu wilgoć i gorąco przy dostępie powietrza.

Akumulatory ładowane w stanie suchym zależnie od rodzaju przygotowania płyt użyte być muszą w okresie od 6 do 18 (24) miesięcy po wyprodukowaniu.

Ak. ładowane z kwasem przechować można jednym z następujących sposobów.

1) Naładować, wylać kwas, kilkakrotnie wypłukać wodą destylowaną, hermetycznie zamknąć.

2) naładować, wylać kwas, nalać wody destylowanej hermetycznie zamknąć,

3) postawić baterje na stałe ładowanie małym, np. 100 godzinny prądem,

4) doładowywać baterje do 3 do 6 tygodni.

Wskutek wewnętrznych reakcji chemicznych następuje samo wyładowanie baterji, oceniane średnio na 1% pojemności dziennie, po pewnym więc czasie, gdybyśmy nie przedsięwzięli powyższych środków ostrożności, baterja by się wyładowała i zsiarczanowała.

Obecność szkodliwych metali w elektrolicie powoduje wzmożone samowyladowanie baterji, czego odznaką zewnętrzną jest „gazowanie” będącej w spoczynku baterji.

Baterje zasadowe.

Do zasilenia starteru stosowane tylko w razach wyjątkowych dla dostarczenia bowiem tego samego wysokiego prądu przy równym napięciu muszą być większe, cięższe i o wyższej (około 50%) pojemności niż także baterje ołowiane. Poza to cena ich, ze względu na kosztowną budowę, jest kilkakrotnie wyższa od ceny ak. ołowianych. Baterje te doskonale się nadają do oświetlenia, gdy ładowanie odbywa się poza wozem; ładowanie na wozie przy jednoczesnej pracy żarówek przedstawia duże trudności. Są one niewrażliwe na wstrząsy, brutalne obchodzenie się, duże prądy, nawet chwilowe zwarcia.

Ponieważ na rynku polskim do samochodów nie są stosowane, nie będziemy ich przeto bliżej omawiać.

ELEKTROTECHNIKA SAMOCHODOWA

Magneta. Dynamo. Startery. Akumulatory. Instalacje.

Jedyna w kraju wytwórnia zapalnic (cewek) samochodowych gwarantowanej trwałości.

Impregnowanie uzwojeń wysokiego napięcia.

„SWEL” B-CIA ZAKOLSCY

Warszawa, Warecka 8, telefon 280-22.

S T A R T E R Y .

Starter jest to motorek elektryczny służący do uruchomienia silnika.

Zazwyczaj polecane są:

do silników do 2 ltr. pojemności cyl.-start. o mocy 0,3 MK					
„ „ „ 3,5	„	„	„	0,7	„
„ „ powyżej 3,5	„	„	„	1,2	„

Wyjątkowo dochodzi się do 5 MK mocy.

Prądy płynące w uzwojeniach starteru wynoszą 80 do kilkuset (ok. 400) amperów. Uzwojenia starteru połączone są szeregowo. W spoczynku przez twornik płynie cały prąd, jaki w danym wypadku wynika z prawa Ohma, (t. z. prąd zwarcia) wytwarza on też maksymalny moment obrotowy w myśl wzoru:

$$M = K \times I \times \varphi ;$$

gdzie K — stała, zależna od budowy starteru.

I — prąd wpływający w tworniku,

φ — pole magnetyczne.

Po ruszeniu z miejsca w uzwojeniach twornika powstaje siła przeciw elektromotoryczna, która zmniejsza prąd płynący i redukuje moment obrotowy.

Moc żądana od starteru zależy od momentu, jaki ma działać na wale silnika, oraz ilości obrotów, którą nadać trzeba temu silnikowi.

Obroty te muszą zapewnić z jednej strony należyte zassanie mieszanki, z drugiej pozwolić aparatowi zapłonowemu na wytworzenie odpowiedniej iskry. Praktycznie w silnikach normalnych ta ilość obrotów waha się od 20 do 400 na minutę, przyczem średnio przyjmując można 60 do 80 obr./min. Przy silnikach samochodowych Diesla podaje Trautmann:

dla silnika o wtrysku bezpośr.: bez zapal. pomocniczego
100 obr./min.

dla silnika z komorą wstępną: bez zapal. pomocniczego
200 obr./min.

dla silnika z komorą wstępną i zapalnikiem pomocniczym
150 obr./min.

Moment jaki wytwarzany być musi przez starter zależy od: objętości skokowej silnika, wysokości sprężania, tarcia w tłokach, łożyskach, aparatach pomocniczych, oporów ssania, tarcia wentyli i oporów bezwładności.

Ze względu na tarcie i opory bezwładności najczęściej „zrzuścić” silnik będący w spoczynku.

Na czynniki powyżej wymienione ogromny wpływ mają: konstrukcja i ilość cyl. silnika, własności smaru, temperatura.

Z pomiarów praktycznych ustala Trautmann następujący wzór na wielkość potrzebnego momentu obrotowego:

$$M = c \times V \text{ kgm};$$

gdzie

M — moment,

c — stała,

V — litraż silnika w ltr.

Stać c wynosi:

dla silnika 4 cyl. z normalną kompresją $c = 3$;

„ „ 4 „ „ z wysoką „ „ $c = 3,5$;

„ „ 6 i 8 cyl. „ „ $c = 3,5 \div 4$.

Ilość obrotów dla wzoru przyjęto około 60 na min.

Wartości ze wzoru, zależą od spasowania łożysk, etc.

Dobrze jest dodać do otrzymanych wartości M około

25%.

Temperaturę przyjęto 0°C .

Podwyższenie obrotów do 100 na min. zwiększa M o około 15 — 30%.

Temperatura ma wpływ ogromny na konieczny M , przy czym wpływ ten jest zależny od silnika: gra tu przede wszystkim rolę rozszerzalność cieplna metali, z jakich wykonane są części będące we wzajemnym ruchu.

Ze wszelkimi zastrzeżeniami przyjęć można, że obniżenie temperatury o 5°C podnosi wielkość koniecznego M o 50%, 10°C zaś o 100%.

Użycie smarów „zimowych” zmniejsza ten przyrost momentu.

Moc starteru obliczona być może ze wzoru

$$N = \omega M \text{ kgm/sek.} = M \frac{2\pi \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ KM} = \frac{c \cdot \pi \cdot n \cdot V}{2250} \text{ KM};$$

stąd przy $c = 3$; i $n = 60$ obr./min. $N = 0,25 \text{ V}$;

$c = 3$; i $n = 100$ obr./min. $N = 0,55 \text{ V}$;

$c = 4$; i $n = 60$ obr./min. $N = 0,335 \text{ V}$;

$c = 4$; i $n = 100$ obr./min. $N = 0,725 \text{ V}$.

Przy obliczeniu ilości energii zużywanej przez starter uwzględnić musimy współczynnik sprawności starteru i mechanizmów, który wynosi około $\eta = 0,3$.

Startery, poza wyjątkowymi wypadkami, sprzęgane są z silnikiem jedynie na czas pracy. Wyłączenie następować winno o ile możliwości automatycznie.

Stosowane są nast. spos. sprzężenia:

- 1) Trybami przesuwaniem,
- 2) Elektromagnet. Rushmore'a.
- 3) Syst. Bendixa.
- 4) Jarzmowe.

1) Połączenie trybika wałka starteru z koroną zębatą umocowaną na kole zamachowem odbywa się tu zapomocą dźwigni pedału.

Pedał ten w końcu swego skoku, gdy koła są już zazębiane, włącza prąd zapomocą odpow. wyłącznika. Po uruchomieniu silnika kierowca puszcza pedał, sprężyna zaś doprowadza tryby do położ. spoczynkowego.

2) Wałek starteru z twornikiem ma możliwość przesuwania się wzdłuż osi. W spoczynku uzwoj. elektromagnesów leżą niesymetrycznie w stos. do twornika. Wyłączenie prądu powoduje przesunięcie twornika i zazębienie trybów. Po uruchomieniu silnik porusza starter, prąd doprowadzany słabnie sprężyna zaś odciąga twornik do położ. spoczynkowego.

3) Syst. Bendixa. Wał starteru niesie tuleję gwintowaną (duży skok) przymocowaną doń przez pośrednictwo sprężyny. Na tulei, nakręcony jest trybik, z jednej strony obciążony. Gdy twornik obraca się, trybik dzięki przeciwwadze stara się pozostać na miejscu i wkręca się w ten sposób na tuleję, która go wciąga w kierunku korony zębatej koła zamachowego. Gdy tryby się zazębą i kółko atakujące niema możliwości dalszego posuwania się wskutek oparcia się kołnierzem o wieniec koła zamachowego, starter pokręca tryb atakujący wraz z tuleją gwintowaną. Sprężyna amortyzuje zbyt brutalne szarpnięcia.

Bendix bywa: zwykły
z przekładnią pośrednią,
pozaatem: wchodzący (ruch kółka ku starterowi),
wychodzący (kółko wykręca się nazewnątrz),
z dwoma lub trzema łożyskami.

4) Sprzężenie jarzmowe polega na zastosowaniu mechanizmu, powodującego zazębienie trybów przez pokręcenie głowiczki z przekładnią starteru. Głowiczka znajduje się przytem stale w jednej płaszczyźnie z koroną zębatą koła zamachowego. Po uruchomieniu silnika koło zamachowe odrzuca jarzmo do położenia spoczynkowego, w którym jest ono utrzymywane za pomocą odpowiednich sprężyn i zatrząsków.

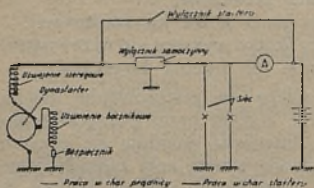
Przełożenie stosowane w starterach jest duże i wynosi zazwyczaj normalnie od 1 : 8 do 1 : 30; przekładnia taka budowana jest w celu zmniejszenia wymiarów starteru (zwiększona ilość obrotów).

Przy prądach starterowych spadek napięcia w baterji wynosi około 0,3 — 0,5 v/ogniwo, na szczotkach zaś 1 do 1,5 v. Zarysowuje się tu wyraźnie przewaga instalacji 12 v.

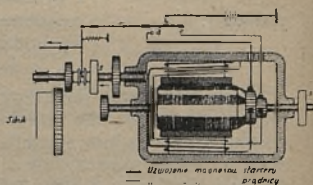
DYNASTARTERY.

Stanowią połączenie starterów z prądnicami (dynamostartery). Sprawność tych maszyn jest zazwyczaj niższa, zgrupowanie jednak w jednym przyrządzie dwóch urządzeń stanowi poważne uproszczenie.

Trudność stanowi dobranie odpowiedniej przekładni: starter obraca się b. szybko, prądnica zaś umiarkowanie. Dla



Rys. 32. Schemat instalacji z dynastarterem.



Rys. 33. Dynastarter Delco.

startowania pożądana jest przekładnia rzędu 1 : 10, gdy prądnica pracowałaby najkorzystniej z przekładnią bezpośrednią lub do niej zbliżoną.

Wykorzystanie jednego wspólnego uzwojenia twornika też napotyka na trudności. Regulacja prądu w części prądnicowej odbywa się zapomocą trzeciej szczotki.

Istnieją obecnie dwie grupy dynastarterów:

- 1) z jednym kolektorem,
- 2) z dwoma kolektorami.

Grupa 1 posiada twornik o pojedynczym uzwojeniu, bieguny dwóch rodzajów: prądnicowe i starterowe. Sprzężenie z silnikiem bywa

- a) bezpośrednio,
- b) przez stałą przekładnię.

Sprzężenie bezpośrednio — starter umieszczony jest z przodu silnika; wirnik obraca się z tą samą szybkością, co wał korbowy, co jest korzystne przy pracy w char. prądnicy, wymaga jednak znacznych wymiarów maszyny, by uczynić zaskość wymaganiom przy startowaniu.

Takie umieszczenie dynast. równowazy jednostronne obciążenie wału przez koło zamachowe i zwiększa równomierność biegu silnika.

Maszyny te stosowane są tylko do mniejszych wozów — do 12—18 KM, przy czym napięcie nie bywa mniejsze od 12 V, są zaś próby wprowadzenia dla startowania 24 V.

Sprzężenie przez stałą przekładnię uskuteczniane jest za pomocą kół zębatach lub łańcucha. Przełożenie wynosi zazwyczaj 2 do 3. Dynast. te stosowane są już do silników o stos. dużej mocy — 35—40 KM.

Grupa 2 posiada dwa kolektory. Wirnik jest tu zaopatrzony w dwa uzwojenia, jedno starterowe, drugie prądnicowe. Również i uzwojenia biegunów są dwóch rodzajów. Ponieważ są to urządzenia stos. drogie, przeto zaopatrzone są zwykle w przekładnię zmienną.

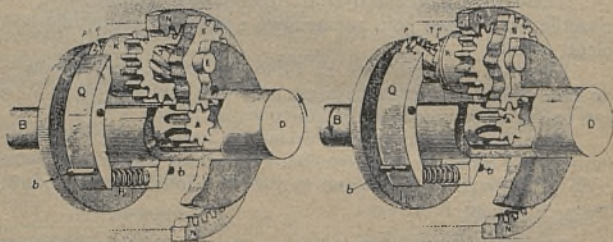
Przekładnia dla pracy w charakterze prądnicy jest zazwyczaj bezpośrednia, 1 : 1, gdy zaś maszyna pracuje jako starter, wynosi 1 : 7 do 1 : 10 i więcej.

Na rys. 33 wskazany jest schemat dynastarteru Delco.

Sprzęgiełko w przekładni przesuwanej jest jednokierunkowe: zapobiega ono uderzeniu w razie „odbicia” silnika, drugie, analogiczne umożliwia maszynie obracanie się w charakt. silnika, gdy napięcie wytwarzane przez prądnice niższe jest, niż nap. baterji, instalacja ta bowiem nie posiada wyłącznika samoczynnego.

Inny przykład przekładni zmiennej — automatycznej pokazany mamy na rys. 34. Działanie przekładni przy pracy w charakterze starteru jest następujące:

gdy twornik rusza, obraca się z nim tryb *A*, początkowo obraca się wskutek tego wałek *T* z trybem nieruchomym *S* i przesuwnym po gwincie *K*. Wskutek obrotu wałka i bezwładności tryb *K* wyhacza zębki *o*, *p* i poczyną się przesuwać po wałku, aż do chwili zazębienia z koroną zębatą *N*; z chwilą tą kółko *A* kręci *S*, to ostatnie *K*, *K* zaś odpychając się od *N* obraca cały blok satelitów wraz z wałem silnika *D*. Gdy silnik ruszy, blok pokręcany jest szybciej przez silnik, wskutek czego tryb *K* odrzucony jest po linii śrubowej z powrotem, zębki *p* i *o* zazębiają się, maczugi odśrodkowe zaś przytrzymują kółko *K* w położeniu skrajnem.



Rys. 34. Przekładnia zmienna samoczynna dynastarteru SEV (objaśnienie w tekście).

Wskutek działania ząbków oś *T* niema możliwości obracania się (w jednym tylko kierunku), wobec czego wałek *A* zmuszony do obracania się wraz z wałkiem *D* — jest zaklinowany.

Mamy tu przy startowaniu przekładnię: *A* na *S* i z *K* na *N*, przy pracy zaś w char. prądnicy sprzężenie bezpośrednie.

Dynastartery zaopatrzone są zawsze w urządzenie, zapewniające możliwość uruchomienia silnika od ręki w razie zepsucia się mechanizmu starteru.

Wyłącznik lub inne organy dynastarteru bywają najczęściej tak skonstruowane, że włączenie prądu starterowego wyłącza wzbudzenie prądnicy i naodwrot.

OŚWIETLENIE.

Źródłem światła jest włókno żarówki, wykonane z trudno-topliwego metalu. Kształt włókna zależy od przeznaczenia żarówki. Stosowane ostatnio żarówki o włóknie podwójnem, z przysłonką i bez przysłonki, omówione zostaną przy reflektorach.

Włókno umieszczone jest w szklanej gruszce w próżni lub w atmosferze gazu obojętnego. Gruszki wykonane bywają ze szkła przezroczystego lub matowego (opalowego, satynowane), bywają też falowane i ze srebrzonym pierścieniem. Żarówki do światła postojowego zwykle mają kolor niebieski. Kształt gruszek bywa różny.

Gruszka umieszczona jest w trzonku, zaopatrzonym w występy do bagnetowego zamknięcia oprawki.

Reflektory. Zadaniem reflektorów jest umożliwienie jazdy nocnej z tą samą szybkością, co dzienna.

Od reflektora żądamy:

dokładnego oświetlenia ziemi, dalekiego zasięgu, dobrego oświetlenia boków drogi (rozproszenia), nie oślepiania przechodniów i mijanych kierowców.

Optycznie czynne są nast. części reflektora:

lustro, żarówka, szyba, urządzenia modyfikujące działanie reflektora.

Lustro ma kształt paraboloidy obrotowej. Im głębszą będzie parabola tem mniej będzie promieni bezpośrednich i więcej będzie on wyzyskany. Promienie bezpośrednie działają znacznie bardziej oślepiająco niż odbite.

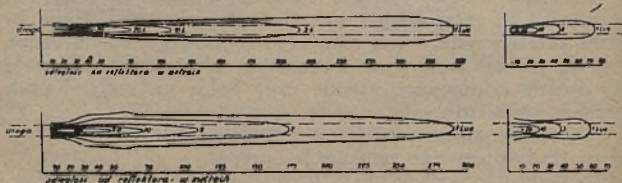
W Ameryce stosowane są niekiedy lustra, których powierzchnia nie stanowi paraboloidy obrotowej, a szereg wycinków parabol o różnych ogniskach. W ten sposób starają się tam osiągnąć pożądany rozkład strumienia świetlnego.

Materiał z jakiego wykonane jest lustro ma duży wpływ na wyzyskanie strumienia świetlnego. Ponieważ srebro daje największy procent promieni odbitych (około 92%), obecnie lustra wykonywane są albo metalowe, pokryte elektrolitycznie srebrem, albo, co rzadziej się zdarza, szklane pokryte również srebrem (zwykłe lustro szklane paraboliczne).



Rys. 35. Układ promieni z głębszej i płytkiej paraboli.

Ustawienie żarówki w ognisku musi być b. dokładne. Przy ustawieniu źródła między ogniskiem, a lustrem — otrzymujemy wiązkę promieni rozbieżnych: przy przesunięciu źródła wewnątrz



Rys. 36. Linje światłości światła znacznego z reflektora wyrobu niemieckiego przy oświetleniu pełnym i nieoslepiającem:
a) przy użyciu żarówki satynowanej i szyby gładkiej, b) przy żarówce zwykłej i szybie rowkowanej.

poza ognisko promienie krzyżują się na pewnej odległości od reflektora, poczem również się rozchodzą. W obu wypadkach mamy niedostateczne działanie reflektorów.

Rozproszenie w reflektorze osiąga się częściowo samoczynnie, żarówka bowiem nie stanowi punktu świetlnego, Nie wystarczy to jednak.

Stosowane są następujące sposoby ulepszające rozproszenie: satynowanie gruszki żarówki, groszkowanie, falowanie, falowanie lustra reflektora, rowkowanie szyby reflektora.

Badanie oświetlenia terenu jest rzeczą nie ustaloną przez żadne ogólnie przyjęte normy; istnieje cały szereg przepisów klubowych i miejscowych np. badane jest oświetlenie płaszczyzny pochylonej do poziomu o 45° , na poziomie jezdni zapomocą fotometru na różnych od reflektora odległościach etc..

Następnym warunkiem stawianym reflektorowi jest nieoślepianie przechodniów i zdążających naprzeciw kierowców. W tym celu reflektor musi być zmontowany na wysokości około 1 metra nad ziemią. To jednak nie wystarcza. Reflektor zaopatrzony być musi w jedno z urządzeń, umożliwiających nieoślepiające oświetlenie drogi. Stosowane tu są:



Rys. 37. Żarówka o podwójnym włóknie z przysłonką.

- 1) Oddzielne reflektory nieoślepiające, skierowane bardziej ku ziemi.
- 2) Stosowanie oddzielnej żarówki w tym samym reflektorze.
- 3) Przelączanie prądu na dodatkowe włókno w tej samej żarówce.

Dodatkowe włókno ma zmniejszoną siłę światła.

4) Stosowanie żarówek o podwójnym włóknie z przysłonką — rozwiązanie najczęściej obecnie stosowane. Przelącznik gasi włókno główne i zapala nieoślepiające, przesunięte w stos. do ogniska i ukryte od dołu przysłonką, dzięki czemu promienie padają na górną część paraboli i odbijając się, oświetlają tylko ziemię — por. rys. 37 i 38.

5) Opuszczanie zasłonek w postaci złotych lub matowych kieliszków na żarówki (Zeiss).

6) Stosowanie reflektorów o dzielonej paraboli (jak dotychczas — teoria).

Poza urządzeniem do oświetlenia nieoślepiającego, reflektory zaopatrzone są zazwyczaj w małą dodatkową żaróweczkę, zapalaną w czasie postoju pojazdu.

Podczas mgły, oparów, kurzu światło zwykle odbija się od zawieszonych w powietrzu cząsteczek i oświetlenie jest niedostateczne.

Dla zapobieżenia temu stosowane jest światło żółte (Zeiss) lub też reflektor umieszczany jest nad kierowcą, tak, że ma on drogę oświetloną z góry i z boku.

Budowa reflektorów.

Reflektor składa się z lustra, osłony ze szczelnie umocowaną szybą, oprawek do żarówki głównej, postojowej, często i nieoślepiającej, oraz uchwyty mocującego.

Dążeniem nowoczesnym jest mocowanie lustra i szyby na stałe by uczynić zbędnym otwieranie lustra przy zamianie żarówek.

Reflektorki nastawialne posiadają przegub kulowy lub z przeguby pod kątem prostym. Pozbawione są urządzeń rozpraszających. Włókno żarówki jest tak zbudowane, by reflektor dawał ostro zarysowany b. jasny strumień świetlny.

Ustawianie reflektorów — sposób Boscha.

Niezbędne przyrządy:

1) tablica na stojaku lub gładka ściana szerok. 2 m. × wysokość 1,5 m. Środek tablicy 1 m. nad poziomem.

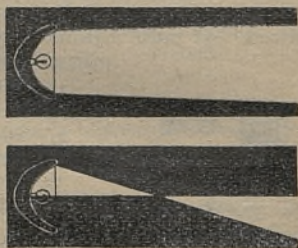
2) cztery listewki o szerokości 1,5 cm. i długości 30 cm. każda.

3) dwie linki z uszami, długości ok. 5,5 m. każda i grubości 5 — 7 mm.

Ustawienie wykonuje się w następującym porządku:

a) zapomocą linek i haka w białego pośrodku tablicy wprowadzamy ściśle osiowe i równoległe do tablicy ustawienie wozu. Obciążamy wóz pasażerami lub ciężarem 50 — 60 kg. na każdym siedzeniu. Odległość od tablicy 5 m.

b) mierzymy odległość środków reflektorów od ziemi. Na tablicy oznaczamy wysokość, na jakiej przybite będą poziome



Rys. 38. Oświetlenie pełne i nieoślepiające przy żarówce o podwójnym włóknie.

listewki, odejmując od wymierzonej wysokości reflektorów 2 cm.:

$$e = b - 2 \text{ cm.};$$

c) ustalamy położenie listewek pionowych. Niech zmierzona rozstawienie środków reflektorów wynosi c . Wtedy listewki przybić należy z rozstawieniem:

$$d = c \times f;$$

gdzie f wynosi:

dla reflektora o φ szyby 110 mm — $f = 12$ cm.

„ „ „ „ „ 160 mm. — $f = 13$ cm.

„ „ „ „ „ 200 mm. — $f = 14$ cm.

„ „ „ „ „ 230 mm. — $f = 15$ cm.

Mamy teraz na tablicy dwa krzyże.

d) Zapalamy światła główne. Środki rzucanych kręgów lub elips świetlnych pokrywać się winny z zaznaczonymi krzyżami.

Wogóle nachylenie pionowe wynosi zazwyczaj około 3° , zaś odchylenie boczne około 2° .

Reflektor nie powinien być mocowany wyżej niż na 1 metr nad poziomem.

S I E Ć.

Omówimy tu elementy sieci, poza odbiornikami. Najważ-
niejszymi z tych elementów są:

przewody,
stacyjki z bezpiecznikami,
wyłączniki i przełączniki,
oprawki, rozgałęźniki, gniazdka,

poza to drobne materiały instalacyjne jak klamerki, zaciski
końcówki.

Przewody spotykamy 2 ro-
dzajów:

niskonapięciowe,
wysokonapięciowe (zapło-
nowe).



Rys. 43.

Kable niskonapięciowe wykonywane są jak wskazuje
rys. 43. Budowa jest b. solidna ze względu na ewentualne
obciążenia mechaniczne, obcieranie, wilgoć etc. Stosowane są
wyłącznie przewodniki skręcone z cienkich drucików miedzia-
nych. Druciki te są cynowane, by uniknąć szkodliwego
wpływu miedzi na gumę. Lakierowana osłona kabla wykony-
wana jest w różnych kolorach. Kable idące w jednym kie-
runku umieszcza się we wspólnej plecionce lakierowanej.

Średnio przyjmuje się obciążenie przewodów 3 amp. na
 mm^2 przekroju, co przy oporze właśc. miedzi $0,0178 \Omega/\text{mb}$.
i mm^2 daje spadek napięcia $e = 3 \times 0,0178$ — około 0,05
V/na metr bieżący.

• palniczki, oświetlenie wewnętrzne — stosownie do zużycia prądu	1,5 ÷ 6
Od stacyjki do magneta (kabel wyłączający zapłon, często specjalny kabel oporowy)	1
„ stacyjki do cewki zapalacza bateryjnego	1,5 ÷ 2,5
„ cewki zapalacza do rozdzielacza	1,5 ÷ 2,5

Motocykle:

Od prądnicy do baterji	1,5
„ baterji do reflektorów	1,5
„ baterji do lampki rejestracyjnej	1,5
„ kable zapłonowe	1,5

Montaż przewodów uskuteczniany jest zazwyczaj wewnątrz ceowników ramy przez zamocowanie klamerkami. Dawniej stosowano rurki Bergmana, wyszły one jednak z użycia, trudno bowiem w nich znaleźć uszkodzenie. Najwięcej uwagi przy montażu przewodów zwrócić trzeba na zagięcia, przejścia i miejsca, gdzie niezbędnym jest zwis. Zwis swobodny zasadniczo nie powinien wogóle istnieć w instalacji.

Wszelkie przejścia, gdzie zachodzi może ocieranie kabla zabezpieczone być winny mufkami gumowymi.

Unikać należy możliwości nagrzewania kabla, pracy w atmosferze oliwy, benzyny.

Zewnętrzne kable do reflektorów etc. osłaniane są często zzewnątrz osłoną metalową giętką, niklowaną lub chromowaną.

Kable wysokiego napięcia nie mogą być narażone na obciążenie mechaniczne, izolację ich stanowi jedynie gruba warstwa gumy, otoczona niekiedy plecionką lakierowaną.

Jeżeli pożądanym jest usunięcie wpływu indukcji na aparaty radiowe (samoloty) to kable wysokiego napięcia otoczone bywają osłoną — pancierzem giętkim metalowym, lub plecionką połączoną na masę.

Stacyjki rozdzielcze stanowią tabliczki z umieszczonymi na nich aparatami pomiarowymi, przełącznikami etc.

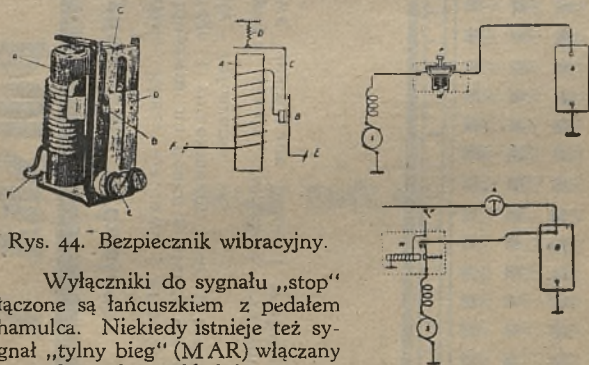
Każda firma, produkująca instalacje, ma swoje modele.

Niekiedy w stacyjce znajdują się bezpieczniki. Bezpiecznik topikowy stanowi drucik z metalu łatwo topliwego, ulegający stopieniu przy przepływie nadmiernego prądu. Bezpiecznik wibracyjny zaczyna drgać i przerywać obwód z chwilą, gdy prąd przepływający jest nadmierny.

Bezpieczniki topikowe umieszczane są na każdym przewodzie lub ich grupie, wibracyjny zaś bywa jeden na całą instalację.

Wyłączniki i przełączniki nie przedstawiają nic szczególnego: powierzchnie ich muszą być dostateczne, by nie zachodziło grzanie przy przepływie prądu.

Wyłączniki starterowe bywają zwykłe i elektromagnetyczne (przełącznikowe). Schematy ich podane są obok.



Rys. 44. Bezpiecznik wibracyjny.

Wyłączniki do sygnału „stop“ łączone są łańcuszkiem z pedałem hamulca. Niekiedy istnieje też sygnał „tylny bieg“ (MAR) włączany przez lewarek przekładni.

Oprawki stosowane są typu Rys. 45. Schematy wyłączników starterowych: zwykłego i elektromagnetycznego.

Oprawki te stanowią obiekt rynkowy o zmiennych wymiarach, podawać ich tu przeto nie będziemy.

Połączenia i rozgałęzienia uskuteczniane być winny w skrzyneczkach rozgałęźnikowych, grających często jednocześnie rolę skrzynek bezpiecznikowych, gniazdek wtyczkowych etc.

Drobne materiały instalacyjne nie są znormalizowane.

Uwaga: Sposoby badania uszkodzeń instalacji patrz „Elektrotechnika sam.“ inż. W. Prochnau.

ZAKŁADY GRAFICZNE PRASA POLSKA S. A.

WARSZAWA
Marszałkowska 3/5/7

Wykonują w działach:

Chemigrafii: Klisze siatkowe i kreskowe 1-0 i wielobarwne na cynku i miedzi dla druku płaskiego i rotacyjnego, oraz projekty na plakaty i ogłoszenia;

Rotacyjnym: gazety i wszelkie wydawnictwa masowe, ilustrowane jedno i wielobarwne;

Rotograwiury:

reprodukcie, plakaty barwne; reklamy i t. p. w większych nakładach

Maszyna płaskich;

rospekty i t. p. prace ilustrowane jedno i wielobarwne;

Stereotypii:

o lewy stereotypowe i matryce ilustracyjne.

DZIAŁ OGÓLNY

TREŚĆ

Aparatura:

Tachometry i liczniki	str.	593
Deski rozdzielcze	„	598
Tłumiki	„	598
Filtry powietrzne	„	600
Pompy do pneumatyków	„	602
Sprężarki	„	605
Termostaty i termometry	„	607
Ogrzewanie samochodu	„	608
Mierzenie poziomu paliwa	„	609
Sygnały	„	612
Różne przyrządy	„	613
Wozy specjalne	„	616
Nazwy części samochodowych	„	623
Turystyka	„	636
Sport	„	640
Informacje i przepisy	„	642
Międzynarodowy parytet złoty	„	644

APARATURA.

TACHOMETRY I LICZNIKI.

Nowoczesne samochody, zarówno ciężarowe jak i osobowe są wyposażone z reguły w aparaty rejestrujące szybkość jazdy i liczące ilość przebytych kilometrów. Samochody przeznaczone dla eksploatacji dochodowej muszą posiadać tego rodzaju przyrządy ze względu na konieczność dokonywania stałej kontroli ruchu. Taksówki i autobusy wyposażone są w liczniki, dające nadto możliwość skontrolowania przebiegów pustych, płatnych, oraz przebytych jednostek przestrzeni, z dokładnie zapisaną szybkością, dozwoloną dla ruchu.

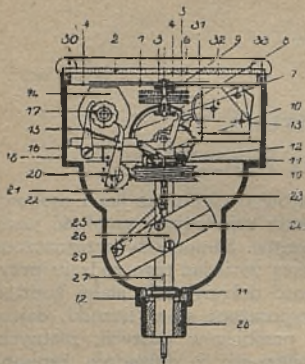
Tachometry i tachografy dają wyniki chwilowe na wskaźnikach, lub trwałe na papierze w postaci wykresów.

Dokładność pomiarów tachometrów, może być zagwarantowana jedynie w tym wypadku, jeśli napęd tachometra był przewidziany w czasie konstrukcji samochodu i odpowiedni tachometr wmontowany. Dorabianie napędu do dowolnie wybranego tachometru mija się z celem.

Z punktu widzenia konstrukcyjnego tachometry są budowane jako mechaniczne, magnetyczne lub działające na zasadzie tarcia powietrza. Każdy z tych systemów ma swoje wady i zalety. Na ogół tachometry w czasie pracy podają dobre wyniki tylko okresowo. Jeżeli szybkość wozu trwa przez jakiś przeciąg czasu niezmiennie, można być pewnym, że wskazówka tachometru podaje dobre wyniki. Przy nagłych zmianach szybkości, pewna bezwładność mechanizmu, w takich nieraz decydujących chwilach zawodzi i z tem należy się liczyć.

Tachometry mechaniczne. Zasada działania tachometrów mechanicznych polega na unoszeniu się pod wpływem siły odśrodkowej ciężarków, zawieszonych wahadłowo na osi wirującej (rys. 1).

Wychylenie ciężaru wahadłowego jest proporcjonalne do kwadratu szybkości. Unoszący się ciężar wprawia w ruch wskazówkę, która odbywa drogę wzdłuż skali, mniej lub więcej precyzyjnej. Tachometry mechaniczne są zupełnie niewrażliwe na działanie temperatury i prądów elektrycznych. Natomiast wewnętrzne tarcie mechanizmu i bezwładność masy odgrywa wielką rolę na ich sprawność. Wskutek proporcjonalności wychylania ciężaru, skala podziałki znajduje się w niejednakowych odstępach.

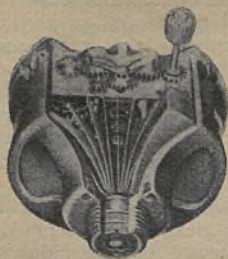


Rys. 1. Tachometr mechaniczny.

Ważniejsze elementy, które pozwolą nam poznać sposób działania są następujące. Ruch obrotowy wałka 27, przenosi się na pierścień wahadłowy 24, który zależnie od szybkości obrotów zmienia swe położenie w stosunku do osi 26. Nachylenia te przenoszą się zapomocą dźwigni 26 na tłoczek 23, a stąd przy pomocy dalszej dźwigni 10 i segmentu zębatego na wskazówkę 1. Ponieważ tachometry wyposażone są nadto w liczniki kilometrów więc i tu zapomocą śruby 19 przenosi się ruch obrotowy na kółko zębate 20 i zapadki 15 i 16 wprawiające w ruch bębny zaopatrzone w cyfry. Należy zauważyć, że ten rodzaj mechanizmu zapadkowego działa jednakowo przy poruszaniu się samochodu wprzód jak i wstecz. Tachometry posiadają przeważnie dwa liczniki jeden do sumowania wszystkich przebytych kilometrów aż do 10 000, poczem zaczyna się liczenie od 1, oraz drugi licznik sumujący przebytą przestrzeń od dowolnego momentu rozpoczęcia jazdy t. j. od nastawienia go na 0.

Tachometry działające pod wpływem tarcia powietrza. Ten typ tachometrów wyrabiany przez firmę Peeroom — Schürmann, posiada na osi wirującego wrzeciona wiatraczek,

który wywołuje ruch powietrza zamkniętego w aparacie. Wskazówka szybkości umocowana jest na ruchomym bębnie, który



Rys. 2.

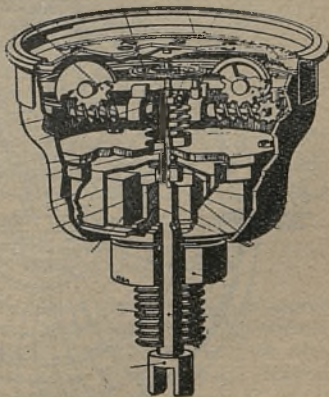
Tachometr wiatraczkowy.

z wskazówką, co objawia się spokojnym zachowaniem się wskazówki bez drgań przy zmianie szybkości i chwilowych impulsów wozu. Ruch wskazówki jest proporcjonalny do szybkości wozu, co przedstawia znaczną wygodę dla jadącego, który nie musi odczytywać szybkości na skali, lecz ją ocenia na oko. Tego rodzaju liczniki nie podlegają wpływowi prądów, mniej się psują, nie są wrażliwe na wstrząśnienia. Licznik taki mamy przedstawiony na rys. 2.

Tachometry magnetyczne. Tachometry oparte na zasadzie zja-

posiada również łopatkę odpowiedniej długości i otacza niemi wirujący wiatraczek, wprawiony przez ruch napędu tachometru. Tarcie powietrza, powstające między łopatkami obu układów, powoduje wychylenie wskazówki, hamowanej delikatną spiralną sprężynką. Gdy działanie wiatraczka ustaje ta sprężyna sprowadza tarczę tachometru w położenie zerowe. Dzięki temu urządzeniu zjawiska odbywają się w zamkniętej przestrzeni, są niezależnione od wpływów zewnętrznych. Zaletą tego urządzenia jest dobre tłumienie wychyleń tarczy

się spokojnem zachowaniem się wska-



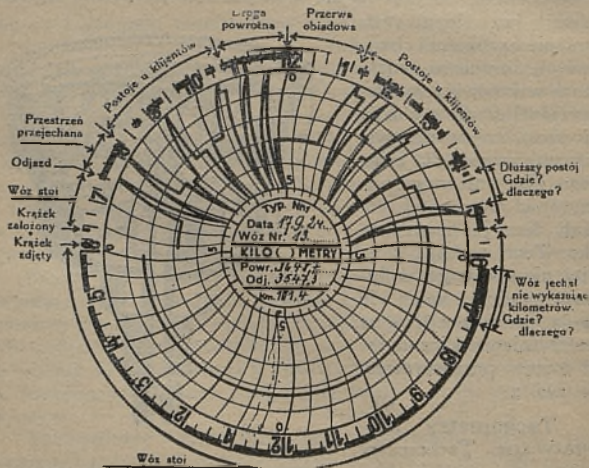
Rys. 3. Tachometr magnetyczny.

wiska indukcji są bardzo rozpowszechnione. Zasadniczą częścią przrządu jest wirujący magnes stały, wykonany w kształcie kłosa lub litery C, który wytwarza prądy błędne, (Wirbelströme) wywołując niemi ruch tarczy aluminiowej lub miedzianej, znajdującej się w pobliżu, w polu magnetycznym. Prądy błędne (t. z. Foucaulta) pociągają za sobą lekką tarczę aluminiową, zgodnie z kierunkiem ruchu magnesu. Tarcza aluminiowa znajdująca się pod wpływem prądów Foucaulta, posiada połączenie ze wskazówką i sprężyną hamującą. W miarę wzrostu szybkości wirującego magnesu, następuje proporcjonalne odchylenie wskazówki. Między tarczą a magnesem niema żadnego połączenia mechanicznego.

Tachometry te działają dobrze tylko pod warunkiem, że nie są umieszczone zbyt blisko maszyn elektrycznych i prądów przepływających tak, by mogły wywoływać znaczną indukcję. Przekrój takiego tachometra mamy przedstawiony na rys. 3.

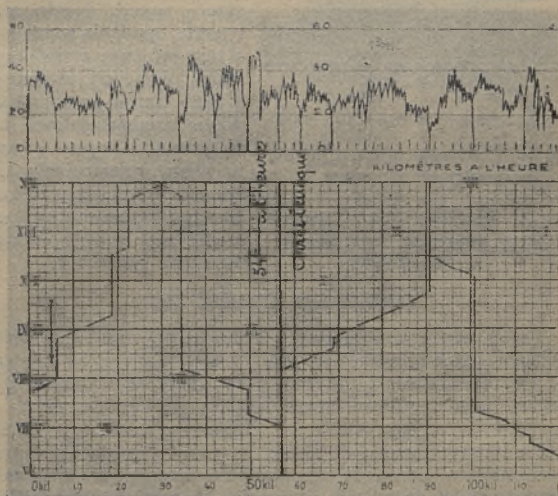
APARATY REJESTRUJĄCE.

Na rys. 4 mamy przedstawiony wykres z Autografu Kienzlego, najbardziej rozpowszechnionego w Polsce.



Rys. 4. Wykres tachografu Kienzlego.

W pewnych wypadkach zależy nam na kontroli maksymalnej szybkości. Dotyczy to głównie kierownictwa nadzoru autobusów mniejszych. W tym wypadku obok wykresu jazdy postojów ważny jest wykres maksymalnych szybkości. Na rys. 5, mamy przedstawiony wykres podwójny tachometr Lepage otrzymywany z przebiegu danej ilości kilometrów, lub z kresu

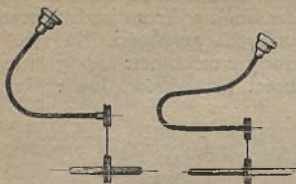


Rys. 5. Wykres tachometru Lepage.

danego czasu (np. 24 godz.). Dolna krzywa podaje szczegółowo postoje i przebieg w różnych godzinach dnia górny wykres — wskazuje maksymalne szybkości. Wykres taki ma duże znaczenie w wypadkach obrony, w razie nieszczęśliwego zdarzenia.

Należyte działanie wszystkich wyżej opisanych przyrządów jest zależne od sposobu ich zmontowania i obsługi. Najczęściej popełnianym błędem jest złe połączenie aparatu przez

niewłaściwie zgięty wał gibki. Wadliwe skrzywienie gibkiego wału prowadzi do mylnych wykresów i wskazań aparatów, gdyż stają się one bardzo wrażliwe na nierównomierne odprężenia wewnętrznej linki, czy sprężyny przenoszącej napęd. Nagłe skoki i nagłe opadania wskazówki, a tem samem i rysików aparatów piszących w znacznej mierze trzeba przypisać wadliwie działającej lince, która przenosi popęd z wału, na aparat rejestrujący. Dwa charakterystyczne sposoby wadliwego i należytego połączenia linek mamy przedstawione na rys. 6 i 7.



Rys. 6.

Rys. 7.

Rys. 6. Właściwe połączenie tachometru z napędem.

Rys. 7. Wadliwy napęd tachometru, wskutek nagięcia linki napędowej.

DESKI ROZDZIELCZE.

Przed siedzeniem kierowcy samochodu, umieszcza się na specjalnej desce rozdzielczej aparaty kontrolujące, w taki sposób, by nie zasłaniała mu ona pola widzenia, a zarazem, by odległość poszczególnych aparatów była najodpowiedniejsza dla oka. Dawniej wykonywano te tablice rozdzielcze z drzewa, obecnie istnieje dążność do konstruowania ich z blachy stalowej, lub aluminium. Stanowią one część składową podwozia i pozostają przy niem, po zdjęciu nadwozia. Na tablicy takiej znajdują pomieszczenie: przełącznik do światła i zapalania, tachometr z licznikiem km, manometr do wskazywania ciśnienia oliwy (lub inny przyrząd sygnalizujący działanie smarowania) amperomierz, zegar, czasami też termometr do wskazywania temperatury wody w chłodnicy. Poszczególne aparaty są oświetlane ukrytymi lampkami tak, by nie raziły wzroku kierowcy w nocy

TŁUMIKI.

Spaliny opuszczają silnik pod znacznem jeszcze ciśnieniem. Tłumienie powstającego stąd hałasu odbywa się przy pomocy

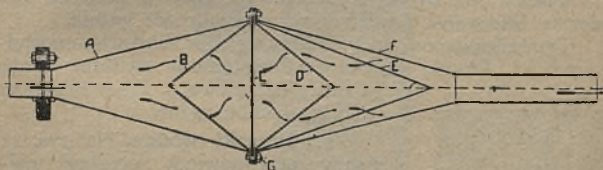
przewodów, odprowadzających spaliny. Przewody te zakończone są komorami, w których następuje, rozprężenie spalin. Połączone to jest z pewną stratą mocy, to też automobiliści starają się, o ile to możliwe, posilkować się dodatkową klapą wylotową, położoną blisko otworów wydechowych silnika.

Kilka zasadniczych konstrukcyj tłumików mamy przedstawione na rys. 8—10. Spaliny dostawszy się do rozszerzonych komór, tracą część swego ciśnienia, a następnie, przebywając zawiłą drogę przez odpowiednio ustawione otwory, opuszczają tłumik zupełnie cicho.



Rys. 8. Tłumik zaporowy.

Jeśli samochód nie jest należycie konserwowany, zachodzi tu stałe wzrastanie oporów, gdyż spaliny porywają ze sobą stałe części, trochę oleju, koksu i powoli zatykają otwory, oblepiają rury i kanały. Ponieważ w wielu wypadkach



Rys. 9. Tłumik dający ekspansję gazów i dławienie w dziurkowanych ściankach B, D, C, E. Taki tłumik łatwo rozebrać i oczyścić.



Rys. 10. Tłumik ze spiralą, pozwalającą na ekspansję gazów i dławienie w drugiej połowie.

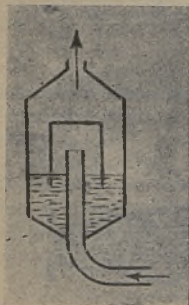
konstrukcja tłumików jest zamknięta (przeważnie stapiane acetylenem) więc rozebranie ich dla oczyszczenia staje się niemożliwe i trzeba je wyżarzać na ogniu.

FILTRY POWIETRZNE.

W ostatnich latach dzięki pracom prof. Dülla w Polit. w Brunswigu, określono rozmiary szkodliwości, oraz ilości wciąganych przez gaźnik ciał obcych. Według doświadczeń wspomnianego prof. należy liczyć na metr kub. powietrza wsysanego, z ulic stosunkowo mało zapyłonych, około 3 miligramy kurzu. Silnik 40 konny wsysający około 250 m³ powietrza na godzinę, wciąga po 10 godz. pracy 7,5 gr. pyłu ulicznego. Część tego pyłu ulega spaleni, część zostaje wyrzucona wraz ze spalinami, niemniej jednak najgorsze cząstki kwarcu, gliny, piasku i rdzy dostają się do cylindrów oraz innych części silnika. Zmieszane z oliwą, zdzierają one powierzchnię ścianek cylindra oblepiają kulki w łożyskach, wciskają się w miękkie części powłoki babbitowej.

Obroną jest tu częste zmienianie oliwy w karterze, lub należyte filtrowanie powietrza wsyanego przez gaźnik.

Typy filtrów powietrznych używanych w silnikach samochodowych: 1. Płuczki wodne, 2. Oczyszczacze zwilżone oliwą, 3. Filtry odrzutowe, 4. Filtry sukienne, 5. Filtry kombinowane.



Rys. II.
Płuczka wodna.

1. **Płuczki wodne.** Na rys. II mamy przedstawiony przekrój najprostszej płuczki wodnej, spełniającej rolę filtra powietrznego. Powietrze dostając się przez dolną rurę, musi zawrócić pod kloszem i przebijając się przez warstwę cieczy pozostawia pył. Płuczki tego rodzaju w innem nieco wykonaniu znajdują zastosowanie w silnikach traktorowych Forda.

2. **Filtry zwilżane oliwą.** Na rys. 12 widzimy w przekroju filtr traktorowy, zbierający częściowo pył na dnie naczynia, gdzie znajduje się stały poziom oliwy. Tu opadają cięższe części

kurzu, lżejsze unoszone w górę napotykają na swej drodze siatkę, a następnie włókna napojone oliwą i w tej przestrzeni oczyszczają się gruntownie. Inny typ oczyszczacza oliwnego mamy przedstawiony na rys. 13 i 14. Tu główne zadanie spełnia pierścień dość dużych rozmiarów posiadający otworki a wypełniony wewnątrz naoliwioną masą (np. skrawki filcu). Filtry

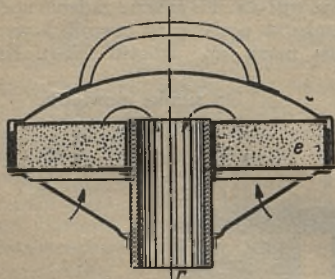


Rys. 12. Filtr traktorowy.

takie wymagają zmiany lub gruntownego oczyszczania dopiero po pół roku pracy.

3. **Filtry odrzutowe** (rys. 15) działają na zasadzie siły odśrodkowej. Powietrze wraz z pyłem zostaje przy ssaniu wprowadzone w ruch wirowy, dzięki czemu cięższe cząsteczki pyłu mogą być odrzucone poza obręb właściwego otworu ssącego. Zasada działania takiego filtra wyrobu znanej firmy Pallas,

jest jasna z rysunku. Zaletą ich jest samoczynne usuwanie pyłu bez dodatkowych pośredników, jak woda lub olej, ale też nie gwarantują one zupełnej czystości powietrza. Natomiast nie



rys. 13.

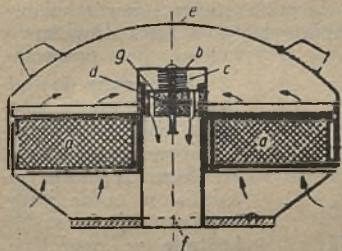
sprawiają kłopotu kierowcy nie trzeba pamiętać o ich czyszczeniu, nie zachodzi obawa, że przy złej obsłudze mogą zawieść.

4. **Kombinowane filtry** np. wyrób firmy Delbag. Jest on częściowo odrzutowy a częściowo działa dzięki oliwie. Powietrze wpada stycznie do walca i wskutek wirowego ruchu traci cięższe cząstki kurzu. Następnie napotyka na kilka warstw tlicu wilgotnego od oliwy i dopiero po przejściu tej zapory dostaje się przez rurę do gaźnika (rys. 16).

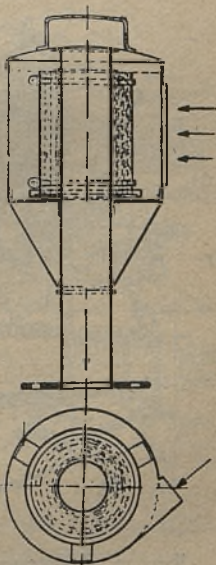
POMPY POWIETRZNE DO PNEUMATYKÓW.

Usiłowania konstruktorów skierowane zostały do ulżenia pracy przy tej czynności, przez zastosowanie właściwych pomp mechanicznych. Pompy wykonane w kształcie małych kompresorów, mogą być przymocowane bądź to do skrzynki biegów, bądź do wału korbowego silnika. Gdy zachodzi potrzeba włącza się taki kompresor i pobierane powietrze tłoczy się do opon. Na rys. 17 widzimy przekrój kompresora Benzla wmontowanego na stałe na przód karteru silnika. Tłok sprężający powietrze wprawiony zostaje w ruch dopiero po włączeniu koła zębatego B_1 w koło zębate B_2 . Do włączenia służy dźwignia C_1 która przesuwa wałek C_2 i zabezpiecza go przed cofnięciem się zapadką C_3 . Świeży dopływ powietrza odbywa się przez otwórki D_2 , sprężone powietrze przedostaje się przez zawór D_3 do przewodu D_1 . Ciśnienie jakie można wytworzyć w ogumieniu takim kompresorem dochodzi do 7 atm. Ilość obrotów silnika przy pompowaniu opon nie powinna wynosić po wyżej 500 na min,

Drugi typ sprężarek samochodowych stanowią aparaty wyzyskujące wstępną kompresję silnika. Na jeden z cylindrów wkręca się nasadkę jak na rys. 18 w miejscu gdzie zwykle

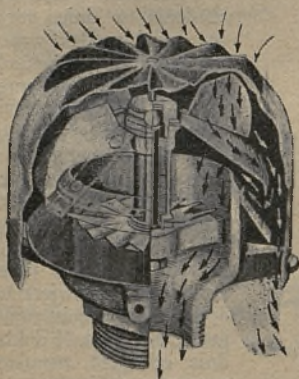


Rys. 14.



Rys. 16.

Filtr kombinowany.



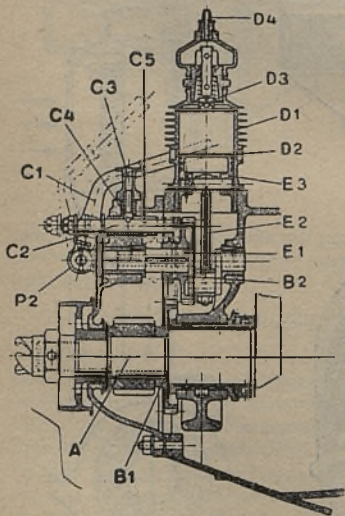
Rys. 15. Filtr odrzutowy.

znajduje się świeca i wprawia się silnik w ruch, możliwie na niewielkich obrotach. Aparaty te wprowadzone przez niemieckie fabryki akcesoriów samochodowych zostały ulepszone we Francji

i pod nazwą „Zodiac” są u nas w użyciu. Ponieważ w jednej odnodze tego aparatu znajduje się miejsce dla świecy, silnik pracując nie ma wyłączonego jednego cylindra, jak to bywa w aparatach niemieckich. Działanie aparatu polega na tem, że świeże powietrze dostaje się przez otwory i zawór kulowy, a następnie w okresie sprężania przechodzi przez drugi zawór kulowy do przewodu.

Przyrządy do nadzoru ciśnienia w oponach mają na celu zabezpieczenie opony przed zupełnym spadkiem ciśnienia w czasie jazdy, lub pozwalają na szybką kontrolę w czasie postoju.

Zarówno nadmiar ciśnienia w dniu gorące, jak i spadek wskutek chłodu lub nieszczelności powinien być sprawdzony, jeśli pragnie się ekonomicznie eksploatować opony. Szybka kontrola jest możliwa przy użyciu przyrządu przedstawionego na rys. 19. Bez zdejmowania przykrywkę wentyla, przez dotknięcie z wierzchu opony i naciśnięcie przyrządu można dość dokładnie odczytać panujące wewnątrz ciśnienie.

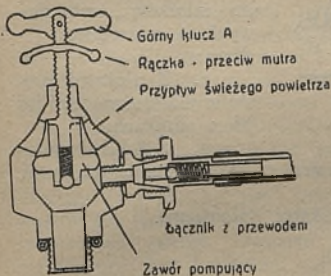


Rys. 17. Kompresor do opon.

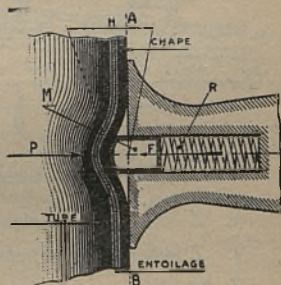
Najczęściej poważnemu uszkodzeniu ulegają opony, gdy ciśnienie nieznacznie spada wskutek nieszczelności zaworu, lub z powodu małego otworka w przebitej dętce. By temu zapobiec istnieją sygnałowe dzwonki przymocowane do kół i nieczynne tak długo, jak długo wewnątrz panuje właściwe

ciśnienie. Gdy jednak ciśnienie to po za pewną granicę spadnie i opona zaczyna płaszczyć się, dźwignia dzwonka zostaje odepchnięta tak daleko, że następuje silne sygnalizowanie.

Inny przyrząd służący do tego samego celu, jest bardziej prymitywny, ale spełnia swe zadanie dobrze. Są to gumowe pałki przymocowane do osi w pobliżu kół. Mogą one dotknąć się ziemi tylko wtedy, gdy opona straci pewną ilość powietrza.



Rys. 18 Sprężarka do pneum.



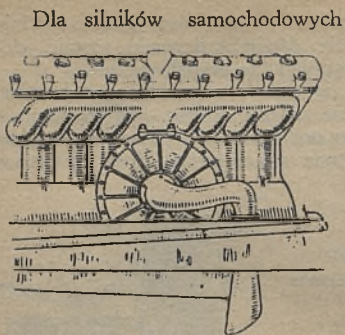
Rys. 19. Zasada działania.

Pałki te są połączone przewodami z deską rozdzielczą i w chwili dotykania się ziemi odnośna lampka elektryczna sygnalizuje w którym kole nastąpił spadek ciśnienia.

Zamiast lampek elektrycznych może być załączony dzwonek, spełniający rolę sygnalizatora. Konstrukcja jest prosta i powinna być niezawodna w praktyce.

SPRĘŻARKI SILNIKOWE DLA WZMOŻENIA DZIAŁALNOŚCI I MOCY SILNIKA.

Sprężarki stosowane do silników spalinowych mają na celu zastąpienie okresu ssania na okres ładowania cylindra mieszanką. W tych wypadkach, gdy zależy na podniesieniu wydajności silnika ponad normę osiąga się to przez wtłaczanie powietrza do cylindra i napełnianie go sprężonym powietrzem, względnie mieszanką.



Rys. 20. Dmuchawa turbinowa

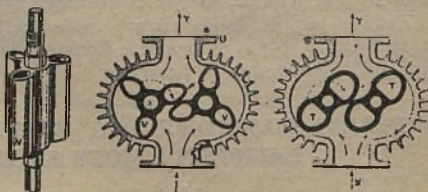
Dla silników samochodowych takie ewentualności zachodzą rzadziej i tylko nieliczne firmy wyposażają swe wozy w urządzenia do sprężania powietrza zasilającego cylindry.

Sprężarki stosowane do silników wybuchowych są czworakiego rodzaju:

1. Z tłokami prostolinijnie biegnącymi tak jak w silnikach.
2. Z tłokami gwiazdzisto rozmieszczonymi.
3. Z obracającymi się tłokami walcowymi.
4. Z kołami łopatkowymi.

Z dotychczasowych doświadczeń poszczególnych firm samochodowych najlepiej nadają się sprężarki łopatkowe, wirujące ze znaczną szybkością, dające się regulować stosownie do potrzeby. Mercedes używa sprężarek „ROOTS'A” (rys. 21), samochody Duesenberga (U. S. A.) posiadają centryfugalne dmuchawy wirujące z 30 000 obrotów na minutę. (Rys. 20).

Praktycznie zastosowanie na większą skalę znajdują sprężarki jedynie w silnikach dużej mocy dla



Rys. 21. Dmuchawa łopatkowa.

statków i lokomotyw. W automobilizmie stosują je tylko najdroższe wozy turystyczne. Narazie bowiem stosowanie sprężarek do silników codziennego użytku nie ma zastosowania.

TERMOSTATY I TERMOMETRY DLA CHŁODNIC.

Regulacja chłodzenia może odbywać się przez zmianę dopływu powietrza do chłodzińcy, lub też przez zmianę przepływu wody w systemie obiegowym chłodzenia silnika. Regulacja przez zmianę ilości przepływającego powietrza przez chłodzińcę polega na stosowaniu żaluzji i poruszaniu tychże przy pomocy stawidła regulowanego odręcznie, lub zapomocą automatycznie działających termostatów.

Rozgrzana woda powyżej dopuszczalnej normy (80°) powoduje działalność termostatu, który przy pomocy dźwigni reguluje nastawienie żaluzji. W ten sposób kierowca samochodu nie potrzebuje kontrolować temperatury wody.

Dobrze działający termostat musi spełniać dwa zasadnicze warunki. Po pierwsze musi być jego stopień rozszerzalności stały dla danych temperatur, by działanie żaluzji było jednakowe, zarówno przy spadku, jak i przy wzroście temperatury, drugim warunkiem jest jego moc, z jaką powinien on wprawiać w ruch mechanizm żaluzji. Dalszym warunkiem dobrego działania termostatów jest konieczna mała bezwładność. Dobrze działający termostat powinien szybko reagować na zmianę temperatury, choćby te zmiany nie były wielkie. Należy też upewnić się czy materiał, z jakiego termostat wykonano, jest dość odporny na częste zmiany. Jeśli uwzględnić, że w ciągu dnia samochód wiele razy znajduje się w ruchu i jest zatrzymywany, łatwo sobie uzmysłować jak wielkie następuje zmęczenie materiału.

Drugi sposób regulowania temperatury chłodzińcy polega na oddziaływaniu termostatów na obieg wody. Normalnie pompa wodna przetrzuca stałą ilość wody bez względu na temperaturę; ilość jej zmienia się jedynie w zależności od ilości obrotów silnika. Zapomocą termostatów dławiących przepływ wody, można regulować jej ilość w rurze przepływowej, zależnie od temperatury. Termostat taki jest wyposażony w zawór talerzykowy, który będzie całkowicie zamknięty w chwili, gdy woda jest zimna. W miarę nagrzewania się silnika aż do temperatury około 70° termostat jeszcze przepływu wody nie zwalnia, dzięki czemu, może nastąpić szybkie ogrzanie się silnika i chłodzińcy. Dopiero powyżej tej temperatury następuje częściowe otwarcie, które zostaje doprowadzone do zupełnego, gdy tempe-

ratura osiągnie 80⁰. W razie ochłodzenia się wody poniżej tej temperatury następuje natychmiastowe dławienie jej przepływu, co umożliwi utrzymanie stałej temperatury w bloku silnika.

Termostaty regulujące dopływ wody mogą być umieszczone wprost w górnej części bloku silnika, lub też w przewodzie między silnikiem a chłodziwą.

OGRZEWANIE SAMOCHODÓW.

Sprawa ogrzewania samochodów, osobowych i autobusów jest jeszcze ciągle w zaniedbaniu, mimo tak wielkich ilości niewykorzystanego ciepła spalin i silnika. Konstruktor samochodów, ma możliwość wprowadzenia do zamkniętej przestrzeni nadwozia bądź to gorącej wody, bądź też spalin. Obawa jednak przed zamrażaniem pieców wodnych, a z drugiej strony odizolowanie rur rozgrzewających się zbyt pod wpływem gazów spalania stoją na przeszkodzie należytego rozwiązania. To też można traktować jako paradoks stosowanie grzejników elektrycznych do steru, i lamp nagrzewających wnętrza wozów spirytusem lub benzyną spalaniem umyślnie na ten cel.

Celem ochrony rąk kierowcy od zbyt ziębiania są stosowane grzejniki elektryczne oporowe, czerpiące zapas prądu z baterji akumulatorów. Są one kosztowne w użyciu jeśli się zważy, że część energii silnika i to efektywnej zostaje zamieniana na prąd w celach ogrzewania. Dogodne są natomiast z tego względu że nie zajmując miejsca (nieznacznie zgrubiając koło kierownicy), dostarczają ciepło i chronią ręce kierowcy od drętwienia. Szczególnie ważne są one dla wozów otwartych narażonych na bezpośrednie działanie zimna i wichru.

Lampy benzynowe, lub spirytusowe stosowane do nagrzewania wnętrza samochodów, muszą być zabezpieczone w taki sposób by nie groziły powstaniem pożaru. Są to lampy w których odbywa się powierzchniowe spalanie spirytusu lub benzyny. Istotną częścią tych aparatów jest knot pokryty gęstą siatką, która uniemożliwia spalanie się, parującej cieczy, otwartym płomieniem. Spalanie odbywa się na powierzchni siatki bez objawów płomienia w postaci języków, lecz przez silne żarzenie się siatki, która z jednej strony otrzymuje parę palnego materiału z drugiej dopływ czystego tlenu i pośrednicząc między temi medjami, ułatwia ich utlenianie się bez wywiązywania płomienia

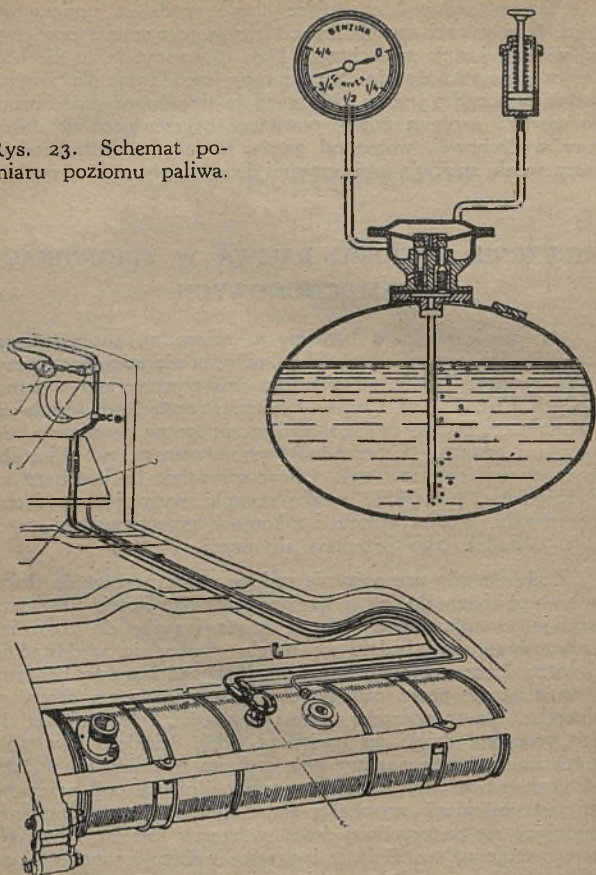
Ogrzewacze, wykorzystujące ciepło spalin, są umieszczane najczęściej w taki sposób, by oddzielała je warstwa powietrza, od właściwej rury wydechowej. Daje to gwarancję, że nie będą się one nagrzewały do temperatury szkodliwej dla wnętrza nadwozia, a nadto jeśli w nich znajdują się odpowiednie otwory, do wnętrza napływa świeże powietrze, nagrzewające się dokoła rury wydechowej, wolne od gazów, które przy bezpośrednim nagrzewaniu znajdują sobie czasami drogę i zadymiają samochód.

MIERZENIE POZIOMU PALIWA W ZBIORNIKACH SAMOCHODOWYCH.

Mierzenie poziomu benzyny w zbiorniku, a tem samem ocena ile jej jeszcze się znajduje, odbywa się zapomocą przyrządu zwanego Nivex, stosowanego dziś powszechnie w samochodach Fiat, Lancia i wielu innych. Przyrząd ten składa się z manometru bardzo czułego, umieszczonego na desce przedniej pompki i aparatu (z przeponą) wmontowanego na zbiorniku benzynowym (rys. 22 i 23). Chcąc sprawdzić ile jest benzyny w zbiorniku, pociągamy rączkę pompki, wysysając powietrze z przewodu, a tem samem i z komory przepołowionej przeponą. Wskutek tego przepona się unosi.

Z chwilą gdy przepona się uniesie przez poruszenie tłoka, napływa powietrze do dolnej komory w większej ilości. Powietrze znajduje to ujście przez drugi zawór i rurkę do zbiornika benzynowego, skąd będzie się mogło swobodnie wydostać na zewnątrz. Lecz przedtem musi ono pokonać warstwę benzyny i przepchać się przez całą wysokość nagromadzonej cieczy w zbiorniku. Na to potrzeba pewnej prężności, która pojawia się pod przeponą dzięki jej naciskowi wdół. Ściśnięte powietrze przepycha się przez warstwę benzyny tem trudniej, im wyższy jest poziom benzyny, a zatem wzrost ciśnienia pod przeponą jest zarazem miarą wysokości słupa cieczy. Czuły manometr, znajdujący się na przedniej desce naprzeciw kierowcy, natychmiast reaguje na to ciśnienie i strzałka wskazuje wysokość poziomu. Fabryka, budująca zbiorniki benzynowe, kalibruje go na ilość benzyny w litrach lub gallonach.

Rys. 23. Schemat pomiaru poziomu paliwa.

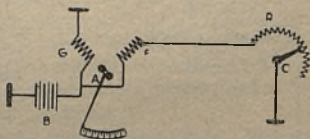


Rys. 22. Przyrząd Nivex,

Mniej więcej dokładny pomiar benzyny otrzymuje się wtedy, gdy samochód stoi narówniej poziomej drodze. Jeżeli aparat Nivex przestaje działać, należy szukać nieszczelności w przewodach lub zaworach i zbadać przeponę, czy jest dość elastyczna i nieuszkodzona. Większych błędów nie należy się spodziewać.

Wskaźniki typu oporowego.

Stosowane są również wskaźniki typu oporowego. Obwód składa się z baterji, amperomierza, wyskalowanego w litrach, kontaktu ślizgowego, zmocowanego z pływakiem, oraz opornika.



Rys. 24.

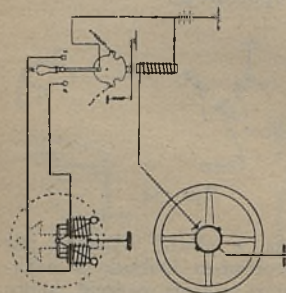
Zależnie od położenia pływaka w obwód włączana jest większa lub mniejsza ilość drutu oporowego. Dokładność wskazań nie jest tu zbyt duża ze względu na wahania napięcia, zachodzące w źródłach prądu.

Dla uniknięcia tej niedogodności stosowane są zamiast amperomierzy czystych t. zw. ohmometry. Mamy tu zamiast stosowanego w amperomierzach magnesu stałego, elektromagnes, natężenie pola którego zależne jest od napięcia źródła, końce bowiem uzwojenia włączane są na zaciski akumulatora (rys. 24). Żelazna blaszka A ściągana jest do położenia spoczynkowego przez siłę zależną od napięcia baterji. Odchylenie wywołuje jak zwykle uzwojenie szeregowo włączane w badany obwód F. Gdy napięcie spada, działanie F jest słabsze, lecz odpowiednio słabsze jest też przeciwdziałanie G, wskazania więc zostają jednakowo dokładne przy wszelkich napięciach.

SYGNAŁY.

Sygnały świetlne bywają stosowane jako: kierunkowskazy i sygnały stop.

Kierunkowskazy bywają: z odrzucaną strzałką, ze strzałką przekręcaną wewnątrz nieruchomej skrzynki, ze strzałkami oświetlanymi i migawkowe.



Rys. 25. Urządzenie do automatycznego przestawiania strzałki w pozycję „na wprost”. (Zeiss). wyłącznik cieplikowy jest przerywacz ciepłikowy. Jest to aparat analogiczny do termostatu. Gdy włączymy prąd na sygnał, to płynie on dotąd, póki nie nagrzej się, poczem nastąpi wyłączenie: po ostygnięciu aparat sam znowu prąd załączy; uzyskujemy w ten sposób sygnał migający.

Sygnał stop stanowi literka z wyciętem „stop” lub czerwonym trójkątem umieszczona z tyłu wozu, na błotniku, etc. Wyłącznik tej latarki połączony jest z pedałem nożnego hamulca tak, że na moment przez rozpoczęciem hamowania sygnał się zapala. Do stanu spoczynku doprowadza wyłącznik sprężyna.

Urządzenie do automatycznego przestawienia sygnału na kierunek „prosto” przy skręcie wykonywane jest przez firmę Zeiss pod nazwą „Conar” polega ono na dopełnieniu zwykłego przełącznika sygnału przez mechanizm zwalniający przełącznik w chwili skręcania przez załączenie prądu za pomocą styków, umieszczonych w kole sterowym i kolumnie sterowej.

Sygnaly dźwiękowe: dzielą się na dwie grupy:

elektromagnetyczne (wibracyjne) i motorkowe (klaxony).

Elektromagnetyczny sygnał stanowi elektromagnes zaopatrzony w kotwiczkę, przerywającą prąd w chwili, gdy zostanie ona przyciągnięta do rdzenia. W ten sposób uzyskujemy bezustanne drganie kotwiczki. Zmocowany zazwyczaj z kotwiczką pręt uderza w membranę stalową i ta ostatnia wydaje pożądany dźwięk. Sygnaly te są cichsze od motorkowych, zużywają zato znacznie mniej prądu i są od tamtych tańsze. W praktyce b. ważną rzeczą jest należyte rozstawienie styków sygnału. Dla uniknięcia iskrzenia, między styki włączany bywa kondensator.

Sygnał motorkowy stanowi małeńki silniczek elektryczny zaopatrzony na wałku w tarczkę z ząbkami. Membrana zaopatrzona jest w występ. W ruchu swoim zęby tarczki uderzają o występ i wprawiają w drżenie membranę.

Regulacja głosu odbywa się przez przesuwanie tarczki z ząbkami wraz z silniczkiem bliżej lub dalej od membrany.

Niektóre sygnaly jak np. nowy sygnał Boscha (elektromagnetyczny) są znacznie bardziej skomplikowane; mamy tam dwa źródła głosu: talerzyk drgający i membranę. Dopiero kombinacja dźwięków, przez te dwa organy drgające wydawanych, daje nam właściwy ton sygnału.

Do niedawna stosowano sygnaly syrenowe, gdzie dźwięk uzyskiwany był przez przedmuchiwanie powietrza przez odpowiednie otwory zapomocą wentylatora, umieszczonego na wale sygnału.

RÓŻNE PRYZRĄDY.

Wycieraczki do szyb.

Istnieje ogromna ilość konstrukcji tych aparatów. Zasadniczą częścią jest motorek elektryczny i przekładnia mechaniczna, dająca w wyniku ruchy oscylacyjne wycieraczki. Ze względu na kształt wycieranego pola szyby mamy wycieraczki półokrągłe, półokrągłe podwójne niezależne, prostokątne z ruchami wzdłuż szyby i półokrągłe podwójne połączone.

Hamulce elektryczne.

Hamulce elektryczne w ścisłym tego słowa znaczeniu rozpowszechnienia nie znalazły. Elektryczność jest stosowana

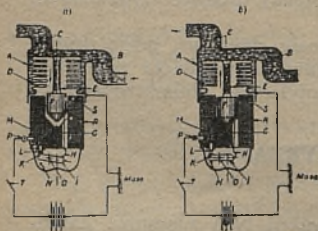
natomiast jako organ regulujący, jak np. w pomocniczym hamulcu próżniowym Boscha.

Grzejniki.

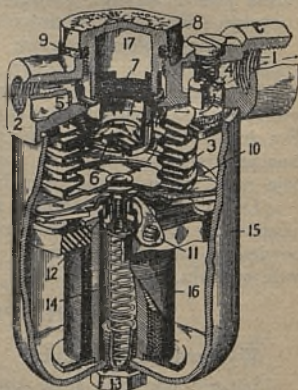
Oprócz grzejników służących do zapewnienia wygody pasażerom, jak podnóżki, zapalniczki etc. stosowane są ostatnio grzejniki do podgrzewania powietrza lub mieszanki zdążającej do cylindrów. Często grzejnik taki umieszczony jest w rurze ssącej. Ciekawe jest też zastosowanie t. z. odparownika benzyny, włączanego w chwili startowania przez wyłącznik starteru.

Pompy do paliwa.

Z pompek elektrycznych, służących do zasilania karburatora najbardziej znane są: AC (Autopulse Corporation) i Tecalemit. Sposób działania pompy AC omówiony jest na szemie rys. 27; przekrój najnowszego modelu tej pompy — rys. 28.



Rys. 26. Pompka do paliwa (AC).



Rys. 27.

Przewody: ssący i tłoczący zamknięte są zapomocą wentylków B i C. W korpusie pompy znajduje się pudełko o falistych, sprężynujących ściankach; z mocowany z niem rdzeń F porusza się swobodnie wewnątrz cewki R.

Włączenie zapłonu powoduje przepływ prądu do cewki: rdzeń zostaje wciągnięty do jej wnętrza, ściskając pudełeczko-

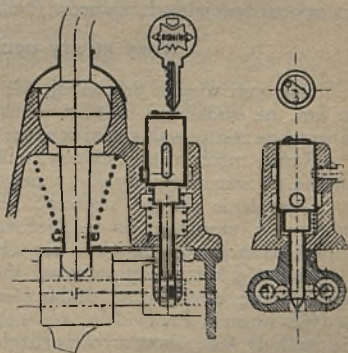
membranę. Wskutek powstałego w korpusie rozrzedzenia paliwo zostaje wtedy zassane poprzez wentylek B. Gdy rdzeń dochodzi do dolnego skrajnego położenia, zaczepia występem H o dźwigenkę kontaktową KOI i wyłącza prąd. Membrana rozpręża się i wytlacza paliwo do karburatora przez zaworek C. Przy końcu suwu membrany występ rdzenia H zwalnia dźwigenkę kontaktową, przepływ prądu zostaje przywrócony i gra powtarza się.

Zabezpieczniki, chroniące wóz przed kradzieżą.

W wypadkach, gdy nie zachodzi obawa skradzenia wozu, lecz zależy na tem, by osoby nieuprawnione zeń nie korzystały, wystarczy zwykle zamknięcie wejścia w karetkach, lub zamknięcie koła sterowego na zamek i łańcuch. Na krótkich postojach stosuje się także ukryte wyłączniki do magneta, wyjmując się kontakt z rozdzielacza iskiernika, lub wykręca dyszę w niektórych systemach gaźników.

Dobre i pewne zamknięcia dają specjalne zamki wertheimowskie wprawione w skrzynkę biegów i uniemożliwiające jej uruchomienie (rys. 28).

Również skuteczne są zamki tego rodzaju wprawione w jarzmo do zabezpieczania steru, a zarazem posiadające wyłącznik do kabla.



Rys. 28. Zamek w skrzynce biegów.

POLSKIE TOWARZYSTWO UBEZPIECZEŃ

„PATRIA” Spółka Akcyjna
Centrala w Warszawie, ul. Jasna 4
Centrala tel. 556-60

przyjmuje wszelkiego rodzaju ubezpieczenia samochodowe,
od odpowiedzialności cywilnej i od następstw wypadków.

Oddziały i agentury
w większych miastach Rzeczypospolitej Polskiej.

WOZY SPECJALNE.

Wozy straży ogniowych, wozy do czyszczenia i polewania ulic, wozy asenizacyjne, wozy do wywożenia śmieci, wozy do transportu specjalnych towarów (belki, szyny).

Wozy straży ogniowych.

Dla tych wozów przewiduje się szybkość nie mniejszą od 40 km. na godzinę i możliwie dużą zdolność przyśpieszania, co wymaga zastosowania silnika większej mocy t. j. 60 — 80 KM.

Rama, mechanizm napędowy i hamulce muszą być dostosowane do warunków szybkiej i pewnej jazdy.

Opumienie należy stosować wzmocnione, gdyż zużycie obręczy w stosunku do przejechanych kilometrów wypada w tych wozach większe jak w innych.

Srednicę kół należy stosować możliwie nie wielką, co jest pożądane ze względu na drabiny obrotowe, stawiane zwykle na tych wozach. Przewidzieć również należy możliwość zakładania na koła łańcuchów przeciwślizgowych.

Zwrotność wozu wymaga, aby skręt odbywał się na łuku nie większym od 15 m średnicy mierzonej według śladu koła zewnętrznego.

Silnik powinien dawać pewność ciągłości pracy i łatwego uruchomienia do czego stosuje się odpowiednie rozruszniki i urządzenia ułatwiające rozruch.

Zbiornik paliwa powinien być tak umieszczony, aby dopływ paliwa odbywał się jaknajprościej, możliwie bez specjalnych urządzeń, zabezpieczony powinien być od ognia i zaopatrzony w pewnie działający wskaźnik paliwa. Oprócz głównego zbior-

nika, którego pojemność powinna być nie mniejsza od 120 litr. trzeba zastosować zapasowy, łatwo przełączalny o pojemności około 10 litr.

Dla wozów przeznaczonych dla obsługi prowincji, wysokość nad jezdnią najniższych części podwozia powinna wynosić nie mniej 250 mm., a części zmontowanych na nim, nie mniej 350 mm. nad jezdnią.

Pompy pożarne.

Wozy z pompą pożarną zaopatrzone są w węże (wodę pompa otrzymuje zwykle z przewodów wodociągowych). Dla przyspieszenia akcji ratunkowej dobrze jest, gdy taki wóz jest zaopatrzony w zbiornik, który mógłby zasilać pompę przez kilka minut, zanim przewody ssące zostaną połączone. Na większym wozie powinno być przewidziane miejsce dla 10 ludzi obsługi i zamocowanie drabin.

Wydajność pompy przewiduje się 1 500 do 2 000 litr. na minutę; wymiary zewnętrzne wozu średnio można przyjąć: 3 metry wysokość, 2 metry szerokość i 6,5 m. długość.

Rozróżniamy 3 rodzaje umieszczenia pompy na podwoziu:

- 1) na przedzie t. j. przed silnikiem,
- 2) w środku t. j. za siedzeniem kierowcy,
- 3) na tyle t. j. na końcu ramy za t. osią.

Obsługa pompy t. j. łączenie jej z silnikiem i regulowanie pracy silnika odbywa się w pierwszym wypadku z pomocą dźwigni umieszczonych obok pompy, wyloty skierowane są zwykle do przodu, w drugim wypadku dźwignie znajdują się po prawej, stronie wozu, wyloty zaś rozmieszczone są po obu stronach wozu, w trzecim wypadku dźwignie znajdują się obok pompy a wyloty skierowane do tyłu.

Napęd pompy. Pompa uruchomiona może być tylko podczas postoju wozu. Pompa umieszczona w środku lub w tyle wozu napędzana jest wałem połączonym ze skrzynką biegów dodatkową przekładnią. Pompa umieszczona na przodzie wozu napędzana jest zwykle bezpośrednio od wału korbowego silnika.

Napęd pompy powinien odpowiadać następującym warunkom.

1. Połączenie wału napędowego z silnikiem zapomocą przekładni między sprzęgłem a skrzynką biegów.
2. Włączenie przekładni skrzynki biegów powinno być zabezpieczone od możliwości jednoczesnego włączenia napędu pompy.
3. Przekładnię łączącą wał napędowy pompy, przy większych pompach, stosuje się 2 : 1, tak, iż pompa robi dwa razy więcej obrotów, przy mniejszych pompach daje się tę samą ilość obrotów co ma silnik (mniejszy silnik większa ilość obrotów).

Pompa pożarna pracuje w bardzo różnorodnych warunkach, ilość podawanej wody jak również ciśnienie, t. j. wysokość na jaką woda jest podawana często się zmieniają. Przy zamknięciu wylotu, lub pęknięciu węża, ciśnienie raptownie się zmniejsza. Na wszystkie te zmiany pompa powinna być odporna. Najlepiej tu nadają się pompy odśrodkowe; dla większych ciśnień (8 — 12 atm.) wielostopniowe. Dopasowują się one z łatwością do różnorodnych warunków pracy. Pompy tłokowe wymagają zmiany przekładni przy zmieniających się ciśnieniach i wydajności.

Pompy odśrodkowe zaopatrzone muszą być w urządzenia pozwalające na zassanie z otwartych zbiorników wody (rzeka, staw). Zalanie przewodu ssącego nie jest dość pewnym środkiem, najlepiej stosować dodatkowe pompy tłokowe, które pracują do czasu napełnienia przewodu ssącego.

Dla uniknięcia nagrzewania się silnika podczas pracy pompy, stosuje się dodatkowe chłodzenie, które polega na przeprowadzeniu wody chłodzącej silnik przez płaszcz pompy. Przepuszczenie części wody do gaszenia przez płaszcz silnika jest niewskazane, gdyż woda ta nie zawsze jest czysta. Powyższe urządzenie służy do ogrzewania pompy w zimie i wymaga pompki wodnej przy silniku. Pompa i przewody powinny być zaopatrzone w krany spustowe.

Wozy z drabiną obrotową.

Drabiny obrotowe składają się zwykle z trzech lub czterech części wsuwanych jedna w drugą, długość takiej drabiny osiąga trzydziestu paru metrów, normalnie zaś 25 mtr. Składane i umieszczane na wozie powinny być w ten sposób, aby wóz

taki mógł wjechać przez bramę domu na podwórze. Podstawę obrotową drabiny umieszcza się nad tylną osią. Od tylnej osi do oparcia siedzenia kierowcy trzeba mieć niemniej 2 metrów, aby drabina mogła się wkoło obracać. Między błotnikami tylnych kół wymagana jest odległość niemniejsza 1300 mm. Podwozie powinno zapewniać statyczność drabiny w każdym położeniu, dla obciążenia 250 kg. na końcu drabiny przy nachyleniu 78° i dla 80 kg. przy 60° , nie licząc własnej wagi drabiny. Rama podwozia powinna odpowiadać obciążeniom jakie wynikają przy drabinie podniesionej i zwróconej ku przodowi, które to obciążenia wzrastają podwójnie w stosunku do warunków podczas jazdy.

Dla uzyskania sztywności w podstawie drabiny musi być przewidziane urządzenie, które przy podnoszeniu drabiny odciąża resory i unieruchamia ramę wozu względem osi. Najlepiej gdy urządzenie to jest automatyczne i wyłącza się przy opuszczaniu drabiny w położeniu do jazdy. Wysokość najwyższego punktu złożonej drabiny nie powinna przekraczać 3 m.

Podnoszenie i wyciąganie drabiny odbywa się zapomocą silnika napędzającego wóz, zapomocą przekładni mechanicznej, elektrycznej lub hydraulicznej. Obracanie zaś najczęściej uskutecznia się zapomocą ręcznie obracanego mechanizmu. Podnoszenie i wyciąganie drabiny wymaga około 10 MK.

Wozy z drabiną obrotową bywają często zaopatrywane w pompę pożarną o mniejszej wydajności (około 700 l/m.). Powinno też być przewidziane siedzenie dla 4 ludzi obsługi.

Podwozie pod drabinę obrotową 25 mm. wysokości — powinno mieć nośność nie mniejszą 3 tonn.

Wozy do czyszczenia ulic.

Wozy przeznaczone do czyszczenia ulic jadą przeważnie z małą szybkością, często się zatrzymują i ruszają z miejsca, mają dużą nośność. Podwozia do tych wozów powinny być zatem dostosowane do powyższych warunków.

Polewaczki.

Polewaczki służą do zwilżania powierzchni jezdni w celu zapobieżenia tworzeniu się kurzu. Intensywność polewania zależy od rodzaju nawierzchni. Aby nie przeszkadzać w ruchu ulicznym,

intensywność jak i zasięg polewania, na obie strony, musi być łatwo regulowany podczas jazdy.

Czas jazdy próżnym wozem i napełnianie powinny trwać jaknajkrócej. Pojemność zbiornika winna być jaknajwiększa.

Ze względów ekonomicznych, polewaczki powinny być tak zbudowane, aby można je było wykorzystać w porze zimowej, przystosowując je do innej roboty.

Zbiorniki do polewaczek stosuje się o pojemności 3 000 do 5 000 l. Wykonane z blachy żelaznej, nitowane lub spawane, zaopatrzone w przegrody poprzeczne dla zmniejszenia ruchu wody. Waga zbiornika przy pojemności 4 000 litr. wynosi 1 000 kg. reszta urządzenia 800 kg., co daje obciążenie podwozia 5 800 kg. Lecz przy pełnym obciążeniu jedzie się krótko, co można brać pod uwagę przy dobieraniu podwozia. Szybkość z pustym zbiornikiem 20 do 25 km. jest wystarczająca. Na napęd pompy przypada 8 — 12 KM. Ilość wody na metr kwadratowy jest zależna od rodzaju nawierzchni, średnio stosuje się:

asfalt	0,34 l/m).
bruk	0,5 „
szosa	0,7 „

Intensywność polewania może być regulowana szybkością jazdy i nastawieniem rozbryzgiwaczy. Najlepiej jednak jest utrzymać stałą szybkość około 15 km./godz. i regulowanie rozbryzgiwaczami. Przy zastosowaniu cylindrycznych rozbryzgiwaczy, regulację tą skutecznie się przez nawiercenie różnej wielkości otworków, które odsłaniane stopniowo dają różną intensywność polewania.

Szerokość polewania reguluje się zazwyczaj w cylindrycznych rozbryzgiwaczach zapomocą cylindrycznej zasłony, która przekręcana zasłania lub odsłania szeregi otworków wyżej lub niżej położonych, przez co woda jest rzucana dalej lub bliżej. Regulacja ta działa niezależnie na obie strony wozu i służy jednocześnie do całkowitego zamknięcia wytrysku wody.

Szerokość polewania pod własnym ciśnieniem wody da się osiągnąć tylko do 8 mtr., szerokość ta zmniejsza się w miarę ubywania wody w zbiorniku. Dla polewania szerokich ulic, trzeba stosować pompę napędzaną od silnika wozu.

Wydajność takiej pompy przy 25 m., szerokości polewania, wynosić będzie 1 750 l/min. przy 2 — 4 atm. ciśnienia.

Zazwyczaj stosuje się pompy odśrodkowe, gdyż takowe dopuszczają zamykanie otworów wylotowych.

Oprócz rozbrzgiwaczy do polewania mogą być przewidziane wyloty wody z wąskim a długim otworem, które dają szeroki i silny strumień nachylony do jezdni i skierowany ku brzegowi jezdni, co pozwala zmywać powierzchnię i usuwać z niej nieczystości.

Wydajność polewaczki sięga około 300 000 — 400 000 m², przy 10 godz. pracy.

Wozy do zamiatania.

Wozy te bywają budowane jako specjalne maszyny lub też w połączeniu z polewaczkami.

Zamiatanie odbywa się zapomocą szczotki w kształcie walca, o średnicy około 500 mm., długości 2 mtr., ustawionej skośnie do osi wozu pod kątem 40^o do 50^o. Szczotka ta obraca się w kierunku odwrotnym do kierunku jazdy z szybkością około 50 obr. na min. Szybkość zaś jazdy przy zamiataniu 7 — 9 km./godz. Napęd szczotki od przekładni połączonej ze skrzynką biegów. Podczas przejazdów szczotka musi być podniesiona. Wydajność tych maszyn powinna być niemniejsza 150 000 m² przy 8 godz. dniu pracy.

Wozy do wywożenia śmieci.

Wozy te wymagają niskiego i długiego podwozia o nośności około 5 tonn. Zaopatrzone są w skrzynię żelazną zamkniętą z wierzchu szeregiem pokryw. Śmiecie zbierane w specjalne skrzynki lub wózki, zapomocą podnośnika znajdującego się na wozie zsypywane są do skrzyni wozu.

Wyładowanie następuje przez przechylenie skrzyni ku tyłowi lub na bok i otwarcia klap. Podnoszenie skrzyni odbywa się zapomocą ręcznego dźwigu lub hydraulicznego podnośnika. Skrzynie tych wozów wykonane są z blachy żelaznej.

Wozy asenizacyjne.

Taki rodzaj wozu wymaga 4-ro do 5-cio tonnowego podwozia. Podwozie zaopatrzone jest w zbiornik, zazwyczaj cylin-

dryczny z blachy żelaznej, przednie dno którego jest wnitowane tylne zaś odejmowane i połączone ze zbiornikiem śrubami. W dole tylnego dna znajduje się zawór-zasuwa do wypróżniania i ładowania. Załadowanie odbywa się zapomocą pompy ssącej, tłokowej lub wirnikowej, dającej 60% próżni w zbiorniku. Wydajność pompy należy przewidzieć około 140 m³ na godzinę przy 1400 obr. na minutę. Ta sama pompa powinna dawać sprężone powietrze do 1,5 atm. Sprężone powietrze będzie potrzebne przy wyładowywaniu zbiornika na miejsce wyżej od niego położone lub w razie zatkania rury ssącej.

Pompa powinna być zabezpieczona od przedostawania się do niej nieczystości podczas ssania.,

Inne wozy specjalne.

Oprócz wyżej wymienionych celów, podwozie samochodowe może być zastosowane do wielu innych potrzeb, jak na przykład, specjalne wozy do przewożenia kabli elektrycznych w wielkich zwojach, cysterny do przewożenia benzyny, nafty i t. p.

PRZEMYSŁ - HANDEL

i ROLNICTWO

CZYTA

Dziennik „KURJER POLSKI”

NAZWY CZĘŚCI SAMOCHODOWYCH.

WYKAZ GRUP.

- I. Kadłub silnika.
- II. Wał korbowy, tłoki i korbowody.
- III. Rozrząd.
- IV. Gaźnik, zasilanie paliwem.
- V. Chłodzenie.
- VI. Smarowanie silnika.
- VII. Zapłon.
- VIII. Wydech.
- IX. Urządzenia elektr.
- X. Sprzęgło.
- XI. Przekładnia.
- XII. Tylna oś.
- XIII. Przednia oś.
- XIV. Kierownica.
- XV. Hamulce.
- XVI. Koła.
- XVII. Rama i resory.
- XVIII. Maski, błotniki, stopnie.
- XIX. Smarowanie podwozia.
- XX. Narzędzia pomocnicze.

Uwagi ogólne: oznaczamy stronę prawą i lewą samochodu wg. prawej i lewej ręki, siedząc w samochodzie i patrząc w kierunku jazdy. Kolejność cylindrów oznaczamy licząc od przodu tak, iż pierwszy cylinder wypadnie zawsze najbliższej chłodnicy.

GRUPA I — KADŁUB SILNIKA.

1) Blok cylindrowy.

Komora spalania w kształcie litery T.
Komora spalania w kształcie litery L.
Komora spalania w kształcie litery I.
Cylinder z odejmową głowicą.
Głowica cylindra.
Szczeliwo pod głowicę.
Korek zaworu.
Szczeliwo pod korek zaworu.
Gniazdo zaworu.
Prowadnik zaworu.

Pokrywa na zawory.
 Płaszcz wodny.
 Korek otworu odlewniczego.

2) Skrzynka korbowa (karter).

Skrzynka korbowa niedzielona.
 Skrzynka korbowa dzielona.
 Górna część skrzynki korbowej.
 Dolna pokrywa skrzynki korbowej.
 Panewka łożyskowa wału korbowego.
 Pokrywa łożyskowa wału korbowego.
 Pokrywa na koła rozrządu.
 Wspornik — oprawa prądnicy.
 Wspornik — oprawa rozrusznika.
 Kominek oddechowy.

GRUPA II. — WAŁ KORBOWY, KORBOWODY I TŁOKI.

1) Wał korbowy.

Wał korbowy.
 Koło zamachowe.
 Koło zębate napędu rozrządu.
 Wieniec zębaty na kole zamach.
 Odrzutnik oliwy.
 Zazębiacz do uruchamiania.

2) Korbowód.

Korbowód teowy.
 Korbowód wiercony.
 Korbowód widłowy (V typ).
 Pokrywa głowicy korbowodu.
 Panewka głowicy korbowodu.

Panewka stopki korbowodu (w tłoku).
 Sruba głowicy korbowodu.
 Wkładki panewki korbowodu.

3) Tłoki.

Tłok.
 Pierścień tłokowy.
 Sworzeń tłokowy (czop).
 Srubka ustalająca sworzeń.
 Pierścionelek zabezp. sworznia.
 Grzybek zabezpiecz. sworzeń.

4) Korba rozruchowa.

Korba rozruchowa.
 Ramię korby.
 Zazębiacz korby.
 Uchwyt korby.
 Sworzeń uchwytu korby.
 Sprężyna odpychająca.

GRUPA III. — ROZRZĄD.

1) Wał rozrządczy.

Wał rozrządczy.
 Koło zębate napędu wałka rozrząd.
 Koło zębate napędu rozdzielacza zapłonu.
 Koło zębate napędu pompki oliwnej.
 Kułaczek wpustowy.
 Kułaczek wydechowy.
 Panewka wałka rozrządczego.

2) Zawory.

Zawór wlotowy (ssący).
 Zawór wylotowy (wydechowy).
 Sprężyna zaworu.

Miseczka pod sprężynę.
 Stożek zamoc. miseczki.
 Klin zamoc. miseczki.
 Popychacz rolkowy.
 Popychacz talerzykowy.
 Rolka popychacza.
 Sworzeń rolki popychacza.
 Śrubka regulacyjna popychacza.
 Nakrętka ustal. śrubkę reg.
 Prowadnik popychacza.

GRUPA IV. — GAŹNIK, ZASILANIE PALIWEM.

1) Gaźnik (karburator).

Gaźnik.
 Przepustnica.
 Dysza.
 Rozpylacz.
 Pływak.
 Iglica.
 Kreza gaźnika.
 Szczeliwo pod krezę gaźnika.
 Filtr powietrza.

2) Dźwignie działające na gaźnik.

Dźwignienka gaźnika na kole kierow. (manetka).
 Pedał gaźnika (akselerator).
 Dźwignia otwierająca przepustnicę.
 Drażki łączące dźwignię przepustn. z pedałem.
 Sprężyna pedału.

3) Zbiornik paliwa.

Zbiornik paliwa.
 Zapasowy zbiornik paliwa.

Otwór wlewowy.
 Korek otworu wlewowego.
 Korek spustowy.
 Wskaźnik ilości paliwa.
 Śrubunek przewodu ssącego.
 Śrubunek przewodu ciśnienia.

4) Doprowadzenie paliwa do gaźnika.

Pompka powietrzna (ręczna).
 Pompka powietrzna automatyczna.
 Manometr ciśnienia powietrza.
 Mamka (ekshaustor).
 Rurka łącząca kanał ssący silnika z ekshaustorem.
 Rurka zasysająca paliwo ze zbiornika.
 Rurka doprowadzająca paliwo z ekshaustora do gaźnika.
 Filtr paliwa.
 Pompka automatyczna doprowadzająca paliwo do gaźnika.

Pompka tłoczkowa.
 Pompka przeponowa.

GRUPA V. — CHŁODZENIE.

1) Wentylator.

Skrzydełka wentylatora.
 Śmigła wentylatora.
 Piasta wentylatora.
 Wrzeciono wentylatora.
 Wspornik wrzeciona wentylatora (nastawiany).
 Kółko pasowe wentylatora.
 Pasek napędu wentylatora.

2) Chłodnica.

Chłodnica rurkowa.
 Chłodnica ulowa.
 Górny zbiornik chłodnicy.
 Dolny zbiornik chłodnicy.
 Maska chłodnicy.
 Szyjka wlewu wody.
 Pokrywa lub korek wlewu.
 Rura dopływu ciepłej wody.
 Rura odpływu zimnej wody.
 Kranik spustowy.

3) Pompka wodna.

Korpus pompki wodnej.
 Wirnik.
 Wałek wirnika.
 Pokrywa korpusu pompki.
 Dławica.
 Szczeliwo dławicy.

GRUPA VI. — SMAROWANIE.**1) Zbiornik oliwy.**

Zbiornik oliwy w dolnej cz. karteru.
 Przegroda siatkowa (pozioma).
 Filtr do oliwy.
 Wlew oliwy.
 Pokrywa wlewu oliwy.
 Wskaźnik poziomu oliwy-linijkowy.
 Wskaźnik poziomu oliwy-pływakowy.

2) Pompka oliwna.

Pompka oliwna trybikowa.
 Korpus pompki.

Pokrywa pompki.
 Kółko zębate pędzące.
 Kółko zębate pędzone.
 Zawór przelewowy regulacji ciśnienia.
 Pompka tłoczkowa.
 Tłoczek pompki.
 Mimośród tłoczka pompki.
 Zawór ssący.
 Zawór tłoczący.

GRUPA VII. — ZAPŁON.**1) Iskrownica — magneto.**

Podstawa magneta.
 Magnesy.
 Kolektor.
 Wirnik.
 Łożyska wirnika.
 Rozdzielacz.
 Przerywacz.
 Szczoteczka węglowa.
 Oprawka przerywacza (regul. moment zapłonu).
 Młoteczek przerywacza.
 Sprężynka młoteczka.
 Platynki przerywacza (śrubka z końcem platyn.).
 Sprzęgiełko napędu magneta.
 Opaska zamocowania magneta.

GRUPA VII| — WYDECH.**1) Rura wydechowa.**

Rura wydechowa łącząca,
 Otwory wydechowe,
 Kreza rury wydechowej,
 Szczeliwo rury wydechowej,
 Łapka dociskowa,

Rura wydechowa między silnikiem a tłumikiem,
Śrubunek połączenia rury wydechowej.

2) Tłumik.

Płaszcz tłumika,
Denko przednie,
Denko tylne,
Przegroda,
Rura środkowa,
Rura wylotowa,
Klapka do wydechu wolnego lub tłumnego.

2) Świeca, przewodniki.

Świeca (iskrownik).
Przewodnik do wysokiego napięcia.
Końcówka przewodnika widełkowa.
Końcówka przewodnika haczykowa.
Końcówka przewodnika nasadkowa.

GRUPA IX. — URZĄDZENIA ELEKTRYCZNE.

1) Ogólne określenia.

Układ jednomaszynowy oznacza prądnicę i rozrusznik w jednym przyrządzie. (Dyna-starter).

Układ dwumaszynowy oznacza prądnicę i rozrusznik, jako dwa oddzielne niezależne przyrządy.

Układ mieszany oznacza prądnicę i rozrusznik w jed-

nym przyrządzie i prądnicę do zapłonu w drugim.

Kierunek obrotów zgodny z ruchem wskazówki zegara lub odwrotny, względnie prawy lub lewy kierunek obrotów, rozpatruje się patrząc na wał danego przyrządu, magneta, prądnicy, rozrusznika, od strony jego napędu.

Sposoby umocowania: zapomocą kołnierza, podstawy lub wspornika i opaski.

2) Prądnica.

Prądnica.
Osłona prądnicy.
Bieguny (magnesy).
Zwoje biegunów.
Wirnik.
Zwoje wirnika.
Kolektor.
Szczotki.
Automat, przyrząd utrzymujący stały kierunek prądu.

3) Rozrusznik (Starter).

Osłona rozrusznika.
Bieguny (magnesy).
Zwoje biegunów.
Wirnik.
Kolektor.
Szczotki.
Kółko zębate napędzające.

System „Bendix”, kółko zębate na gwintowanym wrzecionie, przesuwane przez obrót do rozrusznika i zazębia z koroną na kole zamachowym,

System z odsuwającym się kółkiem od rozrusznika. Wrzeczono gwintowane wraz z kółkiem wysuwa się przez obrót z gwintowanej tulei.

4) Akumulator.

Akumulator (baterja).
Skrzynka akumulatora drewniana.
Skrzynka akumulatora ebonitowa.
Cela (skrzynka elementu).
Płyta dodatnia.
Płyta ujemna.
Końcówka dodatnia.
Końcówka ujemna.
Przegroda między płytami.
Pokrywa celi.
Korek pokrywy.
Końcówka przewodnika (stożkowa lub przyciskowa).

5) Oświetlenie.

Najaśnica.
Najaśnica jednoświatłowa (światło silne drogowe).
Najaśnica dwuświatłowa (światło drogowe i miejskie).
Oprawa najaśnicy.
Lustro (reflektor).
Ramka ze szkłem.
Uchwyt nastawowy (do zamocowania).
Lampka (dwu kontaktowa, jedno kontaktowa).
Trzon lampki (dwu łąpkowy, trzy łąpkowy).
Oprawka lampki.

Najaśnica boczna ruchoma.
Latarnie boczne (światło miejskie).
Latarnia tylna.
Lampka na desce armaturowej.
Lampka sufitowa.
Lampka przenośna.
Stacyjka rozdzielcza.
Włącznik nożny do uruchamiania rozrusznika.
Włącznik ręczny.
Lampka kontrolna stacyjki, (wskazująca ładowanie).
Bezpiecznik.
Włącznik światła.
Klucz stacyjki.
Zaciski przewodników (w stacyjce).
Amperomierz.
Woltomierz.
Przewodniki.
Rurka ochronna przewodników (plecioną).
Wąż ochronny przewodników (metalowy).
Łapki zamocowania przewodników.

6) Sygnały.
Sygnał - głośnik z silnikiem elektrycznym.
Sygnał wibracyjny (magnetyczny).
Przepona (membrana).
Tuba głośnikowa.
Kierunkowskaz elektryczny.

GRUPA X. — SPRZĘGŁO.**1) Ogólne określenia.**

Sprzęgło stożkowe.
 Sprzęgło wielotarczowe.
 Sprzęgło jednotarczowe.
 Sprzęgło suche.
 Sprzęgło smarowane.

2) Części sprzęgła stoż-**kowego.**

Stożek zewnętrzny (cz. koła zamach.).
 Stożek wewnętrzny.
 Wałek sprzęgła.
 Mufa stożka wewnętrznego.
 Sprężyna sprzęgła.
 Okładziny stożka wewnętrznego (skóra, taśma ferodo).
 Łożysko oporowe.

3) Części sprzęgła wielotarczowego.

Bęben zewnętrzny.
 Bęben wewnętrzny.
 Tarcza z zazębieniem zewnętrznym.
 Tarcza z zazębieniem wewnętrznym.
 Okładziny tarcz (ferodo).
 Wał bębna wewnętrznego.
 Mufa wyłączająca sprzęgło.
 Sprężyna sprzęgła.
 Łożysko oporowe mufy wyłączającej.

4) Części sprzęgła jednotarczowego.

Tarcza sprzęgła.
 Pierścień ściskający tarczę.

Sprężyny na obwodzie dociskające tarczę.
 Pokrywa sprzęgła.
 Dźwignie odsuwające pierścieni.
 Wał sprzęgła.
 Mufa wyłączająca.
 Pedał sprzęgła.
 Wał pedału sprzęgła.
 Widelki działające na mufę wyłączającą.
 Hamulec sprzęgła.

GRUPA XI. — PRZEKŁADNIA.**1) Skrzynka biegów.**

Skrzynka biegów.
 Wał głowicy.
 Wał zdawczy.
 Koło zębate stałego połączenia, mniejsze.
 Koło zębate stałego połączenia, większe.
 Łożysko wału głównego.
 Łożysko wału zdawczego.
 Pokrywa łożyskowa.
 Dławica pokrywy łożyskowej na wale głównym.
 Wał wstecznego biegu.
 Koło zębate wstecznego biegu.
 Koło zębate I biegu na wale głównym.
 Koło zębate I biegu na wale zdawczym.
 Koło zębate II biegu na wale zdawczym.
 Koło zębate II biegu na wale głównym.

Koło zębate III biegu na wale zdawczym.

Koło zębate III biegu na wale głównym.

Połączenie kłowe bezpośredniej przekładni, czyli 4 biegu.

2) Wodziki i zatrzaski.

Wodzik.

Widelki wodzika.

Zatrzask wodzika.

Zapadka zatrzasku (lub kulka).

Sprężyna zatrzasku.

Wkrętka regulacyjna zatrzasku.

Zabezpiecznik od przesunięcia dwóch wodzików jednocześnie.

Oprawa zabezpiecznika.

Krażek lub wałek zabezpiecznika.

3) Dźwignie zmiany biegów.

Boczna dźwignia zmiany biegów.

Wspornik dźwigni zmiany biegów.

Wałek dźwigni zmiany biegów.

Wewnętrzna dźwignia zmiany biegów.

Płytki rozdzielcza biegów.

Dźwignia środkowa zmiany biegów.

Wspornik kulistego osadzenia dźwigni zm. bieg.

Dolna (wewnętrzna) część dźwigni z kulą.

Górna (zewnątrzna) część dźwigni zm. biegów.

Gałka uchwytowa dźwigni zm. biegów.

Prowadnik dźwigni zm. biegów.

Pokrywa wspornika kulistego osadzenia dźwig. zm. bieg.

Sprężyna utrzymująca dźwignię w neutralnem położeniu.

Zabezpiecznik dla wstecznego biegu.

Zapadka zabezpiecznika wstecz. biegu.

Pręt zabezpiecznika wstecz. biegu.

Sprężynka zabezpiecznika wstecz. biegu.

Przycisk (guzik) zabezpiecznika wstecz. biegu.

4) Wał napędowy (kardanowy).

Wał kardanowy.

Rura wału kardanowego.

Końcówki wału kardanowego.

Przegub kardanowy.

Widelki przegubu kardanowego.

Pierścień przegubu kardanowego.

Panewki widełek przegubu kardanowego.

Przegub elastyczny.

Tarcza elastyczna (Hardy'ego).

Widelki trzyramienne przegubu elastycznego.

Centrowanie przegubu elastycznego.

Sworzeń kulisty centrujący przegub.

Tuleja z kulistym gniazdem centrująca przegub.

Pochwa wału kardanowego.

Kuliste zakończenie pochwy wałku kardan.

Kulista oprawa przegubu (przy skrzynce przekładniowej lub w poprzeczce ramy).

Pokrywa kulistej oprawy przegubu.

GRUPA XII. — TYLNA OŚ.

1) Ogólne określenia.

Tylne osie dzielą się na kilka rodzajów w zależności od rozkładu sił działających na nie i wykonywanej pracy.

Osie całkowicie obciążone, są to osie, które mają półosie pracujące na zgięcie pod wpływem obciążenia wozu i na skręcanie, przenosząc pracę silnika na koła. Przy takich osiach piasta koła jest osadzona na końcu półosi podpartej w łożysku, osadzonem w końcu pochwy tylnej osi.

Osie w połowie obciążone, są to osie, które mają półosie tylko częściowo pracujące na zgięcie pod wpływem obciążenia wozu, a na skręcanie, przenosząc pracę silnika na koła. Przy takich osiach piasta koła opiera się o pochwę tylnej osi zapomocą jednego łożyska osadzonego na piaście i w pochwie, jedno-

cznie osadzona jest ona na końcu półosi.

Osie odciążone, są to osie, które mają półosie pracujące tylko na skręcanie. Przy takich osiach piasta koła osadzona jest całkowicie na pochwie tylnej osi zapomocą dwóch łożysk, półos zaś zazębia się z piastą zapomocą klinów lub kłów, nie pracując na zgięcie.

Napęd tylnej osi odbywa się zapomocą: kół stożkowych, kół stożkowych śrubowych, ślimaka i ślimacznicy, lub podwójnej przekładni z kół stożkowych i czołowych, ewentualnie zapomocą łańcuchów.

1) Pochwa tylnej osi.

Pochwa tylnej osi lewa i prawa (przy pochwie z 2 części).

Prawa rura pochwy.

Lewa rura pochwy.

Pochwa tylnej osi typ banjo (dwie połówki tłoczone z blachy, spawane).

Oprawa przekładni (dla kół zębatych czy ślimaka).

Pokrywa pochwy tylnej osi.

Wsporniki zamocowania resorów (łożyska).

Mufy końcowe pochwy do osadzenia łożysk i piasty.

Wsporniki hamulców tyln. kół.

Oślona hamulców.

Cięgło dla wzmocnienia pochwy.

2) **Przekładnia.**

Koło zębate atakujące.
 Wałek koła zębatego atakującego.

Koło zębate talerzowe.
 Łożysko wałka atakującego.
 Łożysko oporowe wałka atakującego.
 Regulacja zazębienia przez, przesuwanie łożysk.

3) **Mechanizm różnicowy (dyferencjał).**

Oprawa dyferencjału.
 Krzyż dyferencjału.
 Satelit.
 Koło zębate półosi.
 Śruby łączące oprawę dyferencjału i koło zębate talerzowe.
 Łożysko oprawy dyferencjału.

4) **Przekładnia ślimakowa.**

Ślimak.
 Ślimacznica.
 Oprawa przekładni.
 Łożysko oporowe ślimaka.
 Łożysko oporowe ślimacznicy.
 Pokrywa łożyskowa oprawy przekładni.
 Oprawa dyferencjału.

5) **Półosie.**

Półoś lewa i prawa.
 Półoś z końcem stożkowym.
 Półoś z końcem wielo-klinowym.
 Półoś z końcem krzyżowym (kłowym).

Półoś całkowicie obciążona.
 Półoś częściowo obciążona.
 Półoś całkowicie odciążona.

GRUPA XIII. — PRZEDNIA OŚ.1) **Oś, środkowa część.**

Belka osi z prostemi końcami.
 Belka osi z rozwidlonemi końcami.
 Rozszerzenie pod resor.
 Otwór sworznia zwrotnicy.

2) **Zwrotnica.**

Zwrotnica prawa.
 Zwrotnica lewa.
 Zwrotnica obejmująca oś.
 Zwrotnica obejmowana przez oś.
 Sworzeń zwrotnicy.
 Łożysko wewnętrzne zwrotnicy.
 Łożysko zewnętrzne zwrotnicy.
 Łożysko oporowe sworznia zwrotnicy.
 Tuleja rozporowa zwrotnicy (między łożyskami).
 Nakrętka ustalająca łożyska zwrotnicy.
 Krążki oporowe sworznia zwrotnicy.
 Klin lub śruba ustalająca sworzeń zwrotnicy.
 Panewka sworznia zwrotnicy.

3) **Drażki kierownicze.**

Ramię kierownicze.
 Ramię kierownicze podwójne.
 Drażek poprzeczny.

Widelki drążka poprzecznego.
 Sworzeń widełek drążka poprzecznego.
 Głowica drążka poprzecznego.
 Pokrywa głowicy drążka poprzecznego.
 Panewka górna głowicy.
 Panewka dolna głowicy.
 Sworzeń kulisty.

GRUPA XIV. — KIEROWNICA.

1) Przekładnia kierownicy.

Skrzynka przekładni kierownicy.
 Ślimak.
 Ślimacznica.
 Wał poziomy (oś ślimacznicy).
 Kolumna kierownicy.
 Koło kierownicze.
 Końcówka kolumny kierownicy.
 Wspornik kolumny.
 Nakrętka zamocowania koła kierowniczego.

2) Dźwignie kierownicze

Dźwignia pionowa kierownicy (na wale ślimacz.).
 Sworzeń kulisty.
 Drążek podłużny.
 Głowica drążka podłużnego.
 Panewki głowicy drążka.
 Sprężyna amortyzacyjna w głowicy drążka.

3) Dźwignienki regulacji zapłonu i gazu.

Dźwignienka (manetka) regul. zapłonu.
 Dźwignienka (manetka) regul. gaźnika.
 Wał dźwignienki.
 Śruba bez końca.
 Nakrętka śruby.

GRUPA XV. — HAMULCE

Tarcza hamulcowa.
 Bęben hamulcowy.
 Szczęki hamulcowe.
 Okładki szczęk.
 Sworzeń łączący szczęki z tarczą hamulcową.
 Sworzeń rozpierający szczęki.
 Dźwignia hamulcowa.
 Sprężyna ściągająca szczęki.
 Pedał hamulca nożnego.
 Wał pedału.
 Dźwignia ręczna hamulca.
 Wał dźwigni ręcznej.
 Ciągła hamulcowa.
 Regulator cięgieł hamulca.
 Wyrównywacz cięgieł.

GRUPA XVI. — KOŁA.

1) Przednie koła.

Koło tarczowe.
 Koło szprychowe.
 Piasta przedniego koła.
 Łożysko wewnętrzne.
 Łożysko zewnętrzne.
 Pierścień ustalający łożysko wewnętrzne.
 Tuleja rozporowa (między łożyskami).

Pokrywa piasty.
Szpilki zamocowania kół (tarczowych).
Nakrętki zamocowania kół.

2) Tylne koła.

Koła tarczowe.
Koła szprychowe.
Piasta tylnego koła.
Łożysko wewnętrzne.
Łożysko zewnętrzne.
Pierścień ustalający łożysko wewnętrzne.
Tuleja rozporowa (między łożyskami).
Pokrywa piasty.
Szpilki zamocowania kół (tarczowych).
Nakrętki zamocowania kół.

GRUPA XVII. — RAMA I RESORY.

1) Części ramy.

Podłużnica prawa i lewa.
Poprzeczka przednia (pod chłodnicą).
Poprzeczka druga (pod silnikiem).
Poprzeczka trzecia (oparcia przegubu).
Poprzeczka przy wsporniku przednim tylnego resoru.
Poprzeczka przy wsporniku tylnego resoru.
Poprzeczka tylna.

2) Wsporniki i uchwyty.

Uchwyt przedni resora.
Wspornik przedn. resora.

Wieszak przedniego resora.
Wspornik przedni tylnego resora.
Wspornik tylny tylnego resora.
Wieszak tylnego resora.
Wspornik przedni zawieszenia silnika.
Wspornik tylny zawieszenia silnika.
Wspornik dźwigni i cięgieł hamulcowych.
Wspornik bezpieczeństwa górski.
Haki pociągowe przednie.
Hak pociągowy tylny.

3) Resory.

Resor przedni (lewy i prawy).
Resor tylny (lewy i prawy).
Resor poprzeczny.
Resor pół-eliptyczny.
Resor ćwierć-eliptyczny.
Warstwy lub płyty resoru.
Górna płyta (pióro) resoru.
Tuleja resorowa
Sworzeń resorowy.
Chomontko resorowe (wiążące płyty).
Strzemień resorowe (umocowanie do osi).
Śruba środkowa (łącząca płyty resoru).

GRUPA XVIII. — MASKA, BŁOTNIKI, STOPNIE.

1) Maski.

Górna część maski (lewa i prawa).

Zawiasa górna maski.
 Bok prawy i lewy maski.
 Zawiasa boczna maski.
 Uchwyt do podnoszenia maski.
 Hak do zamykania maski.

2) Błotniki.

Błotnik przedni prawy i lewy.
 Błotnik tylny prawy i lewy.
 Wspornik błotnika.

3) Stopnie.

Stopień prawy i lewy.
 Wsporniki stopni.
 Pokrycie stopnia (guma lub blacha alum.).
 Obramowanie stopnia (kątownik alum.).

4) Deska armaturowa.

Deska armaturowa.
 Wspornik deski armaturowej lewy i prawy.
 Ramka oparcia maski.
 Płytką rozdzielczą.
 Wspornik płytki rozdzielczej.

GRUPA XIX. — SMAROWANIE PODWOZIA.

Smarowanie poszczególnych miejsc, jak połączenia ramy z resorami, zawieszenie dźwigni i cięgieł hamulcowych i innych odbywa się zapomocą: Smarowniczeki (tekalemit lub inne).
 Pompki do smaru (tekalemit lub inne).

Smarowanie może być centralne i składa się:

Pompka centralna do oleju.
 Rurki rozprowadzające smar.
 Końcówki pierścieniowe rurek.
 Śrubki łącznikowe do końcówek.

Kolumienki rozgałęź. do końcówek.

Rurki giętkie do ruchomych części.

GRUPA XX. — NARZĘDZIA POMOCNICZE.

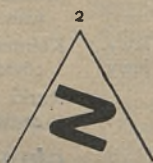
Podnośnik (lewar).
 Pompka do opon.
 Korba do nakrętek zamocowania kół (tarcz).
 Klucz do pokryw piast kół szprychowych.
 Klucz do świec.
 Klucz do iskrownicy (magneta).
 Klucz do rozpylaczy gaźnika.
 Łyżka do nakładania i zdejmowania opon.
 Szczypce płaskie.
 Szczypce uniwersalne (do cięcia i do rur).
 Klucze szczękowe jednostronne.
 Klucze szczękowe dwustronne.
 Klucze nasadowe.
 Klucze hakowe do nakrętek pierścieniowych.
 Śrubokręt.
 Przebijak.
 Przecinak.
 Młotek.

Dział turystyczno-sportowy.

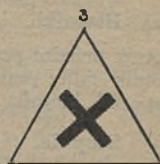
Znaki drogowe, ostrzegające o niebezpieczeństwie.
(według konwencji genewskiej z marca 1931 r.).



Wzniesienia (garby)



Zakręt



Skrzyżowanie

Strzeżony przejazd
kolejowyNiestrzeżony przejazd
kolejowyPrzeszkoda inna niż te,
które są oznaczone
znakami 1—5 tablicy.Ogólny znak, powtarzający się,
przeznaczony do zastosowania,
gdy warunki atmosferyczne nie
pozwalają na użycie tablic peł-
nychZnak, dotyczący
pierwszeństwa prze-
jazdu

Wyjeżdżając samochodem, względnie motocyklem zagranicę, należy zaopatrzyć się przed wyjazdem, poza paszportem zagranicznym z wizami konsularnymi, w następujące dokumenty:

1) Tryptyk albo Carnet de Passages en Douanes (Książeczkę z przepustkami granicznymi) t. j. dokument celny, upoważniający do wprowadzenia samochodu lub motocykla do któregośkolwiek bądź kraju bez obowiązku deponowania przy wjeździe na granicy kaucji celnej.

Tryptyk ważny jest tylko na jedno poszczególne państwo i dlatego wydaje się go tylko na kraje ościennie. Natomiast Książeczka z przepustkami granicznymi może służyć do przejazdu przez kilka państw.

2) Międzynarodowe świadectwo samochodowe.

3) Międzynarodowe pozwolenie na prowadzenie.

Wszystkie te dokumenty są ważne w ciągu jednego roku, licząc od daty wystawienia.

Ponadto na samochodach i motocyklach, wyjeżdżających zagranicę, winna być umieszczona koło numeru rejestracyjnego tablica z oznaczeniem przynależności państwowej. Tablicę tę należy zdjąć po wygaśnięciu terminu ważności Międzynarodowego świadectwa samochodowego.

Wszystkie wyżej wyszczególnione dokumenty wydają za ustaloną opłatą Sekretariaty Klubów automobilowych, których adresy podane są na osobnej stronie.

Międzynarodowe świadectwa samochodowe, oraz Międzynarodowe pozwolenia na prowadzenie, wydają również wszystkie Okręgowe Dyrekcje Robót Publicznych.

Dla uzyskania tryptyków lub carnet'ów, należy złożyć własnoręcznie podpisane zobowiązanie (na odpowiednim formularzu) podając jednocześnie swoje nazwisko, imię, zatrudnienie oraz dokładny adres, jak również dokładny opis samochodu (motocykla) według zamieszczonego na formularzu kwestjonariusza.

W celu otrzymania Międzynarodowego świadectwa samochodowego i Międzynarodowego pozwolenia na prowadzenie, składa się odpowiednie podania na formularzach, zawierających odnośnie kwestjonariusze, dotyczące opisu pojazdu i danych dotyczących kierowcy, dołączając doń książeczkę rejestracyjną wozu, prawo jazdy i dwie fotografie kierowcy.

Otrzymane tryptyki i carnet'y właściciel obowiązują się zwrócić nie później jak po upływie 30 dni, licząc od daty ich wygaśnięcia.

Ponadto w czasie podróży obowiązkiem właściciela tryptyku wzgl. carnet'u jest pilne przestrzeżenie, by wszystkie wizy przejazdowe (wjazdy i wyjazdy) były dokładnie notowane na tych dokumentach przez funkcjonariuszów granicznych urzędów celnych.

W razie niedopełnienia wymaganych formalności, posiadacz tryptyku lub carnet'u winien innym sposobem udowodnić wyjazd samochodu z danego kraju.

Adresy Klubów Automobilowych.

AUTOMOBILKLUB POLSKI

Warszawa, Aleja Szucha 10 (dom własny). Tel. 845-11

AUTOMOBILKLUB WIELKOPOLSKI,

Poznań, ul. Matejki 50. Tel. 33-39.

KRAKOWSKI KLUB AUTOMOBILOWY,

Kraków, ul. Sw. Jana 11. Tel. 123-86.

ŁODZKI AUTOMOBIL-KLUB,

Łódź, ul. Piotrkowska 104. Tel. 63-03.

MAŁOPOLSKI KLUB AUTOMOBILOWY,

Lwów, Plac Marjacki 4. Tel. 50-50.

POMORSKI AUTOMOBILKLUB,

Bydgoszcz, ul. Matejki 10. Tel. 10-12.

ŚLĄSKI KLUB AUTOMOBILOWY,

Katowice, ul. Stawowa 10/11. Tel. 22-39.

WILEŃSKI AUTOMOBILKLUB,

Wilno, ul. Wileńska 33. Tel. 75.

WOŁYŃSKI KLUB AUTOMOBILOWY,

Łuck, ul. Jagiellońska 22. Tel. 303.

POLSKI TOURING KLUB,

Warszawa, ul. Bagatela 3. Tel. 814-28.

POLSKI ZWIĄZEK MOTOCYKLOWY,

Warszawa, ul. Bagatela 3. Tel. 814-28.

Tabela odległości szosowych między ważniejszymi miastami Polski.

Warszawa	— Bydgoszcz	260	Kraków	— Katowice.	81
	— Białystok .	187		— Bielsko. .	84
	— Brześć n/B	194		— Cieszyn .	117
	— Grudziądz	241		— Zakopane	105
	— Gdańsk .	359		— Krynica .	137
	— Grodno .	265		— Tarnów .	92
	— Kielce . .	180		— Rzeszów .	172
	— Kraków .	297		— Jarosław .	223
	— Katowice.	330		— Lwów . .	331
	— Kobryń .	242	Katowice	— Częstochowa	78
	— Lublin. .	160			
	— Lwów . .	374	Lublin	— Chełm . .	69
	— Łowicz .	80			
	— Łódź . .	140	Lwów	— Jarosław .	108
	— Łomża. .	147		— Przemyśl .	95
	— Poznań .	298		— Sambor .	74
	— Radom. .	103		— Stryj . .	67
	— Sandomierz	234		— Stanisławów	141
	— Siedlce. .	88		— Kołomyja	228
	— Tczew . .	324		— Śniatyn .	279
	— Wilno . .	448		— Brody . .	108
Bydgoszcz	— Inowrocław	29		— Tarnopol.	132
	— Toruń . .	51			
	— Grudziądz	71	Łódź	— Piotrków .	46
	— Piła . . .	94		— Kalisz . .	111
	— Chojnice .	103		— Częstochowa	147
Brześć n/B.	— Kowel . .	127	Poznań	— Nakło . .	112
	— Łuck . .	200		— Gniezno .	51
	— Równe. .	279		— Bydgoszcz	152
	— Korzec. .	345		— Leszno .	75
	— Prużany .	92		— Ostrów .	121
	— Słonim. .	179			
	— Baranowicze	234	Sandomierz	— Rejów . .	106
Gdańsk	— Gdynia .	23		— Tarnów .	127
	— Zarnowiec	51		— Jarosław .	107
	— Kościerzyna	50		— Lublin. .	122

Klasyfikacja wozów.

Wobec tego, że w imprezach sportowych biorą udział samochody najrozmaitszych typów i rodzajów, zaszła potrzeba ustalenia klasyfikacji samochodów ze sportowego punktu widzenia. Klasyfikację tę opracowała Międzynarodowa Komisja Sportowa, dzieląc samochody przede wszystkim na dwie zasadnicze kategorie: sportową i wyścigową. Do pierwszej kategorii zaliczamy wszystkie samochody, służące do normalnego użytku, podczas gdy do drugiej należą samochody budowane specjalnie do wyścigów.

W każdej z wymienionych kategorii rozróżniamy dziesięć klas w zależności od pojemności cylindrów (litrażu), a mianowicie:

- Klasa A: litraż powyżej 8000 cm³.
- Klasa B: litraż od 5000 do 8000 cm³.
- Klasa C: litraż od 3000 do 5000 cm³.
- Klasa D: litraż od 2000 do 3000 cm³.
- Klasa E: litraż od 1500 do 2000 cm³.
- Klasa F: litraż od 1100 do 1500 cm³.
- Klasa G: litraż od 750 do 1100 cm³.
- Klasa H: litraż od 500 do 750 cm³.
- Klasa I: litraż od 350 do 500 cm³.
- Klasa J: litraż do 350 cm³.

W niektórych imprezach samochodowych stosowaną bywa ponadto jeszcze trzecia kategoria samochodów, a mianowicie tak zwana kategoria turystyczna, do której zalicza się wszelkie popularne wozy seryjne o niewielkiej szybkości maksymalnej. Jednakże kategoria turystyczna nie jest oficjalnie uznawana w imprezach międzynarodowych.

Historja światowego rekordu szybkości samochodowej.

Światowy rekord szybkości samochodowej jest to największa szybkość, jaką osiągnięto na samochodzie, bez względu na pojemność cylindrów jego silnika oraz formę karoserji. Rekord

ten ustanawiany jest na dystansie jednego kilometra lub mili ang. (1,6 klm.) ze startem z rozbiegu, przyczem rekordzista musi przebyć wyznaczoną trasę w dwóch kierunkach. Jako ostateczny rezultat uważany jest średni czas z obu biegów. W jaki sposób wzrastała maksymalna szybkość samochodów w miarę postępów techniki automobilowej, wskazuje niżej podana tabela:

Rok	Miejsce	Kierowca	Samochód	Czas w sek.	Szybkość w klm/g
1898	Arhères	Chassel.-Laubat	Jeantaud (elektr.)	57	63,157
1899	Arhères	Jenatzy	Jenatzy (elektr.)	34	105,882
1902	Dourdan	Augières	Mors	29	124,137
1903	Dourdan	Duray	Gobron-Brillié	26,400	136,363
1904	Ostenda	Barras	Darracq	21,400	169,224
1905	Arles	Hemery	Darracq	20,400	176,470
1906	Ormonde	Marriott	Stanley (parowy)	18,400	195,652
1909	Brookland	Hemery	Benz	17,761	202,691
1910	Daytona	Barney-Olfields	Benz	17,040	211,264
1922	Brookland	Lee Guinness	Sunbeam	16,725	215,250
1923	Fanoë	Campbell	Sunbeam	16,410	219,378
1924	Pendine	Campbell	Sunbeam	15,305	235,217
1925	Pendine	Campbell	Sunbeam	14,827	242,800
1926	Pendine	Thomas	Thomas	13,080	275,229
1927	Dyatona	Segrave	Sunbeam	17,665	327,981
1928	Daytona	Ray Keech	White-Liberty	17,345	334,022
1929	Daytona	Segrave	Irving-Napier	9,665	372,478
1931	Daytona	Campbell	Napier-Campbel	9,090	396,040

Uwaga: rekordy z lat 1927 i 1928 ustanowione były na dystansie mili ang., podczas gdy wszystkie pozostałe rekordy ustanowiono na przestrzeni kilometrowej.

Autodromy.

Rozwój sportu samochodowego, jak również wymagania przemysłu samochodowego, potrzebującego terenów, na których możnaby poddawać próbom nowe modele samochodów, spowodowały, że na całym świecie powstało szereg specjalnych torów wyścigowych dla samochodów, czyli tak zwanych autodromów. Poniższa tabela podaje charakterystykę najgłówniejszych torów.

Nazwa toru	Gdzie leży	Długość w mtr.	Kształt	Liczba zakrętów	Osiągnięta szybkość w klm/g
Atlantic City	†New Jersey	2413,5	elipsoid.	2	200
Avus	Berlin	19500	nieokr.	2	195,9
Brookland	Londyn	4450	elipsoid	2	212
Culver City	Kalifornia	2000	elipsoid	2	250
Fresno	Kalifornia	1609	elipsoid	2	200
Glostrup	Kopenhaga	1600	elipsoid	2	—
Indianapolis	Indiana	4220	prostokąt	4	180
Littorio	Rzym	4000	nieokr.	4	163
Miramas	Marsylja	5990	owal	2	179,3
Monthlery	Paryż	2500	elipsoid	2	233,1
Monthlery	Paryż	12500	nieokr.	17	136,8
Monza	Medjolan	6861	nieokr.	8	160
Nürburg Ring	Adenau	28500	nieokr.	172	112
Opel	Rüsselsheim	1545	elipsoid	2	118
Sitges	Barcelona	2000	elipsoid	2	121
Syrakuse	New York	1609	elipsoid	2	148,7

PRZEPISY POLICYJNE O RUCHU SAMOCHODOWYM.

1. **Samochodem** nazywa się każdy pojazd poruszany siłą motoryczną.

2. **Szerokość autobusu** lub samochodu ciężarowego z ładunkiem, nie może przekraczać 2,5 m., wysokość zaś, licząc od poziomu drogi nie może być większa od 4 m.

3. **Samochodem ciężarowym** nazywamy taki samochód, który wraz z ładunkiem waży ponad 3 500 kg. (3,5 tonny).

4. Autobusy i wozy ciężarowe muszą być zaopatrzone we wspornik (zapadka górską) poruszany z siedzenia kierowcy.

5. **Tylne światło** musi mieć oddzielny przewód (kabel) przeprowadzony bezpośrednio z akumulatora.

Nadto nie może być zapalane, ani gaszone z siedzenia kierowcy lub pasażerów, lecz posiadać ma oddzielny wyłącznik umieszczony z tyłu wozu lub pod maską.

6. **Tylnego biegu** mogą nie posiadać tylko te pojazdy mech., których waga nie przekracza 350 kg.

7. **Każdy samochód** musi być zaopatrzony w tabliczkę kontrolną z następującą treścią:

- | | |
|-------------------|---------------------------|
| a) marka wozu, | c) numer silnika, |
| b) numer podwozia | d) ciężar własny pojazdu. |

Na tabliczkach w autobusach i wozach ciężarowych musi być podane dopuszczalne obciążenie wozu.

8. Dopuszczalna max. szybkość dla samochodów ciężarowych i autobusów zależy od rodzaju obręczy.

Na jakich obręczach	w miejscach zabudowanych	na otw. szosie
na obręczach żelazn.	do 10 km/godz.	do 15 km/godz.
„ masywach	„ 15 „	„ 25 „
„ pneumat. (dętych)	„ 20 „	„ 40 „

9. **Autobusem publicznym** nazywa się pojazd mechaniczny, służący do zarobkowego przewożenia 7 lub więcej osób (nie licząc kierowcy),

10. **Autobusy publiczne muszą być budowane tak, aby:**

a) na każdego podróżnego przypadała szerokość i długość siedzenia conajmniej 45 cm.

b) wysokość zamkniętego autobusu nie może być mniejsza od 1,5 m. (od podłogi do sufitu).

c) autobus musi posiadać conajmniej 1 drzwiczki z boku i 1 z tyłu o szerokości 60 cm.

Ilość drzwiczek i ich rozmieszczenie musi być takie, aby autobus mógł być szybko i z łatwością opróżniony (boczne drzwiczki dla pasażerów należy umieszczać z prawej strony).

d) miejsca stojące mogą być tylko na specjalnych pomościach zaopatrzone w punkty oparcia i trzymadła, nigdy między siedzeniami wewnątrz wozu.

e) miejsce dla kierowcy winno być zabezpieczone od niepogody i musi mu zapewniać dokładną i wygodną obserwację drogi oraz swobodę ruchów.

f) wszystkie koła mogą mieć tylko pneumatyczne (dęte) obręcze gumowe.

g) do przewozu bagaży musi być przewidziane odpowiednie miejsce.

h) poza normalnymi światłami, jakie posiada każdy samochód, autobus musi mieć na przedzie u góry światło niebieskie.

Międzynarodowy parytet monetarny złoty.

P a ń s t w o	Jednostka monetarna		Zł.
Anglja	1 Funt Sterling =	20 szylingom	1 Funt St. = 43,381
Austria	1 Szyling austriacki	12 pensom	100 S. 125,432
Belgja	1 Szyling austriacki	100 pensom	100 B. 123,945
Belgja	1 Belgas	5 fr. belg.	100 L. 6,439
Bulgaria	1 Lewa	100 stotinkom	100 K. c. 26,411
Czechosłowacja	1 Korona czeska	100 halerzom	100 Kr. d. 238,888
Dania	1 Korona duńska	100 oerom	100 Kr. e. 238,888
Estonja	1 Korona estońska	100 pennia	100 M. 22,450
Finlandja	1 Marka	100 pennia	100 Fr. fr. 34,924
Francja	1 Frank francuski	100 centimes	100 G. 173,524
Gdańsk	1 Gulden gdański	100 fenigom	100 Dr. 11,568
Grecja	1 Drachma	100 leptom	100 Pas. 172,000
Hiszpanja	1 Peso	100 centimes	100 H. fl. 358,309
Holandja	1 Gulden holenderski	100 centom	100 D. 15,70
Jugosławia	1 Denar	100 parom	100 L. 89,140
Litwa	1 Lit	100 centu	100 Ł. 172,000
Łotwa	1 Łat	100 sentimis	100 M. 212,345
Niemcy	1 Marka Rzeszy	100 fenigom	100 Kr. n. 238,888
Norwegia	1 Korona norweska	100 oerom	100 Mr. 9,631
Portugalia	1 Milrejs	1000 reisom	

Rosja	1 Rubel	100 kopiejkom	1 R.	4,587
Rumunja	1 Czerwoniec	10 rublom		
Szwajcaria	1 Lea	100 banion	100 L.	5,332
Szwecja.	1 Frank szwajcarski	100 centimes	100 Fr. s.	172,000
Turcja	1 Korona szwedcka	100 oerom	100 Kr. s.	238,888
Węgry	1 Funt turecki	100 piastrom	1 Funt t.	4,20
Włochy	1 Pengő	100 halierzom	100 P.	155,906
	1 Lira	100 centesimi	100 L.	46,915

K r a j e p o z a e u r o p e j s k i e .

Australja	1 Funt sterling	20 szylingom	1 Funt st.	43,831
Argentyna	1 Peso	100 centavos	1 P.	8,599
Brazylja	1 Milrejs	100 rejsom	100 M.	106,649
Egipt	1 Funt eg.	100 piastrom	1 Funt eg.	44,493
Indje	1 Rupja	16 annom	100 R.	325,357
Japonja	1 Jen	100 jenom	100 J.	444,334
Kanada	1 Dolar kanad.	100 centom	1 Dol. K.	8,914
Meksyk	1 Peso	100 centavos	100 P.	444,334
Nowa Zelandja	1 Funt sterling	20 szylingom	1 Funt st.	43,381
Palestyna	1 Funt sterling	20 szylingom	1 Funt st.	43,381
Peru	1 Funt per.	20 szylingom	1 Funt st.	43,381
St. Zjedn. A. P.	1 Dolar am.	100 centom	1 Dolar	8,914
Urugwaj	1 Peso	100 centesim	1 P.	9,215
Wenezuela	1 Bolivar	100 centimos	100 B.	172,000

INDEX.

<p>Absorbcji metoda . . . 425 acetylenem cięcie . . . 214 akumulatory . . . 34, 566 „ próby . . . 569 allotropja 403 aluminj. stopy 493 amper. 29 analiza termiczna 411 antydetonacja 239 aparatura 593 aparaty (PN) 117, 123 asenizacyjne wozy 621 atmosfera 28 autobusy 393, 643 austenit 417 autodromy 641 automobilowe kluby 638 Autopulse 614 azotowanie 445, 462</p> <p>Babity, mikroskopja . . . 420 Bacha tablica 476 badanie silników 252 Banjo 333 Baumana próba 420 baterje zasadowe 573 Bendixa sprzężenie 576 benzol 519 benzyna 518 Benz'a kompresor 602</p>	<p>bezpiecznik 588 „ wibracyjny 589 „ magneto 550 biegi (PN). 122 bieg silnika 229 biegów skrzynka (PN). . . . 124 „ „ 355 „ gałka drążka (PN) 128 bilans 4-suwu 238 „ Diesla 246 BLD Saurer 245 BLD przekrój 250 bloczkowe łańcuchy 90 błotnik 391 Boscha' pompa 248 „ cewka 552 „ instalacja 537 Bragg'a równanie 428 Brinell 466 bronzale 492 bronzы 487 „ próby 491 Broulhiet 310 Brown-Scharp stożki 135 budowa metali 404 butla pomiarowa 262</p> <p>Calki 14 cantilever 303 Carboly 140</p>
------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Cardan	351	dyferencjał	334
Carnot'a wzór	13	Duco	392
Carnet de Passage	637	Dulux	392
cementowanie	445	dynastartery	578
cementyt	417	dyspersja	408
cewka Bosch'a	552	E hn'a próba	457
Charpy	477	elastyczność wozu	367
chłodnica-korek (PN)	120	elektryony	499
chłodzenie	234	elektryczne przyrz. (PN)	123
„ spalin.	235	Frichsen	678
ciecze do hartowania	454	Eulera wzory	24
cieplik parowania	522	Evinrude	291
ciepło właściwe	35	eutektoid	410
cięcie acetylenem	214	eutektyka	410
„ elektryczne	214	F arad	29
ciężar właściwy	35	Fellow	65
„ atomowy	35	ferodo — azbest	346
cjanowanie	461	ferromagnet. metale	413
Continental	306	ferryt	417
Coolidge'a lampy	422	filtry powietrzne	600
C. W. S.	399	„ Zenith	283
cylinder	220	flowmetr	263
czernienie	464	foto-mikrografia	416
czyszczenie ulic	619	French — hartowanie	450
D. B. S.	80	frezy	144
Debey'a metoda rent.	427	„ ścinowe	145
Delco dynastarter	578	„ zataczane	145
dendryt	404, 408	„ tablice	147, 148
deska rozdzielcza (PN)	117	„ skok spirali	149
„ „	598	„ długość spirali	150
detonacja	521, 239	frezarskie roboty	210
diamagnetyczne metale	413	frezowanie	202
diamentem obróbka	195	Froud.	259
Diesla silnik	243	funkcje kołowe	8
docieranie silników	252	G abarit	400
drążka gałka (PN)	128	galwanizacja	34
drążki kierownicze	328	galwaniczne ogniwa	34
drewno	502		
duraluminjum	495		

- gałka drążka (PN) . . . 128
 gaźniki 265
 „ tabela średnic . . . 271
 „ motocyklowe . . . 275
 „ Zenith . . . 277, 279
 „ dolnossące . . . 279
 „ lotnicze 281
 „ PN 118
 Giant 514
 Gibbs J. W. 410
 Gleason 80
 groszek do owęglania . . . 456
 grzejniki 614
 gwintowniki 164
 gwint metrycz. PN . . . 105
 gwint metrycz. PN dro-
 bnozwojowy 109
 gwint metrycz. PN tra-
 pezowy 112
 gwint Whitworth'a PN
 pełny 114
 gwint Whitworth'a PN
 przytępiony 115
 Guldina prawo 20
 guma 507
 „ próby 510
- H**amulce Heenan Fell'a . . . 256
 „ klockowy 257
 „ Prony'ego 258
 „ linkowy 258
 „ Froud'a 259
 „ elektryczny 260
 „ hydr.-elektr. 261
 Hamulce-Podwozie 336
 „ elektryczne 613
 „ taśmowe 339
 „ szczękowe 340
 „ na kołach kier. 342
 „ hydrauliczne 343
- Hamulce Servo 343
 „ okładzina 346
 Hardenit 417
 Hardy 351
 hartowanie 444, 449
 „ ciecze 454
 „ wady 454
 „ sposoby 455
 „ temperatury 460
 Heenan Fell 256
 Hefnera świeca 33
 henr 29
 hiduminjum 494
 Hook 351
 Hump — piec 449
- I**nkłudowanie próbek . . . 414
 interferencji metoda . . . 426
- J**asność 32
 Jeantaud 321
 jednostki elektr. 29
 „ mocy 28
 „ pracy 28
 Joule 28
- K**able 556, 586
 kalkulacja wstępna 206
 karter silnika PN 127
 kauczuk 507
 kąt przyporu 65
 kedr 392
 Kemisuede 395
 Kienzlego autograf 596
 kierowanie 321
 kierownica 329
 „ konserwacja 331
 kierunkowskazy 612
 klasyfikacja wozów 640
 Klingelnberg 87

- kluby automobil. 638
 kolorowanie stali 464
 koła zębate 53
 „ „ stożkowe 71
 „ „ śrubowe 58
 „ „ hypoidalne 86
 „ „ —nacinanie 60
 „ „ wytrzyma. 92
 „ „ —smarowanie 233
 „ „ profile spec. 65
 „ łańcuchowe 88
 koła — zwężenie 24
 kompresor Benz'a 602
 kondensator 548
 konserwacja sprzęgieł 351
 „ łożysk. kulk. 379
 „ zawieszenia. 310
 kontrola maszyn wytr. 478
 końcówki smarownicze 374
 korbówód 218
 korek chłodnicy (PN) 120
 koszty eksploatacji 251
 krajowe wozy 399
 krystalizacja 403
 „ pierwotna 408
 „ wtórna 408
 kryształ 408
 Kruppa choroba 455
 kruchość odpuszczania 455
 krzepnięcia proces 404
 kucie 407
 kulomb 29
 Kutzbach prof. 69
 kwadraty narzęd. (PN) 137
 kwantum 28

Lampy 32
 „ rentgenowskie 421
 latarnie (PN) 126
 ledeburyt 480

 Lepage — tachometr 597
 lekkie stopy 493
 liczniki 593
 „ — napęd (PN) 125
 likwacja 408
 lotnicze gaźniki. 281
 „ filtry 283
 lotność paliwa 523
 lumeny 33
 lutowanie 501
 luxy 32

Łłańcuchy bloczkowe 91
 łańcuchowe koła 88
 łodzie motorowe 284
 łożyska kulkowe 377
 „ — smarowanie 233
 „ — pasowanie 236

Maag 66
 magneto 542
 „ Scintilla 549
 makrografia 418
 „ odczynniki 419
 „ normy traw. 418
 Marchal'a instalacja. 539
 martenzyt 417
 Mesnager 477
 metali budowa 403
 „ metody badań 309
 metale paramagnet. 413
 „ ferromagnet. 413
 „ diamagnet. 413
 metalografia 410
 miary i wagi. 26
 mieszanina. 410
 mieszaniki chłodzące 234
 „ spirytusowe. 527
 międzynarod. skróty (PN) 129

- mikrografja 413
 „ — odczynniki 415
 moc 28
 „ skrawania 180
 „ tokarki 196
 „ silnika 217
 „ podatkowa 226
 „ efektywna 226
 „ samochodu 227
 mocy zmniejszanie 242
 moc siln. łodzi mot. 285
 moduł 53
 moduł całowy 54
 modyfikacja 445
 momenty wytrzym. 21
 monetarny parytet 644
 Morse — stożki 133
 mosiądze 492

Nadwozie 389
 „ autobusów 393
 „ nomenklatura 396
 nagar na denku tłoka 231
 napęd licznika (PN) 125
 nazwy części sam. 623
 Nivex 610
 nomenklatura części sam. 623
 „ nadwozi. 396
 normalizowanie term. 444, 456
 „ temper. 460
 normy 103
 noże 138
 „ fasonowe 142
 „ profilowe. 193
 „ Widia — obróbka 195

Objętość skokowa 217
 obliczanie sprężyn 41
 obroty silnika 226
 obróbka mech. 179

 „ Widia 195
 „ diamentem 195
 „ — oblicz. czasu 207
 „ termiczna 444
 „ term. operacje 444
 „ term. temper. 447
 obróbka termiczna—stałe
 narz. 462
 obróbka termiczna—stałe
 szybko tnące 463
 obsługa smar. silnika 232
 odczynniki mikrograf. 415
 odległości tabela 639
 odpuszczanie 444, 455
 ogniwa galw. 34
 ogrzewanie 608
 ohmmetr 611
 opony 512
 opory toczenia kół 227
 „ wznoszenia 228
 „ powietrza 228
 „ bezwładności 229
 „ skrawania 179
 opór przewodnika 30
 „ właściwy 35
 oporność pozorną 30
 oprawki 589
 osmondyt 417
 oś przednia 324
 oś tylna 332
 oświetlenie. 32, 581
 owęglanie 445, 456
 „ — plamy 457
 „ — skrzynki 457
 „ met. hart. 458

Paliwa 518
 „ poziom 609
 „ zużycie 261
 paramagnetyzm 413

pasowanie (PN)	116	„ materiałów	465
„ łożysk	236	„ na rozciąganie	472
„ łożysk kulk.	380	„ na spawalność	532
paritet monetar.	644	„ na twardość	466
pedały (PN)	121	próbki na rozciąganie	473
perlit	417	„ lane	490
pierwiastków tablice	35	Prony	258
P. K. N.	103	przeciagacze	158
planimetrja	16	przeguby	351
płuczki wodne	600	„ obróbka	354
podłużnice ramy	295	„ konserwacja	354
podwozie	293	„ elastyczne	354
podkładki spręż. (PN)	50	przekładnie	355
podziałka kół zębatych	53	„ obliczenie	355
pole dow. kształtu	20	przełomowe punkty	445
polerowanie próbek	414	przerywacz	545
polewaczki	619	przewody	32
policyjne przepisy	642	„ elektr.	586
pompa Bosch	248	przydłużenie	472
„ do pneumat.	602	przyśpieszenie ziem.	27
poprawki — koła zębate	66, 71	przyrządy wiertnicze	174
	77, 81		
Potockiego sprężyny	44	R adjan	13
poziomu mierzenie	609	rama wahadłowa	255
praca	28	Ramet	140
prawo Guldina	20	ramiona zwrotnic	327
prąd stały	29	reakcja jezdni	356
„ zmienny	30	reflektory	581
„ — źródła	557	„ ustawianie	584
porów, tn/cal ² -kg/mm ²	28	Regal	287
„ °C na °F	26	regulacja prądu	558
„ miar	26	„ paliwa	248
„ twardości	468	regulator — wyłącznik	563
„ cala z mm	27	reguła faz	410
porowatość stali	406	Reinecker	79
prądnicę	557	rejestrujące aparaty	596
prędkość skrawania	180	rekord szybkości	640
profile specjalne	65	rekrytalizacja	404
próby akumulat.	569	rentgenometalografja	403, 421
„ gumy	510	Renard	255

resorowe sprężyny	41	„ łodzie motor.	284
resorowanie	298	„ obliczenia	217
resory	303	„ wady	240, 246
„ obliczenie	299	Silentbloc	307
rewers	284	„ wł. fiz.	311
Ricardo	239	silumin	495
Rockwella — piec	449	Simpsona wzór.	20
„ twardość	467	skok — silnik	227
Roots'a sprężarka	606	skokowa objętość	217
Röntgena promienie	421	skrawania moc	180
rozciąganie — próbki	474	„ opór	179
rozdzielacz	548	„ prędkość	180
rozdzielacze stacyjki	588	„ tablice	204
„ deski	598	skraplanie paliwa	239
rozproszenie światła	82	skrótów nazw Państw (PN)	129
rozstawienie kół	400	skrzynki biegów	355
rozszerzalność	35	„ obliczenia	363
roztwór stały	410	„ (PN)	124
rozwiertaki	156	skurcz	39
różniczki	14	smary	527
R. R. stopy	494	smarowanie podwozia	372
ruch samochodu	359	„ silnika	230
Rushmore'a sprzężenie	576	sole do grzania	448
S amoindukcja	30	„ do cjanowania	461
Saurer	245, 399	sorbit	417
„ BLD	250	spalin temper.	235
„ eksploatacja	251	spawanie acetylenem	528
„ inst. elektr.	541	„ elektr.	532
Scintilla instalacja	540	„ łukowo-atom.	534
skleroskop Shore'a	468	specjalne wozy	616
Segera stożki	38	spiże	488
servo-hamulce	343	spiralne wiertła	149
sezonowanie	444	„ sprężyny	44
Shore'a twardość	468	spirytus	292
sieć elektr.	586	sprawdziany	162
silnik 4-suw.	237	sprężania stopień	238
„ badanie	252	sprężarki silnikowe	605
„ Diesla	243	sprężyny	40
„ docieranie	252	„ resorowe	41
		„ śrubowe	44

„ spiralne	49	strzałka ugięcia	21
„ złożone	49	Stubbed Tooth	65
spręż. podkładki	50	sworzeń tłokowy	218
sprzęgła	347	sygnały	612
„ magneto	551	szlifowanie	203
Stal	429	„ — kalkulacja	213
„ R _r i A%	438	„ — tarcze	167
„ czystość	440	szybkotnące stale	441, 463
„ klasyfikacja	431	ścieralność	478
„ krzepnięcie	404	ślimaki ślimacznice	61
„ iskry szlif.	443	„ wzory	63
„ narzędziowa	441	„ oblicz. wytrż.	96
„ składniki	429	śmieci wywożenie	621
„ szybkotnąca	441, 463	śrubowe koła	94
„ tablice	434	„ sprężyny	44
„ zastosowanie	442	świece	235, 554
stacyjki rozdzielcze	588	„ Hefnera	33
stałość kierowania	323	„ Stewit	556
startery	574	Tablice rachunkowe	5
steadyt	481	„ funkcjy koł.	8
stellit	140, 443	„ pierwiastków	35
stereometria	17	„ stali	434
Stewit świeca	456	tachometry	593
stopień sprężania	238	tarcia spółcz.	39
stopy alum.	494	„ spółcz. (hamulce)	348
„ łożysk.	500	tarcie płynne	230
„ do lutow.	501	„ półpłynne	230
„ magnezu	499	„ stałe	231
„ miedzi	487	tarcze szlifierskie	167
„ próbki lane.	490	„ szlif. do narzędzi	169
„ R. R.	494	„ szlif. do noży Widia	169
„ rentgen.	426	temperatura wrzenia	35
stożki B. S.	135	„ topnienia	35, 38
„ metr.	134	„ — ⁰ F na ⁰ C	38
„ Morse	133	termiczna obróbka	444
„ Segera	38	termostaty	607
stożkowe koła	95	Tetmajer	25
„ sprężyny	40	tłok — denko — smar.	231
strażackie wozy	616	tłokowy sworzeń	218
struganie — kalkulacja	212		

- tłumiki 598
 toczenie — tablice . . . 181
 „ przekrój wióra . 192
 tokarskie rob. — kalk. . 207
 trawienie próbek 414
 troostyt 417
 trygonometria 12, 14
 tryptyk 637
 turystyka 636
 twardość 466
 „ Janki 505
U
 Udarność 477
 ugięcie — strzałka 21
 „ — sprężyn 27
 „ resorów 298
 ulepszenie 444
 „ — metody 460
 Ursus 399
V
 Vickers'a twardość 468
 volt 29
W
 Wady silnika 240
 „ silnika Diesla 246
 wagi i miary 26
 wał korbowy 220
 wałek rozrządczy 225
 wartość opałowa paliw . 525
 Watt 28, 25
 wąsy zwrotnic 327
 Weston 34
 wiercenie 197
 wiertarskie roboty 209
 wiertła 149
 wiertnicze przyrządy . . . 174
 Widia 140
 „ nalutowanie 143
 „ noże — obróbka . 195
 Widmanstätena bud. 418
 Wild-Barfield 449
 wozy specjalne 616
 „ specjal. klasyfik. . . . 640
 wrzenie 38
 wtryskiwacz K. B. 249
 wulkanizacja 507
 wycieraczki 613
 wydmuchowa rura 235
 wykres topl. Fe—Fe₃C . 405
 wyłącznik samocz. 562
 „ regulator 563
 „ starterowy 589
 wytrzymałościowe masz. . 478
 wytrzym. momenty 21
 wytrzym. momenty ozn. 465
 wytrzym. porów. z tward. 470
 wyżarzanie 444, 455
 wzmacniacz — magneto . 551
 wzory mat. 13
 „ Carnot'a 13
 „ Simpsona 20
 „ Eulera 24
 „ na wyboczenie 24
 „ Tetmajera 25
Y — stop 495
Z
 Zamiana ⁰C na ⁰F 26
 „ miar 26
 „ cala ang. na mm. 27
 „ tn/cal² na kg/mm² . 28
 zamiętanie ulic 621
 zamki 615
 zapalacz bateryjny 551
 zapalanie 542
 zapłon elektr. 235
 „ — przedwczesność 238
 „ — przestawianie . 543
 „ — przyspieszony . 547
 „ podwójny 548

„ Scintilla	553	Zipper i Syn	392
zawieszenie	308	złom	420
„ konserwacja	310	zmiana oporu	31
zazębienie Reineckera	88	znaki drogowe	636
„ Klingelnerga	87	Zodiac	604
zderzaki (PN)	119	związek chemiczny	410
zębate koła	51	zwrotnice	326
Zenith	267, 270	Ż eliwo	480
„ dolnossący	280	„ klasyfikacja	484
„ filtr	283	„ próby	482
zespoły ślimakowe	96	„ kowalne	485
ziarno	403, 408		

3321 P. Z. T.

Biblioteka
Techniczna

ZAKŁADY AKUMULATOROWE

syst. TUDOR

S-ka Akc. w Warszawie

wyrabiają

we własnej fabryce

AKUMULATORY:

starterowe,

motocyklowe

do trakcji wózki etc., do sygnalizacji

stacyjne radjowe

Centrala:

Warszawa, Złota Nr. 35,

tel.: 617-45, 404-94, 329-46.

Oddziały:

Bydgoszcz, ul. Śląska 13, tel. 13-77,

Katowice, ul. Św. Pawła 6, te. 26-50,

Lwów, Nabelaka 21, tel. 52-35,

Poznań, Mostowa 4, tel. 11-67.

Nr. 2

Biuro Sprzedaży Stali Huty Bismarka

Sp. z ogr. odp.

WARSZAWA, PRÓŻNA 4.

TELEFONY:

Dyrekcji 236-42 Buchalterji 698-78
Sprzedaży 606-96 Międzymiastowy 206-60

PRZEDSTAWICIELSTWA:

POZNAŃ, ul. Św. Marcina 43
ŁÓDŹ, ul. Kilińskiego 121
BORYSŁAW, ul. Pańska dom Nafty.

Wielkosprawna stal szybkozłocząca: kuta, na noże do tokarek, strugarek pionowych, wiertarek, heblarek i frezarek.

Specjalna stal narzędziowa-stopowa: na nakuwniki, narzędzia do cięcia i wytłaczania otworów na zimno, świdry, gryzy i gwintowniki w wykonaniu kutem i walcowaniem.

Stal narzędziowa-węglista: do wszelkiego użytku (ostrza do nożyc heblowane i szlifowane).

Stal na świdry: do wiercenia skał każdego rodzaju, jak również stal na nożyce wiertnicze i świdry ziemne.

Stal specjalna: na wykroje, narzędzia krawężnicze i matryce na gorąco.

Stal na kule i łożyska kulkowe: w prętach i kutyh pierścieniach.

Specjalna stal na zawory i do budowy silników.

Stal nierdzewiąca i odporna na kwasy, na noże i przyrządy.

Stal konstrukcyjna do nawęglania i uszlachetniania:

do budowy samochodów, samolotów i wogóle do budowy maszyn, walcowana, kuta i ciągniona oraz części kute pod młotem lub w matrycach, surowe lub obrobione.

Specjalna stal resorowa: dla przemysłu samochodowego, walcowana (gładka, i żłobkowana).

Płyty stalowe do strzelnic.

Blachy cienkie, czarne do głębokiego tłoczenia, podwójnie trawione, grubości od 0,18 mm.

Blachy ocynowane, t. zw. białe do wyrobu puszek i t. p.

Blachy karoseryjne o specjalnie gładkiej powierzchni.

Blachy prądnicowe (dynamowe) i przetwornicowe (transformatorowe).

DRUKI

DLA

**HANDLU, PRZEMYSŁU,
BANKÓW, BIUR, URZĘDÓW,
SZKÓŁ**

JEDNO I WIELOBARWNE

**(KATALOGI, CENNIKI, ILUSTRACJE,
PROSPEKTY, ULOTKI, AFISZE,
KSIĘGI, KARTOTEKI, BROSZURY)**

I T. P.

ORAZ WSZELKIE DRUKI WYTWORNE

WYKONUJE

DRUKARNIA

FR. ORZECZOWSKIEGO

KRAK. PRZEDMIEŚCIE Nr. 38

TELEFON 756-59.

WARSZAWA

Poważna i szanująca się firma
używa tylko

DRUKI WYTWORNE

gdyż solidnie wykonane
druki firmowe, etykiety,
reklamy i t. p.

świadczą wymownie o solidności firmy

ZAKŁADY GRAFICZNE

Z. MANITIUS, Łódź

UL. ŻEROMSKIEGO 87

TELEFON 209-99

dostarczają druki wszelkiego rodzaju dla handlu,
przemysłu, banków i t. p. również akcje, czeki
i wszelkie papiery warstościowe, w pierwszorząd-
nym solidnym wykonaniu drukarskim, litograficz-
nym i offsetowym po cenach umiarkowanych.

!!! Uprzemysławiajmy nasze rolnictwo!!!

sadząc drzewka i krzewy owocowe
w najlepszej jakości, które
nabyć można

w największych w Polsce
szkółkach drzew owocowych

„Lemszezyzna-Szezekarków”

Tam są również

róże, bzy,

krzewy żywopłotowe,

drzewa alejowe i byliny.

Na Jubileuszowej Wystawie Ogrodniczej
w Warszawie szkółki otrzymały

najwyższą nagrodę

MEDAL ZŁOTY PAŃSTWOWY

Przestrzeń szkółek 130 ha.

BIURO SPRZEDAŻY:

Warszawa, Boduena 2 tel. 219-89.

Polska Fabryka Lakierów

I. C. KOCH

Sp. z ogr. odp.

Pierwsza Krajowa Fabryka emalii,
lakierów
i szpachlówek nitrocellulozowych

WARSZAWA, Piaskowa 6
telefony: 751-27 i 702-40

FUTER duży wybór

oraz nowe modele

poleca

T. DOMAŃSKI

Warszawa, Marszałka Focha 10
tel. 673-37

FOTOGRAFJE

dla

techniki

przemysłu

i handlu

FOTOMONTAŻE

precyzyjne

reprodukcje

przezrocza

WARSZAWA ● Królewska 18-8
tel. 686-63

Kazimierz Giedroyć

Fotografje i rysunki
do reklam

Fabryka kotłów parowych i konstrukcji żelaznych

JAN MAKAREWICZ S^{WIE}

w Warszawie

Zarząd i fabryka: ul. Raclawicka 10 róg Puławskiej

TELEFONY: Biuro techniczne 805-83. Biuro handlowe 858-77.

KOTŁY PAROWE różnych systemów dla wysokiego i niskiego ciśnienia.

A P A R A T Y dla cukrowni, gorzelni, browarów i fabryk chemicznych.

KUCHNIE PAROWE dla wojska i szpitali.

Zbiorniki i cysterny, beczki transportowe,
konstrukcje żelazne, wiązania dachowe,
rury wiertnicze i komunikacyjne.

ROBOTY SPAWALNE.

ZAPEWNI PANU

solidność towaru
fachowość obsługi
terminowość dostawy

TANI ZAKUP

wszelkich artykułów
elektrotechnicznych

w firmie

BRACIA BORKOWSCY S. A.

BYDGOSZCZ

WARSZAWA

POZNAŃ

Gdańska 28a

Jerozolimska 6

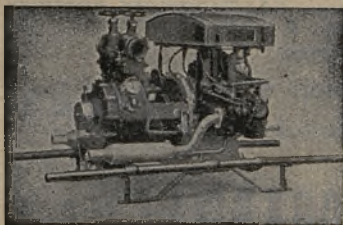
Marcinkowskiego 23

**FABRYKA NARZĘDZI
POŻARNICZYCH „STRAŻAK”
L. PIĘTKA, A. PŁOSKI i G. SZOŁOWSKI
WARSZAWA**

Zarząd i Biuro Sprzedaży: Królewska 11, tel. 710-46, 205-25
Fabryka: ul. Syreny 3, tel. 710-55



Samochód pożarniczy rekwizytowy typu znormalizowanego
na podwoziu „Ursus”.



**Karosowanie
podwozi samo-
chodowych:**

- 1) na różne typy wo-
zów pożarniczych
- 2) na cysterny—pole-
waczki dla miast.

Sikawka motorowa
syst. „Rosenbauer”.

**Sikawki motorowe przenośne 2 i 4 suwowe
Pompy pożarnicze samochodowe wydajności
500 do 1.500 ltr.**

ZAKŁADY PRZEMYSŁOWE E. SCHWEITZER

W
a
r
s
z
a
w
a

ul. Okopowa 42.

Tel. 754-05.

BUDOWA NADWOZI SAMOCHODOWYCH
oraz
WYTWÓRNIA AKCESORJI WODNYCH



DZIAŁY:

**mechaniczny,
stelmarški,
rymarsko-siodlarski,
blacharski,
lakierniczy.**

Szybkie i solidne wykonanie zleceń
zjednało pełne zaufanie
Sfer Wojskowych.

ŁÓDŹ, PIOTRKOWSKA

Klische 100

do
Reklam Graficznych
Cenników, Prospektów,
Zdjęcia fotograficzne dla celów reprodukcji,
Rysunki, projekty reklamowe
i wydawnicze wykonywa =

R. Borkenhagen.
Tel. 1.11-72

SZYLDZIKI FIRMOWE

DO MASZYN,
APARATÓW I.T.P.

WYKONYWA **R. BORKENHAGEN**

ŁÓDŹ, Piotrkowska 100.

W MOSIADZU

KOPJE PLANÓW RYS. TECHN.

na papierach
światłoczułych

e. t. c.

TEL.
111-72

wykonywa
ZAKŁAD KLISZ REKLAMOWYCH
R. BORKENHAGEN
ŁÓDŹ-PIOTRKOWSKA-100

STAL BÖHLERA

Biuro Sprzedaży Koncernu Böhlera

Sp. z o. o.

Warszawa, ul. Ś-to Krzyska 25

Skrytka pocztowa 1243 — tel. Centrala 547-95-96-97

Składy Centralne: Warszawa, Sienna 88, tel. 299-68

DRUT SPAWALNY — DRUT SPRĘŻYNOWY

STAL: szybko tnąca, narzędziowa, konstrukcyjna,
specjalna nierdzewiejąca, kwasoodporna, ognio-
trwała, resorowa.

WYBORY STALOWE i NARZĘDZIA specjalnie
dla potrzeb górniczych.

LINY STALOWE — RURY STALOWE

KOMPLETNE INSTALACJE PNEUMATYCZNE

KOMPRESORY, PNEUMATYCZNE NARZĘDZIA

Zastępstwa i składy na prowincji: Boryslaw, Katowice, Kraków,
Lwów, Łódź, Poznań.

Ł A Ń C U C H Y

.....

rolkowe

bolczykowe

transmisyjne

GALL'a, EWART'a,

GRAY'a, FLEYER'a.

SKŁAD SPECJALNY

ROTAX

Warszawa, Niecała 1

WENTYLATORY

.....

nagrzewnice

suszarnie

boljery

aparaty

przeciwprądowe

FABRYKA MASZYN

WENTYLATOR

Zarząd:

Warszawa, Niecała 1

Fabryka:

Czerniakowska 160.



MEDAL SREBRNY na wystawie Wynalazków w Warszawie 1926 r.



MEDAL BRONZOWY na P.W.K. w Poznaniu 1929 r.

Wyrobiamy jako specjalność wszelkie sprężyny
do samochodów w precyzyjnym wykonaniu.

Przez właściwe zastosowanie wysoko-
gatunkowych olejów samochodowych:

LIMANOWA „Auto F”

LIMANOWA „Auto B”

LIMANOWA „Auto BB extra”

LIMANOWA „Auto B”

LIMANOWA „Auto CW”

LIMANOWA „Auto Stauffer”

OSIĄGACIE całkowitą i niezawodną
sprawność silnika!

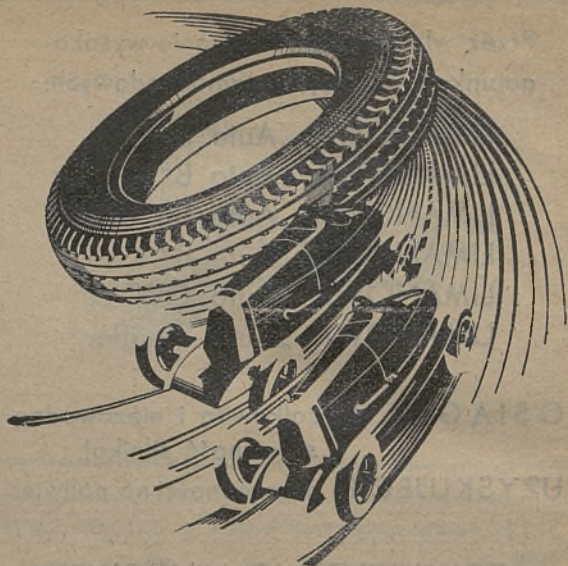
UZYSKUJECIE oszczędności na paliwie!

TOWARZYSTWO NAFTOWE

„LIMANOWA”

Składy własne:

w Warszawie, Łodzi, Katowicach,
Krakowie, Poznaniu, Bydgoszczy,
Częstochowie, Radomiu, Włocławku
i Nowym-Dworze (koło Modlina).



OPONY SAMOCHODOWE I MOTOCYKLOWE
marki

Englebert

**ZADOWOLNIĄ WASZE WYSOKIE WYMAGANIA
STAWIANE PNEUMATYKOM!**

Jen. Repr.
na Polskę
i Gdańsk

„Englebert”

Polska Spółka Akcyjna
Wyrobów Gumowych
Warszawa, Krak. Przedm. 5.

Wielką nagrodę

na I-szych regatach ślizgowców
w Warszawie dn. 10.X 1931 r.

za największą szybkość w stosunku
do mocy silnika zdobył p. Ludwik Cwil
z Policyjnego Klubu Sportowego na moto-
rze o sile 20 KM — w cenie zł. 2.400.—

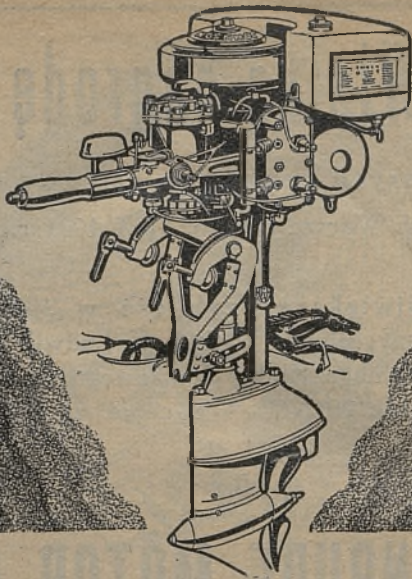
firmy

EVINRUDE MOTOR Co

Jeneralna reprezentacja na Polskę
i w. m. Gdańsk

E. Bryzemejster, Warszawa,

Lipowa 4-a, tel. 695-09



Słynne amerykańskie motory przyczepne do łodzi od 1,5 do 50 HP. Rozwijają szybkość ponad 90 km. na godzinę.

Johnson

Outboard Motors

Inż. C. KOŁODZIEJSKI

WARSZAWA, UL. SZOPENA 15, TEL. 825-36

Aero-glissery (ślizgacze z propellerem powietrznym)

Hydro-glissery (ślizgacze z propellerem wodnym)

ŁODZIE motorowe osobowe i holownicze. MOTORY przyczepne i stałe do łodzi.

POMPY i akcesoria dla łodzi motorowych.

Własna przystań na Wiśle przy moście Poniatowskiego dla demonstracji.

WARSZAWSKA FABRYKA USZCZELNIĘĆ

JAN CZYŻ

Warszawa, Przyokopowa 54 tel. 212-88

USZCZELKI

miedziano-azbestowe do motorów samochodowych,
lotniczych i innych motorów spalinowych.



Wszelkie szczeliwa sznurowe do maszyn parowych,
pomp i włączów kotłowych, oraz patentowane
pierścienie „Ursus“ do kotłów wodnorurowych
i przewodów parowych.



SKŁADY S. GRAFF WARSZAWA
ŻELAZA S. GRAFF Grzybowska 10

Biuro i Ekspedycja — Telefony: 637-67, 613-62 i 737-55

Składy przy st. Warszawa-Gdańska Dzika 26 tel. 11-82-75

Adres teleg. „Graffes“

Rach. P. K. O. 3499.

ŻELAZO
BLACHA
BELKI
RURY

Biuro Techniczno-Handlowe W. SIWECKI

Al. Ujazdowska Nr. 18. Telefon 9-55-28

POLECA ZE SKŁADU:

Armaturę parową i wodną. Wodomierze, gazomierze i manometry. Oliwiarki różnych systemów. Wyroby gumowe techniczne. Węże gumowe, parciane i stalowe. Uszczelnienia (pakunki) do maszyn, pomp i kotłów. Azbest. Klingerit i Moorit. Pasy do maszyn. Liny transmisyjne. Izolacyjne materiały. Wyroby szmerglowe. Metal biały (fosforbabbit) do łożysk. Plomby ołowiane i blaszane. Odlewy brązowe, mosiężne i żelazne. Pilniki. Oskardy. Narzędzia ślusarskie, kowalskie i stolarskie. Motory spalinowe. Pompy różnych systemów. Maszyny do obróbki metali i drzewa — oraz wszelkie inne artykuły techniczne.

PRZEDSTAWICIELSTWA: Państwowych Zakładów Inżynierji, Fabryki Silników i Armatury „URSUS“. — „ARWOGAZ“ Sp. Ak. Fabryki Gazomierzy, Wodomierzy i Armatur. — Fabryki Uszczelnień (pakunków) do maszyn i kotłów „PARMA“. — Fabryki Wyrobów Fajansowych-Sanitarnych.

Dostawy do M. S. Wojsk., Kolei, Instytucji Komunalnych, Cukrowni i Fabryk. **CENY HURTOWE.**

SILNIKI SPALINOWE

Sp. z ogr. odp.

Warszawa, Mazowiecka 7 tel. 763-73

DOSTAWA SILNIKÓW NA WSZELKIE PALIWO

(gaz ssany, ropa, olej gazowy, nafta, benzyna)

- a) dla przemysłu
- b) „ elektrowni
- c) „ rolnictwa

SPECJALNOŚĆ:

SILNIKI MORSKIE i RZECZNE

dla statków kołowych, śrubowych, jachtów, kutrów, holowników, i t. p.

SILNIKI i PATENTOWANE PRZEKŁADNIE

do napędu wagonów motorowych normalno i wąskotorowych.

LOKOMOTYWY SPALINOWE

komunikacyjne i przetokowe normalno- i wąskotorowe oraz kopalniane.

Wyłączne przedstawicielstwo fabryk

HUMBOLDT-DEUTZMOTOREN A. G.

w Kolonji

oraz reprezentacja

pierwszorzędnych fabryk angielskich

**FACHOWA PORADNIA W SPRAWACH ZASTOSOWANIA
SILNIKÓW SPALINOWYCH**

ZAKŁADY KAUCZUKOWE

„PIASTÓW”

SP. AKC.

polecają

ze składu w Warszawie:

Wężę pneumatyczne do pomp samochodowych w rolkach po 30 mtr.

Wężę do wycieraczek rowkowane,

Wężę do chłodziw,

Chodniki samochodowe w różnych deseniach i kolorach.

Taśma korytkowa do szyb samochodowych.

Taśma izolacyjna. Uszczelnienia i t. p.

Z fabryki na zamówienie:

Wszelkie artykuły gumowe techniczne, do samochodów i samolotów.

Skład fabryczny oraz Zarząd:

WARSZAWA, ŻŁOTA 35. Tel. 433-49.

Fabryka:

st. Piastów tel. podmiejska I Nr 44.

ST. SZYMAŃSKI i K. CYGAŃSKI

Warszawa,

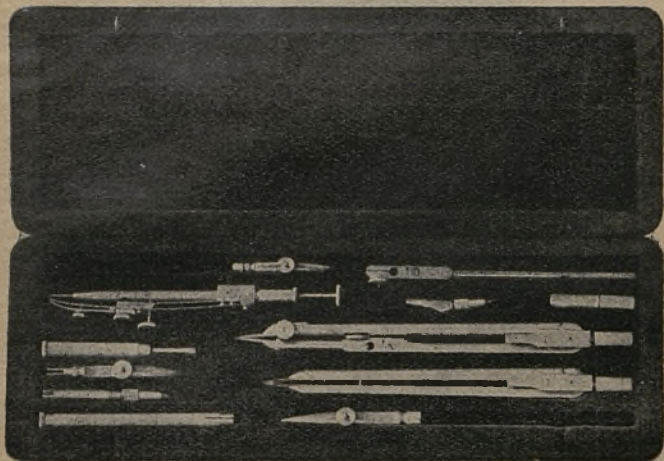
WILCZA 32

Tel. 8-14-78

ARTYKUŁY RYSUNKOWE

ZAKŁAD KOPJOWY Planów

FOTOKOPJA dokumentów i rysunków



PAPIERY światłoczułe, rysunkowe, milimetrowe, szkicowe.

KALKI papierowe i płócienne.

CYRKLE i SUWAKI.

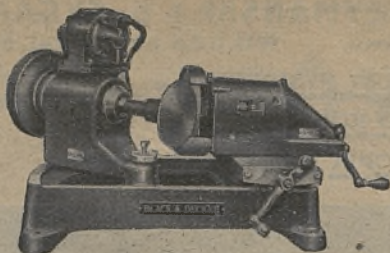
APARATY, LAMPY i MASZYNY do kopjowania planów.

SKALE, trójkąty, przykładnice, kątomierze, krzywki.

FOTOKOPJA rysunków i dokumentów bezpośrednio na papier fotograficzny.

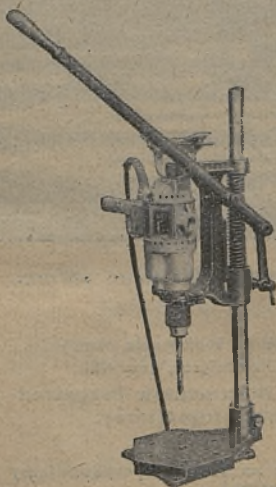
APARATY FOTOKOPJOWE

Żądajcie oferty! Zamówienia na prowincję wykonujemy odwrotną pocztą!



MICHAŁ BOGUSŁAWSKI
WARSZAWA

MAZOWIECKA 3 TEL. 253-89 I 697-86



SPECJALNE
MASZYNY
i
NARZĘDZIA
DLA OBSŁUGI
WARSZTATÓW
GARAŻY i FABRYK
SAMOCODOWYCH

SPIS OGŁOSZEŃ

Firma	Adres	Telefon	Str.
A. E. G.	Krak.Przedm. 16/18	629-44	XIV
„Arbon“ S. A.	Al. Ujazdowskie 9	8-56-82	II
Bracia Borkowscy	Al. Jerozolimskie 6	10-02-98	XXXIV
„Bielany“ Zakł. Prz.	Kamedulów 71	11-31-30	IV
Bismarka Huta	Próżna 4	606-96	XXVIII
Bogusławski M.	Mazowiecka 3	253-89	XLIX
Böhlera stal	Ś-to Krzyska 25	547-95	XXXVIII
Borkenhagen R.	Łódź, Piotrk. 100	111-72	XXXVII
Bryzemejster E.	Lipowa 4a	695-09	XLII
„Certus“	Grzybowska 40	665-26	2
Czyż Jan	Przyokopowa 54	212-88	XLIV
Domański T.	Marsz. Focha 10	673-37	XXXII
„Englebert“ S. A.	Krak. Przedm. 5	442-98	XLI
Giedroyć K.	Królewska 18—8	686-63	XXXIII
Graff S.	Grzybowska 10	637-67	XLV
„Gryff“	Piękna 30	8-35-56	V
Karpiński i Leppert	Al. Jerozolimsk. 30	663-61	388
Kuske K.	Nowogrodzka 12	663-61	388
Koch S. C.	Piaskowa 6	751-27	XXXII
Kołodziejski C.	Szopena 15	8-25-36	XLIII
„Kurier Polski“	Tamka 46	647-25	XIII
Lemszczyzna -Szczek.	Boduena 2	219-89	XXXI
Lilpop, Rau, Löwen.	Bema 65	604-27	VII
„Limanowa“	Al. Jerozolimsk. 33	796-05	XL
Makarewicz J.	Racławicka 10	8-58-77	XXXIV
Manitius Z.	Łódź, Żeromsk. 87	209-99	XXX
„Motor-Stock“	Plac Napoleona 3	259-14	IV
Orzechowski Fr.	Krak. Przedm. 38	756-59	XXIX
Państw. Mon. Spir.	Leszno 1	11-03-53	XI

SPIS OGŁOSZEŃ (dokończenie)

Firma	Adres	Telefon	Str.
Państw. Mon. Spir.	Leszno 1	11-03-53	292
Państw. Zakł. Inż.	Królewska 18	548-10	I
Państw. Wytw. Łącz.	Ratuszowa 11	545-07	XV
„Patria“	Pl. Napoleona 3	706-81	616
„Piastów“	Złota 35	433-49	XLVII
Poldi Huta	Sienkiewicza 4	646-41	V
„Polmin“	Lwów, Akadem. 7		XII
	W-wa Szkolna 2	714-75	
„Polski Fiat“	Sapieżyńska 6	643-42	III
„Prasa Polska“	Marszałkowska 3/5	8-02-40	590
Rosenberg St.	Towarowa 68	732-26	VI
„Rotax“	Niecała 1	754-87	XXXVIII
Skiba i Wyporek	Marszałkowska 71	8-35-66	2
Schweitzer E.	Okopowa 42	754-05	XXXVI
„Scintilla“	Bagatela 15	8-38-22	IX
„Silniki Spalinowe“	Mazowiecka 7	763-73	XLVI
Siwecki W.	Al. Ujazdowskie 18	9-55-28	XLV
Skarżyński K. inż.	Uniwersytecka 1	8-22-26	X
S. K. F.	Trębacka 10	612-14	XXXIX
Sosn. T-wo Rur i Żel.	Moniuszki 10	651-61	XVI
„Spiral“	Żytnia 20	636-39	XXXIX
„Stomil“	Poznań, Wodna 14		506
„Strażak“	Królewska 11	710-46	XXXV
„Svea“ S. A.	Nowy Świat 42	619-42	VIII
Szymański i Cygański	Wilcza 32	8-14-78	XLVIII
„Tudor“ S. A.	Złota 35	617-45	XXVII
„Wentylator“	Niecała 1	754-87	XXXVIII
Zakolscy B-cia	Warecka 8	280-22	573