

153

**KOMISJA WYDAWNICZA**  
TOW. BRATNIEJ POMOCY STUDENTÓW POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ

---

Prof. STANISŁAW ŁUKASIEWICZ

# MASZYNOZNAWA

według wykładów  
na wydziałach: inż. lądowej i inż. wodnej  
Politechniki Warszawskiej

CZ. I.

---

**Wstęp, zasady ogólne, materiały, smarowanie,  
części maszyn i ich obliczanie**



Nr. 187.

WARSZAWA

Drukarnia i Litografia „SATURN” Marszałkowska 91. Tel.

1926.

1513  
1.2.



C-12102

Od Wydawców.

Obecniejszego czasu dawał się odczuwać dotkliwy brak podręcznika z maszynoznawstwa dla wszystkich wydziałów Politechniki. To też poczuwamy się niniejszym do wyrażenia Panu Prof. Stanisławowi Łukasiewiczowi serdecznego podziękowania za podjęcie trudów i zredagowanie niniejszego podręcznika.

Marsz 1926.

**Komisja Wydawnicza**  
**Tow. Bratn. Pom. Stud. Polit. Warsz.**



nr. 771

B604A/005-16

## W S T ę P.

Ogromne prace, jakie muszą wykonywać społeczeństwa nowoczesne dla zadośćuczynienia potrzebom życia w budownictwie linii komunikacyjnych lądowych i wodnych, portów, urządzeń sanitarnych i t.d., a również w eksploatacji tych dziedzin, skłaniają do coraz większej mechanizacji, czyli zaprzęgnięcia do tych prac maszyn, a m. maszyn „s i l n i k ó w”, t.j. wytwarzających energję i siłę poruszającą, oraz maszyn - „r o b n i k ó w” t.j. spełniających mechanicznie pewną robotę. Z pomocą maszyn można przeprowadzać roboty budowlane o wiele szybciej, łatwiej i taniej niż z pomocą rąk ludzkich, a prócz tego wiele robót da się przeprowadzić wyłącznie tylko z pomocą maszyny. Efekt stosowania maszyn jest w budownictwie równie wielki, można powiedzieć tryumfalny, jak i w innych dziedzinach wytwórczości, dlatego to coraz szersze ich zastosowanie.

Szczególnie ważną jest mechanizacja w budownictwie dla kraju naszego, gdyż zaniedbanie w dziedzinie komunikacji, urządzeń miejskich i t.p. jest w porównaniu z krajami kulturalnymi kolosalne, a potrzeba sztykiego usunięcia tych zaniedbań olbrzymia; konieczne

jest przede wszystkim najsprawniejsze i najoszczędniejsze przeprowadzenie robót w tych dziedzinach, a drogą do tego mechanizacja i organizacja pracy.

Wobec coraz większego stosowania maszyn w budownictwie, wynika potrzeba zaznajomienia studentów inżynierji z dziedziną maszyn z punktu potrzeb zawodu. Inżynier lądowy lub wodny nie buduje sam maszyn, lecz musi umieć a/ wybrać właściwą dla danego celu maszynę, b/ wykorzystać właściwie i pracę, c/ otoczyć ją właściwą opieką. Cel więc wykładów i podanych w tej pracy wiadomości z maszynoznawstwa jest omówić takie strony maszyn, i tak je potraktować, aby przygotować adeptów inżynierji do zadań wyżej wymienionych. Pod tym kątem widzenia ujęte są również rysunki, wykład wyjaśniające, są one przeważnie uproszczone: nie mają bowiem na celu pokazania szczegółów, ważnych dla budującego maszyny, lecz głównie zasadę ustroju i działanie

Wykłady w ujęciu celu, wyżej zaznaczonego obejmują:

- 1/ zasady ogólne dotyczące wyboru, działania, materiału, smarowania maszyn,
- 2/ główne części maszyn z omówieniem ustroju i obliczenia wymiarów decydujących o prawidłowości działania tych części,
- 3/ silniki w zastosowaniu do potrzeb budownictwa z punktu użyteczności i oszczędności,
- 4/ silniki ogólnie stosowane w dziedzinie

inżynierji lądowej i wodnej jak pompy, sprężarki, dźwignice i maszyny transportowe. 5/ niektóre, więcej charakterystyczne z punktu efektu mechanizacji, maszyny budowlane.

## I. ZASADY I PUNKTY OGÓLNE. dotyczące wyboru i korzystania z maszyn.

Korzystający z pracy maszyn powinien: zdać sobie wszechstronnie sprawę z potrzeb, jakim maszyna ma odpowiedzieć, wybrać typ najodpowiedniejszy, wykorzystać pracę maszyny i otoczyć ją należytą opieką. W tym celu musi zwracać uwagę na punkty niżej kolejno wymienione :

1. Działanie maszyny . Wyjaśnione jest w tym podręczniku w działkach dalszych.

2. Efekt / natężenie / działania maszyny . Zużycie energii.

a/ W silnikach efekt działania czyli t.zw. mooc silnika określona jest ilością energii .. wytworzonej w jednostce czasu.

Miara mocy : 1 koń mechaniczny. Oznaczenie 1 k.m. lub 1 M.K. /moc konia/. 1 MK = 75 mkg/S /75 metrokilogramów na sekundę/. Oznaczenie niemieckie: 1 PS /Pferdestärke/. Oznaczenie angielskie: 1 HP /horse power/. 1 HP = 550 funto stóp/sek. = 550. 0,454.0,305 = 76 mkg/s.

W silnikach elektrycznych dla obliczeń zużytej energii, korzystnie jest mierzyć moc w kilowattach. 1 KW = 102 mkg/s = 1,36 MK; 1 MK = 0,736 KW.

b/ Przy tych jednostkach mocy, energję wytworzoną w dłuższym okresie czasu /dniu, miesiącu, roku/ mierzy się t.zw. koniogodzinami / MKh/, lub kilowattgodzinami /KWh/.

1 MKh = energja wytworzona przez silnik o mocy 1 MK w przeciągu godziny = 75. 3600 mkg.

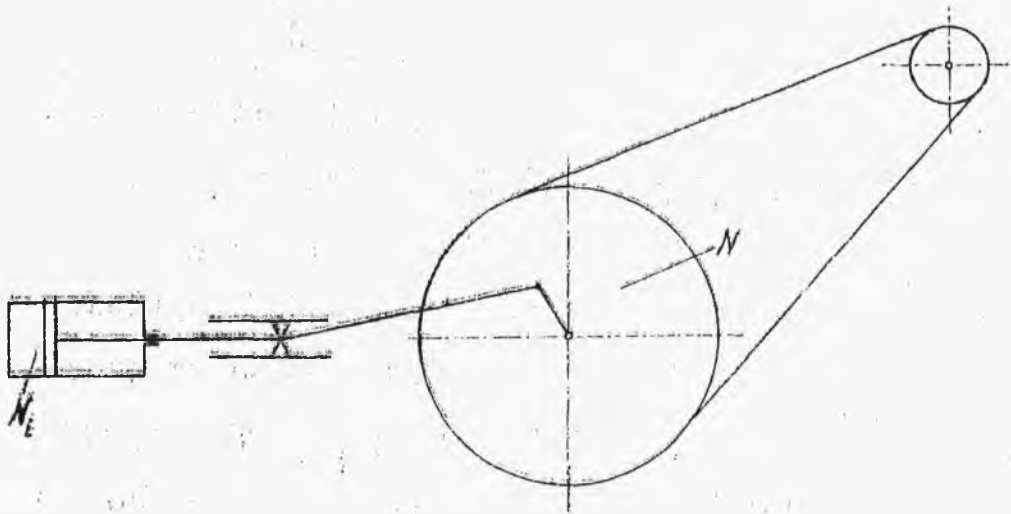
1 KWh = 102. 3600 mkg.

c/ W r o b n i k a c h z u ż y c i e energii określane jest mocą energii poruszającej wał napędowy robnika. Miary jak dla silników, E f e k t zaś d z i a ł a n i a robnika określane jest ilością przerobionego materiału w jednostce czasu i charakterem przeróbki, obejmując przeróbkę w najszerszym znaczeniu. Dla koparek więc miarą jest ilość wykopanej ziemi w m<sup>3</sup>/godz. i głębokość czerpania oraz wysokość podnoszenia; dla kruszarek ilość potłuczonego kamie-

nia różnej twardości w  $m^3/godz.$  z przytoczeniem odsetkowego składu podług wielkości kawałków; dla pomp - ilość podniesionej wody w  $lt/min.$  albo  $m^3/godz.$  i wysokość podnoszenia w  $m.$  albo ciśnienie wytłaczanej wody w  $at;$  dla sprężarek - ilość sprężonego powietrza w  $m^3/min.$  i prężność powietrza; dla dźwignic - wielkość podnoszonego ciężaru w  $kg.$  lub  $t.$  i szybkość podnoszenia i szybkość innych ruchów; dla przenośnic ilość przenoszonego materiału w  $m^3/godz.$  lub w  $t/god.$  i długość lub wysokość przenoszenia. Dla przenośnic i przewoźnic miarą efektu jest również iloczyn: ilość materiału  $\times$  droga w określonej jednostce czasu  
Miarą 1 tm. /tennometr/ lub 1 tkm. /tonnokilometr/.

3. D o b r o ć d z i a ł a n i a maszyny i jej organów określa się przez s t o p i e ń u ż y t e c z n e g o d z i a ł a n i a /inaczej: „skutek użyteczny”/ o g ó l n y i stopnie u.d. c z ą s t k o w e. Stopień ten wyraża jaka część energii zużytej została otrzymaną w postaci energii / w silnikach/ lub pracy /w robnikach/ użytecznej.

$$\eta = \frac{\text{energia lub praca użyteczna}}{\text{energia zużyta.}}$$



Rys. 1.

Więc np. w maszynie parowej wytwarzającej  $N_i$  MK w cylindrze oraz  $N$  MK na wale i zużywającej na to pary  $D$  kg/godz. o zawartości cieplnej  $l$  Cal/kg. Ogólny stopień użytecznego działania  $\eta = \frac{N \cdot 75 \cdot 3600}{427 \cdot D \cdot l}$  Częstkowy st.uz. działania przemiany energii cieplnej na mechaniczną w cylindrze, t.zw.skutek użyteczny termiczny /bo uwzględnia straty cieplne/

$$\eta_t = \frac{N_i \cdot 75 \cdot 3600}{427 \cdot D \cdot l}$$

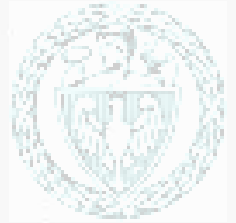
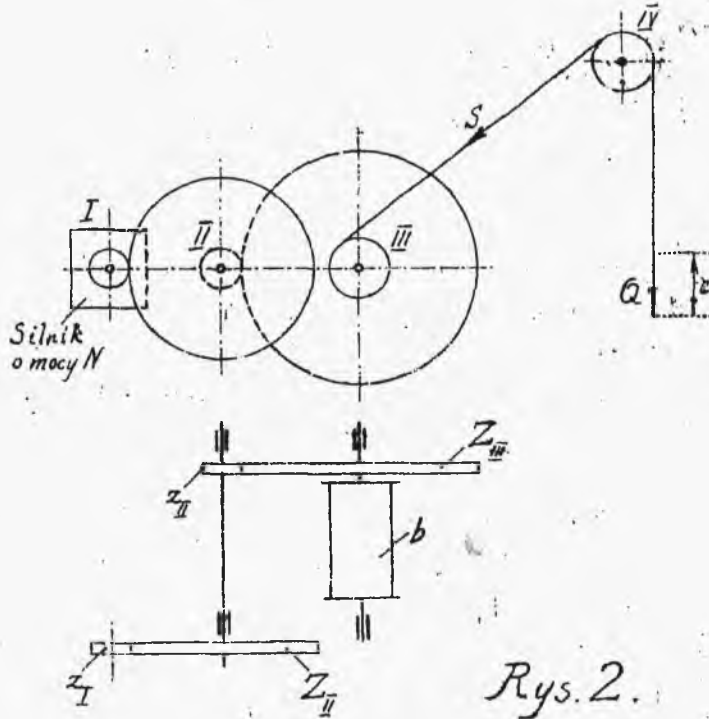
Częstkowy st.uz.działania mechanizmu /tłok, drąg tłokowy, krzyżulec, korbowód, korba, wał w łożyskach/ t.zw.skutek użyteczny mechaniczny /bo uwzględnia



straty mechaniczne/:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

Oczywiście  $\eta = \eta_t \cdot \eta_m$ .



Rys. 2.

Podobnie we wciągarnie pędzonej przez silnik o mocy  $N$  MK i podnoszącej ciężar  $Q$  t z szybkością  $C$  m/min.

$$\text{Ogólny } \eta = \frac{Qc}{N \cdot 75 \cdot 60},$$

a każdy z organów pracuje z właściwym cząstkowym stopniem użytecznego działania, który równa się:

$$\eta_n = \frac{\text{praca oddana}}{\text{praca otrzymana}}$$

Praca przy podniesieniu  $Q$  na wysokość  $C$ ,  
oddana przez cięgno  $S$ ,  $= Qc$

Praca otrzymana przez cięgno  $S$  liny w tym-  
że czasie  $= Qc + R_{IV}$ .

$R_{IV}$  - praca na pokonanie oporów zginania i  
odginania liny na krążku IV oraz oporu kręcenia krąż-  
ka na osi.

$$\eta_{IV} / \text{skutek użyteczny krążka IV} / = \frac{Qc}{Qc + R_{IV}}$$

$$\text{Praca otrzymana przez bęben} = \frac{Qc + R_{IV}}{Qc + R_{IV} + R_b}$$

$R_b$  - praca na pokonanie oporu zginania liny  
przy nawijaniu na bęben.  $\eta_b$  /skutek użyteczny

$$\text{bębna} / = \frac{Qc + R_{IV}}{Qc + R_{IV} + R_b}$$

$$\text{Praca otrzymana przez wał III} = Qc + R_{IV} + R_b + R_w$$

$R_w$  - praca na pokonanie oporu kręcenia wału w łoży-  
sku.

$$\begin{aligned} (\eta_{III}) / \text{skutek użyteczny wału III} / &= \\ &= \frac{Qc + R_{IV} + R_b}{Qc + R_{IV} + R_b + R_w} \end{aligned}$$

Praca otrzymana przez koło zębate

$$Z_{II} = Qc + R_{IV} + R_b + R_w + R_z$$

$R_z$  - praca na pokonanie oporu zazębienia /tarcie  
między zębami/.

$$(\eta_{II}) / \text{skutek użyteczny zazębienia II - III} / =$$

$$= \frac{Qc + R_{IV} + R_b + R_w}{Qc + R_{IV} + R_b + R_w + R_z}$$

Analogicznie mamy  $(\eta_{w/II})$  /skutek użyteczny wału II/ oraz  $(\eta_{z/II})$  skutek użyteczny zazębienia II I i odpowiednie  $R_w$  i  $R_z$ .

$$\text{Oczywiście } N.75.60 = Qc + R_{IV} + R_b + R_w + R_z + R_u + R_z$$

oraz

$$\eta = \frac{Qc}{N.75.60} = (\eta_{z/II}) (\eta_{w/II}) (\eta_{z/III}) (\eta_{w/III}) \eta_b \eta_{IV}$$

Wszelka maszyna powinna posiadać poszczególne organy tak zbudowane i utrzymane, aby ich skutek użyteczny był możliwie jaknajwiększy.

4. Pewność działania maszyny . Maszyna nie powinna zawodzić w działaniu ani się psuć. Pewność zależy od:

a/ Celowości i dobroci konstrukcji, b/ dobrego wykonania i c/ należytego utrzymania. Konstrukcja jest tem lepszą im organy mniej skomplikowane, im mniej narażone na zużycie i zepsucie, im mocniejsze i jeżeli zbudowane z materiałów, opierających się jaknajlepiej zużyciu i zepsuciu. Dobroć wykonania polega na użyciu dobrych materiałów i dokładności co do kształtu i wymiarów, wymaganych dla prawidłowości działania jak również co do należytego dopasowania części maszyny.

Należyte utrzymanie polega na zachowaniu maszyny w warunkach, najmniej narażających ją na zepsucie, na zachowaniu w czystości i na właściwym smarowaniu.

5. Ekonomia działania maszyny określona jest przez koszt wytworzonej energii /silniki/ lub pracy /robniki/. Z dwóch maszyn osiągniętych jednakowy cel i jednakowo pewnych w działaniu, wybrać należy tę, która jest ekonomiczniejszą.

Koszt energii lub pracy oblicza się według kosztów rocznych. Składają się nań:

1/ Koszt zużytego materiału pędnego lub energii rocznie  $E$

2/ Koszt utrzymania /smarowanie, czyszczenie, drobna naprawa, gruntowny remont, obsługa/ rocznie  $U$ .

3/ Koszt zakładowy rocznie  $Z$ .

Dla silnika wytwarzającego średnio  $N$  MK przez  $g$  godzin w przeciągu  $d$  dni roboczych w roku, koszt jednej koniogodziny

$$k = \frac{E + U + Z}{N \cdot g \cdot d} ;$$

Jeżeli  $K_m$  - kapitał zakładowy wydany na zakup i ustawienie maszyny,  $S$  - wartość maszyny jako starego żelastwa po przejściu w stan niezdatności,

$a_m\%$  - stopa amortyzacyjna,  $p$  - stopa oprocentowania, to

$$Z = a_m \frac{K_m - S}{100} + p \frac{K_m}{2 \cdot 100} ;$$

Oprocentowanie liczone od  $\frac{K_m}{2}$  jako od średniej wartości uwięzionego kapitału, gdyż przy amortyzowaniu kapitał uwięziony stopniowo zmniejsza się. Przyjęto liczyć  $S = 0,1 K$ .

Przy maszynach nieprzenośnych, w budynkach stałych i na ziemi zakupionej, do powyższych kosztów dochodzi amortyzacja kapitału wyłożonego na budynki, a także oprocentowanie tego kapitału i wydanego na zakup ziemi.

Stopa amortyzacyjna dla maszyn =  $\frac{100}{l}$ , gdzie  $l$  - liczba lat, w ciągu których maszyna jest zdolną do pracy. Stopa ta więc zależy od warunków w jakich maszyna pracuje i od stopnia obciążenia.

Więc maszyny budowlane, które są często przewożone i pracują w warunkach mało korzystnych, niszczą się prędzej niż maszyny stałe. Maszyny pracujące mniej są liczbę godzin w roku i nie pod całkowitem obciążeniem są zdadne do użytku dłużej, niż długo i wytężenie pracujące. Brak ścisłych danych statystycznych dla określenia tej stopy w stosunku do wszelkiej kategorii maszyn. Dla silników cieplikowych stałych przyjmuje się:

1. przy 24 godzinach pracy na dobę  $a = 9 \div 12$
2. przy 10 " " " "  $a = 7 \div 9$
3. przy ruchu z przerwami i dla silników  
zapasowych. . . . .  $a = 4 \div 7$

W celu uwzględnienia wpływu na stopę amortyzacyjną okresów pracy odbiegających od okresu najwięcej spotykanego, przyjęgo za normalny można liczyć

$$a_m = a \left( 1 + \frac{1}{2} \frac{g_m - g}{g} \right)$$

gdzie  $a$  - stopa przy  $g$  godzinach rocznych przyjętych za normalną,  $g_m$  - liczba godzin faktycznej pracy.

## II. GŁÓWNE MATERJAŁY DO BUDOWY MASZYN I ZASADNICZE ICH CECHY.

1. Ogólne wymagania . Cel  
tego rozdziału . Wskutek tego, że części maszyn wykonują ruch pod obciążeniem, materiał na nie musi być mocny i dostatecznie twardy. Poza temi cechami uwzględniona musi być możliwie największa .  
łatwość wykonania i obróbki.

Celem niniejszego rozdziału jest nie szczegółowe omówienie cech i własności materiałów używanych do budowy maszyn lecz tylko zaznaczenie cech najważniejszych z racji roli, jaką spełnia materiał w maszynie

mającej należyście pracować.

2. Żelazo i stal, których własności zależą nie tylko od składu chemicznego lecz również od struktury cząsteczkowej, używane są w budowie maszyn w następujących postaciach:

a/ Żelazo lane /inaczej żeliwo/, z którego wykonane są części lane. Jest to co do składu i struktury surowiec szary o zawartości  $C = 3 \times 4\%$ ,  $Si = 1 \times 3\%$  temperaturze topliwości ok.  $1200^{\circ}C$ .  $K_r$  /wytrzymałość na rozciąganie/ =  $12 \div 18 \text{ kg/mm}^2$  (21,5)

$K_c$  /wytrzymałość na sciskanie/ =  $70 \div 80 \text{ kg/mm}^2$  (87),  $\varphi$  /ciągliwość/  $\cong 0$ . Z powodu łatwej topliwości, dużej płynności w stanie roztopionym i nieznacznego skurczu /  $0,9 \div 1,35\%$  / przy zastyganiu, jest łatwy do odlewu i mogą być przeto z tego materiału wykonywane części o kształtach od najprostszycch do najwięcej skomplikowanych. Nie nadaje się zupełnie do kucia. Z powodu niskiej wytrzymałości na rozciąganie nie nadaje się na części podlegające znacznym obciążeniom rozciągającym i w szczególności obciążeniom wahliwym /od + do -/. Przy nagrzewaniu wytrzymałość żeliwa, aż do  $400^{\circ}$  pozostaje prawie niezmienną, wobec czego nadaje się na cylin-

dry silników cieplikowych. Wskutek struktury ziarnistej i wydzielenia grafitu przy zastyganiu /czemu sprzyja obecność krzemu/ przedzielającego kryształy metalu, poddaje się łatwo obróbce skrawającej, wobec czego nadaje się dobrze na te części, którym musi być nadany kształt dokładny.

b/ Odlew żelazny utwardzony. Stosuje się dla przedmiotów, które powinny mieć twardą, oporną na zużycie powierzchnię /walce, gniotowniki, koła wózków i kolejowe/. Otrzymuje się przez odlewanie w formach częściowo żelaznych.

Przez szybkie ostygnięcie w miejscach dotykających żelaza, wydzielenie grafitu jest niemożliwe, czemu sprzyja prócz tego mała zawartość krzemu / do 0,9% /.

Żelazo zastyga w tych miejscach zachowując strukturę surowca białego, mającego wielką tw

c/ Odlew stalowy /inaczej staliwo/  $C = (0,3 - 0,5)\%$ , temperatura topności  $1400^{\circ}$ ,  $K_r = 35 \div 60 \text{ kg/mm}^2$ ;  $\varphi = 30 \div 5\%$  /zależnie od wymaganego stopnia twardości względnie elastyczności/, skurcz przy ostygnięciu podwójnie większy niż u żeliwa. Trudny do odlewu z powodu wysokiej temperatury topności i dużego skurczu. Twardy przy obróbce.



Wobec dużej wytrzymałości i twardości nadaje się na części podległe uderzeniom, siłom rozciągającym i zużyciu.

d/ Żelazo i stal /węglista/ kuje /zawartość węgla 0,06 + 1,6% /, o różnym stopniu wytrzymałości, ciągliwości i twardości. Odróżnia się żelazo miękkie z małą zawartością węgla, które nie da się hartować /zwiększenie wytrzymałości i twardości przez zagrzanie i nagłe potem ostudzenie, poczem można zastosować w celu zmniejszenia zbytej twardości t.zw. odpuszczenie/ i stal z większą zawartością węgla, która daje się hartować. Wyrażna, dobra hartowność zaczyna się od zawartości  $C = 0,35\%$ .

Ponieważ jednak hartowność zależy nie tylko od zawartości węgla, ale również i od innych domieszek, przyjmuje się jako miernik dla podziału wytrzymałość, a mianowicie zalicza się:

do żelaza zlewego otrzymanego w piecach płomiennych

Martina lub gruszkach Bessemera gatunki,

których . . . . .  $K_r \leq 45 + 50 \text{ kg/mm}^2$

" stali zlewnej gatunki, których  $K_r > 45 + 50 \text{ kg/mm}^2$

" żelaza zlipnego otrzymanego w

piecu pudlarskim gatunki, których  $K_r \leq 42 \text{ kg/mm}^2$

" stali zlipnej " "  $K_r > 42 \text{ kg/mm}^2$



Ważną jest własność zlipiania się /inaczej zgrzewania/ t.j. łączenia się dwóch kawałków żelaza lub stali w silnie zagrzany stanie pod uderzeniem młota lub naciskiem prasy. Zlipność posiadają gatunki o zawartości  $C < 0,5\%$  ,  $Si < 0,2\%$  ,  $Mn = 0,6 \div 0,8\%$  ,  $P < 0,05\%$  ,  $S < 0,05\%$

Podział gatunków żelaza i stali zlewnej według stopnia twardości z wymienieniem ważniejszych zastosowań podaje Tabl.1.

O zastosowaniu decyduje wytrzymałość, twardość i ciągliwość: t.np. na dłuta poddawane uderzeniom stosowana jest stal ciągliwa N. 6 nie na świdry N.9, choć w obu wypadkach potrzebna jest wielka twardość.

Tabl. 1

Twar- dość N <sup>o</sup>	Zawar- tość węgla C%	Wytrzy- małość $R_p$ kg/mm <sup>2</sup>	Ciągli- wość $\varphi\%$	Gatunek i własności	Typowe zastosowania
000	0,06	34x36	30x35	Bardzo mię- kie żel. zlewne	Drut, blacha na wyroby wy- tlaczane i ciągnione, rury ciągnione.
00	0,09	36x38	27x32	miękkie żel. zlew- ne	Blachy, rury ciągnione i zlipiane, drut, nity.
0	0,12	38x41	23x29	miękkie żelazo zlewne	Tak samo, a również śruby i płaskowniki.

dobrze zlipiające się  
nie hartujące się

Twardość №	Zawar- tość węgla C%	Wytrzy- małość $R_p$ $\frac{kg}{mm^2}$	Ciągli- wość cp%	Gatunek i własności	Typowe zastosowania
1	0,15	41x44	21x26	żel. zlewne zlepiające się, nie hartujące się	Podkłady kolejowe, kute czę- ści maszyn, blachy, belki, wszelkie kształtowniki, tarce- chy, haki.
2	0,20	44x47	19x23	stal mięk- ka słabo har- tująca się	Łopaty, gwoździe.
3.	0,25	47x53	17x22	stal średnio miękka, har- tująca się	Osie, wały, bandaże szyny kopalniane.
4	0,35	53x60	14x19	stal średnio twarda, do- brze hartują- ca się.	Osie, wały, bandaże, lemieszce
5	0,45	60x68	11x16	Ciągliwa stal narzę- dziowa	Szyny kolejowe, bandaże, młoty, kosy, nożyce, kli- ny i sprężyny.
6	0,55	68x76	9x13	średnio twar- da stal narzędziowa	Szyny tramwajowe, bandaże, młoty, klingi, dłuta, pilniki, sprężyny, liny druciane.
7	0,65	76x84	6x11	twarda stal nar- zędziowa	Dłuta, pilniki, pily, lufy karabinów.
8	0,75	84x92	3x8	bardzo twar- da stal narzędziowa	pily, pociski, stemple kule do młynów kulo- wych.
9	0,80	92x100	2x5	stal twarda	Walce, świdry, noże to- karskie, strugarskie, frezy, igły.

e/ Stale specjalne z domieszką różnej ilości metali: niklu, chromu, wanadu - o wysokiej wytrzymałości np:

Gratunek	%					Wytrzymałość	Zacharowanie i odkształcenie	Zastosowanie		
	C	Mn	Ni	Cr	Va					
Stal niklowa	0,20% 0,45		3% 4			70% 75	9% 16% 12	75% 85	12% 8	Moty, osie, czopy maszyn szybko wirujących, koła zębate.
Stal niklowa (twarda, nierdzewna)	0,3% 0,05		25% 28							Wentyle silników spalinowych
Stal chromowa	0,85% 0,05	0,2		1% 1,3						Łożyska kulkowe
Stal chromo-niklowa	0,25% 0,45		2,5% 2,75	0,25% 0,50		55% 75	25% 15	60% 100	12% 9	Wysoko obciążone części samochodów i niektórych maszyn.
Stal chromo-wanadowa				1	0,2					Sprężyny, wały, osie samochodów.

f/ Odlew kujny / inaczej często choć wadliwie nazywany: „żelazo kutolane”. Używa się na części, których kształty są skomplikowane i ścianki cienkie. przeto możliwe do wykonania tylko z żeliwa. - które jednak muszą mieć wytrzymałość właściwą żelaza kujnego /np. klucze do śrub, części do maszyn rolniczych włókienniczych, i t.p./. Otrzymuje się przez odwęglenie drogą wyżarzenia odlewów otrzymanych z ubogiej w Si surówki zmieszanej z odpadkami kutem. Części żarzone zanurzone są w materiały mogące oddać tlen a mianowicie: ruda, zendra /t.j. kruska odpadająca z żelaza przy kuciu/ i t.p. Żarzenie trwa około 8 dni przy temperaturze  $850 \text{ } ^\circ \text{C}$  /  $1000 \text{ } ^\circ \text{C}$ . Wskutek niego zawartość węgla zmniejsza się z 3% na 1%.  $K_s = 30 \times 40 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \cdot \frac{1}{182}$

g/ Żelazo i stal cementowane. Używane są na wyroby, które powinny być wewnątrz ciągliwe, więc nie twarde, muszą mieć powierzchnię jednak specjalnie twardą /np. zęby kół zębatych/.

Cementowanie polega na nawęgleniu powierzchni żelaza lub miękkiej stali węglistej albo niektórych gatunków stali niklowej lub chromo-niklowej przez żarzenie w proszku nawęglającym /mieszanina węgla drzewnego, kostnego, skórzanego i węglanu baru/.

Powierzchnia nawęglona nabiera własności hartowania się.

3. M i e d ź techniczna zawiera około 0,5% zanieczyszczeń w postaci  $Fe, Bi, Pb, Ni, P$ . Niezdatna do odlewu, słabo zlipna, natomiast bardzo ciągliwa:  $\varphi \cong 38\%$ . Nie utlenia się i zachowuje dostateczną wytrzymałość aż do  $625^{\circ}$ . Dzięki tym własnościom doskonale nadaje się na skrzynie paleniskowe parowozów /  $K_r = 2000 \dots 2300 \text{ kg/cm}^2$  / i rury.

4. S t o p y m i e d z i. Skład stopów może być wielce rozmaity. W zależności od składu zmieniają się wytrzymałość, twardość, zdatność do odlewu, kucia i inne własności fizyczne i chemiczne.

Przykłady więcej typowych stopów:

a/ Stopy: miedź + cynk.

Mosiądz na odlewy :  $63 \times 72\% Cu$  ;  $24 \times 37\% Zn$  ;  
 $0 \times 2,5 Sn$  ;  $0 \times 3 Pb$  ;  $0 \times 2 Fe$  ;  $K_r = 1500 \text{ kg/cm}^2$  ;  $\varphi = 13\%$

Łatwy do odlewu i obróbki, nie rdzewieje, powierzchnie mogą być dobrze dotarte. Dlatego używany jest na wszelkie zawory, kurki, dźwawice i t.p.

Odlew czerwony na panewki łożysk:  $83 \times 92\% Cu$  ;  
 $8 \times 17\% Zn$  ;  $0 \times 0,6\% Mn$  ;  $K_r = 2000 \text{ kg/cm}^2$  ;  $\varphi = 6 \times 20\%$

b/ Stopy: miedź + cyna.

Bronz / inaczej spiż / maszynowy na panewki łożysk:  $84\% Cu$  ;  $14\% Sn$  ,  $2\% Zn$  .

Bronz na zawory, dźwawice:  $80\% Cu$  ,  $5\% Sn$  ,  $12\% Zn$  ,  
 $3\% Pb$  .

Bronz fosforowy: dodanie fosforu zapobiega uformowaniu tlenków, przez co stop staje się specjalnie wytrzymałym i używany jest na mocno obciążone łożyska, cylindry pras, koła zębate i t.p. 90,34% Cu, 8,90% Sn, 0,76% P,  $R_p \cong 4000 \text{ kg/cm}^2$ .

5. Metale łożyskowe /t.zw.metale białe/ na wewnętrzną powierzchnię wylewanych panewek.

Ołowiane: 84% Pb, 16% Sb /antymon/ - dla wolno-  
biegnących i mało obciążonych wałów.

Cynowe miękkie: 42% Sn, 16% Sb, 42% Pb

dla średnio obciążonych i wolnych  
twarde: 73% Sn, 18% Sb, 9% Cu

dla ciężej obciążonych i szybkich.

Cynkowe: 69% Zn, 19% Sn, 4% Cu, 7% Sb, 5% Pb

dla średnio obciążonych i średnio szyb-  
kich.

Metale ołowiane i cynkowe są tanie, lecz mniej pewne w zastosowaniu.

6. Materiały pomocnicze dla pędni, uszczelniające i otulające patrz: pędnie, zawory, silniki, pompy, przewody i kotły.

### III. SMAROWANIE MASZYN.

1. Konieczność i cel smarowania : Przez wprowadzenie między ślizgające się powierzchnie warstwy smaru, tarcie bezpośrednie tych powierzchni zamienia się na tarcie międzycząsteczkowe smaru, dzięki czemu zmniejsza się znacznie opór ślizgania i ścieranie powierzchni. Prócz tego zapobiega się zagrzeniu powierzchni trących.

2. Główna cecha smaru . Smar musi posiadać dostateczną przyczepność, aby nie był wyciskany z pomiędzy trących się powierzchni.

#### 3. Gatunki smaru :

A. Gęste : mieszane z tłuszczów zwierzęcych, mineralnych i grafitu. Np. a/ do smarowania zębów kół zębatach żelaznych - mieszanina z 4 części łożu z wnętrzości bydłych i 1 części grafitu z dodatkiem oleju mineralnego i <sup>smoły</sup> skemyl; b/ do smarowania kół zębatach drewnianych - mieszanina z 10 części łożu, 1 cz. grafitu i 1 cz. mydła; c/ do smarowania łożysk - wazelina lub mieszanina wosku ziemnego z olejem mineralnym, albo mieszanina mydła, otrzymanego z tłuszczów roślinnych i zwierzęcych i elementów zasadowych, z olejem mineralnym.



Odróżniane są dwa rodzaje gęstych smarów łożyskowych: gęstsze, wprowadzane przymusowo do powierzchni slizgających się z pomocą smarownic dokręcanych lub obciążonych / p.niżej p.7/ i mniej gęste / t.zw. „calypsol” z tłuszczów roślinnych i podobne/, które pod wpływem rozgrzania się łożyska rozrzedzają się i same pod własnym naciskiem dochodzą do powierzchni slizgających się.

B. Płynne: roślinne i mineralne.  
Roślinne otrzymywane są z nasion roślinnych. Posiadają bardzo wielką przyczepność, ale są nietrwałe: rozkładają się, szczególnie przy wysokich temperaturach, wydzielając kwasy i wysychają pod wpływem kurzu. Wobec tego obecnie prawie nie używane.

Używane są przeważnie mineralne, otrzymane drogą destylacji i rafinowania z ropy naftowej.

Ropa naftowa jest mieszaniną olejów lżejszych i cięższych o różnych temperaturach parowania.

Destylacja polega na oddzielaniu olejów tego lub innego gatunku drogą odparowania przez poddawanie ropy kolejno coraz wyższemu nagrzewaniu. Destylaty tą drogą otrzymane nie są jednak jeszcze absolutnie jednorodnymi olejami. Dla oczyszczenia destylatów od rozpuszczonych w nich zanieczyszczeń szczególnie pa-

rafiny i składników smolistych poddawane są rafinowaniu pod działaniem kwasów.

Oleje mineralne są trwałe: nie rozkładają się i nie wysychają, a prócz tego gatunki cięższe /cylindrowe/, posiadając wysoki punkt parowania, nie ulatniają się i dzięki temu zachowują własność smarowania cylindrów maszyn, pracujących parą przegrzaną i silników spalinyowych.

4. Właściwości należącego  
smaru płynnego:

a/ Możliwie największa przyczepność do powierzchni smarowanych.

b/ Odpowiedni stopień wiskozy, czyli zczepności. Stopień ten jest miarą wewnętrznego tarcia smaru, a również trwałości warstwy smarującej, która nieprzerwanym płaszczem okrywać powinna powierzchnie ślizgających się części.

c/ Odporność na wpływ ciepła. Wiskoza powinna w szerokich granicach temperatur podlegać jaknajmniejszej zmianie, aby smar zachowywał własności smarowania. Smary dla cylindrów silników cieplikowych powinny posiadać jaknajmniejszą skłonność do parowania, ulatniania się i wysychania. Smary maszyn pracujących na mrozie muszą mieć jaknajniższy punkt zastygania.

d/ Dość wysoki punkt zapłonu ze względu na przechowywanie; dla olejów cylindrowych punkt ten musi być szczególnie wysoki ze względu na spalanie.

e/ Czystość. Smar powinien być wolny od kwasów, które niszczą powierzchnie smarowane, wody i osadów, które zmniejszają wysalność knotów przy smarowaniu knotowem.

Smary do smarowania silników spalinowych muszą być dobrze rafinowane, aby nie dawały osadów przy nie dającym się uniknąć spalaniu; smary do smarowania sprężarek do powietrza szczególnie czyste - aby nie powodowały wybuchów wewnątrz cylindra.

Stopień przyczepności mierzyć można długością strug, jakie powstają w określonym czasie na nachylonej powierzchni gładkiej blachy z nałożonych na nią porcji smaru.

Stopień wiskozy mierzy się na przyrządach specjalnych. Rozpowszechniony jest wiskozymetr Euglera, w którym stopnie wiskozy określa się przez porównanie czasu wyciekania smaru o tej temperaturze, dla jakiej wiskoza jest szukana, z okresem czasu, który potrzebny jest na wyciekanie wody o 20<sup>o</sup> C.

5. Wybór odpowiedniego gatunku smaru:

Smar gęsty używany jest do łożysk wolno biegnących i pracujących w kurzu, bo smar wyciśnięty z łożyska tworzy naokoło panewki pierścienie, chwytające kurz i niedopuszczające go do wnętrza.

Do łożysk szybciej biegnących - smar płynny. Odróżniane są trzy główne rodzaje smaru płynnego: oleje wrzecionowe lekkie /  $\gamma \leq 0,9$  /, oleje maszynowe /  $\gamma = 0,91 \div 0,92$  /, oleje ciężkie cylindrowe /  $\gamma = 0,92 \div 0,93$  /. Wybór zależy od szybkości biegu, ciśnienia na powierzchni smarowane i temperatury pracy.

Niech oznacza  $f_e$  - stopień wiskozy według Englera,  $f_p$  - punkt zapłonu,  $e_p$  - punkt zastygania.

Płynne smary mineralne stosowane dla wypadków typowych mają następujące własności:

1. Oleje wrzecionowe dla łożysk wrzecion przędzalniczych lekko obciążonych, a szybko wirujących i dla maszyn podobnych /rzadkie/ :  $f_e = 5 \times 12$ ,  
 $f_p = 160 \times 200^\circ C$ .

2. Oleje maszynowe lekkie dla lżej obciążonych części maszyn, pędni, turbin, dynamomaszyn /średnio gęste/ :  $f_e = 10 \times 25$ ,  $f_p = 170 \times 220^\circ C$ .

3. Oleje maszynowe ciężkie dla ciężiej obciążonych części maszyn, szczególnie dla pędni /gęste/ :

$$f_e = 25 \times 45, f_p = 185 \times 220^\circ\text{C}.$$

4. Ciemne oleje do osi wozów kolejowych i do parowozów: olej letni:

$$f_e = 45 \times 60, e_p = -5^\circ\text{C}, f_p \cong 160^\circ\text{C}$$

olej zimowy:

$$f_e = 25 \times 45, e_p = -20^\circ\text{C}, f_p \cong 145;$$

/według przepisów pruskich kolei państwowych/.

5. Ciemne oleje cylindrowe /bardzo gęste/  $f_e$  /przy  $50^\circ\text{C}$ / =  $23 \times 45$ ,  $f_e$  /przy  $100^\circ\text{C}$ / =  $4 \times 10$ ,  
 $f_p = 260 \times 320^\circ\text{C}$

6. Oleje do cylindrów silników spalinowych: dobrze rafinowane  $f_e$  /przy  $50^\circ\text{C}$ /  $6 \times 12$ ,  $f_p = 200 \times 240^\circ\text{C}$

Oleje po spalaniu nie powinny pozostawiać resztek, aby nie zanieczyszczały cylindra i zaworów przy spalaniu nie dajacem się unikać, dlatego muszą być dobrze rafinowane.

7. Oleje do sprężarek powietrza: dobrze rafinowane, niezłożone oleje  $f_e$  /przy  $50^\circ$ / =  $4 \times 6$ ,  $f_p = 180^\circ\text{C}$

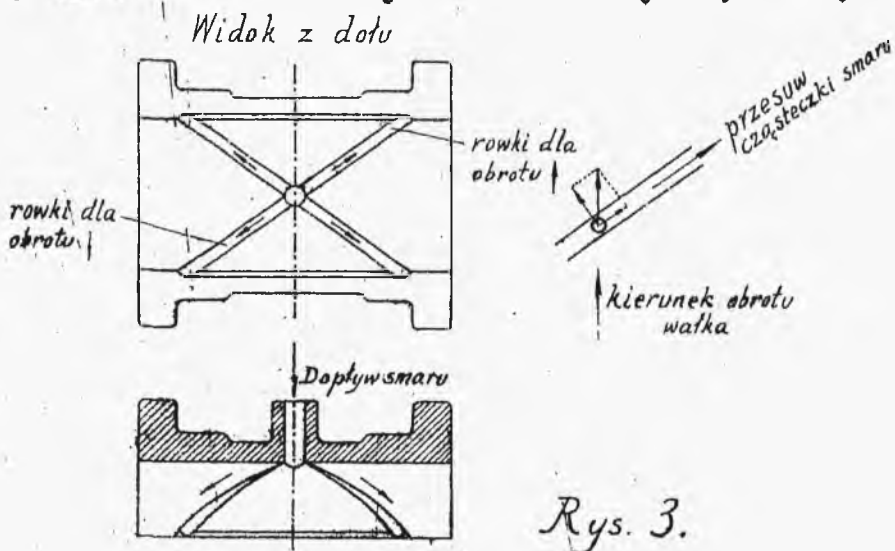
6. G r a f i t w proszku najdrobniej zmielonym albo nawet doprowadzonym do stanu kolloidalnego, używany jest niekiedy jako domieszka do smarów płynnych. Przyczepia on się silnie powierzchni smarowanych, wypełnia doskonale wszystkie nierówności powierzchni, przez co wpływa na zmniejszenie tarcia. Szczególnie

dobrym jest grafit z powyższego względu dla zdartych cylindrów i łożysk, których okoliczności nie pozwalają zatrzymać.

Zapobiec może grzaniu się łożysk, jeżeli grzanie to następuje z powodu niedokładnego wykonania powierzchni trących. Dobrym jest grafit do smarowania cylindrów, sprężarek powietrza, bo dzięki jego bardzo wysokiemu punktowi zapłonu, niema wybuchów, które łatwo powstają przy smarowaniu olejowem, szczególnie gdy smar olejowy nieodpowiedni.

7. D o p r o w a d z a n i e s m a r u i  
p r z y r z ą d y d o t e g o .

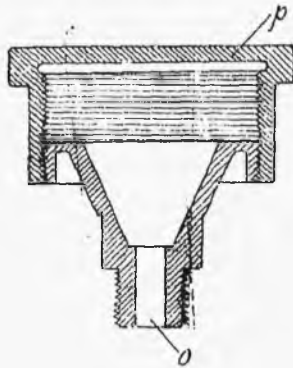
a/ R o w k i na powierzchniach smarowanych: smar powinien być rozprowadzony po całej powierzchni ślizgającej się. Dla rozprowadzania tego na elemencie n i e r u c h o m y m / na panewce, jeżeli obraca się wał. lub na osi, jeżeli na niej kręci się koło/



Rys. 3.

znajdują się rowki ukośne /rys.3 - półpanewka górna łożyska/ w takim kierunku, że smar pchany przez obracający się element / w tym wypadku wałek/ przesuwa się wzdłuż nich. Na drodze tej smar przyklepia się do powierzchni elementu obracającego się. W łożysku Sellersa/p.IV. E,11/ pozostała, nieprzyklepiona do wałka, część smaru, przenoszona jest w rowkach dolnej półpanewki znowu ku środkowi, dzięki czemu smar ma dobrą sposobność przyczepienia się do powierzchni wałka. Te dolne rowki utrudniają również wyciskanie smaru z łożyska, bo jeżeli smar pod wpływem nacisku na wał ma tendencję być wyciśniętym na zewnątrz, to rowki dolne, naprzekór temu, ściągają smar wyciskany ku środkowi. Doprowadzanie smaru powinno odbywać się, w zasadzie, w miejscu nie znajdującem się pod naciskiem / np. w łożysku, w którym nacisk skierowany jest na dolną półpanewkę, doprowadzanie smaru z góry/.

b/ Pr z y r z ą d y d o d o p r o w a d z a n i a s m a r u g ę s t e g o . Dla smaru, który wprowadzany musi być przymusowo, służą smarownice Stauffer'a / inaczaj sztaufery/ / rys.4/, z których smar wyciskany jest z otworka  $\emptyset$  przez okresowe ręczne pokręcenie pokrzywki  $P$ .



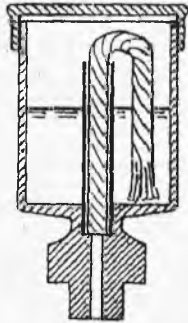
Rys. 4.

Dla uzyskania wy-  
ciskania stałego,  
stosowane są smar-  
wnice z tłoczkiem  
naciskany stale  
przez sprężynę lub  
przez ciężar włas-  
ny.

c/ Przyrządy do doprowa-  
dzenia smaru płynnego :

1. Oliwiarki knotowe /rys.5/,

w których olej dopływa kro-  
pkami dzięki sile ssącej  
knota. Aby olej nie był zuży-  
wany bezpotrzebnie w czasie  
postoju maszyny, knot musi  
być na druciku tak, aby moż-  
na go wyjmować.



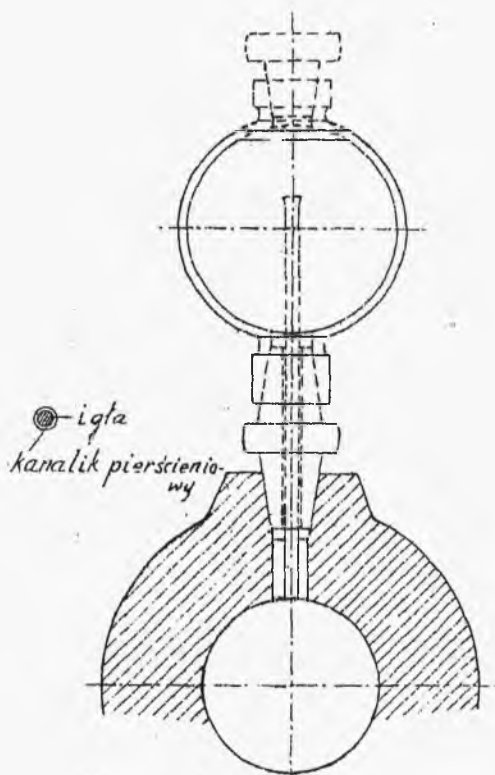
Rys. 5.

2. Oliwiarki włoskowa-  
te t.zw. "igłowe" /rys.6/.

W nich igła /pręcik/ przecho-  
dzi przez otwór w korku dol-

nym, tak, że między igłą, a ścianką otworu tworzy





Rys. 6.

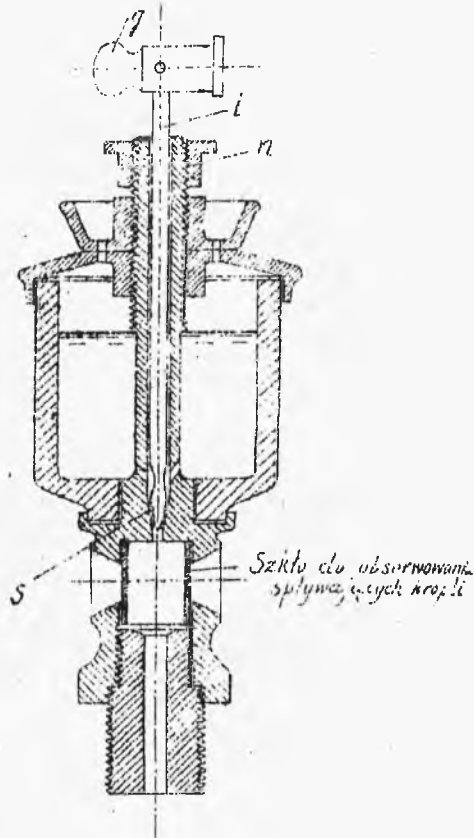
się pierścienio-  
wa włoskowata  
szczelina. Igła  
opiera się na  
wałku. Zbiorni-  
czek napełniony  
jest olejem i  
zamknięty korkiem  
górnym hermentycz-  
nie. Przy obrocie  
wałka pod wpływem  
wstrząśnięć prze-  
sącza się powie-  
trze do zbiornicz-

ka przez szczelinę wymienioną, a olej spływa kro-  
plami do łożyska. Grubość igły reguluje szerokość  
szczeliny i przez to ilość wypływającego oleju.  
Smar wypływa tylko podczas biegu maszyny.

3. Oliwiarki kropłomie-  
rzowe. /rys.7/. Po podniesieniu stożkowo za-  
kończonej igły  $l$ , co uskutecznia się przez prze-  
kręcenie do położenia pionowego główki  $g$ , stwarza  
się szczelinę pomiędzy stożkowym końcem igły  
a stożkowym wypływem  $S$  i smar kroplami spływa

ze zbiorniczka.

Ilość spływającego oleju /częstość kropli/



Rys. 7.

zależy od szerokości szczeliny, a zatem od wysokości podniesienia igły. Wysokość tę można nastawiać z pomocą podniesienia lub opuszczenia nakrętki *n* na szyjce górnej przyrządu. W czasie postoju maszyny odpływ oleju jest zamknięty i maszynista po zatrzymaniu maszyny przekręca główkę *g* w położenie pokazane na rysunku.

Wszystkie trzy powyższe doprowadzania smaru należą do smarowania kropelkowego. Smar wyciśnięty z łożyska nie powraca tu już do zbiorniczka wyjściowego. Ze względów oszczędnościowych powinien być zbierany w miskach otaczających podstawę łożyska.

żyńska i po przefiltrowaniu może być użyty ponownie /p.niżej/.

#### 4. S m a r o w a n i e o b i e g o w e.

W systemie tym smar doprowadzany jest do powierzchni ślizgającej się, omywa ją i spływa z powrotem do zbiornika wyjściowego. Smarowanie to jest bardzo oszczędne bo napełnianie zbiornika konieczne w dużych odstępach czasu dopiero, gdy smar przez zanieczyszczenie straci własność smarowania.

Doprowadzanie smaru w łożyskach pracujących według tego systemu najczęściej za pomocą obrzączek, spoczywających na wałku i obracających się z nim razem / p.łożysko Sellersa IV E II /, Rzadziej za pomocą szczotek z dołu.

#### 5. S m a r o w a n i e p o d c i ś n i e - n i e m .

Stosowane jest do smarowania cylindrów silników i sprężarek, we wnętrzu których jest znaczna prędkość. Wciskanie smaru odbywa się tu za pomocą prasek lub pompki; na parowozach zaś w niektórych wypadkach za pomocą t.zw. lubrykatorów, doprowadzających smar kroplami przy pomocy ciśnienia pary i skroplonego w lubrykatorze kondensatu.

#### d/ F i l t r o w a n i e u ż y w a n e g o s m a r u . P o n o w n e u ż y c i e . S m a r z e-

brany w miskach pod łożyskami powinien być poddany starannemu przefiltrowaniu przez warstwy bawełny lub t.p. aby oczyścić go od wszelkich ciałek zanieczyszczających i może być użyty do smarowania ponownego. Należy jednak unikać smarowania używanym już poprzednio smarem części pracujących w najtrudniejszych warunkach j.np. cylindrów, suwaków maszyn parowych, czopów znacznie obciążonych i szybko wirujących.

#### IV. OGÓLNE CZĘŚCI MASZYN.

A. Kształt, wymiary i materiał. Naprężenia dopuszczalne.

Kształt części maszyny zależy przede wszystkim od celu, jaki ma spełniać ta część w zespole z sąsiednimi. Uwarunkowany jest następnie materiałem, sposobem wykonania oraz względami wytrzymałości i trwałości. Materiał musi być dostatecznie mocny, trwały i możliwie łatwy do obróbki.

Wymiary części maszyny określone są przez procesy fizyczne, w jakich bierze udział dana część i przez żadaną wytrzymałość i trwałość.

Te wymiary, dla których miarodajną jest tylko wytrzymałość, obliczane są według sił obciążających przy pomocy równań opartych na zasadach nauki o wytrzymałości i sprężystości. przyczem do obliczeń przyjmowane są właściwie wybrane naprężenia dopuszczalne. Wymiary, dla których miarodajną jest trwałość /wymiary powierzchni ślizgających się/ obliczane są według dopuszczalnego nacisku na powierzchnie i dopuszczalnej pracy tarcia.

Tabl.2 zawiera wykaz naprężeń popuszczalnych według C. Bacha, przyjmowanych powszechnie przy obliczeniach części maszyn. Za naprężenie dopuszczalne uważane jest w tej tablicy naprężenie  $j$  razy mniejsze od wytrzymałości materiału przy pewnych warunkach obciążenia. Stopień bezpieczeństwa  $j$  przyjęto przy układaniu tablicy taki, jaki dały wskazania praktyki. Zapewnia on dostateczną sztywność elementów konstrukcyjnych i gwarantuje, że element prawidłowo obliczony według tych naprężeń i prawidłowo wykonany, nie ulegnie zniszczeniu i zbyt wielkiemu odkształceniu trwałemu, któreby niszcząc prawidłowość geometrycznego układu części uniemożliwiłoby działanie maszyny.

Naprężenia kategorii I dotyczą obciążenia trwałego, przy którym siły i naprężenia doszodkszy do najwyższego natężenia, trwają nadal niezmiennie. Wypadek w maszynach prawie zupełnie nie spotykany.

Naprężenia II - obciążenia powtarzanego nieograniczenie często, ale nie raptownie, kiedy siły i naprężenia zmieniają się od zera do najwyższego natężenia, spadając potem również stopniowo do zera.

Naprężenia III - obciążenia wahliwego, kiedy siły i naprężenia nieograniczenie często, ale nie raptownie zmieniają się, falując stopniowo od najwyższego natężenia ujemnego do najwyższego, o takiejże wartości, natężenia dodatniego.

Zgodnie z wynikami doświadczeń Wöhlera, naprężenia dopuszczalne wymienionych kategorii są w stosunku : 3 : 2 : 1.

Z a s t r z e ż e n i a : a/ Wartości tablicy dotyczą pracy materiałów w temperaturze normalnej.

b/ Wartości tablicy odpowiadają jedynie stacycznemu działaniu obciążeń t.j. takiemu, przy którym w każdym momencie zachodzi równowaga między siłami zewnętrznymi, a naprężeniami wewnętrznymi. Takie warunki nie zachodzą w maszynach podlegających uderzeniom i obciążeniom zmieniającym raptow-

nie swą wielkość i kierunek. Wskutek nagłego pojawienia się obciążenia i niezwłocznego zniknięcia, element wpada w stan organia. Odkształcenia i naprężenia, powstałe wskutek drgań powiększanych przez ciągłe nowe uderzenia lub raptowną zmianę obciążeń, mogą wskutek interferencji odkształceń przybrać wielkość, znacznie przekraczającą naprężenia powstające przy obciążeniu statycznym. Podobne drgania powstają również w elastycznych częściach maszyn, wskutek sił dynamicznych w czasie ruszania i zatrzymywania maszyn.

c/ Wartości tablicy nie dotyczą niektórych wypadków obciążenia elementów bardzo długich j.np. długich wałów pędnych, które, chcąc zabezpieczyć od nadmiernego odkształcenia skręcającego, i wynikających z niego również nadmiernych naprężeń, nie należy liczyć według naprężeń, w tablicy podanych, lecz według równania dla odkształcenia / p. E. 3. wały pędni/.

Tabl.2. Naprężenia dopuszczalne dla maszyn  
według C. Bacha w  $\text{kg}/\text{cm}^2$ .

Naprężenie dopuszczalne.	Katego- ria obcią- żenia	Żelazo zlip- ne	Żelazo zlewne		Stal zlewna		Ze- li- wo	Staliwo <sup>3)</sup>	
			od	do <sup>1)</sup>	od	do <sup>1)</sup>		od	do <sup>1)</sup>
Rozciąganie $k_r$	I	900	900	1200/1500	1200	1500/1800	300	600	900/1200
	II	600	600	800/1000	800	1000/1200	200	400	600/800
	III	300	300	400/500	400	500/600	100	200	300/400
Ściskanie $k_c$	I	900	900	1200/1500	1200	1500/1800	900	900	1200/1500
	II	600	600	800/1000	800	1000/1200	600	600	900/1000
Zginanie $k_g$	I	900	900	1200/1500	1200	1500/1800	.	750	1050/1200
	II	600	600	800/1000	800	1000/1200	2)	500	700/800
	III	300	300	400/500	400	500/600		250	350/400
Ścinanie $k_t$	I	720	720	960/1200	960	1200/1440	300	480	840/960
	II	480	480	640/800	640	800/960	200	320	560/640
	III	240	240	320/400	320	400/480	100	160	280/320
Skrećanie $k_o$	I	360	600	840/1200	900	1200/1440		480	840/960
	II	240	400	560/800	600	800/960	3)	320	560/640
	III	120	200	280/400	300	400/480		160	280/320



1/ W rubrykach: „do” - liczba górna oznacza naprężenia zalecane przez Bacha w dawniejszych do 1920 r. wydaniach jego dzieła „Maschinenelemente” i stosowane powszechnie dawniej i utrzymane jeszcze w wielu nawet nowszych dziełach z budowy maszyn opierających wybór naprężeń dopuszczalnych na tem zaleceniu; liczba dolna oznacza granice wprowadzone przez Bacha po roku 1920 w 12 wydaniu wymienionego dzieła. Powiększenie wartości naprężeń wynikało z jednej strony ze względu na konieczność większej oszczędności materiału, do czego zmusza obniżenie zasobów gospodarczych po wojnie, z drugiej z powodu uznania, że wartości większe zabezpieczą jednak dostatecznie pewne wymiary maszyn.

2/ Dla żeliwa z powierzchnią bez skóry nieobrobioną (skórą)

dla prętów okrągłych	$k_g = 1,7 k_r$	$k_g = 2,05 k_r$
” ” prostokątnych	$k_g = 1,4 k_r$	$k_g = 1,7 k_r$
” ” o przekroju I	$k_g = 1,2 k_r$	$k_g = 1,45 k_r$

Dla odlewów ścisłych i bardzo starannie wykonanych podane dla  $k_r$  i  $k_g$  naprężenia mogą być zwiększone o najwyżej 50%.

3/ Dla żeliwa

dla prętów okrągłych i eliptycznych  $k_o = 1 \times 1,25 k_r$

dla prętów prostokątnych i trójkątnych,  
trapezowych i przekroju.

$$I, C, +, L \quad k_0 = 1,4 \times 1,6 k_r$$

" " pierścieniowych i elip-  
tycznych pustych  $k_0 = 0,8 \times 1 k_r$

4/ Dla staliwa naprężenia dopuszczalne nale-  
ży stosować z ostrożnością w zależności od stopnia  
gwarancji co do wartości materiału i wykonania.

Wy b ó r n a p r ęż e ń w e d ł u g

t a b l. 2. W zakresie podanych granic należy za-  
kładać naprężenia mniejsze, jeżeli maszyna przezna-  
czona jest do ruchu wytężonego i ma być solidnie  
wbudowaną. Dla maszyn pracujących mniej wytężenie  
i tańszych zakładane są naprężenia wyższe.

Dla warunków pośrednich - wartości pośrednie.

Jeżeli wielkość sił, wchodzących w równania,  
według których następuje obliczanie, nie jest do-  
statecznie pewną i przypuszczane jest istnienie  
sił dodatkowych, wartość których nie może być jed-  
nak ściśle wyznaczona, to uwzględnia się to w ra-  
chunku przez dobranie niższego naprężenia dopusz-  
czalnego, niekiedy nawet niższego niż dolna grani-  
ca w tablicy. W zależności od tego na ile ocenia-  
my wpływ tych sił dodatkowych. W ten sposób np.

uwzględniane jest zgruba działanie uderzeń i raptowna zmiana sił obciążających. Teoria ścisłego uwzględnienia tych działań nie została dotychczas dostatecznie opracowana.

### N a p r ę ż e n i a d o p u s z c z a l n e d l a i n n y c h m a t e r j a k ó w .

Dla miedzi i jej stopów oraz dla innych rodzajów stali naprężenie dopuszczalne I kategorii wynosi od 1/4 do 1/5 odpowiedniej wytrzymałości. Dla innych materiałów / np. pasy, liny/ naprężenia dopuszczalne podane będą przy obliczeniach w działach odpowiednich.

B. O b l i c z a n i e w y t r z y m a ł o ś c i o w e c z ę ś c i m a s z y n . polega:  
albo 1/ na szukaniu wymiarów według danych obciążeń i przyjętych naprężeń dopuszczalnych, albo 2/ na sprawdzeniu wymiarów przyjętych a m. według tego, czy naprężenie wywołane obciążeniem nie przekracza dopuszczalnego. Pierwszy sposób stosowany jest przy konstruowaniu maszyn dla tych, przeważnie głównych, wymiarów, które stanowią podstawę dla określenia wielkości części maszyny. Sposób drugi stosowany jest przy konstruowaniu dla sprawdzenia tych wymiarów, które rysunkowe wyprowadzić możemy

w wymiarów głównych a pozatem przy korzystaniu z materiały, jeżeli zachodzi wątpliwość, czy pewna jej część, jest dostatecznie mocna i trwała.

Przy siłach obciążających w kg, naprężeniach dopuszczalnych w  $\text{kg/cm}^2$ , wymiary otrzymane z rachunku są w cm. Wielkości obliczone podlegają zaokrągleniu w górę lub w dół do norm przyjętych.

Przykład obliczenia średnicy pręta rozciąganego siłą powtarzaną  $P$  :

1/ S z u k a n i e w y m i a r u .

Wiadoma siła  $P$ , szukamy  $d$

$$\sigma = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq k_r,$$

czyli naprężenie

nie powinno przekraczać naprężenia dopuszczalnego;

stąd  $d \geq \sqrt{\frac{4P}{\pi k_r}}$  przyczem jeżeli  $P$  w kg.,

$k_r$  w  $\text{kg/cm}^2$ , to  $d$  otrzymuje się w cm. Wynik zaokrąglamy w górę lub w dół licząc się z normalnymi wymiarami materiału.

Oczywiście przy zaokrągleniu w górę pręt będzie jeszcze pewniejszy, niż chcielibyśmy go mieć ale **droższy**, przy zaokrągleniu w dół nieco mniej pewny, ale tańszy.

2/ S p r a w d z a n i e w y m i a r u .

Wiadoma siła  $P$  i dany jest wymiar  $d$ . Nale-

ży sprawdzić, czy jest prawidłowy. Dlatego naprężenie  $\sigma = \frac{P}{\frac{\pi}{4} d^2}$  nie powinno przekraczać dopuszczalnego  $k_r$  dla danych warunków.

Jeśli  $\sigma$  było  $> k_r$  i przekroczenie było znaczne, pręt ma wymiar nieprawidłowy.

### C. Z a m i e n n o ś ć c z ę ś c i m a s z y n y . N o r m a l i z a c j a .

Niezmiernie ważne jest w eksploatacji maszyny, aby część zużyta mogła być bez trudu zamieniona nową. Przy budowie zaś maszyn, aby wykonanie było najłatwiejsze i przez to najtańsze. Oba cele dadzą się osiągnąć jeżeli części maszyn wykonane są dokładnie i ściśle według ustalonych wymiarów, przy zastosowaniu sprawdzania wymiarów za pomocą odpowiednich sprawdzianów pomiarowych, tak, że składanie części nie wymaga ręcznego dopasowywania .

Konieczność dokładnego wykonywania i czułego mierzenia, prowadzi do ograniczenia typów maszyn i wymiarów części do możliwie najmniejszej ilości, *gdyż*

~~Gdy~~ obie czynności wymagają właściwego przygotowania maszyn i posiadania sprawdzianów, czego nie można mieć dla nieograniczonej ilości wymiarów, w każdym kraju, każda z lepszych fabryk budowy maszyn posiada własne normale dla obiektów przez nią budo-

wanych. Ponadto istnieją w każdym kraju dla niewielkiej liczby elementów normale ogólnie obowiązujące, przyjęte przez związki wytwórców. Dla niektórych zaś elementów przyjęte są normy prawie na całym świecie obowiązujące.

Od paru lat prowadzona jest intensywna praca w państwach Europy Zachodniej i Stanach Zjednoczonych Ameryki nad stworzeniem dla każdej prawie dziedziny budownictwa, maszyn krytycznie opracowanych normali, któreby powszechnie obowiązywały w danym państwie. W Polsce pracami temi zajmuje się Polski Komitet Normalizacyjny przy Ministerjum Przemysłu i Handlu.

#### D. O z ę ś c i k ą c z ą c e :

##### 1. P o k ą c z e n i a n i t o w e .

W budowie maszyn odróżniane są połączenia nitowe: a/ moone - dla nitowanych podstaw, tułowi, dźwigni i t.p., b/ mocne i /jednocześnie/ szczelne dla nitowanych zbiorników i rur, wystawionych na działanie dużych ciśnień i sił, c/ szczelne - dla zbiorników i rur koniecznie szczelnych, ale poddanych działaniu niewielkich ciśnień i sił.

a/ P o k ą c z e n i a n i t o w e m o c n e wykonane są i obliczane tak, jak nitowanie konstrukcji stalowych budowlanych, jednak podług napiężeń

dopuszczalnych dla obiektów maszynowych. Przy stopniu bezpieczeństwa, jaki przyjmowany jest ogólnie dla maszyn, naprężenia te są:

dla prętów konstrukcji nieruchomych i poddanych spokojnemu powtarzanemu obciążeniu /kat.II/:

$$k_r = k_c = k_g = 1000 \text{ kg/cm}^2;$$

dla prętów konstrukcji ruchomych, a przez tego poddanych powtarzanemu obciążeniu od sił ruchomych

$$k_r = k_c = k_g = 600 / 800 \text{ kg/cm}^2$$

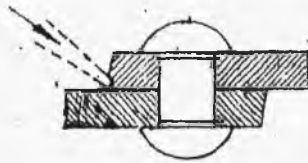
dla nitów w obu wypadkach:

$$k_t = 0,8 k_r, \quad k_d / \text{nacisk na ściankę dziury} = 2 k_t$$

W częściach /np. dźwignie, drągi i t.p./, poddanych obciążeniu wahliwemu /kat.III/ sił o zmiennym kierunku, korzystnym jest dla uniknięcia rozluźnienia połączeń nitowych, stosować: albo 1/ nity z sztyjką toczoną o średnicy o 2% większej niż średnica otworu; przyczem nity na zimno wbija się w otwory i nakuwa łeb; naprężenia dopuszczalne:  $k_t = 320$ ,  $k_d = 400$   
nity takie wypełniają szczelnie otwory; albo 2/ nity zwykłe konstrukcyjne, nitowane na gorąco, jednak liczone z dużą pewnością /ze względu na to, że otworów szczelnie nie wypełniają/, a mianowicie dla jednoczęstych  $k_t = 200 \text{ kg/cm}^2$ , dla dwuczęstych 175.

b/ Połączenia nitowe nie są i szczelne /mogą być naczynia ciśnieniowe, gdyż

stosowane głównie w budowie kotłów parowych choć  
poza to również dla zbiorników dla cieczy i gazów  
pod dużym ciśnieniem / różnią się od nitowań konstruk-  
cji żelaznych tem, że prócz wytrzymania sił, na połą-  
czenie działających, muszą zabezpieczyć szczelność  
szwu. W tym celu nity na szwie są rozstawione gę-  
sto, krawędź zaś blachy skośnie sześbłowana pod kątem  
18° / rys.8/ i po zanitowaniu przez przybicie za po-



Rys. 8.

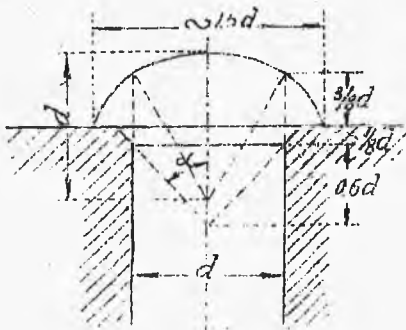
mocą właś-  
ciwego  
dłuta  
/doszczel-  
niaka"/  
docię-  
ta szczel-  
nie do  
blachy dru-  
giej. Czyn-

ność ta znana doszczelnianiem dokonywana jest rów-  
nież na krawędziach łbów nitów. Zbiornik lub kocioł  
w ten sposób doszczelniony nie powinien przepusz-  
czać cieczy, gazu ani pary w czasie pracy. Dokład-  
ność doszczelnienia sprawdza się przed oddaniem  
kotła lub zbiornika do pracy za pomocą t.zw. próby



zimnej lub wodnej, a mianowicie za pomocą wody doprowadzonej przez pompę do znacznego ciśnienia próbnego. Kocioł lub zbiornik należy doszczelniony nigdzie, ani przy krawędziach blach, ani przy krawędziach nitów, wody nie przepuszcza. Miejsca ewentualnie ciekące przy próbie są poprawiane. Aby szczelność otrzymana przez opisane doszczelnienie nie została zniszczoną, blachy bezwzględnie nie powinny przesuwac się pod działaniem sił. Nie jest przeto w takim połączeniu możliwym, aby nity połączenia pracowały jako ściskane. Pracują one natomiast, według poglądu i stwierdzających ten pogląd doświadczeń Bacha, w ten sposób, że ściskając blachy wytwarzają opór tarcia przeciw przesuwaniu blach. Ścisnięcie to powstaje od kurczenia się nitów przy zastyganiu, nity <sup>muszą</sup> poddane są rozciąganiu. Dla zabezpieczenia od naprężeń nadmiernych, w miejscu przejścia od szyjki do łba, które to nadmierne naprężenia powodowałyby odrywanie się łbów podczas uderzenia łba przy doszczelnianiu, przyjmowano dawniej przejście stożkowe /rys:9/, co wymagało rozwiercania otworów. Doświadczenia Król.

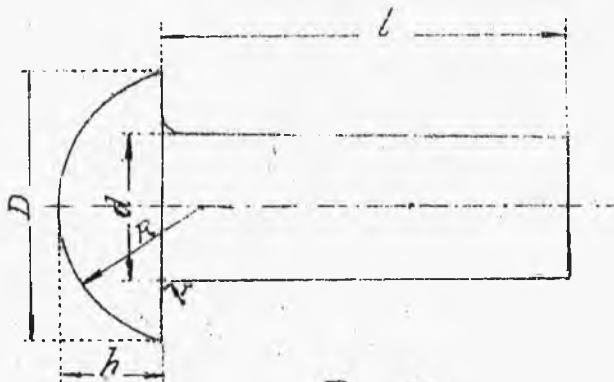
-----



Rys. 9.

Urzędu Badania Materiałów w Grop Lichterfelde /Stahl u. Eisen 1909 str.899/ wykazały możliwość zamiany tego dużego i drogiego w wykonaniu przejścia stożkowego na mniejsze wyokrąglenie, dla którego osiągnięcia


trzeba zebrać tylko ostre brzegi otworu, co nie jest trudnem i drogiem. Rys.10 przedstawia nit zaproponowany przez Niemiecką komisję normalizacyjną /D.I.N./ . Wymiary nitów według tej propozycji:





Rys. 10.


Srednica nita mm.	10	13	16	19	22	25	28	i więcej do 43.
średnica otworu	11	14	17	20	23	26	29	
średnica łba	18	23	30	35	40	45	50	
wysokość łba	7	9	12	14	16	18	20	
wyokrąglenie szyjk	1	1,5	2	2	2	2,5	3	


Opór przeciw przesuwaniu się dwóch blach ściśniętych nitami, jaki wywołuje 1 cm<sup>2</sup> przekroju nita, według doświadczeń Bacha, wynosi 1200 ÷ 1600 kg. Na podstawie tego dopuszczalny opór przy obliczaniu nitów /który oczywiście musi być  $i$  razy, gdzie  $i$  - stopień bezpieczeństwa, mniejszy niż opór wytrzymałościowy/, według niemieckich przepisów budowy kotłów parowych z roku 1908, na 1 cm<sup>2</sup> nita wynosić może  $(k_p)_{max} = 700$  kg. Według Bacha przyjmować należy dla jednego nita:

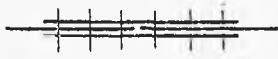
przy połączeniu na zakład /jedna powierzchnia oporu/, jednorzędowem   $\frac{1}{4} \pi d^2 700$  kg.

przy połączeniu na zakład /jedna powierzchnia oporu/, dwurzędowem   $\frac{1}{4} \pi d^2 650$  kg.

przy połączeniu na zakład /jedna powierzchnia oporu/, trójrzędowem   $\frac{1}{4} \pi d^2 600$  kg.

przy połączeniu w łubki /dwie powierzchnie oporu/, jednorzędowem   $\frac{1}{4} \pi d^2 1200$  kg.

przy połączeniu w łubki /dwie powierzchnie oporu/, dwurzędowem   $\frac{1}{4} \pi d^2 1150$  kg.

przy połączeniu w łubki /dwie powierzchnie oporu/  
trójrzędowym   $\frac{1}{4} \pi d^2 1100 \text{ kg.}$

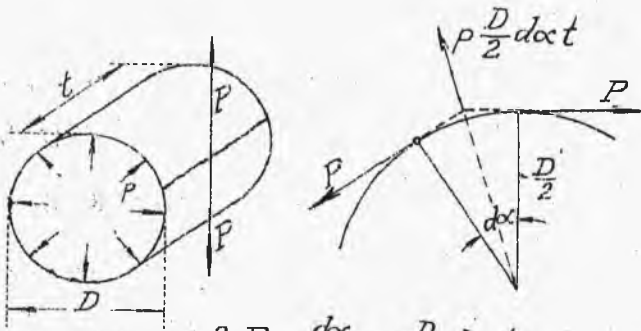
Mniejszy opór dopuszczalny przy połączeniach więcej rzędowych tłumaczy się tem, że nity w wielu rzędach nie ściskają już wszystkie tak jednako dobrze blach, jak nity w jednym rzędzie.

Grubość blachy według tychże przepisów obliczana jest z założenia, aby naprężenie rozciągające w najwięcej osłabionem miejscu blachy między nitami nie przekraczało dopuszczalnego:

$$\frac{P}{s_0(t-d)} \leq k_r,$$

$P$  - siła rozciągająca, przypadająca na element kotła o długości  $t$  /rys.11/,  $k_r = \frac{K_r}{j}$ , gdzie  $j$  - stopień bezpieczeństwa; wielkość jego dla nitowania maszynowego

może być mniejsza niż dla ręcznego, dla połączeń na zakład musi być większa niż dla połączeń z nakładkami, gdyż w połączeniach na zakład zjawia się dodatkowe naprężenie gna-

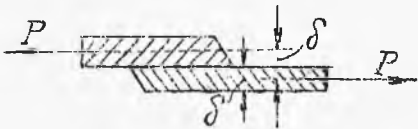


$$2 P \sin \frac{\alpha}{2} = p \frac{D}{2} \alpha \cdot t$$

$$P = \frac{p D t}{2}$$

Rys.11

ce od momentu  $P\delta$  /rys.12/. Wartości dla  $j$



Rys. 12.

w tabl.3. Do obliczonej, według powyższego równania, grubości, przepisy nakazują dodać 1 mm. ze względu na zmniejszenie

grubości w długim okresie pracy przez rdzewienie i korozję:

$$\delta = \delta_0 + 0,1 \text{ cm.}$$

Blacha na kotły lądowe, według niemieckich przepisów o materiałach dla kotłów, powinna być wykonana z żelaza zlewego o następujących cechach:

Gatunek.	Wytrzymałość rzeczywista $K_r$ $\text{kg/cm}^2$	$K_r$ przyjmowana do obliczeń.	Ciągliwość $\varphi\%$
I	3400 - 4100	3600	28 - 25
II	4000 - 4700	4000	25 - 20
III	4400 - 5100	4400	22 - 20

Grubość nitów zależna jest od grubości blachy. W Tabl.3 - wzory dla tej grubości otrzymane z praktyki budowy kotłów. Otwory powinny być wiercone. - Dziurawienie otworów osłabia blachę przy otworach, nie jest przeto dopuszczalne. Dozwolone jest nato-

miast dziurawienie otworu mniejszego, niż ostateczny, wraz z rozwiercaniem na średnicę ostateczną, jednak przy przyjęciu powiększonego  $j$ .

Rozstawienie nitów /podziałka/  $2,4d < t < t_{max}$ .  
Niższa granica ze względu na nitowanie i doszczelnianie nitów /gdyż nadmierna bliskość nitów nie pozwoliłaby na uformowanie łba i jego doszczelnienie/ oraz na nadmierne osłabienie blachy. Górna ze względu na sztywność doszczelnianej krawędzi, która trzyma sztywno tylko wtedy, gdy jest dość gęsto przytrzymywana. W tabl.3 - wzory dla  $t_{ZH}$  zwykle stosowanych i dających pożądane wyniki.

Obliczenie grubości blachy kotła i szwu podłużnego:

1. Przy średnicy kotła:  $D_{cm}$  i nacisku  $p$  at. /rys.11/, siła rozciągająca szew podłużny, przypadająca na długość  $t$  :

$$P = \frac{p \cdot D \cdot t}{2}$$

Grubość blachy:

$$\delta_{cm} = \frac{p \cdot D \cdot t}{2(t-d)k_r} + 0,1$$

$Z = \frac{t-d}{t}$  - współczynnik wytrzymałości osłabionej blachy w skrajnym szwie. Wartości przybliżone dla  $Z$  - w tabl.3. Przyjawszy próbnie ten lub inny rodzaj

połączenia nitowego - obliczamy  $\delta$ .

2. Wybieramy grubości nita  $d$  według wzorów tabl.3 przy uwzględnieniu normali dla nitów.

3. Obliczamy podziałkę nitów, konieczną dla osiągnięcia potrzebnego oporu przeciw przesuwaniu blach

$$\frac{1}{2} p D t = \frac{\pi d^2}{4} \cdot n k_p$$

$n$  - ilość całych i zsumowanych do całego połówek nitów ściskających na długości podziałki /dla nitowania w łubki po jednej stronie styku/.

4. Sprawdzamy, czy podziałka obliczona  $t > 2,4 d$  i bliska do  $t_{zw}$  /tabl.3/. Gdy  $t < 2,4 d$  - nitowanie niemożliwe do wykonania, założenie nieodpowiednie, przejść należy do nitowań o wyższej liczbie rzędów. Gdy  $t$  niewiele /do 10 % /  $> t_{zw}$  - nitowanie odpowiada warunkom uszczelniania. Gdy wiele więcej - nieszczelne i należy przejść do nitowania o mniejszej liczbie rzędów. W wypadku nawet, gdy  $t$  odpowiednie, konieczne jest:

5. Sprawdzenie rzeczywistego współczynnika wytrzymałości osłabionej blachy przy otrzymanej z rachunku /3/ podziałki:  $Z_n = \frac{t-d}{t}$  i porównanie z przyjętą do rachunku /1/ wartością przybliżoną. Jeżeli  $Z_n$  niewiele /do 10 % /  $\geq Z$  - obliczona grubość blachy może być pozostawiona. Gdy  $Z_n < 0,9 Z$  - znak, że

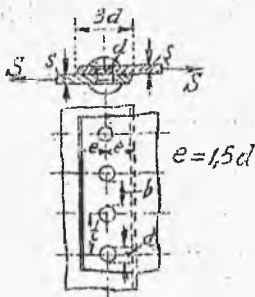
nitowanie wybrane zbyt osłabia blachę i, że należy przejść do nitowania o wyższej liczbie rzędów. Gdy

$Z_{rz} > 11Z$  - nitowanie wybrane może być przyjęte lecz można <sup>należy</sup> zmniejszyć grubość blachy, albo też można wybrać nitowanie o niższej liczbie rzędów.

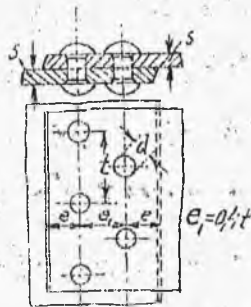
TABL. 3. na str. 57.

Dla otworów dziurowanych /wyjątkowo/ w blachach cieńszych  $j'' = j + 0,25$ . Dla otworów dziurowanych i rozwiercanych  $j' = j + 0,1$ .

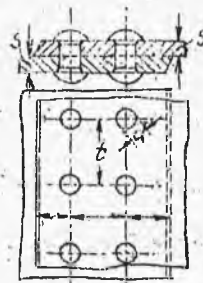
Odległość rzędów i inne wymiary na rys. 13, 14, 15, 16 i 17.



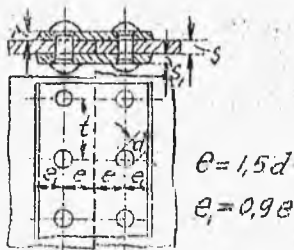
Rys. 13.



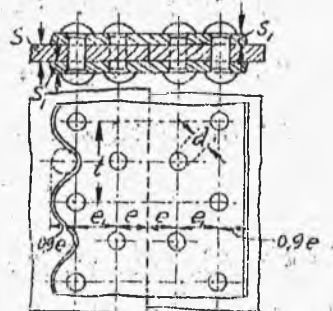
Rys. 14.



Rys. 15.



Rys. 16.



Rys. 17.



TABL. 3.

RODZAJ NITOWANIA.	Stopień bezpiecz.		Średnica nitu $d_{cm}$	Podziałka zwykła $t_{zw}$ $cm$	Przybliżony sp. osłabienia blachy Z	Liczba ściśniętych ni-tów na długości gości podziałki
	Nitowanie maszynowe	ręczne				
Na zakład jedno-ciętne:	4,5	4,75				
jednorzędowe				$2d + 0,8$	0,59	1
dwurzędowe: proste			$\sqrt{58-04}$	$2,6d + 1$	0,67	2
w zakosy				$2,6d + 1,5$	0,69	2
trójrzęd. w zakosy				$3d + 2,2$	0,73	3
5 łubki dwuciętne	4	4,25				
jednorzędowe				$2,6d + 1$	0,67	1
dwurzędowe w zakosy			$\sqrt{58-06}$	$3,5d + 1,5$	0,74	2

Obliczenie szwu poprzecznego.

Połączenie przeważnie na zakład. Przyjmując, że siła działająca na połączenie pochodzi tylko od ciśnienia pary, liczba nitów na obwodzie:

$$m = \frac{\frac{\pi D^2}{4} p}{\frac{\pi d^2}{4} k_p} ;$$

przyczem  $k_p$  - należy przyjąć 650, nieco mniejsze niż ustalone wyżej dla jednorzędowego nitowania na zakład, gdyż przyleganie blach z powodu sztywności krawędzi poprzecznej cylindrycznej mniej pewne niż krawędzi podłużnej płaskiej.

Przyjmując rozłożenie w jednym rzędzie, podziałka

$$t' = \frac{\pi(D+s)}{m} . \text{ Podziałka ta powinna być } 2,4 d < t' \cong$$

$\cong 2 d + 0,8$  . Jeżeli  $t' < 2,4 d$  lub znacznie  $< 2 d + 0,8$ , przyjmuje się połączenie dwurzędowe. Jeżeli  $t' > 2 d + 0,8$ , należy liczbę nitów powiększyć tak, aby otrzymać podziałkę zwykłą. W kotłach z rurą płomienną, pożądane połączenie dwurzędowe, bo siła rozciągająca powiększa się wskutek parcia rur na dna. Ciężar własny leżącego kotła i jednostronne ogrzewanie zwiększają obciążenie szwu poprzecznego.

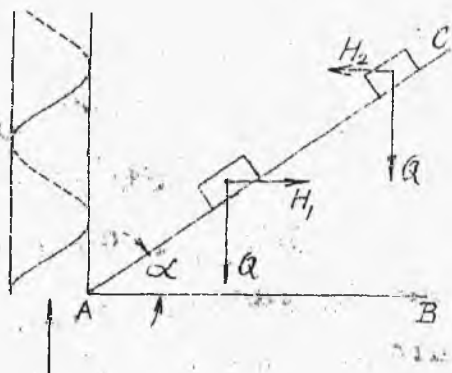
c/ Połączenia nitowe tylko szczelne przeważnie  
na zakład  $d_{cm} = \sqrt{5S} - 0,4; t_{cm} = 3d + 0,5; e = 0,5t$ . Grubość  
blachy ze względu na sztywność i rdzewienie o wiele  
większa od wyniku obliczenia, uwzględniającego tyl-  
ko obciążenie od ciśnienia. - Przy nitach cienkich  
 $d < 0,8$  cm. nitowanie na zimno. Blachy o grubości  
 $S > 0,5$  cm. mogą być doszczelniane jak kotły.  
Poniżej 0,5 cm. doszczelnianie przez dobijanie nie  
osiąga skutku; szczelność szwu osiąga się przez za-  
łożenie między blachy płótna, lub warstw papieru,  
przepojonych minją i staranne, dobrze dociskające  
nitowanie.

## 2. Połączenia śrubowe:

a/ Rodzaje gwintu. Siły. Skutek użyteczny. Samo-  
hamowność gwintu.

Cylindryczna linja śrubowa powstaje na powierzch-  
ni cylindra, jeżeli punkt rysujący ją wykonywa rów-  
nomierny ruch obrotowy około osi i równomierny ruch  
posuwisty wzdłuż osi. Taką linję tworzy bok  $AC$   
/rys.18/ płaszczyzny kąta  $CAB$  przy nawijaniu jej  
na cylinder. Odróżniane są linje śrubowe: prawo- i le-  
wo-zwojne, zależnie od kierunku zwojów /ruch obrotowy

według wskazówki i odwrotnie do wskazówki zegara/,



Rys.18.

oraz jedno i wielozwojne. Linja wielozwojna /np. dwu- lub trójzwojna/ składa się z paru równoległych biegnących linii śrubowej.

Śruba powstaje przez wytworzenie na

cylindrze gwintu t.j. rowka o różnym przekroju wzdłuż linii śrubowej.

Odróżniane są gwinty: ostry, inaczej trójkątny, płaski: prostokątny /przeważnie kwadratowy/, trapezowy, płaski trójkątny /gdzie jeden bok trójkąta  $\perp$  do osi śruby/, okrągły. Do połączeń śrubowych /śruby łączące/ stosowane są głównie śruby z gwintem ostrym jednozwojne, wyjątkowo dla śrub bardzo obciążonych z gwintem okrągłym. Śruby pociągowe /tokarnie, prasy/ i dźwignicowe mają gwint prostokątny i trapezowy. - Nakręcanie nakrętki obciążonej siłą poosiową lub na śrubę, lub wkręcanie śruby, można sprowadzić do pracy przesuwania ciężaru po powierzchni pochyłej rozwiniętego gwintu. Dla gwintu prostokątnego:

przy wciąganiu ciężaru: siła  $\perp$  do osi

$$H_1 = Q \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) = Q \frac{\operatorname{tg} \alpha + \mu}{1 - \mu \operatorname{tg} \alpha},$$

$\varrho$  - kąt tarcia,  $\mu$  - współczynnik tarcia;  
skutek użyteczny:

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

dla trzymania ciężaru:

$$H_2 = Q \operatorname{tg}(\alpha - \varrho) = Q \frac{\operatorname{tg} \alpha - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg} \alpha}$$

Jeżeli  $\alpha < \varrho$  - śruba jest samohamowną.

Śruby jednozwojne są samohamowne. Na gwincie trójkątnym, siły przeciwdziałające wciąganiu i opadaniu ciężaru są większe niż na prostokątnym: w powyższych równaniach zamiast  $\mu$  war-



tość  $\frac{\mu}{\cos \frac{\beta}{2}}$ , gdzie  $\beta$  kąt wierzchołkowy. Dlatego to gwint ten dla

śrub łączących /rys.19/. Dla śrub

Rys.19.

pociągowych w celu osiągnięcia jak-największego  $\eta$  - gwint prostokątny

lub trapezowy, lekko pochyły.

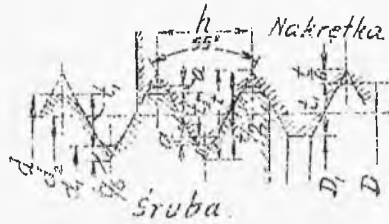
#### b/ Gwinty śrub łączących:

Najpowszechniejszym w Europie jest gwint Whitwortha o przekroju /rys.20/ i wielkościach t.b.4.

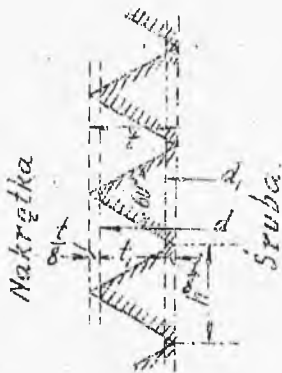
Gwint Whitwortha bez luzu wierzchołkowego



Gwint Whitwortha z luzem wierzchołkowym



Rys.20.



Rys.21.

W Ameryce używany jest gwint Sellers'a /rys.21/. Dla gwintów drobnych niegłębokich, nie osłabiających znacznie przekroju pręta śruby, używany jest t.zw. gwint gazowy, inaczej rurowy, który jest również nacinany na rurach do gazu /tb.5/, albo "gwint drobny" Whitwortha nieco głęb-

szy niż gazowy. Dla śrubek o średnicy  $< 10$  mm. stosowany jest specjalny drobny gwint metryczny.

TABL.4. Gwint Whitwortha zwykły.

Średnica zewnętrzna $d$		Liczba skoków na długości jednego cala $Z$	Pole przekroju rdzenia $\pi \frac{d_r^2}{4}$	$Q = \frac{\pi d_r^2}{4} l$ przy	
cali ang.	mm.			$l_r = 480$	$l_r = 600$
			cm <sup>2</sup> .		
1/4	6,35	20	0,175	85	105
5/16	7,94	18	0,295	140	175
3/8	9,52	16	0,441	210	265
1/2	12,70	12	0,784	375	470
5/8	15,87	11	1,31	630	785
3/4	19,05	10	1,96	940	1175
7/8	22,22	9	2,72	1305	1630
1	25,40	8	3,57	1715	2145
1 1/8	28,57	7	4,50	2160	2700
1 1/4	31,75	7	5,77	2770	3460
1 3/8	34,92	6	6,83	3280	4100
1 1/2	38,10	6	8,39	4030	5030
1 5/8	41,27	5	9,50	4560	5700
1 3/4	44,45	5	11,31	5430	6780





c/ Obliczenie i konstrukcja śrub łączących, poddanych obciążeniu sił poosiowych. Podkładki pod nakrętką.

1. Jeżeli śruba była założona bez obciążenia, obciążeniu poddana jest już po założeniu i nie przewiduje się, że będzie dokręcana pod obciążeniem, a obciążona jest siłą  $Q$ , to  $Q = \frac{\pi d_r^2}{4} k_r$ ;  $d_r$  - średnica rdzenia. Dla obciążeń powtarzanych /II kat./ i żelaza zwykle na śruby używanego  $k_r = 480 - 600 \text{ kg/cm}^2$  zależnie od sposobu wykonania: śruby nacinane starannie na tokarni - z większym naprężeniem dopuszczalnym, śruby nacinane gwintownicami - z mniejszym naprężeniem, bo materiał więcej nadwyreżony przy takim nacinaniu. Dopuszczalne jest naprężenie nieznaczne, gdyż wskutek ostrego nacięcia gwintu naprężenia w materiale nie są jednako wielkie dla całego przekroju, lecz im bliżej obwodu, tem większe i przekraczające wielkość średniego naprężenia.

2. Jeżeli śruba jest dokręcana pod obciążeniem, to poddana jest działaniu siły rozciągającej  $Q$  i skręcającego momentu  $Q \cdot tg(\alpha + \rho) / r$ . Ponieważ naprężenie zastępcze przy  $\mu = 0,15$ , miarodajne dla obliczenia

-----

/teoria Poncelet'a, że miarą wytrzymałości jest największe wydłużenie i odpowiadające mu naprężenie/

$$\sigma_z = 0,35\sigma + 0,65\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \approx \frac{4}{3}\sigma = k_r$$

to śruby te obliczane są według  $\frac{4}{3} \frac{Q}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = k_r$

czyli

$$Q = \frac{3}{4} k_r \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} = (360 \div 450) \frac{\pi d_1^2}{4}$$

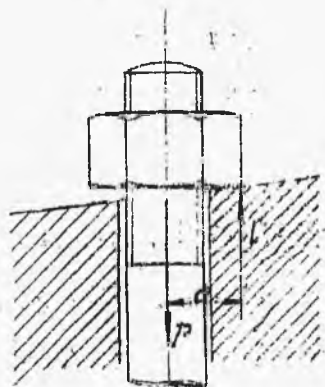
gdzie  $\sigma = \frac{Q}{\frac{\pi d_1^2}{4}}$  - naprężenie normalne rozciągające,  $\tau$  - styczne skręcające.

Należy zabezpieczać śruby od możliwości dodatkowego obciążenia na skutek sił zginających, co następuje, jeżeli nakrętka spoczywa na podłożu nierównym i podpartą może być wskutek tego jednostronnie.

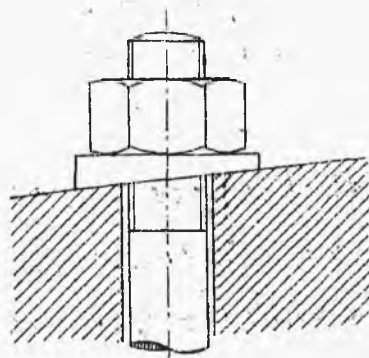
Takie obciążenie prowadzi do dodatkowych, niekiedy bardzo znacznych, naprężeń gnących. Dlatego powierzchnia podłoża pod nakrętką powinna być obrobiona, albo jeżeli podłoże pozostaje nieobrobione, to powinna być podłożona podkładka z miękkiego żelaza /rys.22/.

3. W śrubach, które już przy składaniu są silnie dokręcane, z góry więc wywołane są spore naprężenia. Naprężenia te oceniane są zwykle na 1/4 naprężeń od obciążenia. Dla śrub tych więc:

$$Q = \frac{3}{4} \cdot \frac{3}{4} k_r \frac{\pi d_1^2}{4} = (270 \times 337,5) \frac{\pi d_1^2}{4}$$



Zginanie śruby momentem Pa jeżeli nakrętka na nierównym podłożu (rysunek przesadny!).



Podkładka dla wyrównania nierówności podłoża.

Rysunek przesadny!

Rys. 22.

Wobec możliwości bardzo znacznego nawet naprężenia pierwotnego wskutek dokręcania przy montażu - reguła, aby do ogólnych części maszyn śrub poniżej 5/8" nie używać.

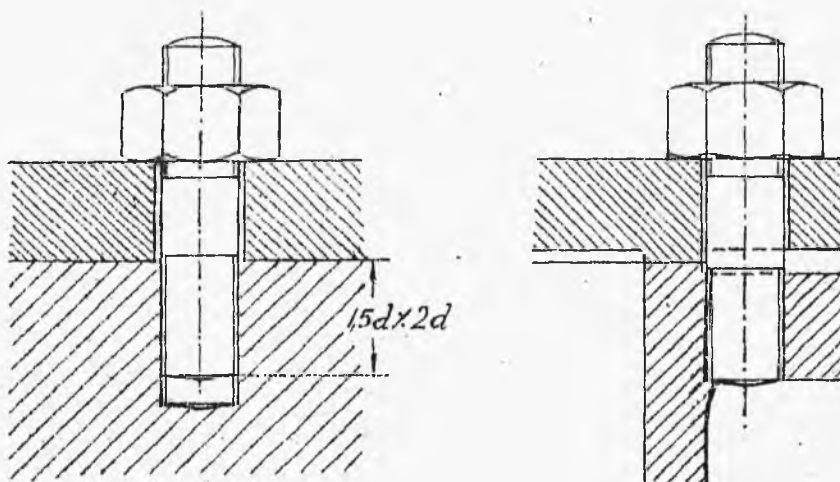
4. Śruby posadowowe /fundamentowe/ należą do tych, które są silnie dociągane przy zakładaniu, a przy maszynach wstrząsanych także w pracy. Wobec tego dla nich:

$$Q = (270 \times 450) \frac{\pi d_1^2}{4}$$

Przykład: Śruba fundamentowa przejmuje 1000 kg. w kierunku pionowym i 800 kg. w poziomym.

Przyjmując dla tarcia między fundamentem i maszyną  $\mu=0,3$ , trzeba dociągnąć śrubę do siły conajmniej  $1000 + \frac{800}{\mu} = 3670$  kg ; dla zupełnej zaś pewności do siły  $1,5 \cdot 3670 \approx 5500$  kg. Przy  $k_r=450$ ,  $d \approx 1\frac{3}{4}$ ".

5. Kołki śrubowe w tych miejscach, gdzie nie jest możliwe założenie śrub ze łbami. Długość zagłębiona w żeliwie powinna być  $2d$  %  $1,5d$  /rys. 23/.



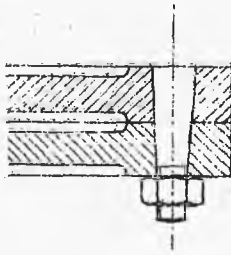
Rys. 23.

d/ Obliczenie i konstrukcja śrub łączących, podanych obciążeniu poprzecznemu.

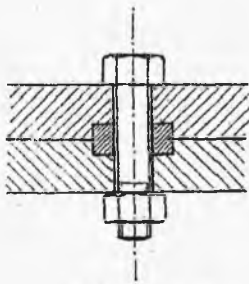
Dla sił jednokierunkowych - sworznie śrubowe to-

czone, dokładnie pasujące do otworu. Dla sił zmiennokierunkowych sworznie stożkowe o pochyłości

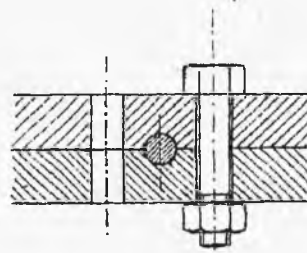
$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{20} \times \frac{1}{10}$ , dotarte do otworu /rys.24/, specjalne kołki stożkowe, wbijane w otwory przewiercone przez złożone części po ześrubowaniu. Również pierścienie dopasowane odciągające /rys.25/, albo kliny okrągłe /rys.26/. Części złączone mogą być również zaopatrzone w elementy zahacza-



Rys. 24.



Rys. 25



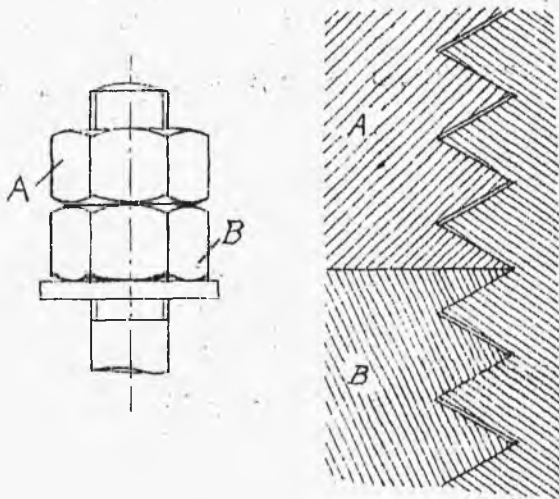
Rys. 26.

jące dla przejmowania sił poprzecznych /np. pokrywa i podstawa zahaczające się/. Przy dobrym dopasowaniu:

$$Q = \frac{\pi d_i^2}{4} k_t .$$

e/ Zabezpieczenie nakrętek od odkręcania się samoczynnego,

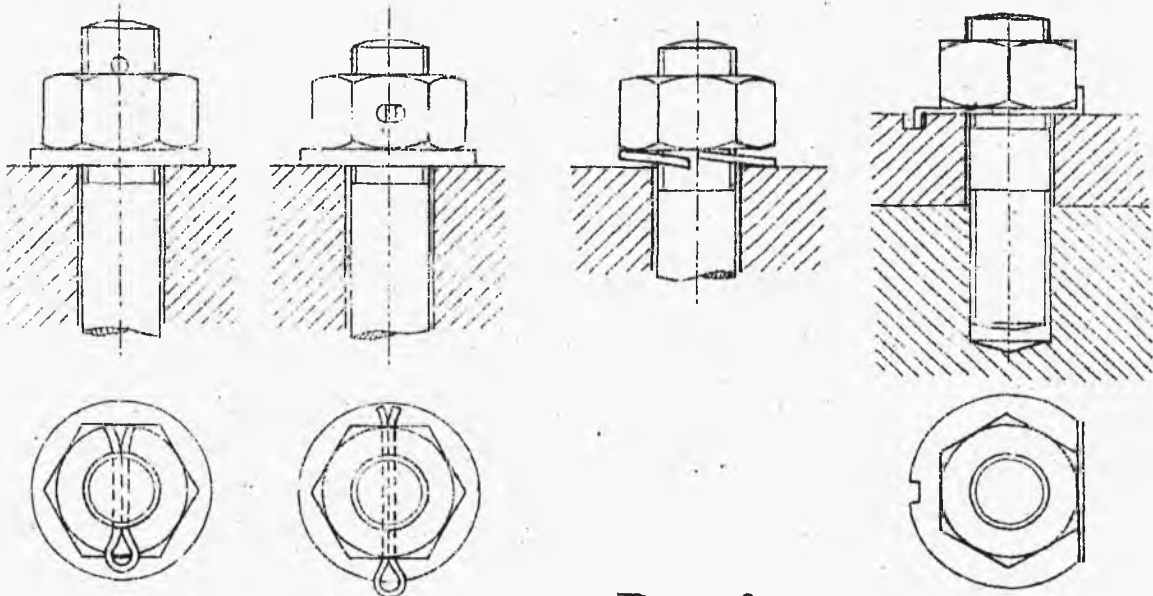
Aoskolwiek gwint trójkątny dla obciążenia spokojnego jest samohamownym, to jednak pod wpływem wstrząśnień, nakrętki mają tendencję do odkręcania się. Dla zabezpieczenia: przeciwnakrętka przewłokowa /rys.27/, sprężysta podkładka /rys.28/, zagięte



*Działanie przeciwnakrętki: odpycha nakrętkę dolną, przyciska ją do górnych powierzchni gwintu, przyciskając się sama do dolnych powierzchni gwintu. Silny docisk stwarza tarcie przeciwdziałające odkręcaniu.*

*Rys. 27.*

podkładki i t.p.



Rys. 28.

3. Połączenia klinowe mają cel stworzenia połączenia naprężonego, zdolnego przeto do przenoszenia sił zmiennokierunkowych. Przykład: połączenie krzyżulca maszyny parowej z drągiem tłokowym. - Połączenie klinowe kół z wałami p.wały.

### E. CZĘŚCI RUCHU OBROTOWEGO.

1. O s i e poddane są tylko obciążeniu sił gnących. Przy wypadkowym momencie gnącym  $M_g$  dla danego przekroju osi, średnica  $d$  tego przekroju:

$$M_g = Wk_g \approx 0,1d^3k_g. \text{ Naprężenie dopuszczalne według}$$

tablicy 2-jej, zależnie od kategorii obciążenia. Osie krótkie są zazwyczaj jednakowej średnicy na całej długości, mają tylko na końcach zatoczone czopy o mniejszej średnicy i wykonywa się je z pręta okrągłego. Powyżej 100 mm. opłaca się dla zmniejszenia wagi wykonywać osie zmiennej na długości średnicy o kształcie bliskim do stałej wytrzymałości.

2. Wały maszyn krótkie, wystawione na działanie momentów skręcających  $M_o$  i momentów gnących  $M_g$  od wagi własnej kół, nacisku między zębami kół, naprężenia pasów i t.p. Miejsca przyłożenia sił i ich układ wiadomy. Obliczenie ściśle największej średnicy wału przeprowadza się jako części narażonej na obciążenie złożone według teorii, że miarą wytrzymałości jest największe wydłużenie, jakie pod wpływem tych obciążeń powstaje. Wydłużeniu temu odpowiada moment zastępczy  $M_z$ . Gdyby nie było innych obciążeń, lecz tylko ten moment zastępczy jako gnący, sprowadziłby on to największe wydłużenie, które pojawiło się pod złożonym obciążeniem momentów  $M_g$  i  $M_o$ .

Aby wymiary obliczone były dostateczne, zastępczy ten moment

$$M_z \cong W_r k_g ;$$

gdzie  $W_r = 0,1 d^3 -$



moment równikowy wytrzymałości.  $M_z$  oblicza się według zasad wyjaśnionych w nauce o wytrzymałości tworzyw:

$$M_z = 0,35 M_g + 0,65 \sqrt{M_g^2 + (\alpha_o M_o)^2} \cong 0,1 d^3 k_g;$$

gdzie

$$\alpha_o = \frac{k_g}{1,3 k_o} \quad \text{— współczynnik}$$

wskazujący, w jakim stopniu przy obliczaniu miarodajnego dla wymiarów wału  $M_z$  uwzględnić należy moment skręcający, zależnie od dopuszczalnych na skręcanie naprężeń.

Dla wałów nie zmieniających kierunku obrotu, obciążenie skręcające należy do kat. II, gnące zaś do kat. III. Dla wałów takich można przyjmować:

dla żelaza zl.  $k_{gIII} = 400$ ,  $k_{oII} = 600$ , a zatem  $\alpha_o = 0,5$   
„ stali zl.                      500                      900                      0,42

Pod  $M_z$  rozumie się największy moment zastępczy. Przy obliczaniu jego należy przeprowadzić rozkład sił działających na wał na składowe pionowe i poziome, obliczyć momenty gnące od sił pionowych  $M_v$  i od poziomych  $M_H$ , uformować momenty gnące

$M_g = \sqrt{M_v^2 + M_H^2}$ , następnie momenty zastępcze  $M_z$  według wyżej wskazanego równania i wyszukać  $(M_z)_{max}$

Najpraktyczniej jest obliczenie to przeprowadzać graficznie.

3. Wały pędni z żelaza zlewne /przenoszących energję i ruch od silnika na maszyny robocze/ długie poddane są obciążeniu złożonemu od przenieszonego momentu skręcającego i od gnącego momentu pochodzącego od ciężaru kół i naciągu pasów lub lin. Miejsca przyłożenia sił gnących i ich układ nie są jednoznacznie określone, gdyż rozkład kół i kierunek pasów zależny od najrozmaitszych warunków lokalnych. Wobec tego wał pędni musi posiadać wymiary przygotowane na wszelkie możliwe ewentualności. Obliczenie przeprowadza się wobec tego według równań uwzględniających możliwie te ewentualności i potwierdzonych przez praktykę a m.:

Wymiary wału muszą odpowiadać warunkowi wytrzymałości.

a/ Obliczany je tylko według wiadomego momentu skręcającego, ale z naprężeniem dopuszczalnym, odpowiednio zmniejszonym przez wzgląd na dodatkowe obciążenie zginające.

$$M_o = \frac{\pi d^3}{16} (k_o)_q \approx 0,2 d^3 (k_o)_q ;$$

gdzie  $M_o$  - moment skręcający w cm kg.,  $d$  - średni-

ca wału w cm.,  $(k_{og}) = 120 \text{ kg/cm}^2$ . /zmniejszone w stosunku do  $k_o = 400 - 560$ , dopuszczalnego w tej wielkości, gdyby wał poddany był tylko obciążeniu skręcającemu/. Z powyższego

$$d = 0,35 \sqrt[3]{M_o}$$

Ponieważ zaś przy liczbie  $n$  obrotów wału na minutę, moc przenoszenia w koniach m.:

$$N = \frac{M_o \pi n}{9.73}; \text{ skąd } M_o = 71620 \frac{N}{n}$$

to

$$d = 14,4 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

b/ Sprawdzamy, czy odkształcenie na skutek obciążenia skręcającego nie przekracza granicy dopuszczalnej. Dla uniknięcia drgań sprężystych, mogących być z powodu interferencji niebezpiecznymi dla wału, przyjęto dopuszczać kąt skręcania nie więcej niż  $1/4^\circ$  na 1 m. wału:

$$\text{(skąd } \vartheta_{abs} = \frac{M_o}{9.73} \cdot l^{cm}; \quad \frac{M_o}{800000 \frac{\pi d^4}{32}} \cdot 100 \frac{180}{\pi} \leq \frac{1}{4}^\circ;$$

$$d = 0,73 \sqrt[4]{M_o} = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$$

Z wyników otrzymanych z obu równań / a i b / należy wybrać większy. Dla  $\frac{N}{n} < 0,12$  równanie

$d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$  , zaś dla  $\frac{N}{n} > 0,12$  równanie

$d = 14,4 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$  daje wyniki większe. Fabryki wyrabiające pędnie, określają zazwyczaj wymiary wałów transmisyjnych według równania  $d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$  z zaokrągleniem wyników.

Tabl.5. Średnice wałów transmisyjnych /patrz str.77/.

Przeważnie stosowana liczba obrotów pędni:

Dla wałów głównych, otrzymujących ruch od silnika 120 - 150, dla wałów pobocznych 200 - 300 .

Dla wałów pędzących maszyny szybko wirujące /obrabiarki do drzewa i t.p./ 250 - 400.

Odległość łożysk podpierających taka, aby ugięcie nie przekraczało granic dopuszczalnych.

1/ dla wałów krótkich, podpartych w dwóch łożyskach  $l_{cm} \leq 100 \sqrt{d} \times 110 \sqrt[3]{d}$  , w zależności od mniejszego lub większego obciążenia gnącego.

2/ dla wałów długich, podpartych w paru łożyskach, analogicznie  $l \leq 125 \sqrt{d} \times 135 \sqrt[3]{d}$  /Tabl.6/.

Tabl.6. Odległości łożysk dla wałów transmisyjnych /patrz str.77/.

Tabl. 5. Średnica wałów transmisyjnych.

N k.m.	Liczba obrotów na minutę													
	40	60	80	100	120	140	160	180	200	225	250	275	350	400
1	50	45	45	40	40	35	35	35	35	35	35	35	30	30
2	60	55	50	50	45	40	40	40	40	40	40	40	35	35
4	75	65	65	65	55	55	55	55	50	50	50	50	45	45
6	85	75	70	65	65	60	60	60	55	55	55	55	50	50
8	95	85	80	75	75	70	70	70	65	65	65	65	60	60
10	105	95	90	85	85	80	80	80	75	75	75	75	70	70
15	115	105	105	100	95	90	85	85	80	80	80	80	75	75
20	120	115	110	105	100	95	90	85	85	85	85	85	80	80
30	130				100	95	90	85	85	85	85	85	80	80
40														
50														

Tabl. 6. Odległości łożysk dla wałów transmisyjnych.

$d_{cm}$	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_1_{cm}$	170-160	200-175	220-190	240-200	260-210	280-220	300-230	320-240
$l_2_{cm}$	210-190	240-210	280-230	300-245	330-260	350-270	370-280	400-290

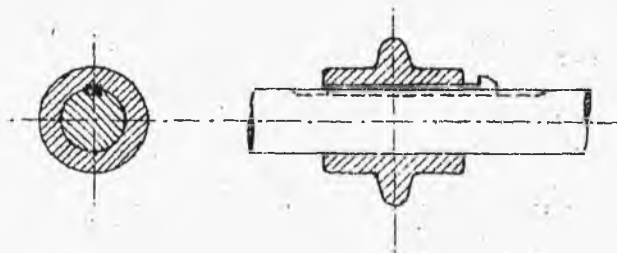
12
350-250
430-310

4. Zabezpieczenie wałów od przesuwania się wzdłuż osi.

Wały maszyn i wały pędni muszą być zabezpieczone od przesuwania się wzdłuż osi, ku któremu tendencja w czasie ruchu wynika z powodu niezupełnie poziomego położenia wałów oraz niezupełnie prostopadłego do osi naporu od pasów, kół zębatach. Dla ustalenia wałów transmisyjnych służą t.zw. pierścienie ustalające nasadzone na wał po obu stronach łożyska i zespolone z wałem przez dociśnięcie śrubami. Ustalenie wałów maszyn uskutecznia się przeważnie przez umieszczenie łożyska przy boku piasty koła zębatego lub innego osadzonego na wale, albo przez obtoczenie końców wału, położonych w łożyskach, na mniejszą średnicę, rzadziej przez pierścienie ustalające.

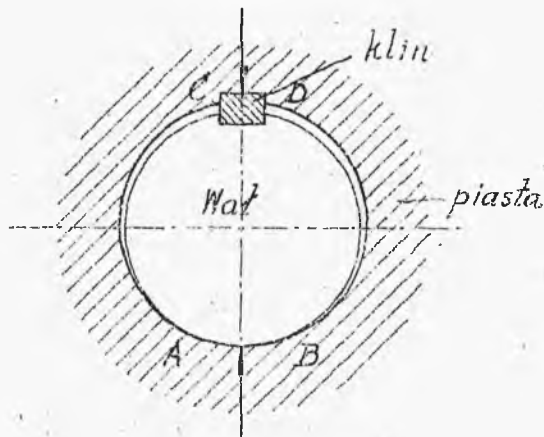
5. Umocowanie kół, tarcz, korb i t.p. na wale /kliny i osadki/:

a/ Przeważnie przez kliny dwuwpułtowe /rys.29,30



Rys.29.

i Tb. 7/, zagłębione w wale i piaste. Pochyłość górnej powierzchni  $\sim$  /1:75/ ÷ /1:100/. Kliny te wbi-



*Rysunek ten wyjaśnia przesadnie działanie klina: pod wpływem rozpierania wału i piasty przez klin, wytwarza się docisk na powierzchniach AB i CD, a przez to tarcie złączające piastę z wałem.*

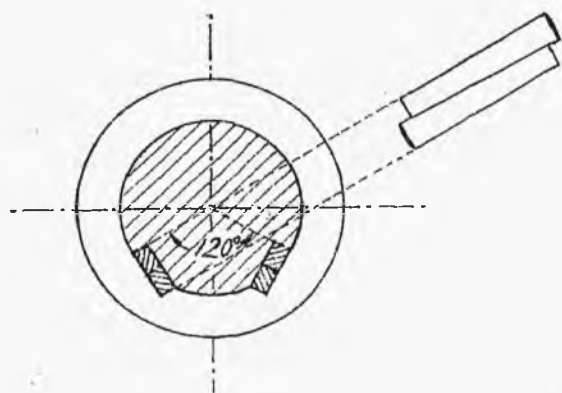
*Rys. 30.*

ja się siłą między wał i piastę, dzięki czemu wytwarza się docisk na powierzchni AB i na górnej powierzchni klina CD. Siłami zespalającymi koło i wał są: 1/ głównie tarcie wywołane przez wymieniony docisk, 2/ opór bocznej ścianki klina.

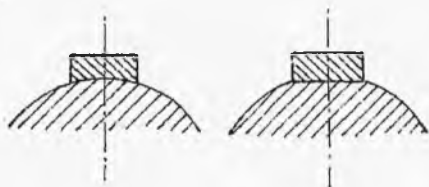
W celu łatwego rozłączenia zespolonych części przez wybijanie klina - na nim łeb. Części poddane momentom zmiennokierunkowym, osadza się przy pomocy dwóch klinów umieszczonych na wale w odległości 120°.

b/ Dla bardzo dużych sił obrotowych, zmieniających nagle wielkości i kierunek - dwa podwójne kliny stycz-

ne /rys.31/, pozwalające na doskonałe naprężone połączenie z wałem bez narażenia piasty /najczęściej w tych wypadkach dzielonej/ na siły rozciągające.



Rys. 31.



Rys. 32.

c/ Dla przenoszących niewielką siłę kół zakładanych na wał transmisyjny bez wyjmowania go z łożysk - kliny jednowpustowe płaskie i wklęsłe /rys.32/, nie potrzebujące rowka w wałe.

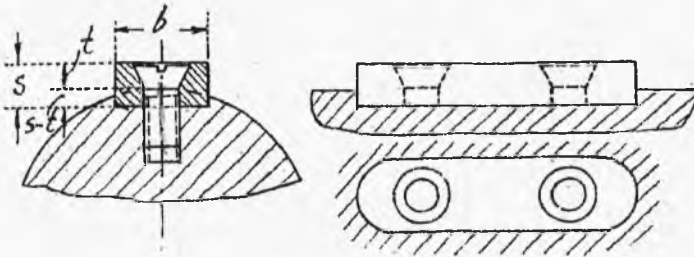
Kliny wymienione łączą część z wałem również w kierunku podłużnym, t.j. uniemożliwiają podłużne przesunięcie.

d/ Dla części, które muszą być połączone z wałem w kierunku obro-

towym, ale muszą mieć możliwość przesuwania się wzdłuż wału /np. pochwy sprzęgieł/ - połączenie tworzą osad-



ki dwuwpułtowe bez pochyłoci, które trzymają tylko oporem swych ściątek bocznych /rys.33/. Osadka musi być ściśle dopasowana do otworu.



Rys. 33.

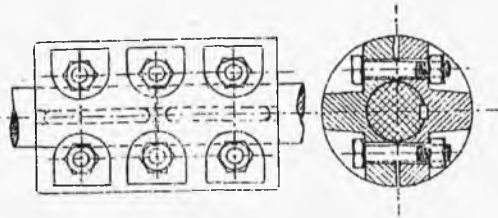
e/ Osadki stosuje się również dla części nieprzesuwalnych tam, gdzie założenie klina niemożliwe. - Osadka wytrzymuje mniejszy moment obrotowy niż klin tych samych wymiarów, może więc być stosowana tylko dla niewielkich momentów obrotowych.

Dla dużych przeto momentów dwie lub więcej osadek. Osadka nie zabezpiecza od przesunięcia wzdłuż wału; dlatego potrzebna dodatkowa śruba ustalająca w piąście elementa osadzonego na wale.

6. Sprzęgła stałe sztywne w celu połączenia części wału długiego. Najczęściej stosowane:

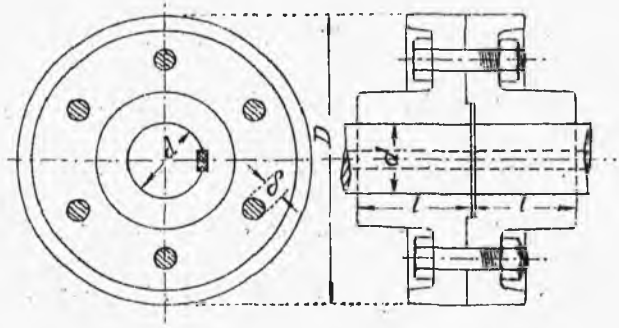
a/ Sprzęgło łukkowe /rys.34/ dla wałków jednakowej

średnicy. Liczba i wielkość śrub taka, aby docięnięcie łożek wytworzyło tarcie potrzebne do przeniesienia momentu obrotowego.



Rys. 34.

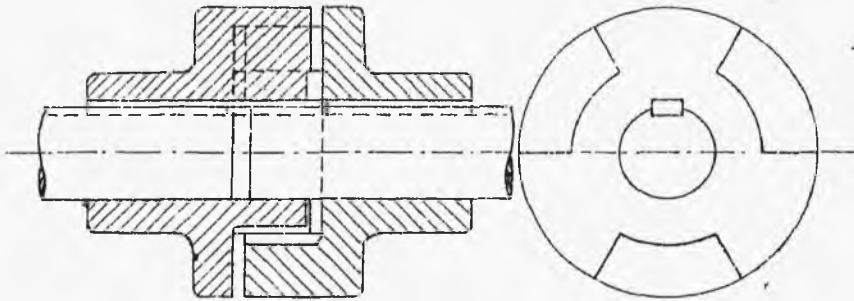
b/ Sprzęgło tarczowe /rys. 35/. Średnice wałków połączonych mogą być niejednakowe. Tarcze osadza się na wałkach na gorąco. Wymiary sprzęgieł - według katalogów firm dostarczających pędnie.



Rys. 35

7. Sprzęgło stałe luźne:

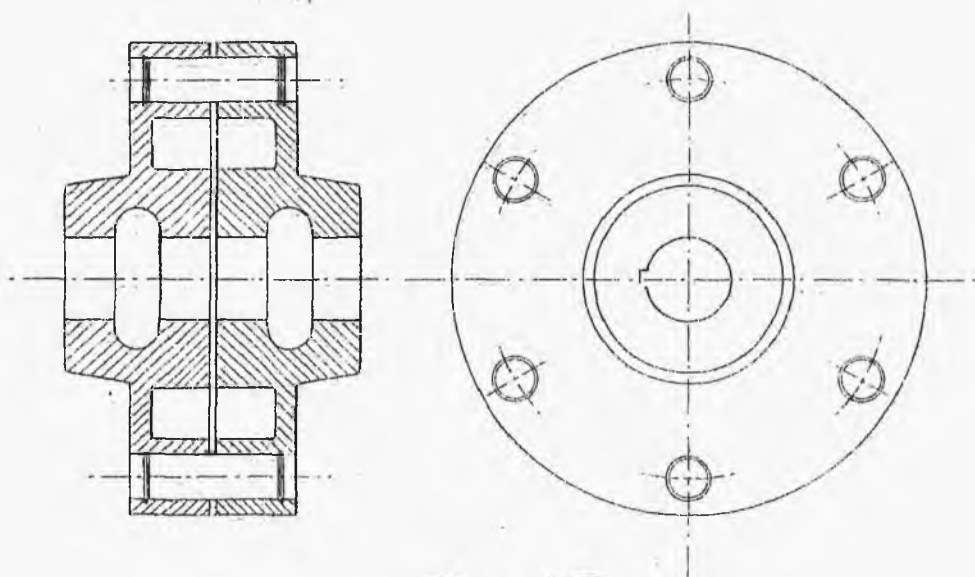
a/ Sprzęgło kłowe suwliwe /rys.36/ ma luz w kierunku podłużnym, pozwala na wydłużanie się długich wałów pod wpływem temperatury.



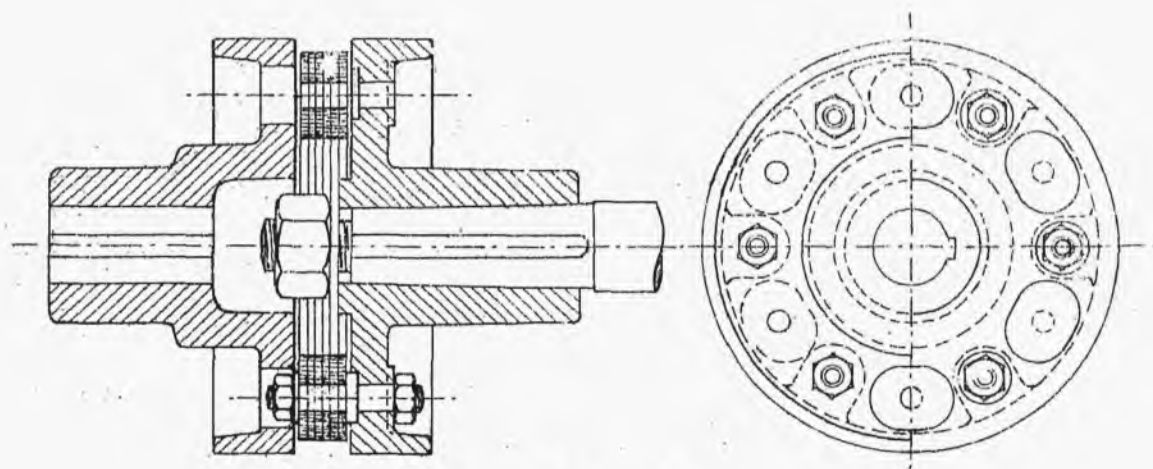
*Rys. 36.*

b/ Sprzęgła sprężyste mają, pozwalające na małe we wszystkich kierunkach odchylenia osi obu połączonych wałków, elastyczne elementy łączące. Stosowane są tam, gdzie należy łagodzić uderzenia w mechanizmie, lub głównie tam, gdzie trzeba połączyć wały, których osie nie mogą być ustawione zupełnie ściśle w jedną prostą linię. Stosowane są więc np. do łączenia wału silnika elektrycznego, parowego, spalinywego lub wodnego z wałem maszyny, bezpośrednio przez silnik pędzonej. Konstrukcji tych sprzęgieł jest wiele. Przykład dają rys.37, gdzie tarcze sprzęgła są

połączone kołkami C ze skóry lub rys.38.

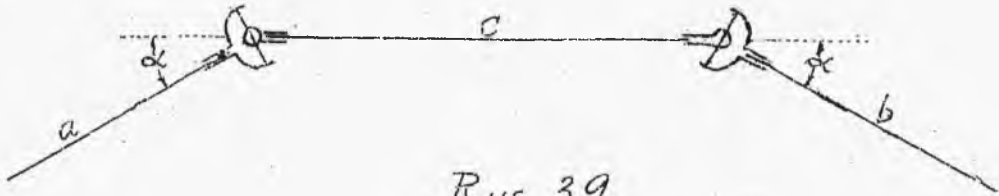


Rys. 37.



Rys. 38.

c/ Sprzęgła przegubowe /Cardana/ dla połączenia wałów różnokierunkowych /rys.39/. Przy stałej szyb-



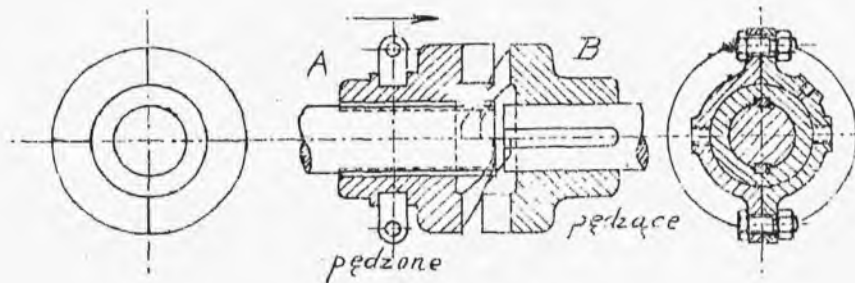
Rys. 39.

kości kątowej wału  $a$  , szybkość kątowa wału  $c$  nie jest stałą i zmienia się od  $\frac{\omega}{\cos \alpha}$  do  $\omega \cos \alpha$ . Szybkość wału  $b$  jest stałą i równa się szybkości wału  $a$  .

8. Sprzęgła rozłączne mają na celu nie stałe, lecz czasowe połączenie wału pędzącego z wałem pędzonym lub z kołami zębatymi:

a/ Sprzęgła włączane podczas postoju maszyny najczęściej kłowe np.rys.40. Tu część  $A$  przez przesunięcie wprawo łączy się swemi kłami z częścią  $B$  .

b/ Sprzęgła włączane podczas ruchu różnorodnych konstrukcji, wszystkie jednak oparte są na połączeniu siłą tarcia, dlatego nazywane są oiernemi.

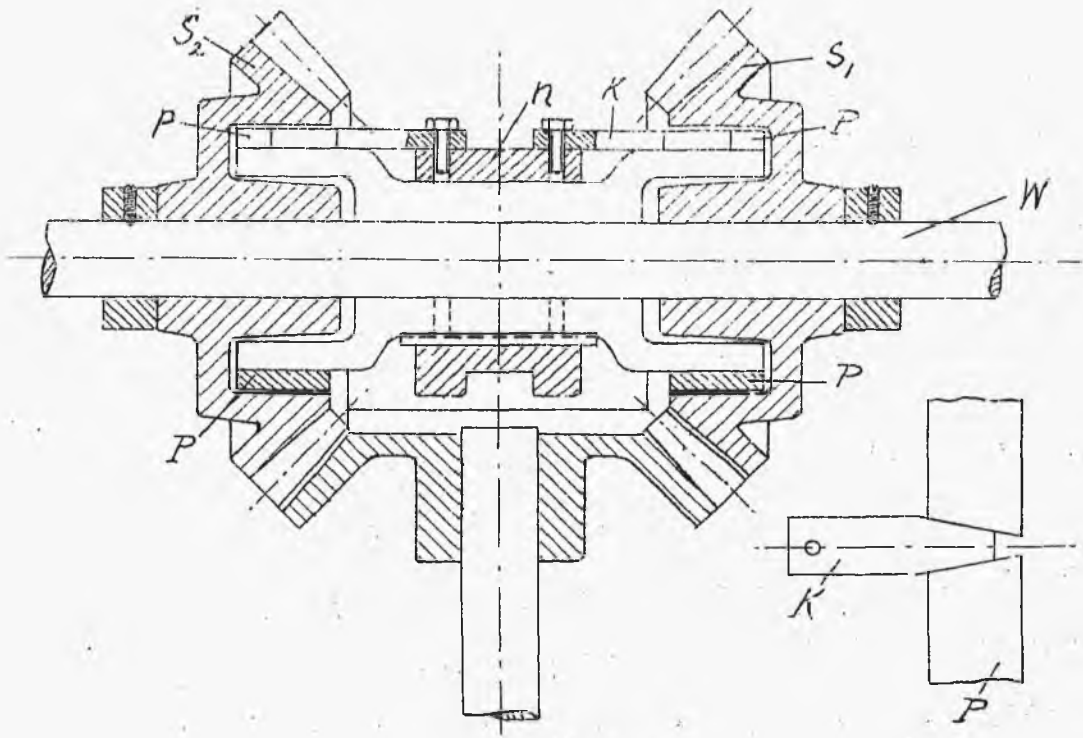


Rys. 40.

Rys. 41 przedstawia sprzęgło stosowane na żórawiach parowych dla zmiany kierunku ruchu. Przez przesunięcie pochwy  $m$  wlewo, klin  $k$  rozpycha pierścienie  $P$ , przez co tenże zostaje dociśnięty do koła stożkowego  $S_2$  i skutkiem tego tworzy się połączenie cierne między wałem  $N$  i osadzoną na nim nasadą  $n$ , a kołem stożkowym. Przesunięcie pochwy  $m$  wprawy tworzy analogiczne połączenie między wałem a kołem  $S_1$ . Przy położeniu środkowym pochwy, oba koła są wyłączone od zespolenia z wałem.

### 9. Czopy wogóle i czopy wałów.

Czopem nazywana jest część wału oparta i obracająca się w łożysku, albo ta część osi, na której



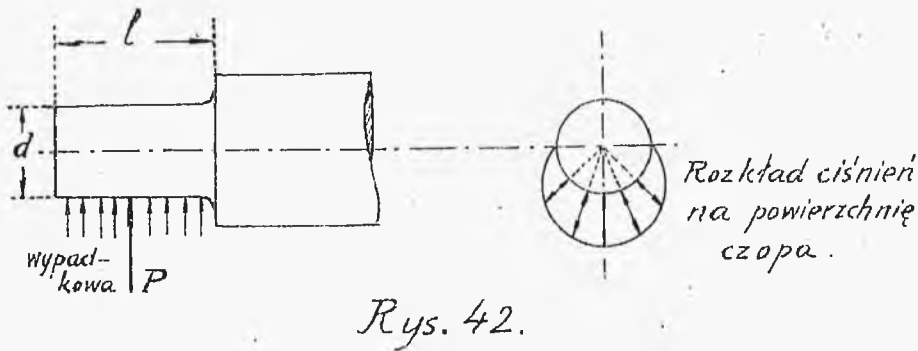
Rys. 41

wsparty jest i obraca się jakiś element maszyny /np. czop w tłoku silnika spalinowego, czop korby maszyny parowej/.

a/ Końcowy czop wału leżącego:

Wymiary jego określają trzy następujące warunki:

1. Wytrzymałość na zginanie w przekroju najwię-  
cej narażonym *AB* /rys.42/:



Rys. 42.

$$\frac{Pl}{2} = 0,1d^3k_g, \text{ skąd } d = \sqrt[3]{\frac{5Pl}{k_g}} = \sqrt{\frac{5Pl}{k_g d}}$$

2. Dopuszczalne średnie ciśnienia na rzut powierzchni podłoża. Faktyczny rozkład ciśnienia przedstawiony jest na rys.42 po prawej stronie. Wielkość jego uzależniona jest po pierwsze od smaru, który byłby wyciskany z pomiędzy powierzchni smarowanych przy ciśnieniu nadmiernym, po drugie przez wzgląd na zużywanie się powierzchni trącej:  $\frac{P}{k^l d} = k$ . Średnie dopuszczalne wartości ciśnienia  $k^l d$ :



Tbl.8. Dopuszczalne ciśnienie na rzut powierzchni czopa.

Materiał czopa.	Materiał panewki.	$k$ kg/cm <sup>2</sup>
Stal twarda narzędziowa hartowana		150
"	bronz	90
Stal niehartowana	"	60
żel. zlewne	"	35
" "	metal biały	13/20 /zależnie od twardości/
" "	żelazo lane	5/25 - dla maszyn z napędem ręcznym/
" "	twarde drzewo	do 20.

Wartości podane dotyczą przeciętnych warunków pracy czopa w maszynach z napędem mechanicznym. Dla czopów pracujących nie stale pod największym obciążeniem, lecz przejściowo i dla czopów maszyn z napędem ręcznym, nacisk ten może być powiększony aż do dwukrotnej wielkości.

Czopy natomiast maszyn pędzonych mechanicznie, ale pracujące w warunkach, grożących zanieczyszczeniem, muszą być liczone z ciśnieniem odpowiednio mniejszym. Dodać trzeba, że w tych wypadkach, gdzie dopuszczane jest większe  $k$  z racji twardości materiału, smar musi być więcej lepki, aby nie był wyciskany ze wzrostem ciśnienia; im większe  $k$  tem

większa lepkość smaru.

Z warunku 1 i 2  $\frac{l}{d} = \sqrt{0,2 \frac{k_g}{k}}$ , skąd dla wa-  
łków zwykłych żelaznych przy  $k_{g,III} = 400$  otrzymuje się  
zazwyczaj stosowane normalne długości czopów wałków  
i panewek łożysk dla tych czopów:

przy panewce z brązu:  $\frac{l}{d} = 1,5$ ; albo  $l_{mm} = 1,25d +$   
 $+ 50$ ;

z met. białego:  $\frac{l}{d} = 2,5$ , albo  $l = 2d + 50$ ;

dla tw. metalu:  $l = 2d$

z żelaza lanego:  $\frac{l}{d} = 4$ , albo

$$l = 3d + 50.$$

Dla łożysk całkowicie żeliwnych w maszynach rzad-  
ko pracujących z napędem ręcznym  $\frac{l}{d} = 1,5 - 1,75$ .  
Czopy w tłokach, na korbach i t.p. ze względu na  
szczupłość miejsca muszą być krótkie, w tym celu  
czop i panewka wykonywane są z materiałów bardzo  
twardych.

3. Zabezpieczenie od zagrzanania się czopa /do-  
puszczalna jednostkowa praca tarcia/.

Długość czopa określona z warunków 1 i 2 musi  
poza to być dostateczną, na to, aby ciepło wytworzo-  
ne przez tarcie mogło odpływać w dostatecznej ilość-  
ci tak, aby nie nastąpiło zagrzanie, grożące znisz-  
czeniem łożyska i czopa. Ilość więc ciepła, wy-  
tworzona przez tarcie, równająca się pracy tarcia.

podzielonej przez mechaniczny równoważnik ciepła /427 mkg.  $\equiv$  1 Cal./ powinna być nie większa, niż ilość ciepła odpływającego z powierzchni czopa. Przy liczbie zatem obrotów wału  $n$  na minutę, współczynniku tarcia w łożysku:  $\mu$ , /który jest współczynnikiem wypadkowym sumarycznego tarcia na powierzchni okrągłej, pochodzącego od nacisków na tę powierzchnię/, ilości ciepła odpływającego w sekundę z 1 cm<sup>2</sup> powierzchni czopa:  $q$  Cal/cm<sup>2</sup>sek., długości  $l$  i średnicy  $d$  w cm.

$$\frac{\mu, P \pi d n}{60 \cdot 100 \cdot 427} \leq q \pi d l, \text{ skąd } \frac{\mu, P \pi d n}{60 \cdot 100 d} \leq A,$$

$$A = 427 q \pi$$

czyli: praca tarcia w sekundę, przypadająca na 1 cm<sup>2</sup>. rzutu powierzchni czopa, nie powinna przekraczać pewnej wartości dopuszczalnej  $A$ , która zależy od mniej lub więcej sprzyjających warunków odprowadzania ciepła /Tb.9/.

Z ostatniego:

$$\frac{P n}{l} \leq \frac{1910}{\mu} A.$$

Przeciętnie dla łożysk ze smarowaniem obiegowym obrączkowym:  $\mu = 0,02 \div 0,04$ , dla łożysk z oliwiarkami knotowymi lub kroplomierzowymi  $0,04 \div 0,07$ .

Przyjmując według Bacha jedną dla wszystkich łoż-

żysk wartość  $(\mu_1 = 0,00636)$ , otrzymuje się wygodny dla rachowania wzór  $\frac{Pn}{l} \leq W$ , gdzie  $W = 30000 A$  /Tb. 9/.

Tbl. 9.

Dla	$A$ <sup>mkg</sup> /cm <sup>2</sup> sek.	$W$
łożysk zwykłych	1 - 1 <sup>1</sup> / <sub>3</sub>	30000 - 40000
czopów korb /chłodzenie powietrzem/	3	90000
czopów osi wozów pasażerskich	2 <sup>2</sup> / <sub>3</sub>	80000
czopów osi parowozów pośpiesznych	5	150000

Jeżeliby obrachowana z warunku 1 i 2 długość /przy wałach bardzo szybko wirujących/ okazała się niedostateczną, musi być powiększona do wielkości, odpowiadającej warunkowi 3. Nie należy zapomnieć wtedy jednak o tem, że powiększenie długości czopa pociąga za sobą zwiększenie momentu zginającego, co przy znacznem jego powiększeniu zmusza do powiększenia  $d$  /według 1/.

Trzeba dodać, że według  $\frac{Pn}{l} \leq \frac{1910}{\mu_1} A$  długość czopa zależy nietylko od ilości obrotów, lecz i od  $\mu_1$ , t.j. smarowania. Dlatego przez ulepszenie smarowania można uniknąć zbyt dużego powiększenia...

długości czopa.

Staranne smarowanie zmniejsza wytwarzaną pracę tarcia.

b/ Czop środkowy wału leżącego.

Średnica jego  $d$  jest już określona przez wymiar wału. W praktyce stosuje się przeważnie łożyska normalne /p.wyżej, a 2/, zarówno dla czopów końcowych, jak i środkowych. Dlatego długość panewki łożyska przy zastąpieniu łożyska normalnego określamy z  $d$  według danych pod / a , 2/. Pozostaje jednak sprawdzić według / a , 3/, czy długość ta jest dostateczną. Jeżeliby  $\frac{P_n}{l} > \frac{1910}{m_1} A$ , to należy stosować łożysko anormalne o panewkach dłuższych, niż normalne.

c/ Czop stożkowy wału stojącego /rys.43/.

Wymiary jego muszą odpowiadać dwum warunkom:

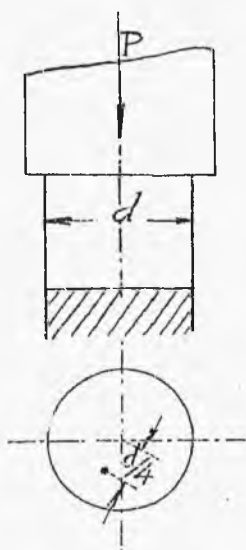
1/ Ciśnienie na powierzchni nie może przekraczać dopuszczalnego:

$$\frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq k \quad - \text{ dla czopa pełnego,}$$

$$\frac{P}{\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)} \leq k \quad - \text{ dla pierścieniowego.}$$

$k$  nie większe niż według Tbl.8.

2/Prócz tego zagrzanie czopa nie może być dopusz-



Rys. 43.

czony. Uważając, że wypadkowa sił tarcia przyłożona jest na ramieniu  $\frac{d}{4}$ , co praktycznie ma miejsce, gdyż naciski nie rozkładają się równomiernie na przekroju, lecz są większe im bliżej środka, mamy:

$$\frac{1}{427} \mu P \frac{d}{4 \cdot 100} \frac{\pi n}{30} \leq \frac{\pi d^2}{4} q,$$

oraz

$$\frac{1}{427} \mu P \frac{d_2 + d_1}{4 \cdot 100} \frac{\pi n}{30} \leq \frac{\pi (d_2^2 - d_1^2)}{4} q,$$

skąd

$$\frac{\mu P \frac{d}{4 \cdot 100} \cdot \frac{\pi n}{30}}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq 427 q = A$$

i następnie

$$d \geq \frac{\mu}{3000 A} P n = \frac{P n}{W}, \text{ oraz } d_2 - d_1 \geq \frac{\mu}{3000 A} P n = \frac{P n}{W},$$

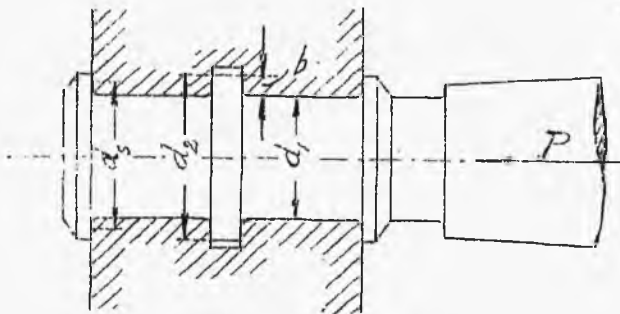
gdzie  $A$  - dopuszczalna jednostkowa praca tarcia na  $1 \text{ cm}^2$  powierzchni czopa, przeciętnie  $2/3 \text{ mkg/cm}^2 \text{ sek}$

Dla  $\mu = 0,05$  - współczynnik  $W = 40\,000$ .

d/ Czop grzebieniowy oporowy wału leżącego lub stojącego /rys.44/.

Wysokość grzebieni

$$b = (0,1 \div 0,15) d_1$$



Rys. 44.

Liczba grzebieni ( $i$ ) musi odpowiadać dwum warunkom:

1/ Dopuszczalne ciśnienie:

$$\frac{P}{i \pi d_s b} \leq k'$$

gdzie  $d_s$  - średnia średnica

$$= \frac{d_2 + d_1}{2}$$

Ze względu na niemożebność osiągnięcia równomiernego rozkładu ciśnienia na wszystkie grzebienie -  $k'$  nie większe niż  $k$  dla czopów storcowych, lepiej jednak  $k' = \left(\frac{2}{3} \div \frac{1}{2}\right) k$ .

2. Prócz tego zabezpieczenie przeciw zagrzaniu:

$$\frac{1}{427} \mu P \frac{\pi d_s n}{60 \cdot 100} \leq i \pi d_s b q,$$

skąd

$$i \geq \frac{\mu P n}{6000 A b} = \frac{P n}{W' b}$$

$A$  - dopuszczalna jednostkowa praca tarcia =  $= 1/3 - 1/6 \text{ mkg/cm}^2 \text{ sek}$ . Przy  $\mu = 0,05$  współczynnik  $W' = 40\ 000 - 20\ 000 \dots$

10. Łożyska maszyn ślizgowe służą jako opory czopów, obracających się, przytem czop ślizga się po powierzchni panewki łożyska. - Element obracający się na czopie stałym /np. łyby korbowodu w maszynie parowej/ wedle swych głównych cech jest również łożyskiem.

Dobre łożysko ślizgowe powinno posiadać następujące własności:

1/ W celu zapobieżenia zbyt szybkiemu zużyciu się powierzchni ślizgających, a także zagrzeniu łożyska, panewka powinna przylegać do czopa równo na całej długości, co należy zapewnić przez odpowiednią konstrukcję, staranne ustawienie łożyska, gładkie obrobienie czopa i materiału panewki.

2/. W tym samym celu dopływ smaru powinien być dostateczny i smar jednostajnie rozdzielony na całej długości czopa.

3/. Materiał panewki powinien mieć strukturę pozwalającą na otrzymanie jaknajgładszej powierzchni, a prócz tego, a racji łatwości wymiany zużytej panewki na nową, a niemożności wymiany czopa, powinien ścierać się łatwiej niż czop.

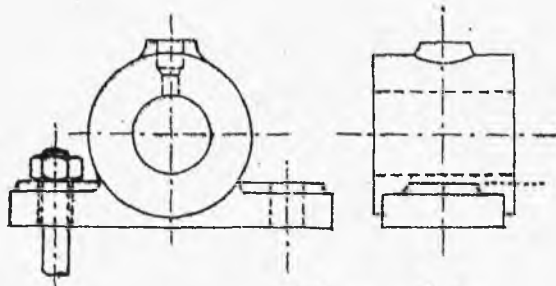
4/ Powinna istnieć możliwość łatwej wymiany starej panewki na nową, a w łożyskach, które szczególnie narażone są na starcie panewek /np. przy zmianach



wielkości i kierunku sił/, powinna istnieć możliwość dociskania panewek nieco startych, jeszcze nie bezużytecznych, aby ściśle obejmowały opop.

Przykłady konstrukcji uwzględniających te wymagania i ogólne warunki maszyn różnych kategorii:

Rys.45. Najprostsze zamknięte łożysko całe z żelaza łanego dla maszyn ręcznych rzadko pracujących.



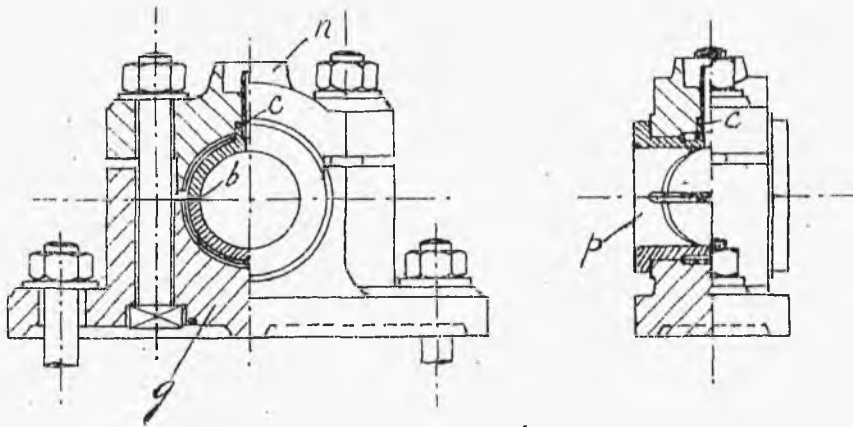
Rys. 45.

Dla częściej pracujących konieczne wstawienie tulejki z brązu, albo wylanie części wewnętrznej warstwą metalu łożyskowego.

Smarowanie smarem gęstym przy pomocy smarownicy Stauffera.

Rys.46. Łożysko siodłowe dla maszyn z napędem mechanicznym otwierane, składające się z gniazda *g* i pokrywy *n* żeliwnych oraz składanej panewki z brązu, spoczywającej nieruchomo, przyczem górna

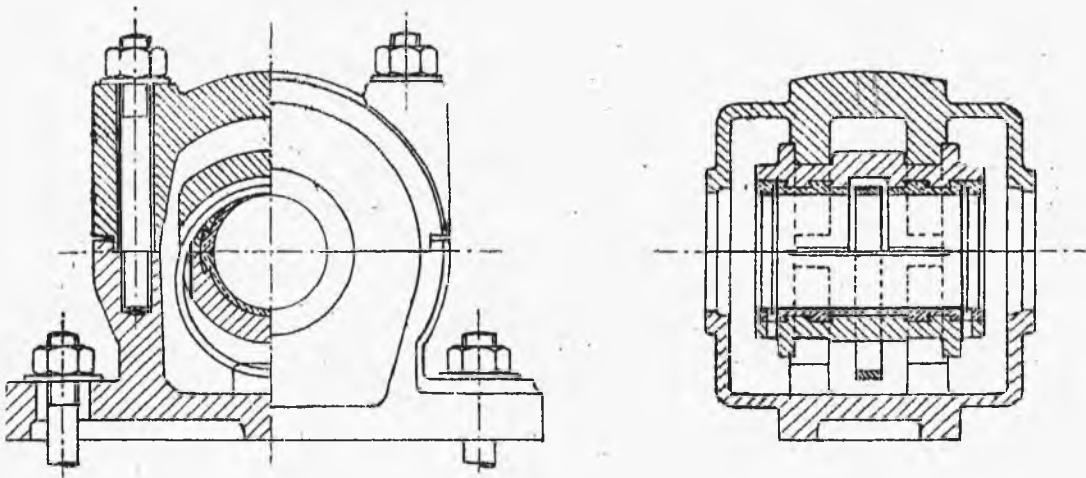
półpanewka jest zabezpieczona czopkiem *C* od kręcenia się. Smarowanie olejem przy pomocy oliwiarki knotowej. Możliwość otwierania łożyska ułatwia składowanie maszyny oraz wymianę zużytej panewki. Panewki



*Rys. 46.*

nieco wytarte wewnątrz mogą, po uprzednim spiłowaniu brzegów (*b*) być dociśnięte przez śruby przyciskające pokrywą.

Rys. 47. Łożysko otwierane z panewką wylaną metalem łożyskowym i smarowaniem obiegowym za pomocą obrączki *O*. Stosuje się do wałów znacznie obciążonych i szybko wirujących, bo doprowadzenie smaru jest obfite, a naprawa startej panewki łatwa przez ponowne wylanie metalem łożyskowym.



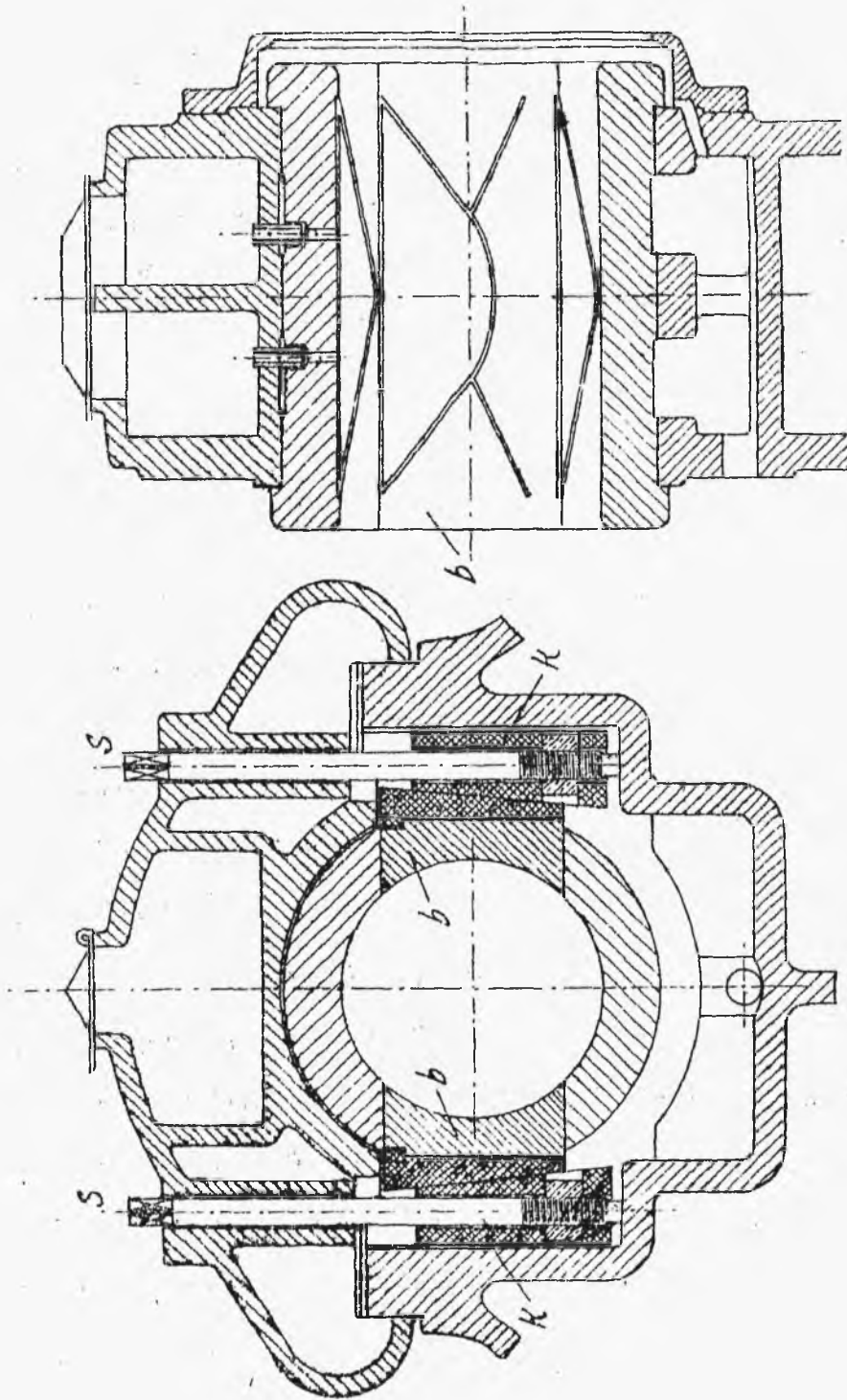
Rys. 47.

Rys. 48. Łożysko wału korbowego maszyny parowej z panewką wylaną białym metalem, składającą się z czterech części. Części boczne  $b-b$ , gdy są nieco wytarte /napór na łożysko skierowany jest głównie poziomo/ mogą być dociśnięte przez podciągnięcie ku górze za pomocą śrub  $S$  klinów  $K$ , przylegających do tych części panewki.

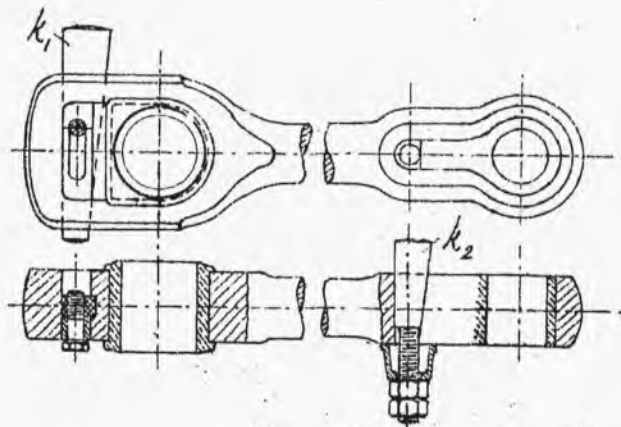
Rys. 49. Łożyska w łbach korbowodu z panewkami bronzowymi przy konstrukcji umożliwiającej dociskanie startych panewek za pomocą klinów  $k_1$  i  $k_2$ .

Rys. 50. Łożysko oporowe grzebieniowe dla wału leżącego, gdzie panewki mają wgłębienia na grzebienie  $g$  czopa wału.

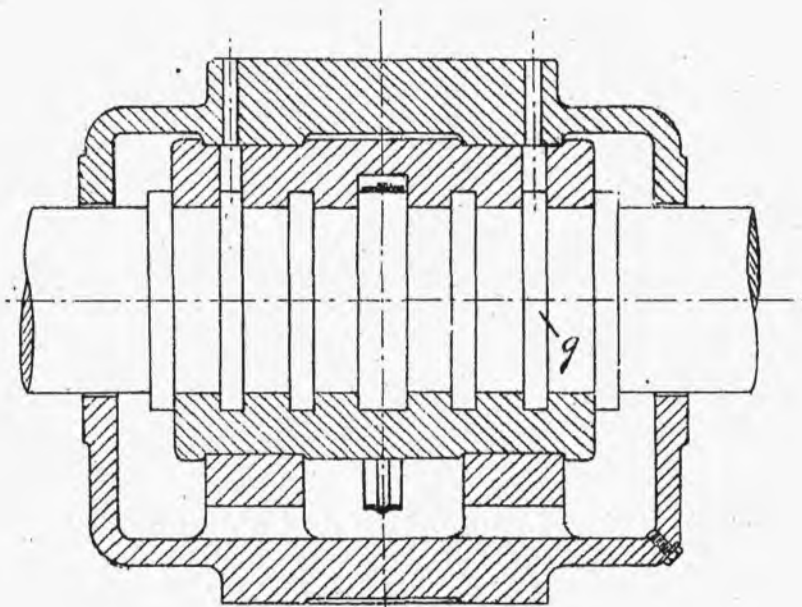
Rys. 51. Łożysko storcowe w połączeniu z łożyskiem



*Rys. 48.*

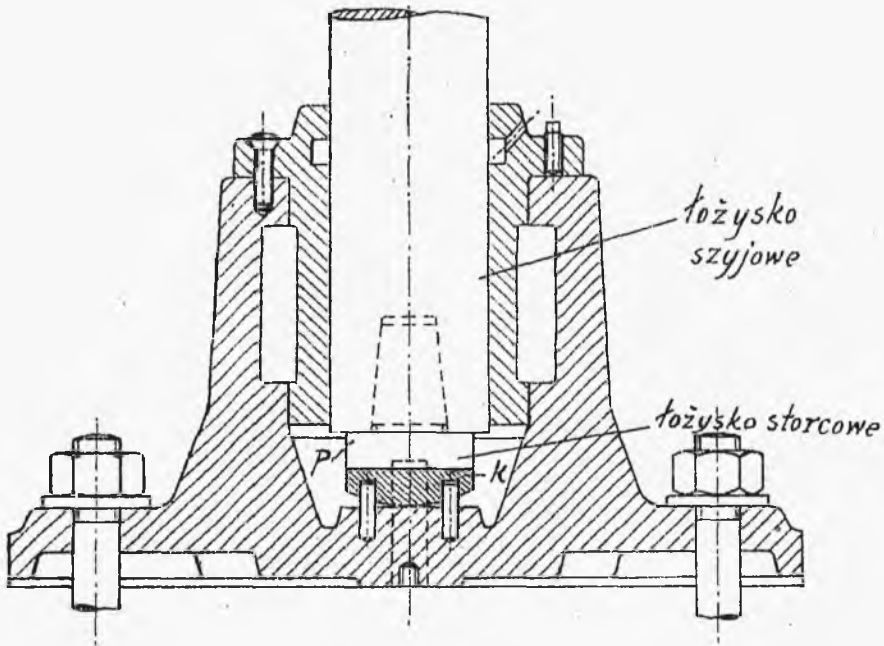


Rys. 49.



Rys. 50.

szyjowem dla wału pionowego, przejmujące napór pionowy i poziomy wału. Na koniec wału wstawiona jest twarda stalowa płytka  $p$ , spoczywa na płyt-



Rys. 51.

ce *k* brązowej lub stalowej, której spód jest wypukły w tym celu, aby mogła się ona automatycznie nastawiać i przez to dolegała na całej swej powierzchni jednostajnie do płytki na wale. W łożysku sztywnym, przejmującym napór poziomy, jest dwudzielna, wyjmowana panewka cała z brązu albo ze stali lanej, wylana wewnątrz białym metalem.

Główne wymiary łożysk: długość panewek = długości czopów /IV, E, O, a, 2/.

grubość panewki z brązu:

$$(0,07d + 4) \text{ mm},$$

grubość warstwy białego metalu:

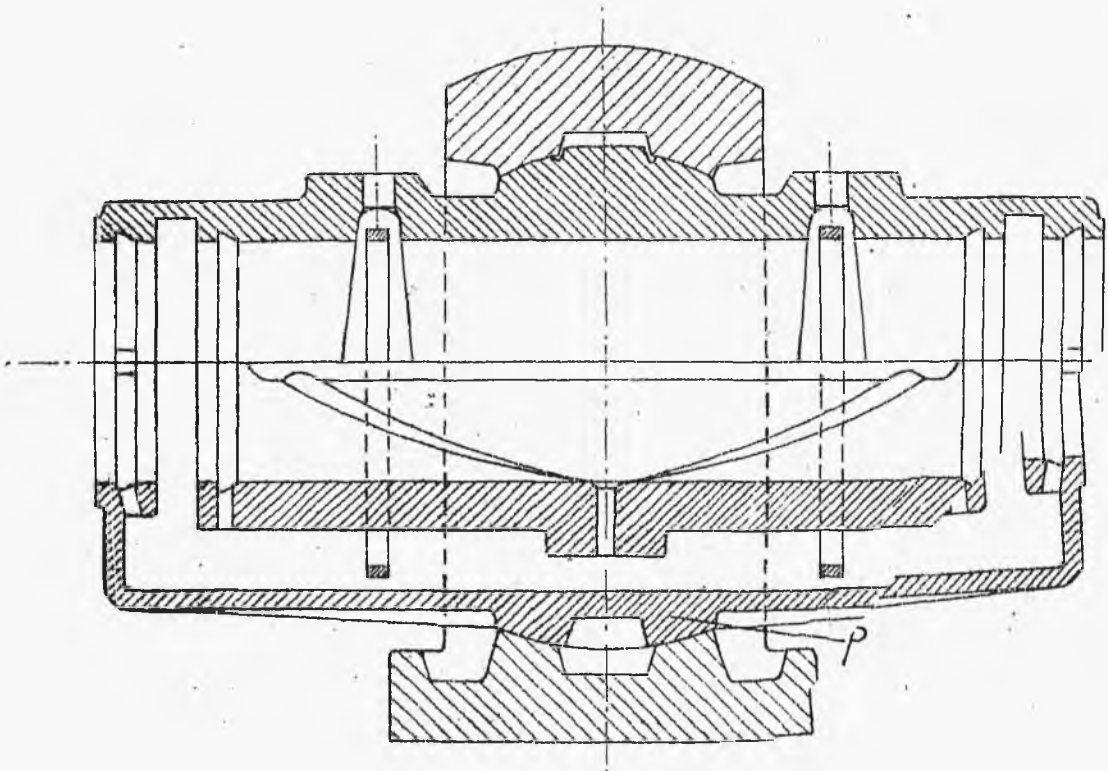
$$(0,05d + 0,05d + 3) \text{ mm}.$$

### 11. łożyska pędni ślizgowe.

Aby przy wałach pędnianych długich i ich sporem przeginaniami oraz przy trudności dokładnego ustawienia łożysk, przymocowywanych do ścian sufitów i słupów, osiągnąć przyлегanie panewki na całej jej długości do czopa, konieczne jest zastosowanie panewki ruchomej, która może nastawić się samoczynnie względem wału. - Smarowanie stosuje się samoczynne obiegowe w celu zmniejszenia kosztów obsługi i smaru.

Przeważnie używane są łożyska Sellersa /rys. 52/ z panewkami długimi całkowicie żeliwnymi, wsparte mi na kulistych podporach  $p$ , umożliwiającymi nastawialność panewki. łożyska takie stawiane są na żeliwnych wspornikach przyściennych lub nastupowych albo na skrzynkach ściennych, gdy wał przechodzi przez ścian poprzeczna łożyska przeznaczona do

umocowania na suficie lub do podciągów sufitowych



Rys. 52.

budowane są jako specjalne łożyska wieszakowe; w łożyskach tych oparcie panewki jest kuliste, a przez tego zaopatrzone jest w gwint, przez kręcenie którego oparcie daje się przesuwac w kierunku pionowym; konstrukcja taka ułatwia dostosowanie osi łożyska do osi wału.

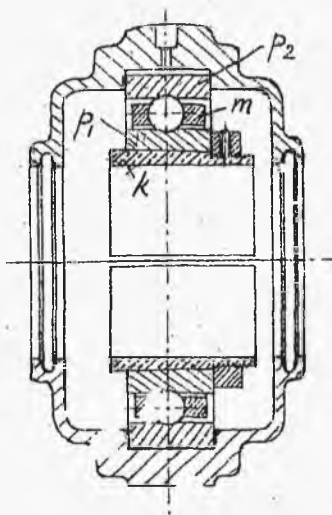
Wymiary łożysk do wałów pędni wybierać należy



według katalogów wytwórni budujących pędnie.

12. Łożyska kulkowe, w których czop toczy się na kulkach, mają następujące zalety: opór toczenia bardzo mały /bo współczynnik oporu w równaniu momentu oporu  $M = \mu, r$ , analogiczny do współczynnika tarcia w łożysku ślizgowym,  $\mu, = 0,0011 - 0,00018/$ , zużycie smaru bardzo niewielkie, nieczułość na przeginanie się wału, zwartość konstrukcji. Wadami zaś są: mała wytrzymałość na uderzenie w maszynie i na przeciążenia. Dlatego to łożysko kulkowe musi być wybierane ze sporym zapasem bezpieczeństwa.

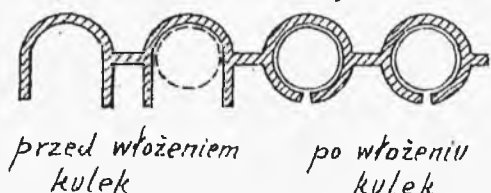
Rys.53. Przedstawia łożysko siodłkowe kulkowe dla wału leżącego. Wał z osadzonym na nim, przy pomocy stożkowego dociągniętego przez nakrętkę klina  $k$  pierścieniem wewnętrznym z twardej hartowanej stali,



Rys.53.

toczy się na kulkach, zawartych w t.zw. klatce  $m$  /w celu oddzielenia jednej kuli od drugiej /rys.54//, po pierścieniu zewnętrznym  $P_2$ , spoczywającym w gnieździe łożyska. Pierścień ten ma luz w kierunku podłużnym, aby przy możliwych małych podłużnych przesunięciach wału unik.

Wyjaśnienie ustroju  
klatki kulkowej.



Rys. 54.

gdyż przy parciu  
takim kulki szybko  
by się zużyły, albo  
nawet popękały.

Przy nacisku wału  
na łożysko  $P$  kg.,  
liczbie kulek ( $i$ ),  
obciążenie przypada-  
jące na kulkę naj-  
niższą, przejmującą

największą część nacisku, jest  $P_0 = \frac{5}{i} P$  /np.  
przy 15 kulkach  $P_0 = \frac{1}{3} P$  /. Obciążenie to nie mo-  
że przekraczać dopuszczalnego

$$P_0 = \frac{5}{i} P \leq C' d^2,$$

gdzie  $d$  - średnica kulki w cm.,  $C'$  - w kg/cm<sup>2</sup>  
- dopuszczalny nacisk kulkowy. Równanie powyższe

wynika z tego, że praktycznie nacisk przejmuje  
pewien odcinek powierzchni kulki  $= \varphi \pi d^2$ ;

przyjmując średni dopuszczalny nacisk na tę po-  
wierzchnię  $k'$  otrzymujemy:

$$P_0 \leq k' \varphi \pi d^2;$$

inaczej

$$P_0 \leq C' d^2.$$

Rys. 55 przedstawia górną część łożyska mono obciążonego - wskutek czego dwa szeregi kulek; aby zachować podatność łożyska na przeginanie się wału i uchybienia w dokładności ustawienia, pierścień zewnętrzny leży w podłożu kulistem.

Rys. 56 przedstawia ustrój łożyska kulkowego szwedzkiego firmy S.K.F. z podwójnym szeregiem kulek, opartych na pierścieniu zewnętrznym, mającym wewnętrzną powierzchnię kulistą, przez co podatność na przeginanie wału jest osiągnięta.

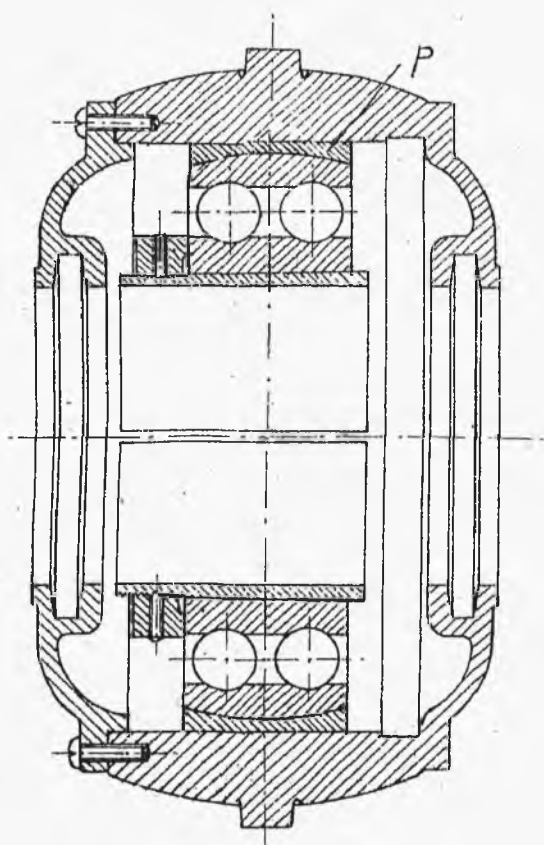
Przy uwzględnieniu intensywności pracy kulek:

dla liczby  $n$  obrotów na minutę znajdziemy  $C'$  z następującej tablicy:

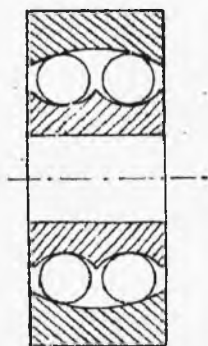
$n$	50	150	250	500	1000	1500
$C'$	200	150	125	100	75	50

Przyчем złołek dla kulek w pierścieniu zakreślony jest promieniem  $r = \frac{2}{3} d$ .

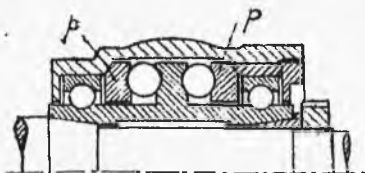
Rys. 57 przedstawia połowę kulkowego łożyska opo-



Rys. 55.



Rys. 56.



Rys. 57.

rowego dla wału leżącego, poddanego działaniu zmieniającego kierunku nacisku poosiowego. Podłoża kuliste  $p$  pod kulki mają na celu rozłożenie nacisku równomiernie na wszystkie kulki. Wobec tego nacisk

$$P \leq c'' i d^2.$$

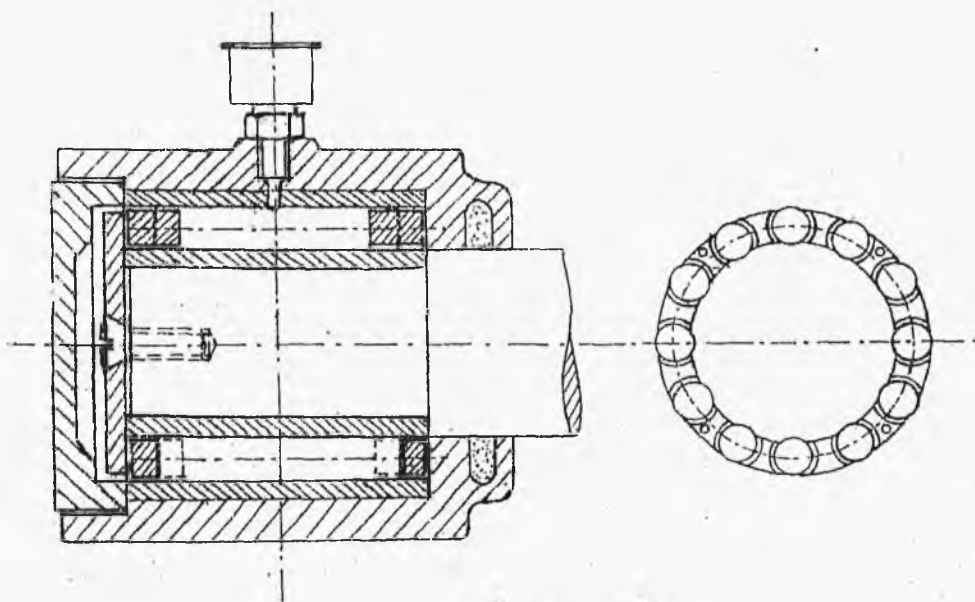
Wskutek tego, że kulki w łożysku oporowem i storcowem podlegają prócz toczenia pewnemu poślizgowi  $-c'' < c'$ , a mianowicie w rowkach zakreślonych promieniem  $\frac{2}{3}d$

przy $n =$	50	150	250	500	1000	1500
$C'' =$	100	55	45	35	25	15

Łożyska kulkowe powinny być zabezpieczone od kurzu. Smarowanie w łożyskach, gdzie smar nie dopływa z innych części, smarem gęstym mineralnym, dla szybciej wirujących z dodaniem oleju. Doprowadzanie smaru w okresach długich czterotygodniowych. Dwa, trzy razy do roku trzeba oczyścić łożysko benzyną lub czystą naftą.

13. Łożyska wałkowe, lub wałeczkowe, gdzie czop toczy się na wałeczkach.

a/ Łożyska z długimi wałkami /rys. 58/, stosowane



Rys. 58.

tylko dla niektórych celów np. łożysk wózków, przesuwnie i obrotnie, dla wozów kolejowych i parowozów, naogół dla obrotów niezbyt szybkich. Obliczenie:  $\frac{5P}{l} = cld$ , gdzie  $l$  - długość,  $d$  - średnica wałka w cm.

Przy  $l < 5d$ ,  $C = 60$  dla wałków ze stali hartowanej na podłożu ze stali lanej.

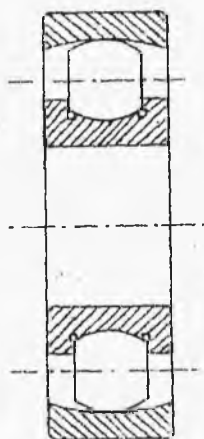
$C =$  do 150 dla podłoża ze stali hartowanej.

b/ łożyska z wałeczkami krótkimi różnorodnych konstrukcji, stosowane są w nowszych czasach zamiast łożysk kulkowych, tam gdzie obciążenia są większe i gdzie występują uderzenia. Wałeczki bywają cylindryczne bezczukowe /w formie bezczuki/ i stożkowe rysunki 59, 60 i 61. Te ostatnie stosowane są w sa-

mochodach amerykańskich i angielskich.



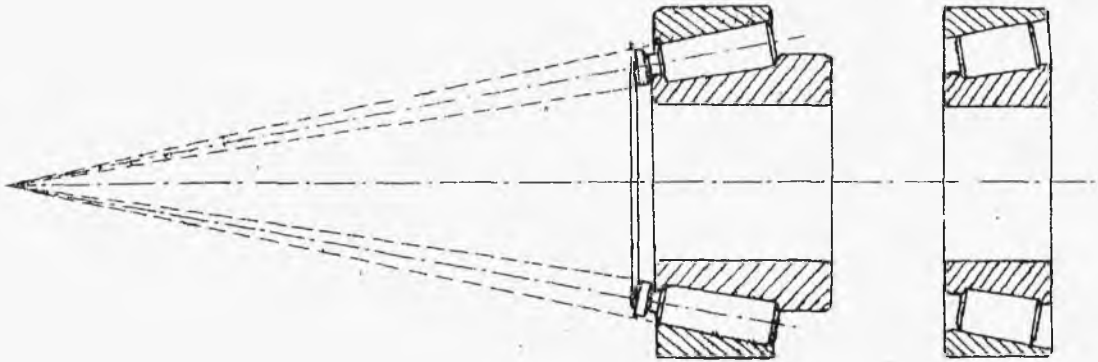
Rys.59.



Rys.60.

#### 14. Zagrzanie się łożyska, środki zaradcze.

Jeżeli łożysko zagrzeje się podczas biegu wału, łożysko należy otworzyć, nałać smaru na panewki



Rys. 61.

i czop, ostudzić łożysko wolno przy pomocy mokrych, ale wyjętych szmat, poczem zbadać i usunąć przyczynę zagrzanania. Jeżeli nie pochodzi ona z niedostatecznych wymiarów /patrz wymiary osopów/, to mogą nią być: niedostateczny dopływ smaru z powodu złego działania oliwiarek; przedostanie się wioru albo piasku do wnętrza łożyska; krzywe względem wału ustawienie łożyska, wskutek czego wał przylega nierównomiernie, trąc po przegach panewki; zbyt ciasne przyleganie panewek, wskutek czego wał po rozgrzaniu nie dopuszcza smaru; zbyt ciasne przyleganie pierścieni osadzących.

15. Strata energii wału maszyny, leżącego w dwóch łożyskach ślizgowych i skutek użyteczny:  
przy smarowaniu gęstym smarem  $\eta \approx 0,94$ ,

przy smarowaniu knotowem i kropłomierzowem	0,97
" " obrączkowem	0,99

-----

F. CZĘŚCI DO PRZENOSZENIA RUCHU OBROTOWEGO  
I ENERGII Z JEDNEGO WAŁU NA DRUGI.

1. Koła zębate walcowe z zębami prosteni /t.sw.  
koła zębate czołowe/; ząsębienie i zarysy zębów.

Służą do przenoszenia ruchu między wałami równoległymi. Ząb składa się z wierzchołka, znajdującego się ponad powierzchnią wyobraźalnego walca macierzystego, zwanego również podziałowym, i pnia pod tą powierzchnią. Ząb jednego koła zagłębia się we wręb między zębami drugiego koła. Walce podziałowe obu kół zębatoch stykają się i, ponieważ w mechanizmach zwykłych warunkiem podstawowym jest przenoszenie ruchu z jednostajną szybkością, to przy ruchu walce podziałowe toczą się po sobie bez poślizgu. Wobec tego przekładnia obrotów czyli stosunek liczby obrotów  $n_2$  koła prowadzonego do liczby obrotów  $n_1$  koła prowadzącego

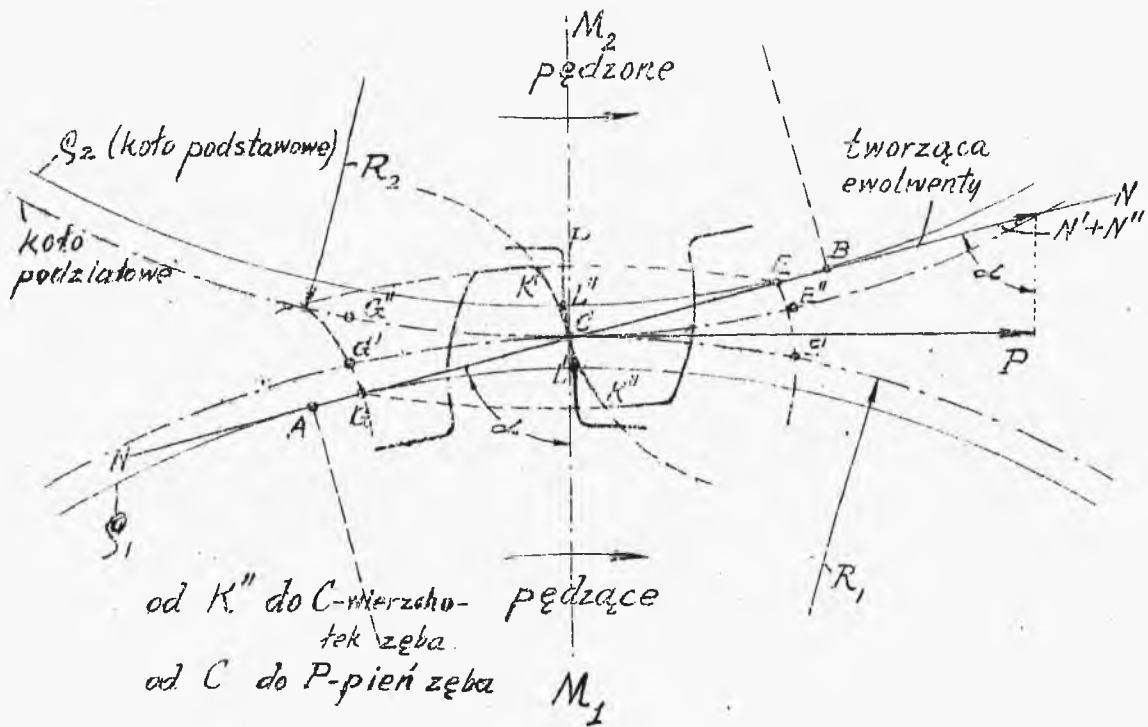
$$\mathcal{I} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{Z_1}{Z_2},$$

gdzie  $r_1$ ,  $r_2$  odpowiednie promienie walców podział-



łowych a  $Z_1, Z_2$  - odpowiednie liczby zębów. Na przekroju prostym do osi wałców otrzymuje się t.zw. koła podziałowe i zarysy zębów. Odległość mierzona od zęba do zęba po łuku na kole podziałowym nazywa się podziałką. Zarysy zębów określone są przez wymieniony wyżej podstawowy warunek jednostajności przenoszenia ruchu, z którego to warunku wyływa /co przytoczone tu jest bez dowodzenia/, że normalna wspólna, przeprowadzona przez każdorazowy punkt styku zębów, musi przechodzić przez punkt styku kół podziałowych.

\* Warunkowi temu odpowiadają przeważnie stosowane zarysy ewolwentowe, utworzone przez punkt  $C$  tworzącej  $NN$  /rys.62/, przeprowadzanej przeważnie pod kątem  $75^\circ$  do prostej międzysrodkowej  $M_1 M_2$ , przy odwijaniu się tworzącej na t.zw. kołach podstawowych  $S_1, S_2$ , stycznych do niej. Tworząca ta jest normalną wspólną dla każdorazowego punktu styku zarysów zębów, t.zw. punktu przyperu, wobec czego tworząca ta jest oczywiście również geometrycznym miejscem punktów przyperu /t.zw. "linią przyperu"/. W miarę obrotu kół, punkt przyperu przesuwają się, oczywiście, po linii przyperu od  $G$  do  $E$ , które te punkty są określone przez krańcowe punkty



Rys. 62.

wierzchołków zębów. Część  $GE$  linii przyporu nazywa się drogą przyporu. Zazębiające się zarysy zębów przesuną się w tym trakcie od  $G'$  do  $E'$  /zab. koła  $M_1$ /, względnie od  $G''$  do  $E''$  /zab. koła  $M_2$ /. Łuki  $\sim G'E' = \sim G''E''$  nazywają się łukami przyporu.

Stosunek

$$\tau = \frac{\text{łuk przyporu}}{\text{podziałka}}$$

jest stosunkową miarą czasu zazębienia /przyporu/ jednej pary zębów w odniesieniu do obrotu kół o jedną podziałkę i dlatego nazywa się "okresem przy

poru". Prawidłowiej byłoby nazywać go "stosunkowym okresem przyporu".

Okres przyporu musi być zawsze  $> 1$ , aby koła zazębiały bez uderzeń, gdyż przy  $\tau > 1$  jedna para zębów jeszcze jest w zazębieniu, gdy druga następna już przychodzi w zetknięcie. Gdyby  $\tau$  był  $< 1$  jedna para wyszłaby już z zazębienia, zanim druga następna weszłaby w zetknięcie; nastąpiłaby przerwa zazębienia i oczywiście uderzenia przy ponownym zetknięciu. Dla kół pracujących wolno i rzadko  $\tau$  powinno równać się ok.  $1\frac{1}{2}$ , dla pracujących szybko i często,  $\tau$  około 2 - 3.

W krajach stosujących system metryczny podziałka  $t$  z reguły  $= m \pi$ , gdzie  $m$  - moduł podziałowy, mierzony zazwyczaj w mm. Przy tak określonej podziałce średnica koła podziałowego

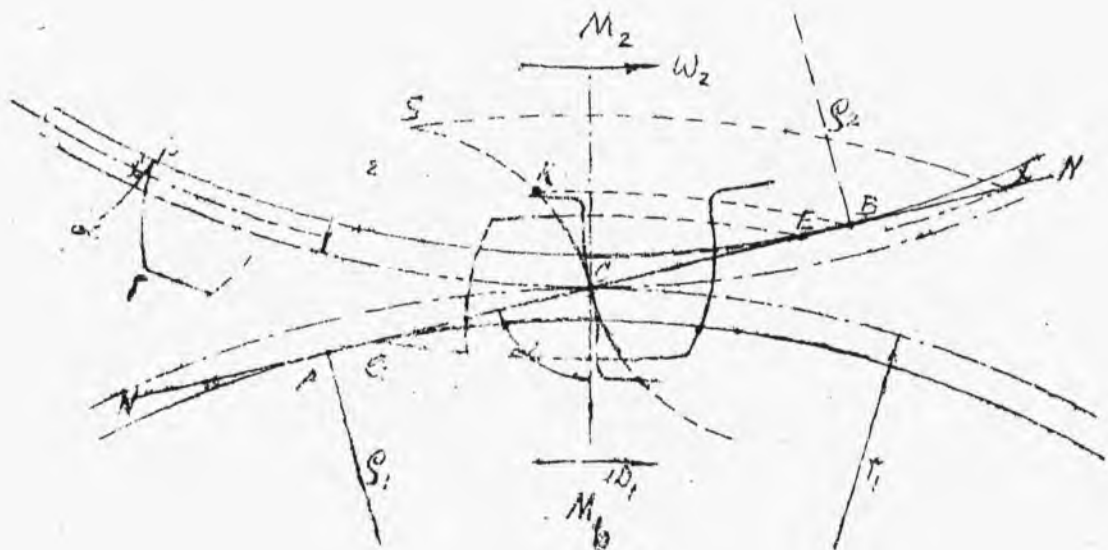
$$D = \frac{t z}{\pi} = m z$$

jest liczbą wymierną. Dla modułów do 5 mm. stosuje się stopniowanie co  $1/4$  i co  $1/2$  mm. np.  $2\frac{1}{4}$ ,  $3\frac{1}{2}$ , 4, powyżej 5 - stopniowanie co 1 mm. np. 5, 6, 7 i t.d.

Dla zwykłych kół zębatach surowych nieobrabianych wysokość wierzchołka -  $0,3 t$ , wysokość pnia -  $0,4 t$ , grubość zęba licząc po łuku na kole podziałowym -  $\frac{19}{40} t$ .

Dla zwykłych kół zębatach frezowanych wysokość wierzchołka -  $m$  , pnia -  $1\frac{1}{6}m$  , grub. zęba -  $0,5t$  .

Zarys zęba jednego koła składa się z ewolwenty  $K'L'$  od wierzchołka do koła podstawowego i przedłużeń poprowadzonych tak, aby krańcowy punkt wierzchołka zęba koła drugiego, zanim wejdzie w załączenie z częścią ewolwentową zęba koła pierwszego, nie zaczepiał o to przedłużenie. Ze względu na prawidłową pracę i zużycie zębów jest konieczne, aby droga przyperu  $GE$  , określona łukami z krańcowych punktów wierzchołków zębów, była zawarta między punktami styczności  $A$  i  $B$  /rys. 63/.



Rys. 63.

Gdyby bowiem wierzchołek koła <sup>pedzacego</sup>  $M_1$  był tak wysoki, że kres drogi przyporu przypadałby w punkcie  $X$ , to zarys zęba na kole  $M_2$  musiałby teoretycznie mieć kształt  $\beta X'$  / przy czym  $\beta X'$  leży na drugiej gałęzi ewolwenty  $\beta O X$  /; część  $\beta X'$  jest oczywiście praktycznie niemożliwa do wykonania, skutkiem czego część wierzchołka  $S K$ , odpowiadająca drodze  $B X$  jest bezużyteczna; jest nawet szkodliwa, bo zaczepia o nieewolwentową część pnia zęba na kole  $M_2$ , co powoduje uderzenia, wstrząśnienia i znaczne ścieranie się zębów. Podobna sprawa wynikłaby, gdyby wierzchołek koła padzonego był tak wysoki, że p.  $G$  przeszedłby poza p.  $A$ . Przy małym kole pedzającym o liczbie zębów  $Z_1$ , i dużym kole padzonym o liczbie zębów  $Z_2$  i wysokości wierzchołków =  $m$ , żądanie powyższe będzie zachowane t. j. punkt

$G$  nie przejdzie poza  $A$ , jeśli przy

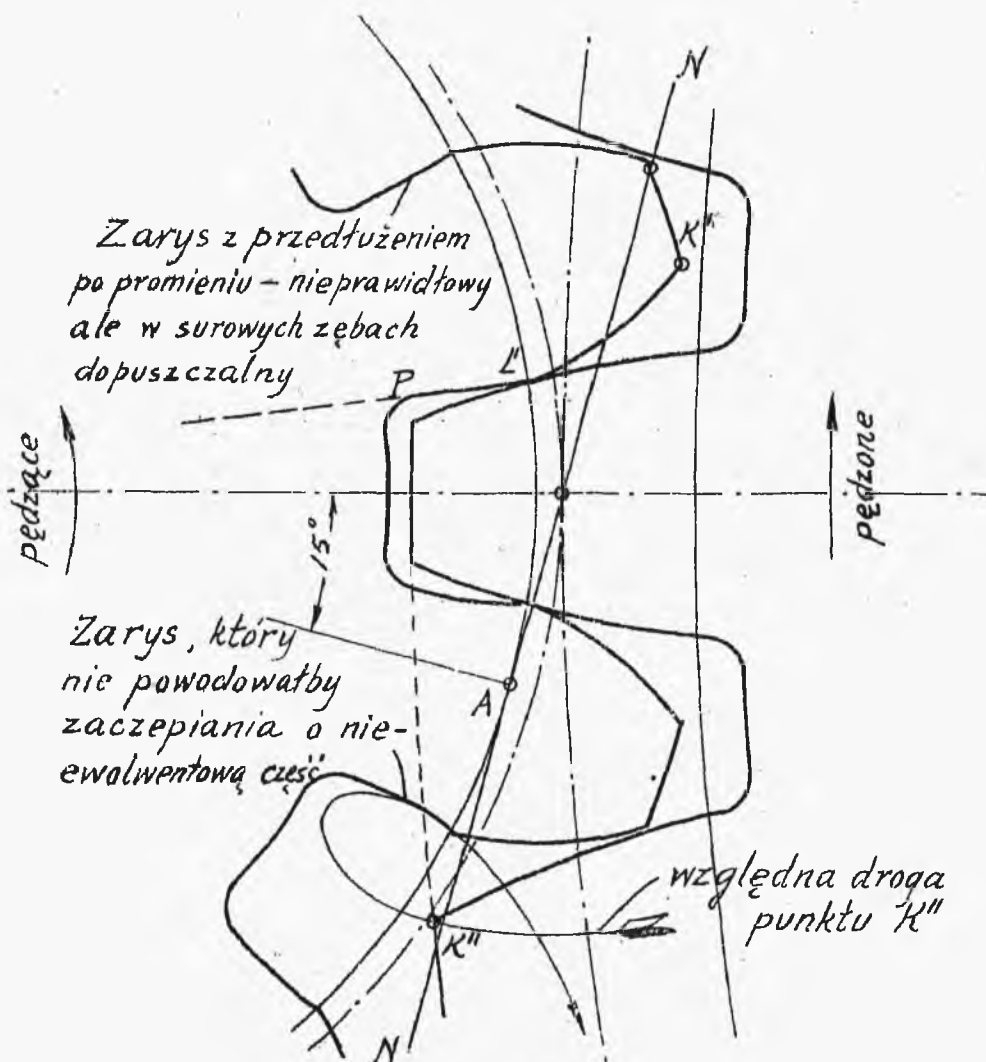
$\frac{Z_2}{Z_1} = 1$	2	4	8	
$\frac{Z_2}{Z_1} = 21$	24	26	28	
$\frac{Z_2}{Z_1} = 1_{min}$	1,78	1,93	2,04	2,14
przyczem	$\tau = 1,78$	1,93	2,04	2,14
			2,14	2,23

Ponieważ jednak przyjmowanie tak dużej liczby zębów jest ze względu na wielkość kół w wielu wypadkach niemożliwe, stosuje się przy małej liczbie zębów:

a/ Dla kół surówych, w maszynach ręcznych lub



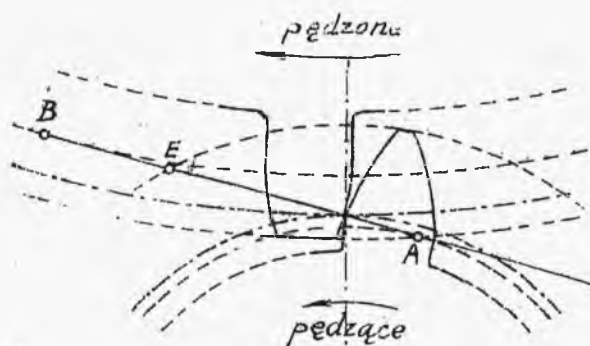
nych i rzadko w ruchu będących - zęby /fig.64/  
o zwykłej wysokości wierzchołków z pniami w części ewolwentowymi ( $K'L'$ ) do koła podstawowego, w dalszej części zakreślonymi po promieniu ( $L'P$ ) od koła podstawowego do zaokrąglenia przy kole pniów; -



Rys. 64.

nieprawidłowość zazębienia takiego jest w tym wypadku dopuszczalna ze względu na wogóle małą dokładność kół surowych i małą szybkość.

b/ Dla kół często pracujących i mniej lub więcej szybciej bieżnych stosuje się zęby o zarysie t.zw. poprawionym /korygowanym/. Jeden ze sposobów korekty, znany jako korekta A.E.G. /Niemieckie Powszechne Towarzystwo Elektryczne/, polega na tem, że /rys.65/ wysokość wierzchołka koła dużego jest skrócona o tyle, żeby punkt krańcowy drogi przyporu nie przekraczał punktu styczności *A* i aby skut-



Rys.65.

kiem tego cała pracująca część zębów była prawidłowo ewolwentową. Całkowita wysokość tych zębów jest taka, jak zębów zwykłych. Przy zarysie takim licz-

ba zębów na kole małym może być zredukowana.

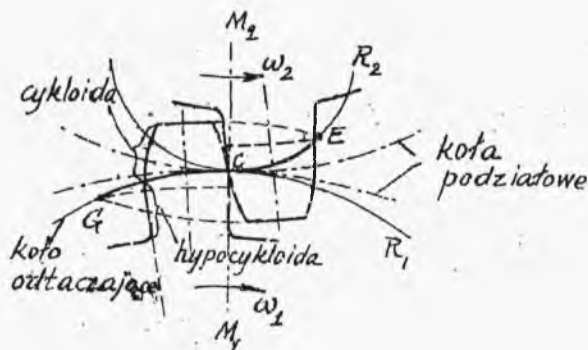
$$\text{dla } \frac{Z_2}{Z_1} = 1 - 3 ; \quad 4 - 6 ; \quad 7 - \infty$$

$$\text{do } Z_{1min} = 13 \quad 14 \quad 15$$

$$\text{przyczem } \tau = 163 \quad 169 \quad 176$$

Zęby o zarysie ewolwentowym posiadają tę zależność, że pracują prawidłowo przy pewnym nawet rozsunięciu lub zsunięciu środków  $M_1 M_2$ , wobec czego nie są czułe na niedokładności montażu.

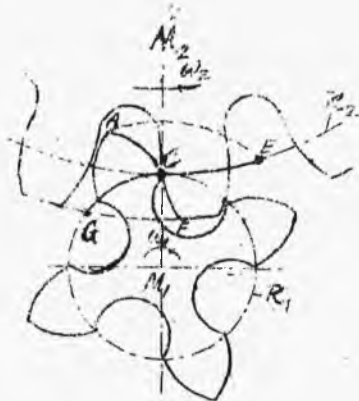
Wyjątkowo do celów specjalnych /np. dla stale pracujących wielkich kół/ stosuje się zarysy cykloidalne, gdzie zarys utworzony jest przez epi- i hypo-cykloidy, wykreślone przez punkt  $C$  t.zw. kół odtaczających  $R_2$  i  $R_1$  /rys.66/ przy toczeniu ich po wewnętrznej i zewnętrznej stronie kół po działowych. Droga przyporu  $GCE$  jest tem dłuższą, im większe średnice kół odtaczających, jednak zęby coraz więcej zwężone w pniu. Koła cykloidalne pracują prawidłowo, przy ścisłej odległości między środkami, muszą przeto być dokładnie ustawione.



Rys. 66.

Dla kół dźwigni-  
ków zębnicowych o  
bardzo małej liczbie  
zębów stosuje się  
odmianę zazębienia  
tego rodzaju, w któ-  
rem koła odtaczające  
są równe kołom po-  
działowym /rys.67/.



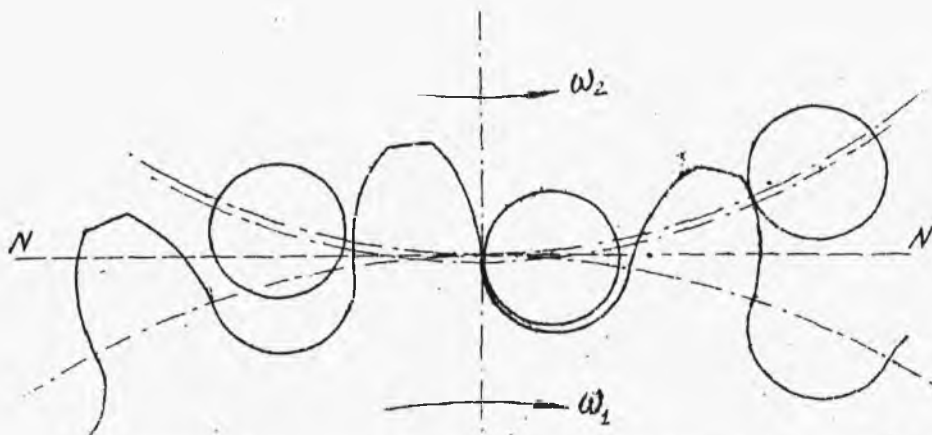


Rys. 67.

Pnie uformowane są tak, aby droga względna wierzchołka nie zaosepiała o pień. Zazębienie nazywa się podwójnym punktowem, gdyż punkt  $C$  zęba koła  $M_1$  pracuje ślizgając się po wierzchołku  $CF$ , zaś punkt  $C$  zęba koła  $M_2$  pracuje ślizgając się

po wierzchołku  $AC$ .

Pokrewnem do zazębienia cykloidalnego jest zazębienie kołkowe, używane do śliz, gdzie punkt zamieniony jest przez kołowy przekrój koła /rys. 68/.



Rysunek ten przedstawia zazębienie koła z kotłem; w ślizach zazębia się kółko z listwą kołkową.

Rys. 68.

Do powyższych wyjaśnień o zarysach zębów dodać jeszcze trzeba, że przy obrocie kół zębatych koła podziałowe toczą się bez ślizgania, natomiast zęby nie toczą się po sobie idealnie; prócz toczenia jest i poślizg; rys. 62 ilustruje to zjawisko.

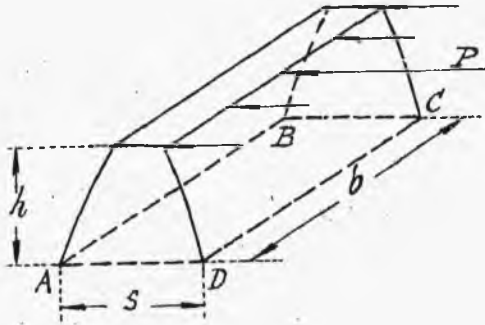
Widzimy tu bowiem, że część  $L'C$  pnia zęba koła  $M_1$ , zazębia się na drodze przyporu  $G'C$  z wierzchołkiem  $K''C$  koła  $M_2$ , zaś wierzchołek  $K'C$  koła  $M_1$  zazębia się na drodze przyporu  $C'E$  z częścią  $C'L''$  pnia koła  $M_2$ , przy czym  $K''C > L'C$  i  $K'C > L''C$  skutkiem czego poślizg.

## 2. Główne wymiary kół zębatych walcowych z zębami prostymi.

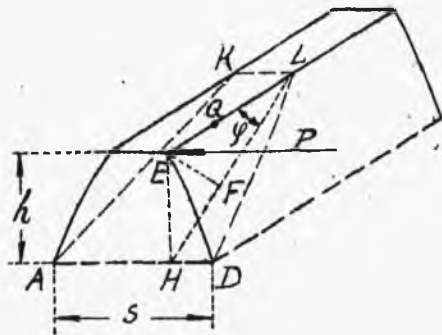
Przyjęto odróżniać: a/ koła wolno i rzadko pracujące, przeważnie maszyn ręcznie pędzonych, gdzie ma znaczenie głównie tylko wytrzymałość zęba, gdyż ścieralność w tych warunkach stoi na drugim planie i b/ koła często i mniej lub więcej szybko pracujące maszyn z napędem motorowym, gdzie przy obciążeniu prócz wytrzymałości miarodajną jest ścieralność.

a/ Koła wolno i rzadko pracujące są zazwyczaj

surowe i ustawienie ich niezbyt dokładne, gdyż maszyny pędzone ręcznie nie należą do precyzyjnie wykonanych. Wobec tego obciążenie zębów koła jest bliżej lub dalej następujących dwóch granicznych wypadków /rys. 69 i 70/: pierwszego, kiedy siła na-



Rys. 69.



Rys. 70.

poru rozkłada się równomiernie wzdłuż długości zęba i dąży do ułamania zęba na całej długości spodu pnia; drugiego, kiedy siła naporu skupia się w jednym końcu i dąży do ułamania ukośnego.

Wypadek pierwszy /rys. 69/ ma miejsce w idealnych warunkach, gdy wałki, na których osadzone są koła, są bardzo mocne i ściśle równoległe położone w przewidkowo

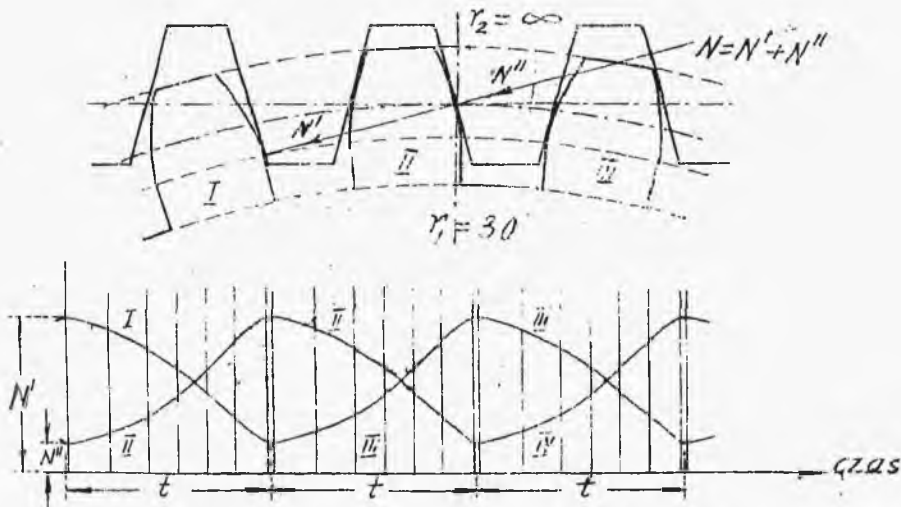
wykonanych łożyskach, wobec czego wałki te przy obrocie nie tracą swej równoległości; pozatem, gdy tworzące powierzchni zębów kół są ściśle równoległe do osi wałków. Wobec małej dokładności wykonania zębów surowych oraz całej maszyny ten pierwszy idealny wypadek, można stanowczo stwierdzić, w praktyce nie zachodzi: osie wałków nie zachowują przy obrocie ścisłej równoległości i tworzące powierzchni zębów kół nie są ściśle do osi równoległe, - wobec tego siła naporu nie rozkłada się równomiernie wzdłuż zęba, lecz skupia się przy brzegu zęba. Granicą tego wypadku jest skupienie siły naporu na samym końcu zęba /rys. 70/.

Jak wyżej wyjaśniono okres przyporu stosowanych w praktyce kół zębatych jest  $> 1$ , przy pracy ich przeto stykają się nie mniej niż dwie pary zębów i dlatego siła przenoszona z jednego koła na drugie rozkłada się nie mniej niż na dwa zęby. Pomijając siłę tarcia między ślizgającymi się po sobie powierzchniami zębów wnioskujemy z wyjaśnionego wyżej o zarysie ewolwentowym, że siła działająca na ząb w każdym z położeni  $G, C$  lub  $E$  rys. 62/ jest skierowana według normalni  $NN$ . Niech przy dwóch stykających się parach zębów siła naporu na jeden ząb bedz e  $N'$  na drugi  $N''$  Jeżeli  $\angle$  jed

nego koła na drugie przenoszony jest moment  $M = PR_1$ , gdzie  $P$  siła na obwodzie koła podziałowego o promieniu  $R_1$ , to

$$N' + N'' = N = \frac{P}{\sin \alpha} = \frac{P}{\sin 75^\circ} = 1,034P.$$

Napór  $N$  nie rozkłada się równo na oba zęby /rys. 71/; według rysunku tego maksymalny cząstkowy



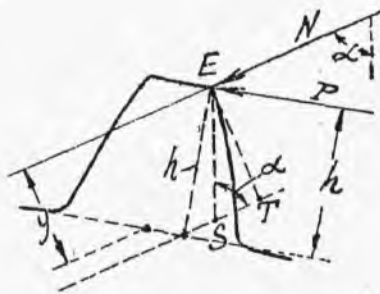
Rozkład naporu  $N$  na współzazębiające się jednocześnie pary zębów w zależności od czasu. Rysunek wskazuje rozkład przy zazębianiu koła z listwą. Przy zazębieniu kół jest jeszcze większa nierównomierność.

Rys. 71.

napór na jeden ząb stanowi  $\frac{21}{25} = 0,84$  całego naporu; wpływa na to przedewszystkiem niejednakowość odkształceń obu zębów, a również nieprawidłowości wykonania zębów.

Opierając się na tych danych przy obliczaniu zę-

bów na wytrzymałość w obu wymienionych wyżej wypadkach obciążenia, przyjęto stosować następujące założenie i uproszczenie rachunku, oba zwiększające pewność obliczenia, a mianowicie: 1/ zakłada się, że napór  $N$  przejmowany jest przez jeden tylko ząb; przy tem założeniu miarodajnym dla obliczenia jest oczywiście to położenie  $E$  /rys. 62/, w którym napór przypada na sam koniec  $E$  wierzchołka zęba; 2/ dla uproszczenia zamiast momentu gnącego  $Ny$  /rys. 72/ wprowadza się do rachunku moment  $Ph$  tak, jakgdyby na ząb działała nie siła



Rys. 72.

$N$ , skierowana pod kątem, lecz skierowana równoległe do podstawy siła obwodowa  $P$ . Jest oczywiście, że  $Ph >$  niż  $Ny$ , gdyż jak widać z rysunku;

$$Ny = \frac{P}{\sin \alpha} \cdot y < \frac{P}{\sin \alpha} \cdot (ET),$$

zaś  $ET = ES \sin \alpha < h \sin \alpha$ ,

przeto tembardziej  $\frac{P}{\sin \alpha} \cdot h \sin \alpha > Ny$ .

Przy takim założeniu i uproszczeniu:

W wypadku pierwszym /rys.69/, kiedy siła naporu rozkłada się równomiernie wzdłuż długości zęba i dąży do ułamania zęba na całej długości spodu pnia, miarodajne dla obliczenia na wytrzymałość naprężenie gnące w skrajnym włóknie spodu pnia zęba ( $ABCD$ ) będzie:

$$\sigma_g' = \frac{Ph}{\frac{b}{6} s^2} = \frac{6Ph}{b s^2} .$$

W wypadku drugim /rys.70/, kiedy siła naporu skupia się w jednym końcu zęba i dąży do ułamania ukośnego, naprężenie gnące w jakimkolwiek przekroju ukośnym  $ADKL$  /obliczone niezupełnie ściśle/:

$$\sigma_g'' = \frac{P \cdot (EF)}{\frac{(HL) \cdot s^2}{6}} = \frac{P \cdot h \cos \varphi}{\frac{h}{\sin \varphi} \cdot \frac{s^2}{6}} = \frac{3P \sin 2\varphi}{s^2} .$$

Największe naprężenia pojawia się w przekroju, dla którego  $\varphi = 45^\circ$

$$(\sigma_g)''_{max} = \frac{3P}{s^2} .$$

Przyrównywując  $\sigma_g'$  i  $(\sigma_g)''_{max}$  znajdziemy warunek, przy spełnieniu którego ząb będzie jednakowo wytrzymały zarówno przy obciążeniu pierwszego, jak i drugiego rodzaju:

$$\sigma_g' = (\sigma_g)''_{max} , \quad \frac{6Ph}{b s^2} = \frac{3P}{s^2} , \quad \underline{b = 2h = 1,4 t}$$

gdyż  $h$  dla zębów surowych zazwyczaj  $= 0,7t$ .

Ponieważ w rzeczywistości obciążenie drugiego rodzaju nie zachodzi ściśle w tej postaci, aby siła naporu koncentrowała się w punkcie końcowym  $E$  zęba, lecz w rzeczywistości siła działa na pewnym kawałku  $EQ$  przez co  $(\sigma_g)''_{max}$  jest mniejsze, niż obliczone wyżej i z kolei  $b > 2h$ , przeto Bach jako warunek jednakowej wytrzymałości zęba dla obu obciążeń podaje:  $b = 2t$ . Tej długości wykonywane są zazwyczaj zęby kół dla ruchu rzadkiego i wolnego. Długość większa dla tych kół jest bezpożyteczna, gdyż ząb dłuższy niż  $2t$  nie będzie wytrzymałszy przeciw ewentualności ułamania ukośnego, niż ząb o długości  $2t$ . W konkluzji powyższych wywodów wy-prowadzamy dla obliczenia kół zębatych wolno i rzadko pracujących następujące równanie:

$$\sigma_g = \frac{Ph}{bs^2} \leq k_g$$

oraz podstawiając  $h = 0,7t$ ;

$$S - \text{przeciętnie} = 0,55t; \quad P = 0,07k_g bt = C_1 bt;$$

gdzie  $b = 2t$ ;  $C_1 = 0,07k_g$ .

Dla kategorii II obciążenia/ruch jednokierunkowy/przyjmujemy: dla żeliwa o powierzchni surowej nieobrobionej  $k_g$  przeciętnie  $= 300 \text{ kg/cm}^2$ ,



wobec czego  $C_1$  przeciętnie = 21. We wciągarkach ręcznych, uwzględniając stosunek w szybkościach obrotu poszczególnych wałków i związane z większą szybkością: 1/ większą ścieralność oraz 2/ większe wpływy dynamiczne, stosujemy dla koła na wałku korbowym  $C=18$ , dla kół na dalszych wałkach  $C=21-24$  dla kół na wałku bębna  $C=28$ , dla staliwa  $C_1=40-60$  dla stali zlewnej  $C_1=70-80$ .

Dla kategorii III obciążenia /zmienny kierunek obrotu/ należałoby według tablicy naprężeń dopuszczalnych Bacha stosować współczynniki dwukrotnie większe. Ponieważ jednak <sup>jak</sup> wskazują wyżej przytoczone wywody obliczenie kół jest bardzo pewne, można stosować dla kategorii III - wartości  $C_1$  równe 2/3 odpowiednich wartości dla kategorii II. Zwykle przy obliczeniach kół zębatach nie jest wiadoma siła obwodowa  $P$ , wiadomym jest natomiast moment podawany przez koło pędzące  $M=PR$  w cmkg. Dlatego do obliczeń posługujemy się równaniem:

$$P = \frac{M}{R} = \frac{M}{\frac{z \cdot t}{2\pi}} = C_1 b t = C_1 \cdot 2t \cdot t,$$

gdzie  $Z$  - liczba zębów na kole pędzącym, przyjmo-

wana zazwyczaj dla kół wolno i rzadko pracujących 10 - 12. Stąd  $t = \sqrt[3]{\frac{2\pi M}{2z C_1}}$  w cm. Ponieważ wynik otrzymany zaokrąglić trzeba zawsze tak, aby  $t_{mm} = m\pi$ , gdzie  $m$  w mm. moduł według przyjętych normali, to wygodnie jest zgóry posilkować się równaniem wyprowadzonym z powyższego:

$$m = 5,9 \sqrt[3]{\frac{M}{2z C_1}},$$

z którego  $m$  otrzymujemy odrazu w mm. i wynik zaokrąglamy do przyjętych normali.

Dodać trzeba, że dla ściśłości obliczeń należy przeprowadzać obliczenie nie dla koła pędzonego, lecz pędzącego. Obliczenie podług koła pędzonego da nieco mniejszą podziałkę, co wynika z następującego: niech  $Z_1$  - liczba zębów koła pędzącego,  $M_1$  - moment podawany przez to koło,  $\varphi = \frac{n_2}{n_1}$  przekładnia obrotów w stosunku do koła pędzącego /rys. 73/

$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1}{\varphi}$  - przekładnia obrotów w stosunku do koła pędzonego.

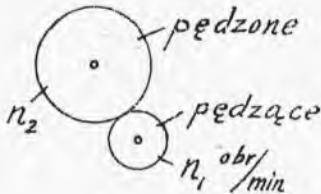
Liczba zębów na kole pędzonym będzie  $Z_2 = Z_1 i$ , moment przejęty przez nie  $M_2 = M_1 i \eta_2$ , gdzie  $\eta_2$  - skutek użyteczny zazębienia /patrz niżej F 3/.

Licząc według  $M_1$  otrzymujemy:

$$t' = \sqrt[3]{\frac{2\pi M_1}{2z_1 C_1}},$$

zaś według  $M_2$

$$t'' = \sqrt[3]{\frac{2\pi M_2}{2z_2 C_1}} = \sqrt[3]{\frac{2\pi M_1 \cdot \eta_z}{2z_1 C_1}} = \sqrt[3]{\frac{2\pi M_1}{2z_1 C_1} \cdot \eta_z}$$



Rys. 73.

Przekładnię obrotów w kołach tej kategorii, wybiera się, o ile możliwości, nie niżej 1:6, dochodzi się jednak do 1:10.

b/ Koła zębate częste

i szybko pracujące są pra-

wie zawsze frezowane /wyjątkowo w maszynach tańszych surowe/. Poza to ustawienie wałków tych kół oraz łożysk jest dość dokładne. Wobec tego w kołach tych można spodziewać się więcej równomiernego, niż w kołach poprzednio omawianych, rozkładu siły naporu wzdłuż długości zęba, aczkolwiek i tu o całkowicie równomiernym rozkładzie nie może być mowy. Rozkład będzie tem więcej równomierny, im wałki są sztywniejsze i im łożyska bliżej rozstawione. Absolutnie wadliwym byłoby z tego punktu widzenia umieszczenie koła na końcu wałka daleko od łożyska /rys. 74/

Zęby kół tej kategorii muszą być po pierwsze dostatecznie wytrzymałe; warunek ten streszcza się w



Rys. 74.

równaniu  $P \leq C, b_w t$   
przyczem  $b_w$  jest  
tą miarodajną dla  
obliczenia wytrzyma-  
łości długością,  
przy której ząb

jest jednakowo wytrzymały przeciw ułamaniu: u pod-  
stawy i ukośnemu.

Wobec większej równomierności rozkładu naporu  
 $b_w$  mogłoby być większe niż  $2t$ , dla pewności jed-  
nak dobrze jest przyjmować nie więcej niż  $2t$ .  
Spółczynnik wytrzymałości  $C_1$ , jako zależny od sze-  
rokości pnia zęba, jest naogół niejednakowy dla  
różnych kół, gdyż  $S_1$  w szczególności w zębów po-  
prawionych wykazuje spore różnice; przeciętnie moż-  
na jednak przyjąć i tutaj  $C_1 = 0,07 k_y$ .

Dla obciążenia kategorii II /ruch jednokierunko-  
wy/ dla stali chromoniklowej hartowanej w oleju  
 $C_1 = 220$ , stali niklowej hartowanej w oleju  $C_1 = 155$ ,  
stali zlewnej  $C_1 = 77$ , brązu fosforowego  $C_1 = 43$ , sta-  
liwa  $C_1 = 52$ , żeliwa  $C_1 = 26$ .

Dla kategorii III /zmienny kierunek obrotu/ -  
2/3 od tych wartości.

Zęby muszą być po drodze dostatecznie oporne  
przeciw ścieraniu; warunek ten daje się streścić

równaniem:  $P = cbt$  gdzie  $c$  - dopuszczalny współczynnik ścieralności,  $b$  - rzeczywista długość zęba. Równanie to otrzymujemy z następującego rozumowania. Przy pracy dwóch zazębiających się zębów, gdy punkt zazębienia na zębie koła pędzącego przejdzie elementarną drogę  $S_1$ , to w tym samym czasie punkt zazębienia na zębie koła pędzonego przechodzi drogę  $S_2$ . Drogi te nie są równe, niema toczenia, lecz jest toczenie z poślizgiem. Ścieranie jednostki powierzchni zęba w czasie jednego obrotu zależy od jednostkowej pracy tarcia

$$\frac{N'(s_1 - s_2)}{b s_1},$$

przypadającej na jednostkę powierzchni oraz od podatności materiału na ścieranie /spółczynnik  $\gamma_1$ /. Ścieranie zęba nie jest równomierne na całej zazębiającej się części zęba, gdyż  $S_1 - S_2$  nie jest jednako- kowe na całej zazębiającej się części. Przez

$$\gamma_1 \frac{N'(s_1 - s_2)}{b_1 s_1} n_1$$

rozumieć prae to będziemy średni miernik ścierania się zęba w czasie  $n_1$  obrotów. Pożądanem jest oczywiście, aby koła zębate maszyny, złożonej z wielu par kół zębatych, zbudowane były tak, aby możliwie jednakowo traciły na swej wytrzymałości wskutek

ścierania się. Będzie to mieć miejsce, gdy grubość ścierania uczynimy proporcjonalną do grubości zęba, albo co z tego wypływa do podziałki:

$$\frac{\gamma_1 N'(s_1 - s_2) n_1}{b s_1} = q t,$$

ponieważ zaś  $N' = \psi P$ , to z równania wypada:

$$P = b t \left( \frac{q}{\frac{s_1 - s_2}{s_1} \psi \gamma_1 n_1} \right) = c b t,$$

gdzie  $C$  - dopuszczalny współczynnik ścieralności zależny od materiału ( $\gamma_1$ ), rozkładu siły naporu ( $\psi$ ), a przede wszystkim od liczby obrotów ( $n_1$ ). Z tych czynników największe znaczenie ma liczba obrotów. Zamiast liczby obrotów można wprowadzić jako czynnik uzależnienia prędkość obwodową koła podziałowego  $u = \frac{2\pi R_1 n_1}{60} \text{ m/sek}$ , gdyż przy pewnej przeciętnej liczbie zębów dla pewnej siły  $P$  potrzebna jest ze względów wytrzymałości jedna i ta sama podziałka, a temsamem jeden i ten sam promień koła podziałowego  $R_1$ , a zatem  $u$  jest zależne tylko od  $n_1$ .

Dla współczynnika  $C$  nie posiadamy dotychczas uzasadnionych naukowo wartości. Wartości podawane przez różnych autorów i stosowane w praktyce, są empiryczne. Bach podaje dla współczynnika  $C$  w wydaniach dawnych dzieła "Maschinenelemente" dla żeliwa

wzór  $C = 20 - \sqrt{u}$ , w nowszych  $C = 20 - \frac{1}{2}\sqrt{u}$ ; oba wzory nie dają uznanych przez praktykę wyników i dlatego nie są w praktyce przyjęte. Fabryki niemieckie kół zębatych uzależniają, wzorem Releaux,  $C$  od prędkości obwodowej, przyjmują jednak nie wzór Releaux  $C = \frac{C_1}{\sqrt{u}}$ , lecz zależność liniową. Średnie wartości obliczone ze współczynników, stosowanych przez fabryki: F.Krupp A.G. - Grusonwerk, Fr.Stolzenberg Prometheus, Schuchardt & Schütte, Alfr. Schütte dadzą się wyrazić wzorem:

$$C = C_0 \left(1 - \frac{1}{6} \sqrt{u}\right),$$

gdzie

dla stali chromoniklowej

hartowanej w oleju .....  $C_0 = 264$

dla stali niklowej

hartowanej w oleju ..... 187

stali zlewnej ..... 93

staliwa ..... 62

brenzu fosforowego ..... 52

żeliwa ..... 31

Wzór ten rozciąga się tylko do granicy  $u = 16 \frac{m}{sek}$

Z obu wyżej wyjaśnionych warunków:

wytrzymałości  $P \leq C, 2t \cdot t$  i dopuszczałnej ścieralności  $P = c b t$  wynika, że rzeczywista

długość zęba powinna być /ze względów ścieralności/

$$b = 2t \frac{c_1}{c},$$

poza to jednak nie mniejsza niż  $2t$  /ze względu wytrzymałości/. Po przeliczeniu według wyżej podanych wartości wypadnie dla obciążeń kategorii drugiej /przyjmując wynik z zaokrągleniem/:

dla  $U \leq 1$  ; = 2; 3; 5; 7; 9; 11; 13;  $15 \frac{m}{sek}$ ,

$$b = 2t; 2,2t; 2,4t; 2,7t; 3t; 3,3t; 3,7t; 4,2t; 4,7t;$$

Dla obciążeń kategorii III - 2/3 od tych wartości.

Ponieważ warunek wytrzymałości opiewa, że

$P \leq c, 2t \cdot t$ , to jest jasne, że długość zęba  $b$  może być również wybrana mniejsza od podanych w tej tabelicy wartości, gdyż wtedy podziałka  $t = t''$  obliczona z równania  $P = c b t$ , będzie większa, niż  $t = t'$ , dla wartości  $b$  tablicowych i oczywiście uczyni zadość równaniu  $P < c, 2t \cdot t$ . Zauważyć tu tylko trzeba, że przy długościach  $b$  tablicowych otrzymuje się koła najmniejszej średnicy.

Kierując się wyprowadzonymi wyżej wynikami obliczenia zębów kół często i szybko pracujących oblicza się następującym sposobem:

1. Zakładając liczbę zębów  $Z$ , obliczamy podziałkę lub moduł, ze względu na wytrzymałość, wed-



zug:

$$P = C \cdot 2t \cdot t \quad \text{lub} \quad t = \sqrt[3]{\frac{2\pi M_1}{2Z_1 C_1}} \quad \text{w cm.}$$

albo

$$m = 5,9 \sqrt[3]{\frac{M_1}{2Z_1 C_1}} \quad \text{w mm.}$$

gdzie  $M_1$  - moment w kole pędzącem,  $Z_1$  - liczba jego zębów, zaokręglając wynik do norm przyjętych.

Liczbę zębów zakładamy tem większą, im większa szybkość, a to ze względu na to, że przy większej liczbie zębów okres przyporu jest większy, a przez to rozkład naporu na pracujące zęby równomierniejszy i praca zazębienia spokojniejsza. Dlatego dla kół bardzo szybko wirujących  $Z > 24$ , dla kół wolniej wirujących 20 - 15.

2. Obliczamy szybkość obwodową  $u = \frac{\pi D_1 n_1}{60}$  w m/sek.

gdzie  $D_1 = Z_1 \frac{m}{1000}$  w m średnica koła podziałowego.

3. Obliczamy właściwą długość zębów, odpowiadającą tej szybkości według tablicy wyżej podanej.

W Ameryce /i na wzór praktyki amerykańskiej również w Europie w budownictwie obrabiarek do metali/ stosowany jest sposób obliczania Wilfreda Lewisa'a,

w zasadzie niewiele różniący się od przytoczonego wyżej sposobu niemieckiego, a mianowicie:

$$P = \eta f b t$$

gdzie  $P$  - siła obwodowa w funtach,  $\eta$  - współczynnik zależny od kształtu i liczby zębów, a mianowicie dla ewolwentowych z tworzącą  $15^\circ$ ,  $\eta = 0,124 - 0,684Z$ ,  $t$  - podziałka w calach,  $b$  długość zęba w calach, przyjmowana zwykle  $3t$ ,  $f$  - dopuszczalne naprężenie materiału w funt/cal<sup>2</sup>, tem mniejsze, im większa szybkość, a mianowicie:

	przy $u$ w stop/min.				
	100	200	300	600	900
dla żeliwa	8000	6000	4800	4000	3000
dla staliwa	20000	15000	12000	10000	7500
dla stali sztywnej	25000	20000	16000	13000	10000
bronzu	12000	9000	7000	6000	4500

	Przy $u$ w stop/min.		
	1200	1800	2400
dla żeliwa	2400	2000	1700
dla staliwa	6000	5000	4300
dla stali sztywnej	7500	6300	5400
bronzu	3600	3000	2500

Przekładnię obrotów dla kół zębatach tej kate-  
gorji wybiera się o ile możności w ułamkach, z mia-  
nownikiem określonym liczbą całkowitą np. 1:3, przy  
regularnie, zaś okresowo zmieniającej się sile napo-  
ru /np. napęd pomp tłokowych, nożyc i t.p./ lepiej  
w ułamkach takich jak 2:3, 2:5 i t.p., a nawet  
23:48 i t.p., aby uniknąć zbyt szybkiego starcia jednych  
tylko zębów, a mianowicie tych, na które stale okre-  
sowo przypada większy nacisk. Zawsze <sup>o ile możności</sup> nie niżej 1:6,  
aby uniknąć zbyt szybkiego starcia zębów koła małe-  
go w stosunku do koła dużego.

3. Strata energii podczas pracy zazębienia w ko-  
łach zębatach walcowych pochodzi od tego, że przy  
przenoszeniu energii i obrocie kół zęby ślizgają się  
po sobie /p.wyżej p.1/ i przy poślizgu pokonywać  
trzeba pracę tarcia. Skutek użyteczny zazębienia  
zależy od tej pracy tarcia, a ta jest tem większą,  
im gorsze wykonanie zębów, gorsze smarowanie i im  
większy poślizg, ten zaś jest tem większy, im mniej-  
sza liczba zębów.

Dla współczynnika tarcia  $\mu = 0,16$  i zębów surowych

$$\text{przy } Z = 10 \quad \eta = 0,94$$

$$\text{przy } Z = 16 \quad \eta = 0,96$$

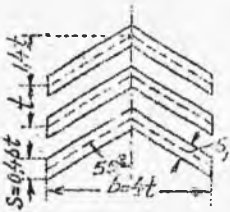
Dla zębów dokładnych i lepszego smarowania  $\mu = 0,1$

$$\text{przy } Z = 10 \quad \eta = 0,96$$

$$\text{przy } Z = 16 \quad \eta = 0,98$$

4. Koła zębate walcowe z zębami ukośnemi t.zw. daszkowe.

Dla przenoszenia dużych momentów, w szczególności zmieniających wielkość w znacznych granicach i przy pracy z uderzeniami, używane są koła zębate z



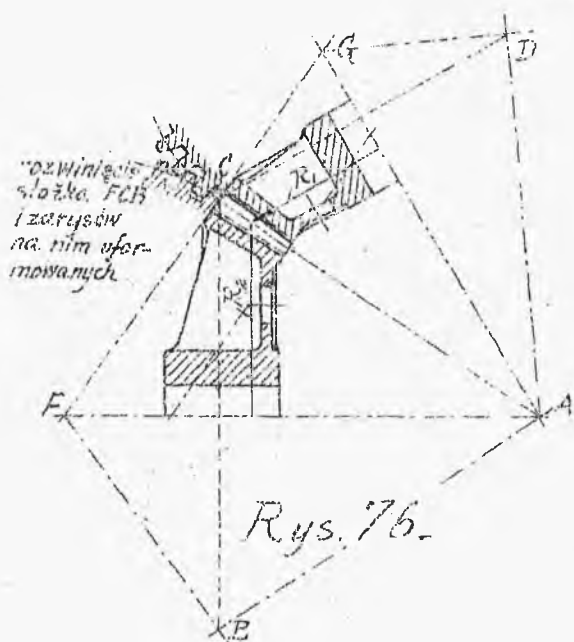
Rys. 75.

ukośnemi zębami, nachyleniemi wpravo i wlewo /t.zw. zęby daszkowa/ /rys.75/. Jest jasne, że ząb ukośny ma znacznie dłuższy okres przyporu, niż ząb prosty. Dlatego koło z zębami ukośnemi

pracy tej samej szerokości jak koło z zębami prostymi, ma więcej niż to ostatnie par zębów w zazębieniu, przez to siła naporu rozkłada się na większą liczbę zębów i koło jest wytrzymalsze. Specjalne koła zębate daszkowe frezowane ze stali chromoniklowej o bardzo dużej długości zębów, stosowane są w niektórych turbinach parowych, jako przekładnia redukująca między szybko wirującym wałem turbiny i wolniej obracającym się wałem roboczym.

5. Koła zębate stożkowe służą do przenoszenia ruchu pomiędzy osiami przecinającymi się pod kątem. W kołach tych zamiast walców podziałowych toczone mamy stożki toczone /rys.76/. Zarysy zębów formuje się na powierzchniach stożków uzupełniających  $FCB$

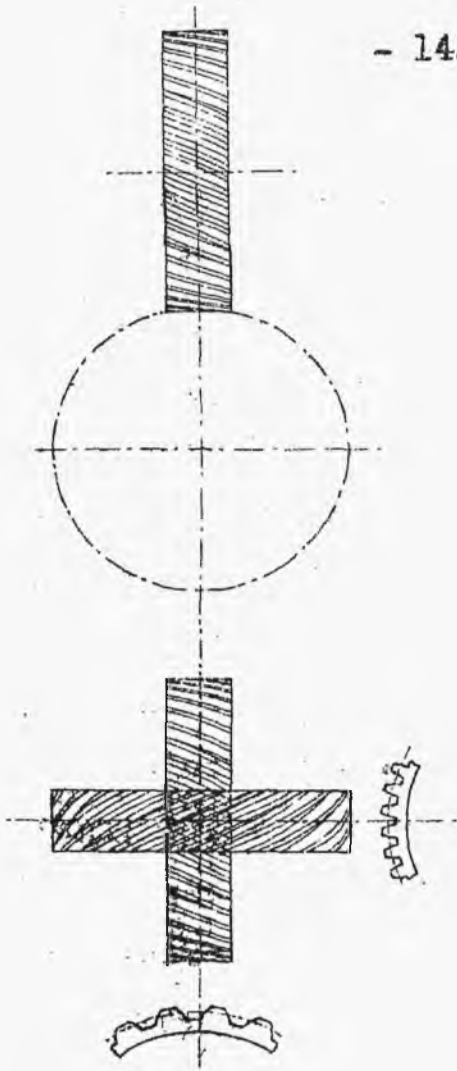
$GCD$ , rozwinięcia których przedstawione jest na rysunku.



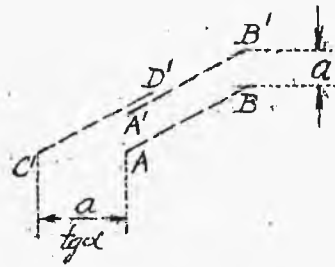
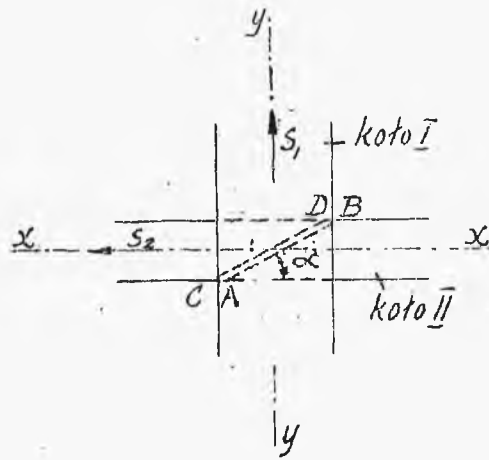
Obliczenie wymiarów przeprowadza się tak, jak dla kół walcowych z tym, że obliczona podziałka dotyczy średnich promieni  $R_1$  i  $R_2$  stożków toczonek.

### 6. Koła śrubowe.

Dla przenoszenia ruchu między osiami przecinającymi się służą koła śrubowe z zębami przeprowadzonymi na powierzchni walców ukośnie po linii śrubowej /rys. 77/. Przy obrocie tych kół ząb koła I przesuwają się wzdłuż zęba koła drugiego. Przekładnia obrotów nie zależy tu od stosunku pomiędzy średnicami kół, lecz od nachylenia zębów do osi, co wyjaśnia poprzedni rysunek /rys. 79/:  $AB$  - ząb koła



Rys. 77.



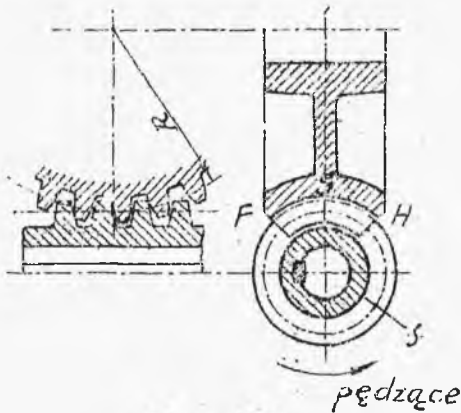
Rys. 78.

I-go, mogącego obracać się około osi  $x-x$ , wobec czego ruch zęba w kierunku strzałki  $S_1$ ;  $CD$  - ząb koła II-go, mogącego obracać się około osi  $y-y$ , wobec czego ruch zęba w kierunku strzałki  $S_2$ . Jeżeli  $AB$  przesunie się w położenie  $A'B'$ , to  $CD$  zajmie położenie  $C'D'$ . Z tego widać, że przesunię-

cie  $a$  koła I odpowiada przesunięciu  $\frac{a}{\operatorname{tg} \alpha}$  koła II.

### 7. Przekładnia ślimakowa.

Używana jest dla przeniesienia ruchu pomiędzy osiami krzyżującymi się prostopadle, przytem przekładnia obrotów jest tu znaczna /rys. 79/. Ślimak  $S$  ma uzwojenie przeważnie wielozwojne /np. w dźwignicach dwu, trójzwojne, w samochodach pięcizwojne/, gdyż skutek użyteczny jest podobnie jak dla śruby



$$\eta = (0,9 \times 0,95) \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)}$$

gdzie  $\alpha$  pochylenie gwintu, tem większy, im większe  $\alpha$ , co zaś osiąga się przez wyższy stopień zwojności.

Przekładnia:

$$i = \frac{n_{kół}}{n_{ślim.}} = \frac{z/z}{1} = \frac{z}{Z}$$

gdzie  $Z$  ilokrotność zwojności gwintu,  $Z$  - liczba zębów w kole. Ponieważ w pracy ślimak trze się o zęby koła ślimakowego, to przeważnie na ślimak wybiera się stal hartowaną, na wieniec zaś koła ślimakowego bronz fosforowy. Obliszenie podziałki koła ślimakowego podobnie jak w kołach zębatych:

$$t = \sqrt{\frac{2\pi M}{Z c \lambda}},$$

gdzie  $M$  - moment przejmowany przez koło w cm/kg.,  
 $Z$  - liczba zębów,  $\lambda$  - stosunek długości zęba, mierzonej po łuku  $FGH$  u podstawy do podziałki, dla kół frezowanych = 2,5.

$C$  - współczynnik, wielkość którego powinna uwzględnić wytrzymałość, ścieralność i zabezpieczenie od zagrzanie się.

Dla kół z brązu fosforowego, pracujących często bez zatrzymywania, według praktyki fabryki niemieckiej Stolzenberg et Co. przyjmuje się dla szybkości na obwodzie ślimaka

$u =$	1	2,5	4	5,5	7 m/sek.
$C =$	30-40	25-30	20-24	15-18	10-12



Dla pracujących z zatrzymywaniem  $C$  - może być nieco większe.

8. Napęd pasowy: cel, rodzaje, przekładnia, warunki pracy.

Przenoszenie ruchu i energii pomiędzy wałami, znajdującymi się daleko od siebie, jako to: wały pędni, wał pędni i pierwszy wał maszyny, niekiedy również daleko położone wałki w samej maszynie, uskuteczni-  
ne jest za pomocą pasów.

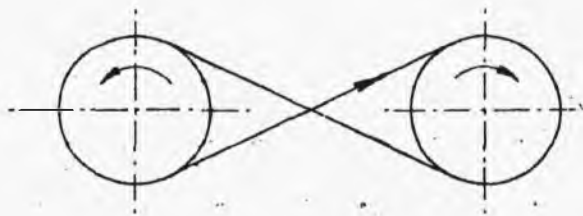
Dla otrzymania obrotu wału pędzonego o tym samym kierunku, jak wału pędzącego, używa się t.zw. pasy otwarte /rys.80/; dla zmiany kierunku - pasy skrzyżowane /rys:81/; dla przenoszenia ruchu między wałami skrzyżowanymi - t.zw. pasy półskrzyżowane /rys. 82/.

Pas pociąga koło dzięki przyczepności /sile tarcia/, która wytwarza się między nim a kołem przez docisk pasa do koła.

Koło ciągnące nazywamy pędzącem, ciągnięte - pędzonym. Podczas pracy w cięgnię ciągnącym pasa mamy



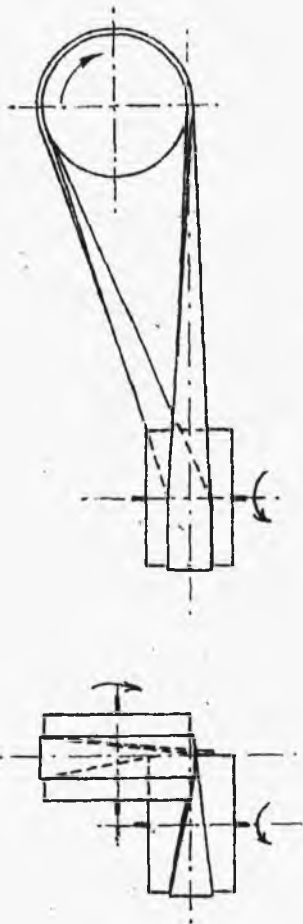
Rys. 80.



Rys. 81.

naprężenie  $T$ , w ciągnionem  $t$ . Oczywiście  
 $T-t = P$  - sile obwodowej, którą trzeba pociągnąć.

$P = \frac{75N}{n_2}$ , gdzie  $N$  - moc przenoszona energii  
w k.m.  $n_2$  - szybkość obwodowa koła pędzącego.



Jeżeli będziemy uważać pas jako twór idealny zupełnie nieciągliwy, czego oczywiście w rzeczywistości być nie może, następnie bardzo cienki, dalej jeżeli przyjmujemy, że pas taki nie ślizga się po kole, to ponieważ prędkość wszystkich punktów takiego pasa byłaby jednako-  
wa, będziemy mieli:

Rys. 82.

$$\frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{\pi D_2 n_2}{60},$$

skąd przekładnia obrotów w stosunku do koła pędzącego:

$$\varphi = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2};$$

W rzeczywistości pas wchodzi na koło pędzące rozciągnięty, schodzi zaś z niego krótszy wskutek różnicy  $P$  napięć pasa am.  $T$  w punkcie  $a$  i  $t$  w punkcie  $b$ , mianowicie krótszy na jednostkę długości o  $\frac{P}{f} \alpha$ , gdzie  $f$  - przekrój pasa,  $\alpha$  współczynnik wydłużalności. Wskutek tego cząstki schodzące pasa mają szybkość mniejszą, niż cząstki wchodzące, mianowicie, jeżeli w punkcie  $a$  prędkość koła i pasa jest  $u_1$ , to schodząc z koła w punkcie  $b$  pas ma prędkość  $u_1 \left(1 - \frac{P}{f} \alpha\right)$  i z taką prędkością wchodzi na koło pędzone. Koło pędzone ma prędkość wchodzących na nie cząstek pasa:

$$u_2 = u_1 \left(1 - \frac{P}{f} \alpha\right).$$

Wynik ten otrzymuje się przy założeniach, że wydłużenia są proporcjonalne do napięć i że deformacje zachodzą i znikają nieskończenie szybko.

W rzeczywistości zachodzą odchylenia od tych założeń, w szczególności od ostatniego.

Uwzględniając grubość pasa  $\delta$ , musimy dla obliczenia przekładni przyjąć pod uwagę szybkość środkowego włókna pasa:

$$u_1 = \frac{\pi(D_1 + \delta)n_1}{60},$$

$$u_2 = \frac{\pi(D_2 + \delta)n_2}{60};$$

Z tego i powyższego:

$$\frac{\pi}{60}(D_2 + \delta)n_2 = \frac{\pi}{60}(D_1 + \delta)n_1\left(1 - \frac{P}{f}\alpha\right),$$

skąd przekładnia obrotów w stosunku do koła pędzącego:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{(D_1 + \delta)\left(1 - \frac{P}{f}\alpha\right)}{D_2 + \delta} = \frac{D_1 + \delta}{D_2 + \delta}(1 - \psi);$$

Doświadczenia wskazują, że  $1 - \psi = 0,98 - 0,97$ . Wobec niewielkiej wartości grubości pasa  $\delta$  w stosunku do średnic kół, można liczyć:

$$\frac{n_2}{n_1} = (0,98 \div 0,97) \frac{D_1}{D_2};$$

odwrotnie:

$$\frac{n_1}{n_2} = (1,02 \div 1,03) \frac{D_2}{D_1}.$$

Z powyższego wynika, że w czasie zmiany nateżenia w pasie od  $T$  do  $t$  i odwrotnie, zachodzi wskutek kurczenia się, ewentualnie wydłużenia, poślizg cząstek pasa po kole.

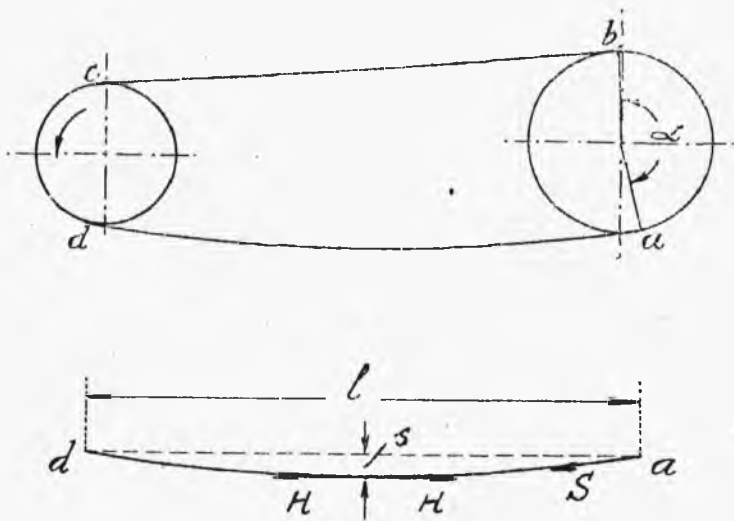
Nacisk potrzebny do otrzymania przyczepności wywołuje się:

1/ Przez naciągnięcie pasa: pas zeszyty krócej, niż geometryczna odległość kół, naciąga się na koła; na razie jest on naprężony i dolega silnie do kół, z czasem jednak rozciąga się; dla wywołania nacisku trzeba go ponownie skrócić.

2/ Przez wagę własną pasa: aby uniknąć częstego skrócania, należy, o ile to możliwe, umieszczać koła na dość dużej odległości, wtedy bowiem już sama waga pasa wywoła znaczne naprężenie pasa. Jednak i przy znacznej odległości naprężenie to zależne jest od zwisu pasa /rys.83/.

Jeżeli punkty  $a$  i  $d$  leżą na jednym poziomie, to strzałka zwisania  $s \approx \frac{q l^2}{8H}$ , gdzie  $q$  - waga 1 cm. długości pasa. Stąd  $H \approx \frac{q l^2}{8s}$ .

Im więc strzałka mniejsza, tem większe nateżenie  $H$ . Przy dostatecznie małej strzałce, naprężenie pasa  $S \approx H$ .



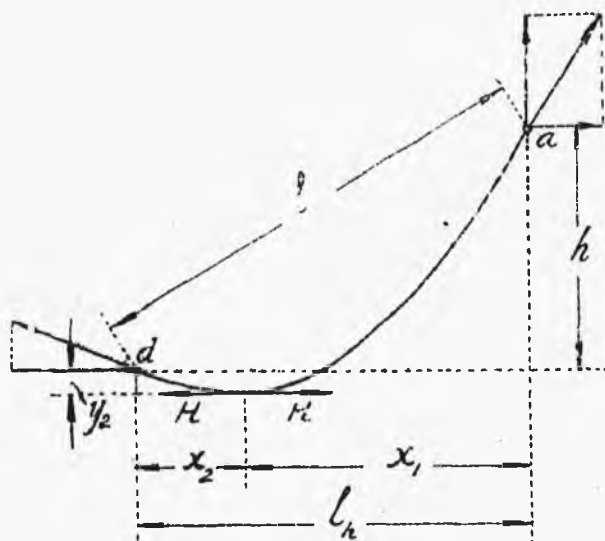
*Rys. 83.*

Jeżeli  $a$  i  $d$  nie leżą na jednym poziomie /rys.84/, to:

naprężenie pasa u  $a$  w przybliżeniu  $= \sqrt{H^2 + (qx_1)^2}$ ,

" " u  $d$  "  $= \sqrt{H^2 + (qx_2)^2}$ .

Widzimy, l/ że im różnica wysokości większa, tem większa różnica tych naprężeń, skutkiem tego na kole górnem nacisk jest duży, gdy na dolnem co-raz mniejszy.

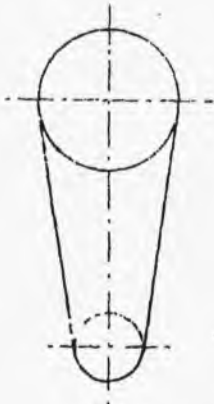


Rys. 84.

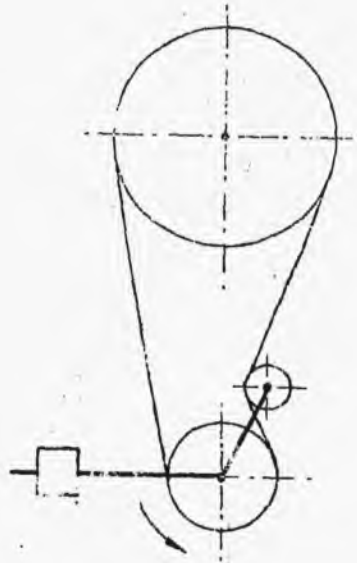
2/ że na wielkość naprężenia pasa wpływa nie odległość całkowita  $l$  między osiami, lecz odległość pozioma  $l_h$ .

Gdy osie znajdują się na jednej pionowej /rys. 85/ - nacisku naturalnego na dolnem kole nie- ma. Osiągnąć go można jedynie przez naciągnięcie pasa. Ponieważ jednak pas naciągnięty rozciąga się i z czasem traci naprężenie, należy, o ile pozwala- ją na to względy konstrukcyjne, stosować krażek





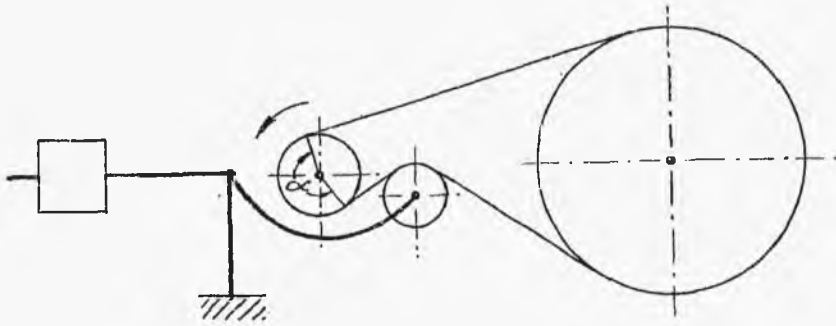
*Rys. 85.*



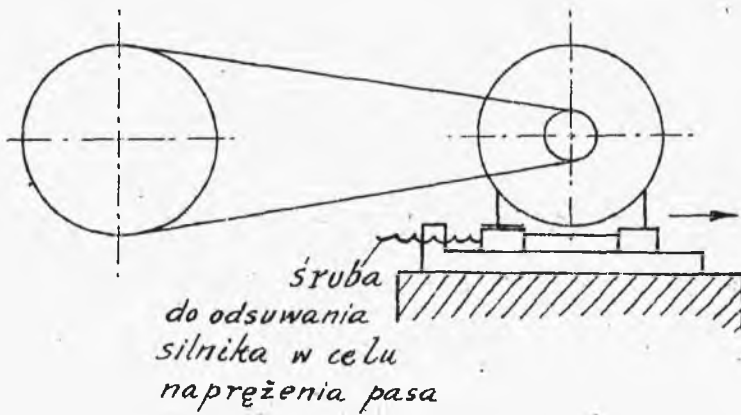
*Rys. 86.*

naprężający /rys.86/.

Krażek ten stosuje się również przy wałach na poziomie względem siebie położonych o ile odległości są krótkie, a chcemy osiągnąć pewność pracy bez konieczności stałego skrócania pasa /rys.87/. Ten sam cel osiąga się przy napędzie pasowym od silników elektrycznych, stawiając te silniki na san-kach /rys.88/, tak, że silnik można przesuwać co



*Rys. 87.*



*Rys. 88.*

pewien czas przy pomocy śrub, wydłużając tym sposobem odległość i naciągając przez to pas.

Korzystna odległość osi kół pasowych dla pasów otwartych w kierunku poziomym  $l_h$ , przy której skrócanie pasa nie jest często potrzebne, jest:

dla pasów do 10 cm. szerokości . . . 4 - 5 m.

dla szerszych . . . . . 5 - 10 m.

przytem pasy zwisają przy 5 m. na 50 - 100 mm.,  
przy 10 m. - na 100 - 200 mm.

Odległości bardzo duże nie są dopuszczalne, gdyż wtedy pas faluje i spada z kół. Najwyższa wobec tego spotykana odległość jest 18 m.

Odległość zbyt mała też nie jest dopuszczalna, gdyż trudno jest przy odległościach małych osiągnąć właściwe natężenie pasa, nieznaczne bowiem absolutne wartości różnic w długości całego pasa dają tu już znaczne procentowe jednostkowe wydłużenia i przez to znaczne różnice w natężeniach. Tembardziej nie można mieć małej odległości przy pasach skrzyżowanych i półskrzyżowanych, gdzie pas przekraczając się jest niejednakowo po obu bokach wydłużony.

Dla pasów półskrzyżowanych Gehrrens podaje następującą regułę empiryczną: odległość wałów = naj-

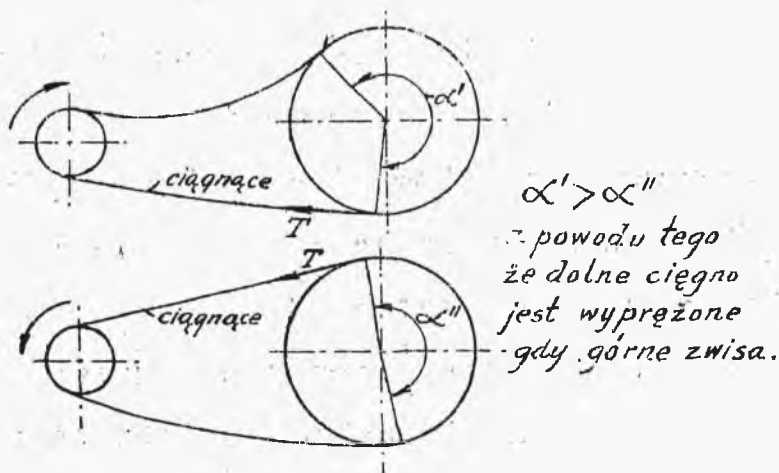
mniej 4 średnice koła większego, przytem najmniej 20 razy szerokość pasa.

Najmniejsza odległość pasów otwartych wynosi według recepty empirycznej

$$l_{cm} = D_2 + 80 \frac{n_1}{n_2},$$

gdzie  $D_2$  w cm., średnica koła większego,  $n_1$ -liczba obrotów szybszego koła,  $n_2$ -liczba obrotów koła wolniej wirującego.

Przy odległościach wyżej zaznaczonych stosuje się przekładnie  $\varphi$  najdalej 1:5, bo przy przekładni większej zbyt małym jest kąt opięcia  $\alpha$  /rys. 89/.



Rys. 89.

Pożądané jest, aby dolne cięgno było ciągnące, wtedy bowiem kąt opięcia  $\alpha$  jest większy /patrz niżej obliczenie napędu pasowego/.

Jest jasne, że naprężacze pasów zwiększają kąt opięcia, w szczególności na kole małym; dlatego przy naprężaczach przekładnie mogą być wyższe np. 1:10.

9. Materiał pasów. Materiał używany na pasy powinien być możliwie giętki. Używane są przeważnie pasy skórzane, rzadziej pasy tkane, a mianowicie: bawełniane, parciane, z sierści wielbłądziej i pasy bawełniane gumowane.

Najczęściej używane są pasy rzemienne, ze względu na dużą wytrzymałość i trwałość skóry. Pasy wyrabiane są ze skóry byków i wołów - skóra krowia jest za słaba.

Przeciętna grubość skóry równa się 5 mm.; wzdłuż grzbietu skóra jest cieńsza 4 mm. i mniej ciągliwa, dalej grubsza 8 mm. i więcej ciągliwa. Najmniejszym jest pasmo boczne tuż obok części grzbietowej, jednak jest silniej wydłużalne. Dlatego pasy szybkobieżne wycinane są z samego środka skóry. Aby pas możliwie równo się wydłużał we wszystkich włóknach, nie powinien być szerszy niż 500 mm.

W Europie pas zakłada się na koło stroną odmięsną - szorstką, w Ameryce stroną włosną.

Wytrzymałość pasa skórzanego wynosi 250 - 450 kg/cm<sup>2</sup>.

Największa długość 1 paska skóry jest 1500 mm. Długi pas otrzymuje się przeważnie przez sklejenie oddzielnych krótkich pasków. Pasy dla pomieszczeń wilgotnych muszą być utworzone przez zeszywanie.

Pasy wytworzone w fabrykach są przynajmniej w ciągu jednego, a nawet trzech dni rozciągane w biegu na specjalnej wyciągarce pod obciążeniem dwu lub trzykrotnie większym od tego, do jakiego są w pracy przeznaczone. Przy takim potraktowaniu w pasie powstaje wydłużenie trwałe, wynoszące 4 - 5 % ; skutkiem tego wydłużenia pas nie wyciąga się już potem bardzo silnie podczas pracy.

Do przenoszenia sił, dla których pas pojedynczy jest za słaby, używa się pasy podwójne, z dwóch nałożonych na siebie i razem zeszytych. Pasy takie są mniej giętkie, nie mogą być obciążane dwukrotnie więcej niż pas pojedynczy i dla-

tęgo efekt pracy pasa podwójnego jest mniej niż dwukrotny od efektu pasa pojedynczego.

Pasy chromowe /garbowane za pomocą chromu/ barwy jasnej szaro-zielonej są grubsze niż pasy garbowane zwyczajne - nadają się do pomieszczeń gorących i przepojonych oparami kwasów - nie są one jednak mimo większej grubości mocniejsze niż pasy zwykłe.

Pasy skórzane nie są bardzo odporne na wilgoć, rozciągają się i jako złożone z wielu ka-  
wałków wymagają dokładnej roboty i są <sup>stosunkowo</sup> drogie. Dlatego zastępują je niekiedy tkanami pasami bawęlnianymi ( $K_p = 350 \text{ kg/cm}^2$ ) i parcianami lub wielbłądziemi ( $K_p \approx 200 \text{ kg/cm}^2$ ). Najwytrwalsze z nich są z szerści wielbłądziej. Wszystkie pasy tkane są, więcej niż skórzane, odporne na wilgoć, są jednak mało sprężyste i strzepią się na bokach, o ile przechodzą przez widełki przesuwników; dlatego tam, gdzie pasy muszą być przesuwane z koła roboczego na luźne, używa się tylko pasy skórzane.

Do pomieszczeń bardzo wilgotnych, ale nie gorących stosuje się pasy gumowane, często gumą

australijską „Balata” ( $K_r > 350 \text{ kg/cm}^2$ ). Pasy gumowane nadają się dla fabryk chemicznych z oparami kwasów.

Pasy nieskórzane są słabsze.

W pewnych warunkach, szczególnie dla dużych sił, stosowane są jako pasy cienkie taśmy stalowe 0,2 - 0,9 mm. na kołach obłożonych korkiem ( $K_r = 15\,000 \text{ kg/cm}^2$ ).

#### 10. Utrzymywanie pasów.

Pasy skórzane nasyca się specjalnym tłuszczem zwierzęcym, aby się nie ślizgały. Tłuszcz wessany do komórek wywołuje skurczenie pasa. Podsypywanie pod pas kałafonji w proszku, stosowane czasami w praktyce, gdy pas się ślizga, nie jest właściwym. Narazie zwiększa ona przyczepność pasa, jednak pas traci z powodu niej swą giętkość i powierzchnią jego staje się śliską.

Pas skórzany powinien być co pewien czas zmyty ciepłą wodą przy pomocy szczotki, wysuszony i nasycony gorącym olejem z tranem.

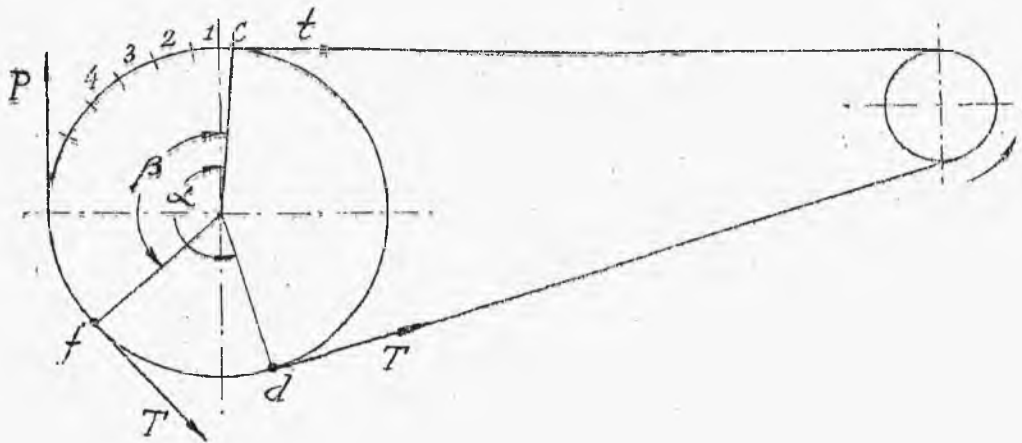
Pasy bawełniane powinny być też przesycone tłuszczem, aby zapobiec przenikaniu wilgoci do tkanek.



## 11. Obliczenie pasów skórzanych.

### Napężenie początkowe pasa /rys. 90/.

Pas ma zadanie pociągnąć koło pędzone - wywrzeć na nie siłę pociagową  $P$ , która oczywiście równa się siłę obwodowej oporu, z jakim koło opiera się ciągnięciu przez pas. Ciągnięcie to pas wywiera dzięki tarcia pomiędzy pasem a powierzchnią koła; przez tarcie to pas stopniowo, na każdym elemencie obwodu koła: 1,2,3,4 i t.d., przejmuje na siebie część oporu koła, i wobec tego napężenie w nim wzrasta stopniowo, powiększając się od  $t$  w punkcie  $a$  do  $T$  w punkcie  $f$ . Jednocześnie pas wydłuża się na tym odcinku obwodu i poślizguje wskutek tego wydłużenia po powierzchni koła. Naogół, przy pewnym nateżeniu początkowym pasa, punkt  $f$  nie leży w punkcie  $d$ , kąt  $\beta$ , określający odcinek, na którym następuje przejmowanie oporu koła przez pas, jest mniejszy od kąta opięcia  $\alpha$  i na odcinku  $fd$  pas nie zmienia już swego wydłużenia i napężenia. Im większy jednak opór  $P$ , tem większy musi być odcinek  $\beta$  koła, na którym następuje przejmowanie oporu przez pas.



Rys. 90

Gdy kąt  $\beta$  równa się kątowi opięcia  $\alpha$  - wówczas pas wywiera maksymalną siłę pociagową  $P_{max}$ . Większego oporu niż  $P_{max}$ , pas już nie pociągnie.

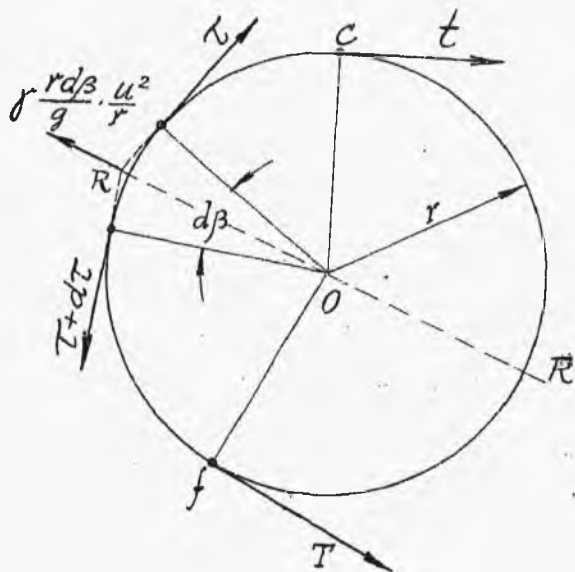
Oczywiście  $T - t = P$ . Zależność zaś między  $T$  i  $t$  określić można z następujących rozważań:

Na elementarnym odcinku koła  $d\beta$  /rys. 91/, pas powiększa swe napięcie od  $\tau$  do  $\tau + d\tau$  przejmując wskutek tarcia część  $d\tau$  oporu koła. Siła zaś wywołująca tarcie pochodzi od sumarycznego nacisku pasa, który równa się:

sumie składowych promieniowych /w kierunku pro-

mienia środkowego  $R-R'$  od naprężeń  $\tau$  i  $\tau+d\tau$ :

$$\tau \sin \frac{d\beta}{2} + (\tau + d\tau) \sin \frac{d\beta}{2} \cong \tau d\beta,$$



Rys. 91.

zmniejszonej o działanie siły odśrodkowej na elementarny odcinek pasa, równającej się

$$q \frac{r d\beta}{g} \cdot \frac{u^2}{r},$$

gdzie  $q$  - ciężar właściwy jednostki długości pasa w kg/m.,  $u$  - szybkość obwodowa w m/sek.

Jeżeli więc oznaczymy przez  $\mu$  - wypadkowy

zależny od wielu czynników, między innymi zwiększający się od stopnia dolegania pasa, wielkości powierzchni tarcia, szybkości pasa - dotychczas niedostatecznie jeszcze zbadany i liczbowo określony/ współczynnik tarcia pasa o koło, to

$$\mu \left( \tau - \frac{q u^2}{g} \right) d\beta = d\tau,$$

$$\mu d\beta = \frac{d\tau}{\tau - \frac{q u^2}{g}}.$$

Sumując wzrosty napięć pasa od punktu  $C$  do  $f$ , czyli całkując powyższe równanie w granicach od  $0$  do  $\beta$ , oraz  $t$  i  $T$ , otrzymamy:

$$\int_0^\beta \mu d\beta = \int_t^T \frac{d\tau}{\tau - \frac{q u^2}{g}},$$

$$e^{\mu\beta} = \frac{T - \frac{q u^2}{g}}{t - \frac{q u^2}{g}}.$$

Skąd i z różnicy  $T - t = P$  :

$$T_{max} - \frac{q u^2}{g} = \left( t - \frac{q u^2}{g} \right) e^{\mu\beta},$$

oraz

$$t = \frac{P}{e^{\mu\beta} - 1} + \frac{q u^2}{g},$$

$$T_{max} = \frac{P}{e^{m\alpha} - 1} e^{m\alpha} + q \frac{u^2}{g},$$

i zgruba przy niewielkich szybkościach, gdzie wpływ  $q \frac{u^2}{g}$ , jako nieznaczny można pominąć

$$T_{max} \cong t e^{m\alpha}, \quad t \cong \frac{P_{max}}{e^{m\alpha} - 1};$$

$$T_{max} \cong \frac{P_{max}}{e^{m\alpha} - 1} e^{m\alpha},$$

$$P_{max} = T_{max} - t \cong t(e^{m\alpha} - 1).$$

Nie odrzucając wpływu sił odśrodkowych, można napisać:  $T_{max} = ct$

$$T_{max} = \frac{P_{max}}{1 - \frac{1}{c}} = \psi P,$$

gdzie  $\psi$  - współczynnik zależny od współczynnika tarcia, kąta opięcia i szybkości pasa.

Siła pociągowa  $P_{max}$  w biegu pasa, będąca rezultatem tarcia i różnicą napięć  $T$  i  $t$ , może powstać tylko dzięki naciskowi, jaki początkowo w spokoju przed zaczęciem ruchu wywiera pas na koło. Jeżeli napięcie początkowe pasa /gdy pas jest w spokoju i wydłużenie jednostkowe na całej długości-

ci jest jednakowe/ równa się  $S$ , to w ruchu /przyjmując, że całkowita długość pasa, wydłużonego w cięgnię ciągnącym - więcej, a w cięgnię ciągniętym - mniej, jest ta sama jak w spoczynku:

$$T + t = 2S \quad \text{i} \quad t \cong \frac{2S}{e^{\mu\alpha} + 1},$$

oraz

$$S = \frac{T_{max} + t}{2}.$$

Zależności powyższe, nie dając ścisłych odpowiedzi /bo co do  $\mu$ , jak i co do zachowania się pasa w ruchu brak jeszcze dostatecznych danych doświadczalnych/, zezwalają jednak zorientować się, jak wielkiem musi być natężenie początkowe  $S$  pasa w spoczynku, jak duże są natężenia  $T$  i  $t$  pasa w ruchu, od czego zależy siła pociągowa pasa i co mianowicie jest dla obliczenia pasa.

Najmniejsze naprężenie pasa w spoczynku  $S_{min}$ , powinno być tak duże, aby pas mógł wywrzeć siłę pociagową  $P_{max} \cong t(e^{\mu\alpha} - 1)$  przy najmniejszym  $\mu_{min}$ , który według doświadczeń wynosi 0,2 - 0,3. Przyjmując  $\mu = 0,25$  i przeciętny  $\alpha = 160^\circ = 2,8$ , otrzymujemy  $e^{\mu\alpha} = 2$ , wobec czego  $t = P_{max}$ ,  
 $T_{max} = t + P_{max} = 2P_{max}$ ,

oraz

$$S = \frac{T_{max} + t}{2} = 1,5 P_{max}.$$

W praktyce, pragnąc zapobiec zbyt szybkiemu zmniejszeniu siły pociągowej pasa /z powodu stopniowego rozciągania/, jak również pragnąc mieć rezerwę na możliwe czasowe przeciążenia ponad  $P_{max}$ , naciąga się pasy mocno - nawet tak, że

$$S = 2,5 \div 3 P_{max}.$$

Przy tak mocnym naciągnięciu, a również i wobec tego, że  $\mu$  jest przeważnie większy niż 0,25, siła  $P_{max}$  mogłaby być większa niż potrzeba, cała przeto możliwość pociągowa pasa /przejmowania oporu na całkowitym kącie opięcia  $\alpha$  / nie jest wykorzystana: przejmowanie oporu następuje na odroinku  $\beta < \alpha$ . Pas jest w tych warunkach zdolny do dużych przeciążeń, z czasem jednak rozciąga się,  $S$  maleje, rezerwa przeciążenia staje się coraz mniejszą i po przekroczeniu pewnej granicy rozciągnięcia, dochodzi się do konieczności skrócenia pasa.

Z równania:

$$P_{max} \cong t (e^{\mu\alpha} - 1),$$

jest jasnym również, że poza zmniejszeniem napre-

żenia początkowego, na zmniejszenie siły pociągowej pasa wpłynąć może również zmniejszenie  $\mu$ . Ponieważ  $\mu$  według niektórych doświadczeń /Skutsch i Duffing/  $= \mu' + \mu'' \frac{F}{N}$ , gdzie  $F$  - powierzchnia nacisku,  $N$  - nacisk, to poprawić go można przesycając pas tłuszczem, przez co narazie siła pociągowa nawet się zmniejsza, ale po pewnym czasie pas staje się giętszy i dolega dokładniej do powierzchni koła, przez co powierzchnia  $F$  i z nią  $\mu$  się powiększa.

O powiększeniu siły pociągowej przez zwiększenie  $\alpha$  - patrz wyżej w p.8.

Wtyczane dla obliczenia pasa wynikają z następującego:

Na skutek siły  $T_{max}$  powstaje w pasie naprężenie rozciągające  $\sigma_r = \frac{T_{max}}{b\delta}$ , gdzie  $\delta$  - grubość pasa,  $b$  - jego szerokość. Do naprężenia tego dochodzi naprężenie gnące  $\sigma_g$ , pojawiające się od punktu  $a$  w zgiętej części pasa, uwidocznione na przesadnym rys. 92. Będzie ono tem większe, im większy stosunek  $\frac{\delta}{D}$ .

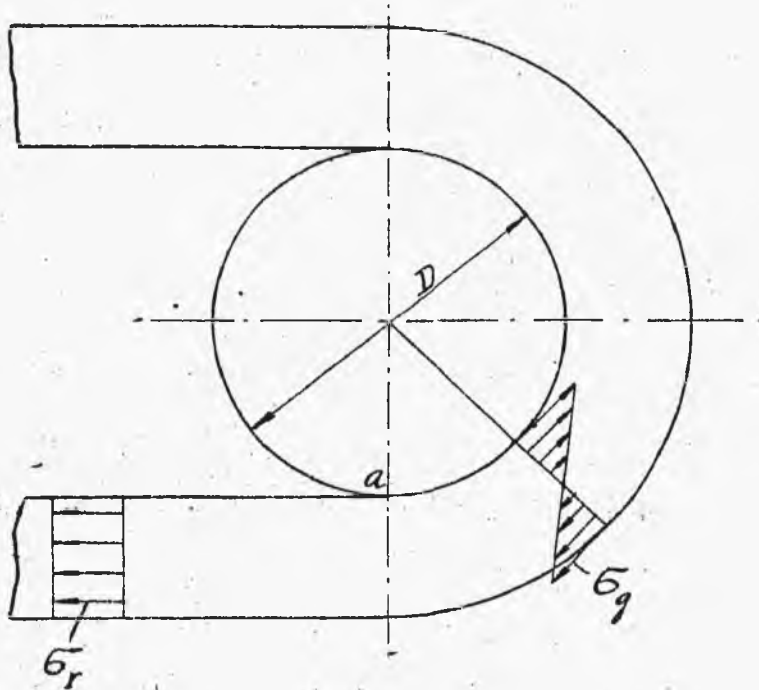
Dlatego to pożądanem jest nie stosować zbyt małych kół.

Suma obu naprężeń nie powinna przekroczyć na-



prężenia dopuszczalnego

$$\sigma_r + \sigma_g \leq k_r, \text{ skąd } \sigma_r \leq k_r - \sigma_g$$



Rys. 92.

inaczej

$$\sigma_r \leq k_{rg}$$

gdzie  $k_{rg}$  - dopuszczalne naprężenie na rozciąganie zmniejszone odpowiednio przy uwzględnieniu wpływów gięcia.

$$\sigma_r = \frac{T_{max}}{b\delta} \leq k_{rg},$$

a ponieważ

$$T_{max} = \psi P,$$

to 
$$\frac{\psi P}{b \delta} = k_{rg}.$$

Dla pasów skórzanych grubość pasa  $\delta$  jest prawie zawsze jednakowa, dlatego przyjęto dla obliczenia ich posilkować się równaniem:

$$P = \left( \frac{k_{rg}}{\psi} \delta \right) b = p b,$$

gdzie  $p$  - jednosukowa siła pociągowa pasa, przypadająca na 1 cm. jego szerokości. Zależy ona od  $k_{rg}$ , a zatem wielkości koła pasowego /im mniejsze koło, tem większy wpływ gięcia i tem mniejsze mogą być  $k_{rg}$  i  $p$  /, od  $\psi$ , a zatem od kąta opięcia /im większy kąt opięcia, tem mniejszy  $\psi$  i tem większa może być  $p$  / i od współczynnika tarcia /im większy współczynnik tarcia tem mniejszy  $\psi$  i tem większa może być  $p$ ; praktyka wskazuje, że im większa szybkość pasa, tem większy wypadkowy  $\mu$  /.

W niżej zamieszczonej tabelce są dane dla  $p$  niemieckiej fabryki pasów Gehrkena, zazwyczaj używane do obliczenia.

Tab. N°10: jednostkowych sił pociagowych  $P$  pasów skórzanych pojedynczych i podwójnych /w nawiasach/ według Gehrkena.

przy szybkości pasa w m/sek. $n =$	5	10	15	20	25	30	40
dla średnicy koła mniejszego 100mm $p = 2,5 \frac{kg}{cm}$	3	3	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
200	4	5	5,5	6	6,5	6,5	6,5
300	5	6	7	7,5	8		
400	6	7	8	9	9,5		
500	7 (9,5)	8 (11)	9 (12)	10 (13)	10,5 (13)	11	11,5
750	9 (12,5)	10 (14)	11 (15,5)	12 (17)	12,5 (17,5)		
1000	10 (15)	11 (17)	12 (19)	13 (20)	13,5 (21)	14	14,5
1500	11 (17)	12 (19)	13 (21)	13,5 (23)	14 (25)		
2000	12 (19)	13 (21)	13,5 (23)	14 (25)	14,5 (27)	15	15,5

Tablica ta dotyczy warunków średnich normalnych, a mianowicie, gdy  $\alpha$  jest nie o wiele mniejszy od  $2,8 = 160^\circ$  i jeżeli napięcie początkowe  $S = 1,5 P$ , pozatem jeżeli pas jest równomiernie na swej szerokości naprężony /pasy otwarte/, jeżeli nie podlega raptownym zmianom obciążenia i jeżeli pracuje w pomieszczeniach nie narażających jego trwałości. W warunkach innych  $p$  musi być mniejsza, a mianowicie:

W pasach skrzyżowanych i półskrzyżowanych, gdzie pas jest naprężony, z powodu przekręcenia, nierównomiernie na swej szerokości, zmniejszamy  $p$  o 20% do 30%. Jeżeli koła znajdują się na pionowej jedno pod drugim, lub na niewielkiej poziomej odległości, wobec czego pasy naprężać trzeba silniej, zmniejszamy  $p$  o 10 do 20%. Jeżeli pas pracuje w wilgoci, jeżeli przesuwad go trzeba często, naciskając na boki przesuwającymi widełkami,  $p$  należy przy obliczaniu zmniejszać. Jeżeli pas rusza często z miejsca pod pełnem obciążeniem tak, że zmuszony jest pokrywad dodatkowe opory dynamiczne, jeżeli pędzi pędnię główną, w której powstają nagłe przeciążenia - wybiera się  $p$  o 20 do 40% mniej. Jeszcze większe zmniejszenie dla pasów pędzących

młoty przebijarki, kruszarki do kamienia i t.p.

Szybkości pasa o ile możliwości ustanawiać należy dość duże, gdyż przy dużych szybkościach moc przenoszona  $\frac{Pu}{75}$  jest większa, niż przy małych. Zazwyczaj stosuje się dla pędni głównych  $u$  do 25 - 30 m/sek., dla bocznych średnio 15 m/sek., dla obrabiarek do metali 2 - 3 m/sek.

Mniejsze koło pasowe o ile możliwości nie mniej niż 500 mm. ze względu na to, że przy mniejszych wpływ gięcia duży i pas otrzymuje się szeroki. - Ponieważ jednak przy wysokich przekładniach  $\varphi$  koło większe przy tem założeniu wypadłoby bardzo duże, stosuje się również koła mniejsze.

Porządek obliczenia pasa dla danej mocy  $N$  k.m. jest następujący:

1. Wybieramy średnicę koła mniejszego w mm. i określamy

$$u = \frac{\pi D_1 n}{60 \cdot 1000} \text{ (m/sek.)}$$

2. Obliczamy

$$P = \frac{N \cdot 75}{u} \text{ (kg)}$$

3. Wybieramy z tablicy Gehrkena  $p$  i obliczamy szerokość pasa  $b = \frac{P}{p}$  (cm), zaokrąglając wynik do norm, w wytwórczości pasów przyjętych.

4. Obliczamy średnicę koła większego

$$D_2 = D_1 \frac{n_1}{n_2} (0,98 \div 0,97),$$

względnie

$$D_2 = D_1 \frac{n_1}{n_2} \left( \frac{1}{0,98 \div 0,97} \right),$$

w zależności od tego, czy koło  $D_1$  jest pędzaczem, czy pędzonym.

5. Pożądane jest obliczenie powyższe przeprowadzić dla innego założenia  $D_1$  i porównać z wynikami poprzednimi, wybierając z nich te wyniki, które są najodpowiedniejsze pod względem konstrukcyjnym i najekonomiczniejsze, to jest przy których koszt kół i pasa jest najmniejszy.

## 12. Obliczenie pasów tkanych.

Dla pasów bawełnianych i gumowanych  $P = p b$

$$p = 9 \div 21 \div 33 \text{ kg/cm}$$

dla pasów o 3, względnie 6, względnie 9 warstwach.

Dla pasów wielbłądzich:

dla grubości $\delta$ mm.	szerokości $b$ mm.	$p$ kg/cm.
5 - 6	25 - 400	10 - 12
7 - 8	50 - 800	15 - 16
12 - 16	150 - 100	20 - 22

### 13. Strata energii, skutek użyteczny.

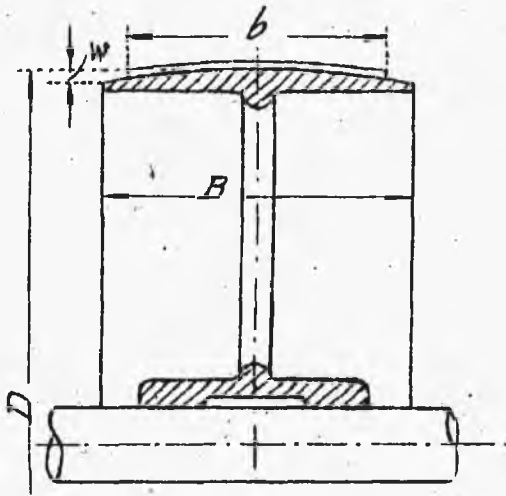
Strata energii przy napędzie pasowym pochodzi od oporów zginania pasa i oporów powietrza przy biegu pasa i kręcenia kół. Przeciętnie straty te wynoszą  $\frac{1}{90}$  k.m. na 1 cm. szerokości pasa i  $\frac{1}{70}$  k.m. dla jednej pary kół pasowych.

### 14. Koła pasowe.

Wobec niemożności absolutnie równoległego ustawienia osi kół pasowych, a również z powodu niejednostajności dolegania pasa, ma on tendencje zbiegania z powierzchnią koła w bok. Aby temu zapobiec koła wykonywane są jako zlekką wypukłe /rys. 93/. Szerokość koła  $B = 1,1b + 10 \text{ mm}$ , strzałka wypukłości

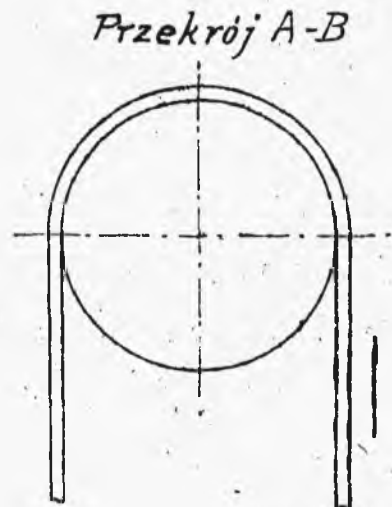
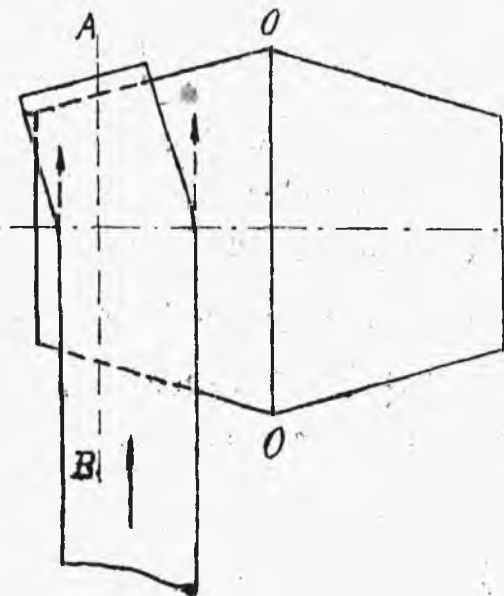
$$W = \frac{B}{60} + 1 \text{ mm}$$

Działanie wypukłości zrozumieć można z rys. 94,



Rys. 93.

przedstawiającego koło złożone z 2-ech stożków, gdzie widać, że chociażby część pasa znajdująca się na szczycie stożka zbiegła z niego, to nowe nabiegające ku wierzchołkowi części pasa mają tendencję biec ku środkowi  $O$ .



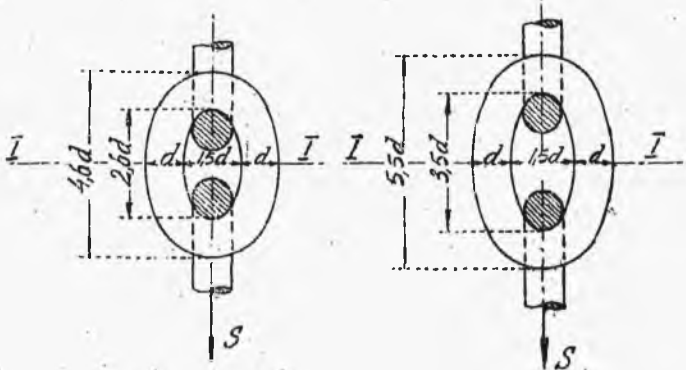
Rys. 94.



V. NIEKTÓRE CZĘŚCI DZWIGNIC I POKREWNYCH  
MECHANIZMÓW.

A. Narządy ciągnące.

1. Łańcuchy z żelaza okrągłego. Odróżniane są łańcuchy długo- /rys.95/ i krótkoogniwkowe. Pierwsze są lżejsze, ale nie mogą być nawijane na bębny o małej średnicy, gdyż podlegałyby zginaniu; drugie są



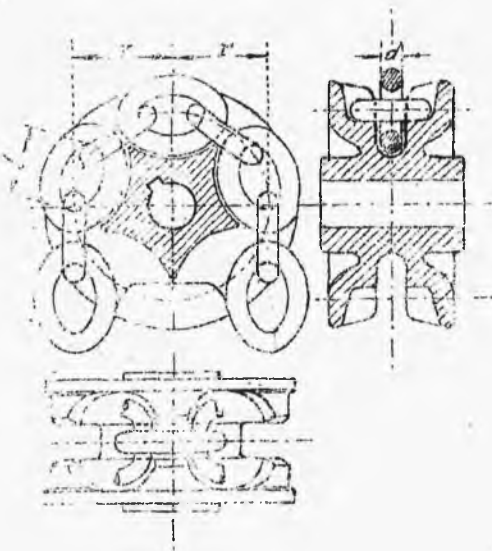
Rys. 95

cięższe, ale można je nawijać na bębny o mniejszej średnicy, jak również prowadzić przez krążki o nie dużej średnicy. Do ciągnięcia przez

krążki gniazdkowe, gdzie poszczególne ogniwa układają się w odpowiednich gniazdkach /rys.96/ muszą być stosowane łańcuchy dokładne t.zw. "kalibrowane" t.j. z ogniwami, wykonanymi możliwie najdokładniej na jedną miarę, gdyż przy ogniwach niejednocie długich i szerokich łańcuch nie mógłby się w gniazdko układać. Łańcuchy wykonywane są z żelaza ciągliwe.

go

$$(K_T = 3600 \div 4000 \text{ kg/cm}^2 ; \varphi = 22 \div 18 \%)$$



Rys. 96.

Naprężenie występujące w poszczególnych przekrojach łańcucha są złożonej natury. Nie mając możliwości wyznaczyć je rachunkowo tak ściśle, aby zgodne było to z wynikami doświadczeń, przy obliczaniu łańcuchów posiłkujemy się metodą praktyczną, a mianowicie: Wie-

dnąc z doświadczenia, że łańcuchy rwą się przy takim obciążeniu próbnym, które w przeliczeniu na dwa przekroje łańcucha I-I /rys. 95/  $2 \frac{\pi d^2}{4}$  wynosi  $2400 \div 2700 \text{ kg/cm}^2$ , obliczamy wymiar łańcucha tak, aby w pracy był on w tych przekrojach rachunkowo obciążony naprężeniem jednostkowym  $j$  razy mniejszym, gdzie  $j$  - stopień bezpieczeństwa. Jeżeli więc  $S$  siła obciążająca łańcuch, to

$$\frac{S}{2 \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{2400 \cdot 2700}{j} = k'_r$$

Wielkość stopnia bezpieczeństwa  $j$  zależy od częstości pracy i szybkości nawijania łańcucha

W łańcuchach kalibrowanych uwzględnić należy ponadto ścieralność ogniów w miejscach zetknięcia, dając większe wymiary łańcucha, czyli większy  $j$  im częściej i szybciej łańcuch pracuje, a to w tym celu, aby zabezpieczyć ogniwa od zbyt szybkiego starcia i wynikającego z tego wydłużenia.

Można przyjmować dla łańcuchów zwykłych:

we wciągarkach ręcznych rzadko pracujących

$$k'_r = 600 (637) \text{ co odpowiada } j_{min} = 4 \text{ ,}$$

we wciągarkach ręcznych częściej pracujących

$$k'_r = 500 (509),$$

we wciągarkach silnikowych . . . . .  $k'_r = 400$

" " " wyłączenie pracujących 300(318).

W nawiasach podane są liczby, dające uproszczenie rachunku.

Dla łańcuchów kalibrowanych:

we wciągarkach odpowiednio, jak wyżej, pracujących:

ręcznych  $k'_r = 400$  i 350

silnikowych 300 i 200

Aby uniknąć zbyt dużych dodatkowych naprężeń gwał.

cych średnica bębna, na który jest łańcuch nawijany, przyjmowana jest dla wciągarek ręcznych

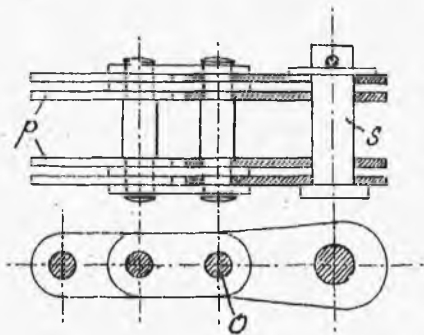
$D = 18 \times 20 d$ , dla silnikowych  $D = 30d$ . Łańcuchy z żelaza okrągłego nie mogą być używane do ruchu szybkiego, bo układanie się ich na bębnie i na krążku nie jest spokojne. Największa szybkość łańcucha  $0,1 \text{ m/sek}$ .

## 2. Łańcuchy paskowe inaczej sworzniowe Galla.

Mogą być używane do większych i bardzo wielkich sił oraz do większych szybkości. Składają się z ogniw złożonych z mniejszej lub większej ilości pasków  $p$ , połączonych sworzniami  $s$  /rys. 97/. Wadą ich jest niezginalność w kierunku poprzecznym, a również duży jednostkowy nacisk w otworach

$\circ$  pasków, wskutek którego nie można łańcuchów takich używać w miejscach, gdzie jest dużo kurzu. Obliczenie teoretyczne tych łańcuchów nie daje rezultatów zgodnych z wynikami doświadczeń. Dlatego posiłkujemy się przy wybieraniu wymiarów metodą praktyczną, a mianowicie:

Fabryki, wyrabiające łańcuchy Galla poddają je próbom na rozrywanie; według tego, otrzymanego z próby obciążenia, określane jest t.zw. obciążenie



Rys. 97.

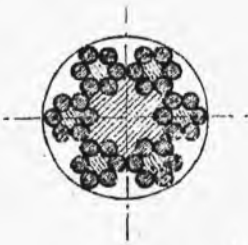
dopuszczalne /cał-  
kowite nie jednost-  
kowe:// łańcucha,  
które zazwyczaj po-  
dawane jest w katalo-  
gach fabryk. Odpo-  
wiada ono mniej  
więcej stopniu bez-  
pieczeństwa  $j = 5$ .

Według tablic tych wybieramy łańcuch, uwzględ-  
niając jednak odpowiedni zastosowany do warunków  
pracy, stopień bezpieczeństwa w następujący spo-  
sób: jeżeli siła obciążająca łańcuch jest  $S$ ,  
stopień bezpieczeństwa ma np. być 7, to wybieramy  
z tablicy ten łańcuch, dla którego w tablicy ob-  
ciążenie dopuszczalne przy stopniu bezpieczeństwa  
5 jest  $S \frac{7}{5}$ .

Stopień bezpieczeństwa  $j$  można przyjmować:  
dla wciągarek ręcznych rzadko pracujących 4 - 5  
" " " częściej " 5 - 6  
" " silnikowych " 7  
" " " wyteżenie pracujących 8

### 3. Liny druciane.

W porównaniu z łańcuchami żelazookrągłymi i paskowymi liny są o wiele lżejsze i znacznie mniej miejsca zajmujące, pozatem są giętkie i mogą spokojnie nawijać się na bębny i krążki. Dlatego stosowane są bardzo powszechnie we wciągarkach pracujących z dużą szybkością. Struktura lin jest następująca /rys. 98/:



Rys. 98.

t.zw. żyły lub skrętki, przy-  
czem wewnątrz żyły znajduje się  
dla giętkości t.zw. dusza mięk-  
ka i bardzo giętka konopna, -  
z żył zaś skręcana jest lina,  
przyczem wewnątrz liny umieszcza

się również duszę konopną.

W zależności od potrzebnej wytrzymałości lina ma różną ilość drutów. Do dźwignic używane są zazwyczaj liny z 6 żył po 7, 12, 16, 19, 24, 27, 30, 31, 37 drutów w żyłę. Lina o 180 drutach ma strukturę 6 żył po  $/12 + 18/ = 30$  drutów w każdej żyłę, mając 12 drutów w pierwszej warstwie i 18 w drugiej. Druty robione są z wysokowartościowej stali tygłowej o wytrzymałości  $K_r = 120, 135, 150, 180$  a nawet  $200 \text{ kg/mm}^2$ . Rozróżniane są dwa rodzaje lin.

a/ o skręceniu różnokierunkowym, kiedy druty w żyłach skręcone są w jedną stronę /np. wlewo/, zaś żyły w drugą-przecięwną stronę /np. wprawo/ i b/ o skręceniu jednokierunkowym, kiedy druty i żyły skręcone są w tę samą stronę. Różnokierunkowo skręcone liny mają mniej gładką powierzchnię, więcej na niej bruzd, przeto podlegają większemu ścieraniu na powierzchni, natomiast przy obciążeniu nie odkręcają się i położone swobodnie nie splątują się. Jednokierunkowo skręcone mają powierzchnię więcej gładką, natomiast pod obciążeniem mają tendencję rozkręcania, mogą więc być tam tylko użyte, gdzie to rozkręcanie jest uniemożliwione: np. przy koszu zawieszonym na linie prowadzonym przez prowadnice. Grubość drutu od 0,4 do 1,5 mm. Liny z drutu cieniokiego są giętsze, więcej natomiast czułe na konsekwencje przetarcia drutów.

Obliczenie lin drucianych: W linie nawijającej się na bęben występują: w części prostej *a-b* /rys. 99/ naprężenie rozciągające:

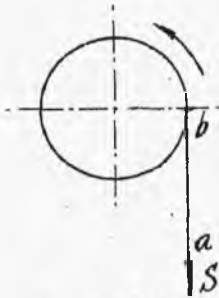
$$\sigma_r = \frac{S}{i \cdot \frac{\pi \rho^2}{4}}$$

gdzie *i* - ilość drutów, *ρ* - grubość poszczególnego drutu, w części zaś nawiniętej wyżej punktu

$\sigma = \sigma_r + \sigma_g$ , gdzie  $\sigma_g$  - naprężenie gnące.

Wzór

$$\sigma_r \approx \frac{S}{i \frac{\pi d^2}{4}}$$



Rys. 99.

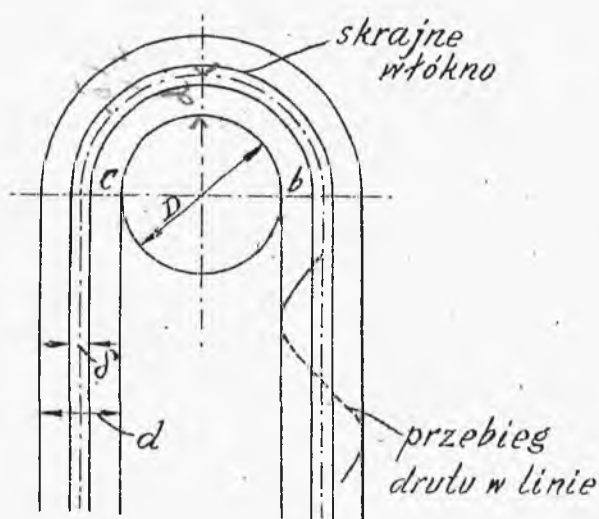
nie daje naprężenia rozciągającego z absolutną ścisłością, gdyż druty w linie nie idą równoległe do osi, lecz po bardzo stromych li-

njach śrubowych, różnica jednak między tą wartością przybliżoną a istotną jest nieznaczną. - Naprężenie gnące  $\sigma_g$  jest wysoce zawiłe do ścisłego obliczenia. Używane są wzory uproszczone, otrzymane z następującego rozważania: Gdyby zamiast liny z drutów skręconych śrubowo, rozpatrywać wiązkę drutów /rys.100/ równoległe położonych, to wydłużenie jednostkowe skrajnego zewnętrznego włókna w drucie środkowym według przesadnego rysunku byłoby

$$\varepsilon = \frac{\frac{\pi}{2}(D+d+\delta) - \frac{\pi}{2}(D+d)}{\frac{\pi}{2}(D+d)} = \frac{\delta}{D+d}$$

Ponieważ lina składa się nie z drutów równoległych, lecz śrubowo skręconych, to jakikolwiek zewnętrzny drut w linie nawiniętej na odcinku  $b-c$  przebiega miejscami nazewnątrz, miejscami od we-





Rys. 100.

wewnątrz linii środkowej. Części zewnętrzne podlegają wydłużeniu, wewnętrzne skróceniu. Wydłużenie przeważa. - Różnica wynosi naogół  $C \frac{\rho}{D+d}$

gdzie  $C < 1$

Stosownie do tego  $\sigma_g = E c \frac{\rho}{D}$ , gdyż  $d$  można po-

minąć.  $E$  współczynnik sprężystości podłużnej.

Współczynnik  $C$  zależy naturalnie w znacznym stop-

niu od struktury liny. Dawniej, idąc za Bachem,

przyjmowano  $C = \frac{3}{8}$ , tak że przy  $E = 2100000$

przyjmowano  $\sigma_g = 800000 \frac{\rho}{D}$ . Obecnie na podstawie

doświadczeń Benoit'a i obliczeń teoretycznych prof.

H. Czopowskiego można skłaniać się do tego, że  $C$

jest niewiele mniejsze od 1, tak że bez wielkiego

błędu można przyjmować  $\sigma_g = 2100000 \frac{\rho}{D}$ . Jednocześnie

jednak stwierdzić trzeba, że liny nie mogą być

traktowane, jako wieczno trwałe, podobnie jak inne

części maszyn, które według obliczeń byłyby teoretycznie wiecznotrwałe, gdyby nie kończyły życia z powodu zafociania w stosunku do postępu; liny mogą mieć żywot ograniczony, mogą wytrzymać określoną tylko liczbę przegięć, poczem druty zaczynają pękać.

Napężenie sumaryczne :

$$\sigma_r + \sigma_g \leq k_r = \frac{K_r}{j}.$$

Stosując wzór Bacha, stopień bezpieczeństwa  $j$  przyjmowany jest 6 - 8, zaś przy wzorze Benoit'a  $\bar{j} = 2,5 - 3,25$ , zależnie od częstości pracy. - Aby uniknąć zbyt dużych naprężeń gnących, wybiera się stosunek  $D : \delta$

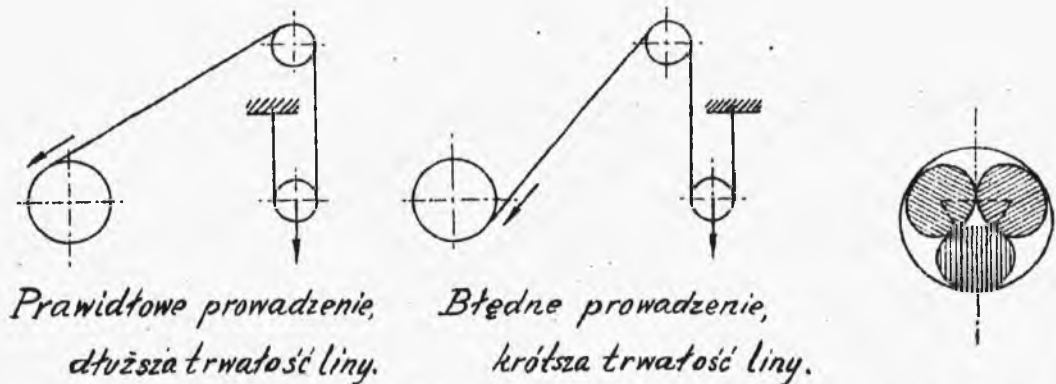
dla wciągarek ręcznych	400
dla sflnikowych	500 - 600 .

Bieg obliczenia liny jest następujący:

- 1/ wybór materiału i w związku z tem ustalenie  $K_r$  w  $\text{kg/cm}^2 = 100 \cdot (K_r \text{ kg/mm}^2)$ ;
- 2/ wybór  $D : \delta$ ;
- 3/ wybór  $\delta$  w cm.;
- 4/ obliczenie ilości drutów  $i$  oraz dostosowanie do lin wyrabianych,
- 5/ ewentualna zmiana grubości  $\delta$  i przeliczenie na nowo, jeżeli w normach lin wyrabianych nie ma naj-

bliżej do obliczeń leżącej.

Dłuższa trwałość liny zależy od ilości przegięć. Zasadą jest przeto, aby była możliwie jaknajmniej w biegu przeginana i nie w różne strony /rys.101/.



*Prawidłowe prowadzenie,  
dłuższa trwałość liny.*

*Błędne prowadzenie,  
krótsza trwałość liny.*

*Rys.101.*

*Rys.102.*

4. Liny konopne. Używane są do robót czasowych, jako bardzo giętke wygodne do przenoszeń. Skręcane są przeważnie z trzech żył /rys.102/. Odróżniane jest skręcenie mocne i luźne. Liny bywają białe i smolone. Smolone są więcej odporne przeciw wilgoci, natomiast słabsze o 10 - 15 % . Materiał: konopie krajowe, badeńskie /w Niemczech/, w Anglii zaś i w Ameryce - manilskie. Krajowe są słabsze od badeńskich o 15 - 20 % . Dla obliczenia miarodajne jest naprężenie sumaryczne  $\sigma_r + \sigma_g = k_r$ . Naprężenie gnące trudne jest do wyznaczenia, wobec czego obliczamy

według:

$$\sigma_r = \frac{S}{\varphi \frac{\pi d^2}{4}} \leq k_{rg}$$

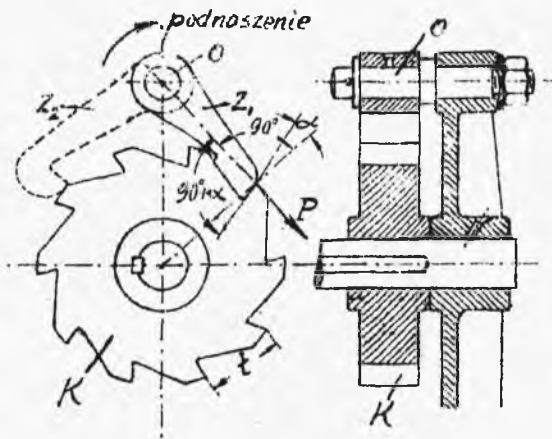
gdzie  $\varphi$  współczynnik wypełnienia przekroju tworzywem  $\varphi = 0,6 \times 0,7$ , przeciętnie 0,65,  $k_{rg}$  - naprężenie dopuszczalne na rozciąganie wybrane z uwzględnieniem gięcia. Aby gięcie nie było bardzo duże wybiera się zazwyczaj  $\frac{D}{d} = 7$  dla luźno skręconych i 10 dla mocno skręconych;

$$k_{rg} = 120 \times 160 \text{ kg/cm}^2.$$

#### B. Narządy wstrzymujące.

Każdy mechanizm wciągający czy to prostych ręcznych wciągarek budowlanych, czy też złożonych, pędzonych przez silniki żrąwi budowlanych, powinien być zaopatrzony we właściwe organy zatrzymujące ruch, trzymające ciężar w podniesionej pozycji i opuszczające ciężar z szybkością miarkowaną. - Szczegółowszy opis tych organów, w zastosowaniu do mechanizmów, znajduje się w rozdziale o dźwignicach budowlanych, tu przytoczone będą tylko główne zasady organów typowych z uwzględnieniem obliczenia głównych osi:

a. Wechwył zębaty /inaczej t.zw. „zapadka i kółko zapadkowe” rys.103/ służy jako organ trzymający i stosowany jest albo jako narząd samodzielny, albo jako część składowa hamulców. Zęby koła są niesymetryczne takiego kształtu, że obrót koła zapadkowego  $K$ , a z nim i całego mechanizmu wciągającego, na jednym z wałków którego jest osadzone to kółko, jest możliwy w kierunku podnoszenia /przyczem zapadka  $Z_1$  ześlizguje się po zębach i zapada we wręby, chwyt za zęby/, natomiast obrót w kierunku przeciwnym, kierunku opadania, jest uniemożliwiony. Zapadki mogą być proste  $Z_1$ , lub hakowe  $Z_2$ . Aby wechwył trzymał pewnie, zapadka musi zsunąć się w samą głąb wrębu, nie może zaczepić za sam tylko koniec zęba, gdyż mogłaby wtedy wyskoczyć poza obręb zębów. Dla pewności działania muszą być spełnione trzy następujące warunki: 1/ przód zęba musi być skierowany pod kątem  $90^\circ + \alpha > 90^\circ + \varrho$ , gdzie  $\varrho$  - kąt tarcia, do parcia  $P$  zapadki, gdyż przy takim kierunku zapadka pod naporem ześlizguje się po przodzie zęba; 2/ zapadka powinna być dość długa i nie za ciasno obsadzona na ośce  $O$ , aby ze swobodą obracała się na ośce i przez ciężar swój wpadała we wręby; 3/ ośka  $O$  powinna być mocna i do-



Rys. 103.

brze osadzona, aby się nie zgi-  
nała, gdyż przy zgięciu mogłaby  
nastąpić niepo-  
żądana, w sensie  
p.1, zmiana po-  
zycji zapadki  
względem zębów.  
Dodać trzeba,  
że w bardzo wie-

lu razach wciągarki używane na budowlach grzeszą  
pod względem p.2 i 3, co może i powoduje wypadki  
nierzaz śmiertelne.

Obliczenie wechwytu: Jeżeli wechwył ma zatrzy-  
mać moment  $M$  sił /statycznych i dynamicznych/,  
dążących do obrócenia, w kierunku opadania, tego  
wałka, na którym kółko zapadkowe jest osadzone, to  
siła działająca na ząb kółka  $P = \frac{M}{R} = \frac{M}{\frac{Zl}{2\pi}}$  gdzie

$Z$  - liczba zębów. Wywołuje ona w zębie napręże-  
nie /rys.104/ gnące w każdym z przekrojów zęba.  
Jako miarodajny do obliczenia przyjmuje się prze-  
krój równoległy do  $P$ .

$$\sigma_g = \frac{Px}{\frac{by^2}{6}} = \frac{\frac{2\pi M}{zt} \cdot x}{\frac{by^2}{6}} \leq k_g$$

Zazwyczaj  $x = 0,35t$ ;

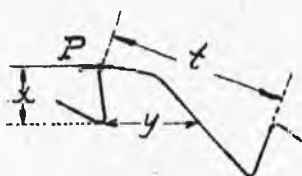
$$y = (0,5 \div 0,7)t ; \quad \frac{b}{t} = 1:2 ; \quad z = 8 \div 12.$$

Przyjmujemy dla pew-

ności obliczenia najmniej

korzystny wymiar  $y = 0,5t$ ,

Wobec czego



Rys. 10..

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 6 \cdot M \cdot 0,35 \cdot t}{(0,5)^2 \cdot z \cdot k_g \cdot b}}$$

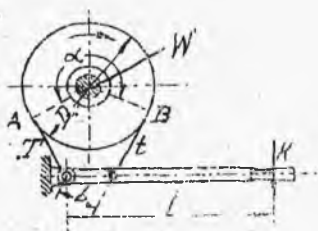
przyczem  $k_g$  dla żeliwa  $200 \text{ kg/cm}^2$ , dla stali la-  
nej  $400 \text{ kg/cm}^2$ , dla stali zlewnej  $700 \text{ kg/cm}^2$ .

Ta niskie wartości naprężeń uwarunkowana jest  
tem, że obciążenie od siły  $P$  jest charakteru  
naglego.

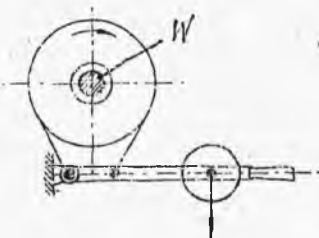
#### b/ Hamulec taśmowy.

Używany jest w dwóch postaciach: 1/ jako t.zw.  
otwarty, przedstawiony na rys. 105 - hamulec taki  
używany jest przy wciągarkach ręcznych, służy za  
organ opuszczający, miarkujący szybkość obrotu  
mechanizmu przy opadaniu ciężaru, przyczem zacis-

kanie taśmy wstrzymującej ruch koła hamulcowego uskutecznia się przez przyciskanie dźwigni siłą  $K$ ; albo 2/ jako hamulec t.zw. zamknięty,



Rys. 105.



Rys. 106.

przedstawiony na rys. 106 - hamulec taki używany jest przeważnie przy wciągarkach silnikowych, jako organ zatrzymujący i trzymający. W hamulcu tym przy podnoszeniu dźwigni obciążona ciężarkiem musi być uniesiona, aby zluzować taśmę i umożliwić ruch wałka  $W$  i mechanizmu; opuszczenie dźwigni zaciska taśmę i zatrzymuje ruch; dźwignia opuszczona trzyma mechanizm i ciężar w pozycji podniesionej. Dla opuszczania ciężaru zluzować trzeba taśmę, przyczem miarkowanie ruchu uskutecznia się przez inne dodatkowe urządzenie. Hamulec zamknięty może być stosowany bez wechwytu, natomiast oczywiście przy hamulcu otwartym wechwyty jest niezbędny, gdyż hamulec otwarty nie jest organem



trzymającym. - W praktyce stosuje się przeważnie nie taśmy gołe, jak na rysunkach, lecz obłożone skórą lub klockami drzewa, a to w celu wzmocnienia tarcia, a także zabezpieczenia taśmy od przetarcia.

### Obliczenie hamulca taśmowego.

Jeżeli hamulec ma zatrzymać moment  $M$  sił statycznych i dynamicznych, powodujących obrót wałka  $W$ , to hamulec musi zatrzymać siłę obwodową  $P = \frac{M}{\frac{1}{2}D}$ . Siłę tę przejmuje na siebie stopniowo-dzięki tarcia na łuku obchwytu  $\alpha$  od p.  $B$  do p.  $A$  - taśma tak, że na zasadzie wywodów odnoszących się do napędu pasowego /str. 161 i 165, wpływu siły odśrodkowej niema/:  $T - t = P$ ;  $T = t e^{\mu \alpha}$ ;  
 $t = P \frac{1}{e^{\mu \alpha} - 1}$ . Z równowagi sił działających na

dźwignię hamulca, pomijając jej wagę własną

$Kl = tb$ . Stąd otrzymujemy wielkość siły  $K$ , przy czem dla całkowitej pewności należy przyjmować najmniejszy możliwy współczynnik tarcia dla drzewa i skóry ( $\mu_{min} = 0.2$ ). Przy tej sile  $K$  i wykonanych wymiarach  $l$  i  $b$  siła  $t$  jest równa  $t = \frac{Kl}{b}$ . Wobec

tego, że w praktyce  $\mu$  może być większy niż przyjęty powyżej  $\mu_{min}$ , a mianowicie do

$\mu_{max} = 0,4$ , to  $T$  może wzrosnąć do  $T_{max} = t e^{\mu_{max} \alpha}$ .

Ta maksymalna siła jest miarodajna dla obliczenia taśmy w przekroju C-D /rys.107/

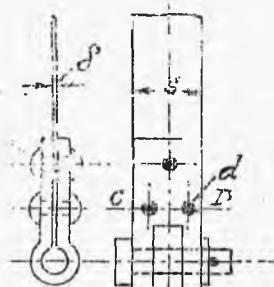
$$\sigma_r = \frac{T_{max}}{(b-2d)\delta} = k_r$$

dla stali 800 - 1000 kg/cm<sup>2</sup>.

#### c/ Hamulec wechwytowy

/rys.108/, jest połącze-

nieniem wechwytu z hamulcem taśmowym dla udogodnienia i ubezpieczenia pracy przy wciągarkach ręcznych. Przy rozdzielonych bowiem organach: wechwoicie, jako trzymającym i hamulcu otwartym jako opuszczającym,

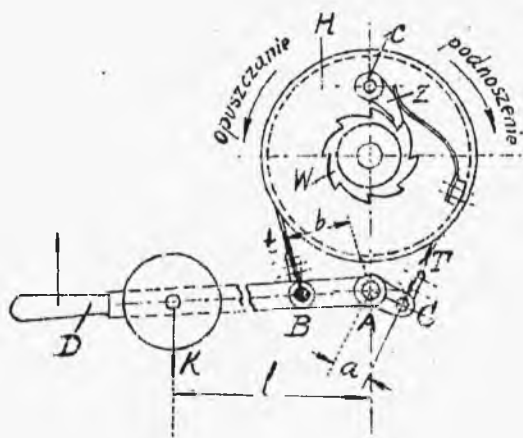


Rys.107.

przystępując do opuszczania ciężaru trzeba wyjąć zapadkę z wrębów kółka zapadkowego, poczem dopiero zacząć można opuszczanie z pomocą hamulca. Jednemu człowiekowi trudno skutecznie obie operacje z całkowitem bezpieczeństwem. Natomiast hamulec wechwytowy jest dogodny w operowaniu i bezpieczny.-

W czasie podnoszenia koło  $H$  jest trzymane przez taśmę zaciśniętą dźwignią  $D$ , obciążoną ciężarkiem  $G$ ; wobec tego czop  $C$  pozostaje jako nieruchomy; obrót mechanizmu w kierunku podnoszenia jest możliwy, gdyż kółko zapadkowe  $W$ , znajdujące się na jednym z wałów mechanizmu, prześlizguje się pod zapadką  $Z$ ; obrót odwrotny jest niemożliwy, gdyż zęby koła zatrzymują się za zapadką. - Dla opuszczania ciężaru zluzować trzeba taśmę, unosząc nieco dźwignię  $D$ , wobec czego koło  $H$  wraz z czopem i zapadką przestaje być nieruchomem

i wszystko razem wykonywa ruch w kierunku opadania. Chcąc szybkość opadania zmniejszyć zwalniamy zluzowanie taśmy, która przyciskając do koła hamuje jego ruch.



Rys. 108.

Godnem uwagi na rysunku jest to, że hamulec taśmowy jest tu t.zw. różnicowy: koniec taśmy  $T$  nie

jest przymocowany do punktu stałego, lecz do drugiego ramionka dźwigni; przy ruchu dźwigni w dół koniec  $t$  odbywa drogę w dół, koniec  $T$  do góry, droga jednak punktu  $B$  jest większa niż punktu

$C$ , przeto różnica ich obu powoduje zaciśnięcie taśmy. Hamulce takie używane są wtedy, gdy zmniejszyć chcemy wielkość ciężarku  $K$ . Nie uwzględniając bowiem ciężaru własnego dźwigni:

$$Kl + Ta = tb, \quad \text{skąd} \quad K = \frac{tb - Ta}{l}$$

gdy natomiast w hamulcu zwyczajnym /rys.105/  $K = \frac{tb}{l}$



S P I S R Z E C Z Y .	str.
WSTĘP. . . . .	3
I. ZASADY I PUNKTY OGÓLNE, dotyczące wyboru i korzystania z maszyny . . . . .	5
1. Działanie maszyny . . . . .	5
2. Efekt działania maszyny . . . . .	5
3. Dobroć działania maszyny . . . . .	7
4. Pewność działania maszyny . . . . .	11
5. Ekonomia działania maszyny . . . . .	12
II. GŁÓWNE MATERJAŁY DO BUDOWY MASZYN I ZASAD- NICZE ICH CECHY. . . . .	14
1. Ogólne wymagania . . . . .	14
2. Żelazo i stal . . . . .	15
3. Miedź . . . . .	22
4. Stopy miedzi . . . . .	22
5. Metale łożyskowe . . . . .	23
6. Materiały pomocnicze . . . . .	23
III. SMAROWANIE MASZYN . . . . .	24
1. Konieczność i cel smarowania . . . . .	24
2. Główna cecha smaru . . . . .	24
3. Gatunki smaru . . . . .	24
4. Własności należytego smaru płynnego . . . . .	26
5. Wybór odpowiedniego gatunku smaru . . . . .	27

	str.
6. Grafit . . . . .	29
7. Doprowadzanie smaru i przyrządy do tego . . . . .	30
<b>IV. OGÓLNE CZĘŚCI MASZYN . . . . .</b>	<b>36</b>
A. Kształt, wymiary i materiał. Naprężenia dopuszczalne . . . . .	36
B. Obliczanie wytrzymałościowe części maszyn . . . . .	43
C. Zamiennosc części maszyny. Normalizacja . . . . .	45
D. Części łączące . . . . .	46
1. Połączenia nitowe . . . . .	46
2. Połączenia śrubowe . . . . .	59
3. Połączenia klinowe . . . . .	71
E. Części ruchu obrotowego . . . . .	71
1. Osie . . . . .	71
2. Wały maszyn krótkie . . . . .	72
3. Wały pędni . . . . .	74
4. Zabezpieczenie wałów od przesuwania się wzdłuż osi . . . . .	78
5. Umocowanie kół, tarcz, korb i t.p. na wale /kliny i osadki/ . . . . .	78
6. Sprzęgła stałe sztywne . . . . .	81
7. Sprzęgła stałe luźne . . . . .	85

	str.
8. Sprzęgła rozłączne . . . . .	85
9. Czopy wogóle i czopy wałów . . . . .	86
10. Łożyska maszyn ślizgowe . . . . .	96
11. Łożyska pędni ślizgowe . . . . .	103
12. Łożyska kulkowe . . . . .	105
13. Łożyska wałkowe . . . . .	109
14. Zagrzanie się łożyska, środki za- radcze . . . . .	110
15. Strata energii . . . . .	111
F. Części do przenoszenia ruchu obrotowe- go i energii z jednego wału na drugi	112
1. Koła zębate walcowe z zębami prostemi: zazębienie i zarysy zębów . . .	112
2. Główne wymiary kół zębatych walco- wych z zębami prostemi:	
a/ koła wolno i rzadko pracujące	122
b/ koła często i szybko pracujące	131
3. Strata energii podczas pracy zazę- bienia w kołach zębatych walcowych	139
4. Koła zębate walcowe z zębami ukoś- nemi t.zw. daszkowe . . . . .	140
5. Koła zębate stożkowe . . . . .	140
6. Koła śrubowe . . . . .	141
7. Przekładnia ślimakowa . . . . .	143

	str.
8. Napęd pasowy . . . . .	145
9. Materiał pasów . . . . .	157
10. Utrzymywanie pasów . . . . .	160
11. Obliczenie pasów skórzanych . . . . .	161
12. Obliczenie pasów tkanych . . . . .	174
13. Strata energii, skutek użyteczny	175
14. Koła pasowe . . . . .	175
V. NIEKTÓRE CZĘŚCI DŹWIGNIC I POKREWNICH MECHANIZMÓW. . . . .	177
A. Narządy ciągnące . . . . .	177
1. Łańcuchy z żelaza okrągłego . . . . .	177
2. Łańcuchy paskowe inaczej swo- we Galla . . . . .	180
3. Liny druciane . . . . .	182
4. Liny konopne . . . . .	187
B. Narządy wstrzymujące . . . . .	188
a/. Wechwył zębaty . . . . .	189
b/. Hamulec taśmowy . . . . .	191
c/. Hamulec wechwytowy . . . . .	194



Spis zauważonych błędów :

Przed zaczęciem czytania należy wprowadzić następujące poprawki:

Strona.	Wiersz.	Powinno być:
9	2	$\eta_m = \frac{N}{N_t}$
"	3	$\eta = \eta_t \cdot \eta_m$
24	17	oleju mineralnego i <u>smoły</u>
45	5	po wyrazie: "nieprawidłowy" dodać: "i należy $d$ zwiększyć; jeżeli zaś $\sigma < k_r$ , przytem różnica jest dość znaczna, to materiał nie jest nale- życie wykorzystany i dany wymiar $d$ należy zmniejszyć".
45	19	..... najmniejszej ilości; gdyż....
49	10	..... w takim <u>połączeniu</u> ....
"	16	..... przy <u>zastyganiu</u> , nity <u>prze</u> to..
56	4	..... można i <u>należy</u> zmniejszyć...
61	6	$H_2 = Q \operatorname{tg}(\alpha - \varrho)$
82		na rysunku krańcowy przekrój ozopa oznaczyć literami $A-B$
98	6	brzegów <u><math>b</math></u>
105		dodać u samego dołu: "uniknąć parcia podłużnego na kulki".



nr. 771