

C  
Nr 1013

Politechnika Warszawska

DAWNICZY PODRĘCZNIKÓW AKADEMICKICH  
PRZY MINISTERSTWIE WYZNAŃ RELIGIJNYCH I OŚWIECENIA PUBLICZNEGO

---

1  
DR INŻ. W. KOREWA-BOROWICZ  
PROFESOR POLITECHNIKI LWOWSKIEJ

2  
ŁOŻYSKA MASZYN  
WIRUJĄCYCH



1938

NAKŁADEM KOMITETU WYDAWNICZEGO PODRĘCZNIKÓW AKADEMICKICH  
SKŁAD GŁÓWNY W KASIE IM. MIANOWSKIEGO  
WARSZAWA — PAŁAC STASZICA

ŁOŹYSKA MASZYN  
WIRUJĄCYCH



621.822.5 : 62-1.83

KOMITET WYDAWNICZY PODRĘCZNIKÓW AKADEMICKICH  
PRZY MINISTERSTWIE WYZNAŃ RELIGIJNYCH I OŚWIECENIA PUBLICZNEGO

---

DR INŻ. W. KOREWA-BOROWICZ

PROFESOR POLITECHNIKI LWOWSKIEJ

# ŁOŻYSKA MASZYN WIRUJĄCYCH

ZESTAWIENIE ROZWOJU ODNOŚNYCH PRAC BADAWCZYCH  
ORAZ WYNIKÓW WEDŁUG STANU 1935.



1938

NAKŁADEM KOMITETU WYDAWNICZEGO PODRĘCZNIKÓW AKADEMICKICH  
SKŁAD GŁÓWNY W KASIE IM. MIANOWSKIEGO  
WARSZAWA — PAŁAC STASZICA

i.z. 3715

WYKONANO W DZIAŁNIE WYDAWACTWA WARSZAWY

WYKONANO W DZIAŁNIE WYDAWACTWA WARSZAWY



~~C. 1043.~~

~~D. 13.~~



nr. 2

WYKONANO W Drukarni Kasy im. Mianowskiego w Warszawie, Pałac Staszica

BG02P/157-05

## SPIS RZECZY

	Str.
WSTĘP . . . . .	1
PRAWO TARCIA COULOMBA I NEWTONA . . . . .	2
SPÓŁCZYNNIK LEPKOŚCI . . . . .	4
Zależność $\eta$ od temperatury . . . . .	7
Zależność $\eta$ od ciśnienia . . . . .	8
<b>A. ŁOŻYSKA NOŚNE</b>	
Tarcie hydrauliczne, smarowanie doskonałe . . . . .	11
Spółczynnik tarcia . . . . .	13
Szczelina między czopem a panewką oraz obciążenie panewki . . . . .	18
Zależność maksymalnie dopuszczalnego nacisku od rodzaju obróbki powierzchni . . . . .	28
Zależność maksymalnie dopuszczalnego nacisku od wytrzymałości materiału czopa . . . . .	34
Zależność maksymalnie dopuszczalnego nacisku od temperatury w szczelinie. Przemiana pracy tarcia na ciepło . . . . .	37
Zależność maksymalnie dopuszczalnego nacisku od gatunku oliwy . . . . .	46
KONSTRUKCJA NORMALNYCH ŁOŻYSK NOŚNYCH . . . . .	49
TARCIE NA WPÓŁ SUCHE, SMAROWANIE NIEDOSKONAŁE . . . . .	54
MATERIAŁ PANEWEK . . . . .	60
ŁOŻYSKA PRZEZNACZONE DO NAJWYŻSZYCH OBCIĄŻEŃ . . . . .	63
RÓŻNE GATUNKI SMARÓW . . . . .	66
Oliwa . . . . .	66
Woda . . . . .	68
Emulsje grafitowe . . . . .	69
Smary syntetyczne . . . . .	70
ZAGADNIENIA SPECJALNE . . . . .	71
<b>B. ŁOŻYSKA OPOROWE</b>	
I. Łożyska grzebieniowe . . . . .	74
II. Łożyska oporowe systemu Michella . . . . .	79

## L I T E R A T U R A

1. BAUER — Der Schiffsturbinenbau, II tom.
2. BLOM — Neuere Theorien über den Aufbau des Schmieroelfilms, Petroleum 1929. Nr. 45.
3. BÜCHE — Untersuchung der Schmiermittel und ihre Bedeutung bei halbflüssiger Reibung, Petroleum 1931, str. 587.
4. CZOCHRALSKI-WELTER — Lagermetalle und ihre technologische Bewertung, Berlin 1920.
5. DETTMAR — Gleitlager mit verringertem Reibungsverlust, ETZ. 1929, str. 1437.
6. DUFFING — Grenzreibung bei gleichförmiger Geschwindigkeit, Z. 1929, str. 1329.
7. FALZ — Grundzüge der Schmiertechnik 1931.
8. FREUDENREICH — Untersuchungen an Lagern, Publikacja BBC, Nr 689 D; BBC Mitt. 1917, Nr. 1 do 4.
9. GÜMBEL — Das Problem der Lagerreibung, Monatsblätter d. Berl. Bezirksver. d. I. 1914, str. 55, 87, 110, 167; 1916, str. 83 i 96.
10. GÜMBEL — Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, 1917.
11. GÜMBEL — Der heutige Stand der Schmierungsfrage, Forschungsarbeiten Heft 224, 1920.
12. GÜMBEL — Vergleich der Ergebnisse der rechnerischen Behandlung des Lagerschmierproblems mit neueren Versuchsergebnissen, Monatsblätter d. Berl. Bezirksver. d. I. 1921.
13. GÜMBEL-EVERLING — Reibung und Schmierung im Maschinenbau, 1925.
14. HEIN — Experimentelle Untersuchung der Grenzbedingungen flüssiger Reibung, Petroleum 1932, Nr. 19.
15. HERSEY-SHORE — Viscosity of Lubricants under Pressure, Mech. Eng. 1928, str. 221.
16. HUMMEL — Kritische Drehzahlen als Folge der Nachgiebigkeit des Schmiermittels im Lager, Forschungsarbeiten Heft 287, 1926.
17. KARRASS — Die Bauteile der Dampfturbinen. 1927.
18. KIESSKALT — Bedeutung der hydrodynamischen Lagerreibungstheorie für die Praxis, Z. 1927, str. 218.
19. KIESSKALT — Neuere Ergebnisse über die Druckzahigkeit von Oelen, Z. 1929, str. 1502.
20. KRAFT — Die neuzeitliche Dampfturbine, 1930.
21. KREKELER — Oel im Betrieb, 1932, Springer, Berlin.
22. KÜHNEL — Lagermetalle auf Blei und Zinnbasis, Z. 1928, str. 381.
23. KYROPULOS — Stand der Erforschung des Schmiervorganges, Z. 1930, str. 1551.

24. LASCHE — Reibungsverhältnisse in Lagern mit hoher Drehzahl, Z 1902, str. 1881.
  25. LASCHE-KIESER — Konstruktion und Material im Bau von Dampfturbinen, 1921.
  26. MIELNIKOW — O starzeniu się olejów smarowych podczas pracy w silniku, Przegląd Mechaniczny 1935, str. 148.
  27. MOSZYŃSKI — Zasady pasowań, 1934.
  28. NÜCKER — Ueber den Schmiervorgang im Gleitlager, Forschungsarbeiten 352, 1932.
  29. PETROW — Nowa teoria tarcia, 1883.
  30. REYNOLDS — On the theory of lubrication, Phis. Trans. Roy. Soc. of London, 1886, str. 29.
  31. SCHIEBEL-KÖRNER — Die Gleitlager, 1933.
  32. SCHLIPPE — Feinstbearbeitung von metallischen Werkstücken, Z. 1930, str. 1329.
  33. SCHNEIDER — Versuche über Reibung im Gleit- und Rollenlager, Petroleum 1930, Nr. 7 i 11.
  34. SOMMERFELD — Zur hydrodynamischen Theorie der Schmiermittelreibung, Z. Mat. u. Physik 1908.
  35. SOMMERFELD — Zur Theorie der Schmiermittelreibung, Z. f. tech. Phys. 1921.
  36. STIEBER — Das Schwimmlager, 1933.
  37. STODOLA — Dampfturbinen, VI wydanie.
  38. STODOLA — Kritische Wellenstörung infolge der Nachgiebigkeit des Ölpolsters im Lager, Schweiz. Banz. tom 85. str. 265.
  39. STRIEBECK — Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager, Z. 1902, Forsch.-Arb. 7.
  40. TOWER — Proc. of the Inst. of Mec. Eng. 1883, Dingl. Pol. Journal 1884.
  41. ÜBBELOHDE — Tabellen zum Englerschen Viscosimeter, Leipzig 1907 i 1918.
  42. VOIGTLÄNDER — Untersuchungen der Schmierfähigkeit von Oelen, Diss. München 1929.
  43. WALGER — Schmiertechnische Untersuchungen, Z. 1932, str. 205.
  44. WELLS — The Engineer 1929, tom 117, str. 452.
  45. WELTER — Badania łożysk ślizgowych z zastosowaniem nowego sposobu smarowania pod bardzo wysokim ciśnieniem, Przegl. Techn. 1934, str. 63 i 691.
  46. WOUDEHUYZEN — Synthetische Schmiermittel, Z. 1931, str. 1540.
  47. ZIETEMANN — Berechnungen und Konstruktion von Dampfturbinen, Berlin, Springer.
  48. *Dzielo zbiorowe*: — Abhandlungen über die hydrodynamische Theorie der Schmiermittelreibung (Pietrow, Reynolds, Sommerfeld, Michell). Ostwalds Klassiker der exakten Wissenschaften 218 Bd. Leipzig 1927.
-

## W S T Ę P

Łożyska maszyn wirujących należą do działu, na który w podręcznikach elementów maszyn nie zwraca się należytej uwagi. Przeważnie rozpatrują tam łożyska klasycznej maszyny parowej, gdy tymczasem o łożyskach maszyn wirujących powiedziane jest albo nic albo bardzo mało. A tymczasem przy konstrukcji łożysk szybkobieżnych maszyn tłokowych należy obecnie stosować doświadczenia, zebrane przy budowie maszyn wirujących.

Pierwsze próby rozwiązania problemu tarcia były uczynione przez PIETROWA w roku 1883. tj. w tym samym czasie, gdy LAVAL i PARSONS budowali swe pierwsze turbiny parowe. Pietrow<sup>1)</sup> wyjaśnił, że tarcie w łożyskach nie jest spowodowane metalicznym dotykiem trących się powierzchni, natomiast ma się tu do czynienia z tarciem hydraulicznym smaru. Pietrow wykazał również, że wartość oporu tarcia w łożyskach nie jest zależna od materiału czopa i panewek, lecz właściwości smaru. Pietrow dowiódł, że grubość warstwy oliwnej w panewce jest odwrotnie proporcjonalna względem pierwiastka drugiego stopnia z nacisku jednostkowego.

W tym samym czasie TOWER<sup>2)</sup> badał łożyska w biegu i zauważył ekscentryczne ustawienie się czopa względem panewki przy obciążeniu. W roku 1886 REYNOLDS<sup>3)</sup> przeprowadził teoretyczne badania tego zagadnienia i ustanowił teoretyczne podstawy hydraulicznej teorii łożysk. W roku 1904 SOMMERFELD<sup>4)</sup> rozwinął tę teorię, za nim idzie GUMBEL<sup>5)</sup>, który w latach 1914 do 1921 w szeregu prac częściowo sprostował twierdzenie Sommerfelda, częściowo teorię łożysk dalej rozwinął.

Praktyczne badania przeprowadzili oprócz Towera jeszcze STRIBECK<sup>6)</sup>, LASCHE<sup>7)</sup>, FREUDENREICH<sup>8)</sup> i inni. W ostatnich latach ukazał się cały szereg publikacji z dziedziny teorii smarowania łożysk. Prace te są przeważnie bardzo rozległe, traktują dane zagadnienie bardzo szczegółowo, lecz są mało przystosowane do praktycznego użytku.

Praca niniejsza zamierza przedstawić obecny stan wiadomości danej dziedziny techniki oraz podać te rezultaty (po uzupełnieniu szeregiem doświadczeń autora) w formie wygodnej przy konstrukcji i badaniu łożysk maszyn wirujących.

<sup>1)</sup> (29) (48). <sup>2)</sup> (40). <sup>3)</sup> (30), (48). <sup>4)</sup> (4), (5), (48). <sup>5)</sup> (9) do (12). <sup>6)</sup> (39). <sup>7)</sup> (24), (25). <sup>8)</sup> (8).



Do zakresu rozważań będą należały łożyska, oparte na zjawisku ślizgania się dwóch powierzchni tzw. łożyska ślizgowe, a więc łożyska nośne i oporowe, w przeciwieństwie do łożysk opartych na zjawisku toczenia się dwóch ciał (łożyska kulkowe, wałkowe, iglicowe itp.). Tych ostatnich nie będę tu rozpatrywał, ponieważ stanowią osobny dział, oraz są mało używane w konstrukcji maszyn wirujących.

Na wstępie należy zaznaczyć, że wzory oparte na hydrodynamicznych rozważaniach dają rezultaty tylko w pewnym przybliżeniu zgadzające się z doświadczeniami. Z tego powodu należy uważać wzory wyprowadzone w dalszym ciągu tej pracy nie jako podstawy do obliczeń, lecz tylko jako schemat do obliczeń; wzory te pozwalają poznać wpływ poszczególnych parametrów na zachowanie się łożysk w czasie pracy. Znając to, będziemy mogli łatwiej zastosować prawa hydrodynamiki do konstrukcji łożysk.

Trudność w rozwiązaniu problemu smarowania polega m. i. na tym, że w tej dziedzinie stykają się trzy działy nauk technicznych: hydromechaniki, chemii i budowy maszyn.

Praktyka stawia w rozpatrywanym przypadku teorii następujące pytania: według jakich zasad należy konstruować łożyska, jak duża jest praca tarcia w łożyskach i jakie jest dopuszczalne obciążenie łożyska.

## PRAWO TARCIA COULOMBA I NEWTONA

### RÓŻNE PRZYPADKI SMAROWANIA

#### a) *Tarcie na sucho (bez smarowania)*

Do obliczenia oporu tarcia łożysk maszyn wirujących nie możemy stosować wzoru COULOMBA

$$W = \mu' \cdot P,$$

który podaje opór tarcia posuwistego bez smarowania. Spółczynnik  $\mu'$  nazywamy współczynnikiem tarcia i jest zależny przeważnie od rodzaju materiału trących się powierzchni. Spółczynnik ten jest w dosyć znacznych granicach niezależny od nacisku jednostkowego  $p$  oraz prędkości posuwu. Gdyby w tych warunkach czop obracał się w panewce, opór  $W$  był by duży, ponieważ powierzchnie stykałyby się metalicznie i straty tarcia były by niepotrzebnie duże; poza tym powierzchnie uległy by w krótkim czasie zużyciu. Jeżeli między trące się powierzchnie wprowadzimy smar,  $W$  i  $\mu'$  znacznie się zmniejszają.

#### b) *Tarcie na wół suche, smarowanie niedostateczne*

Odpowiednie działanie smarowania osiągamy jeżeli warstwa smaru, dzieląca obie powierzchnie, nie zostaje wyparta przez nacisk, działający na czop. Mamy wtedy przypadek idealny doskonałego smarowania. Właściwość tę smar posiada przez swą lepkość i przyczepność. Lepkość

jest charakteryzowana tarcie wewnętrznym smaru, to jest oporem stawianym przez cząstki smaru przeciw ich przesunięciu.

Za pewną miarę przyczepności smaru może służyć jego napięcie powierzchniowe. Im większe napięcie powierzchniowe, tym mniejsza jest przyczepność smaru i tym samym mniejsza wartość smarna danego czynnika. Smarowanie oparte na właściwości przyczepności nazywamy smarowaniem na w pół suchym. Okazuje się, że smar nadzwyczaj silnie przylega do powierzchni i wystarczy zupełnie cienka warstewka smaru, aby oddzielić trące się powierzchnie od siebie. Lecz nie można wykonać powierzchni idealnie gładkich i wobec tego w niektórych miejscach warstwa smaru będzie grubsza, w innych cieńsza. W tych ostatnich miejscach przy silnych obciążeniach czopa może nastąpić kompletne usunięcie smaru i metaliczne dotknięcie powierzchni panewki. Otrzymujemy wtedy przypadek niedostatecznego smarowania. Przypadek ten nie da się ująć w ramy rozważań matematycznych, ponieważ trudno określić, o ile przypadek ten jest zbliżony do przypadku tarcia według Coulomba, o ile też do tarcia według prawa Newtona (o czym będzie mowa później).

Warunki smarowania, oparte na właściwości przyczepności smaru, są bardzo zawile i dotąd jeszcze są niedostatecznie zbadane. Dla tego rodzaju smarowania stopień lepkości smaru jest obojętny. Wchodzi natomiast w rachubę właściwości materiału czopa i panewki, stopień obróbki i inne. Tłuste smary pochodzenia roślinnego i zwierzęcego są tu odpowiedniejsze niż pochodzenia mineralnego.

### *c) Tarcie hydrauliczne, smarowanie doskonałe*

Jeżeli między trące się powierzchnie doprowadzimy smar w takiej ilości, że powierzchnie będą kompletnie oddzielone od siebie, osiągniemy przypadek doskonałego smarowania. Grubość warstwy oliwnej wynosi kilka setnych milimetra, co wystarczy już, aby czop pływał w oliwie. Miejsce prawa Coulomba zajmuje prawo Newtona<sup>1)</sup>

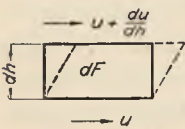
$$W = \eta \cdot F \cdot \frac{du}{dh} \quad (2)$$

gdzie  $\eta$  przedstawia bezwzględną lepkość smaru,  $F$  powierzchnię warstwy cieczy, w danym przypadku smaru o grubości  $dh$ . Warstwa ta znajduje się między dwiema powierzchniami, przesuwającymi się równoległe do siebie z prędkością  $du$ . Z tego wzoru (2) wynika, że opór tarcia hydraulicznego  $W$  jest proporcjonalny względem lepkości smaru, wartości przesuwających się względem siebie powierzchni, jest większy przy większych prędkościach ruchu i mniejszy przy grubszych warstwach smaru.

<sup>1)</sup> Rok 1686.

## SPÓŁCZYNNIK LEPKOŚCI

Istotę lepkości cieczy stanowią naprężenia styczne cieczy, powstające w czasie ruchu powierzchni. Wobec tego, że wartości naprężeń stycznych nie można określić przy pomocy metod mechaniki teoretycznej, udajemy się do doświadczeń i badamy wielkość oporu, jaki występuje przy względnym ruchu dwu sąsiednich równoległych płaskich elementów cieczy. Oznaczamy przez  $dh$  (rys. 1) odległość tych elementów, przez  $dF$  ich powierzchnię i określimy wartość siły stycznej albo siły tarcia  $dP$ , która



Rys. 1.

przeciwdziała odkształceniu postaci elementarnego prostopadłościanu, zawartego między obu rozpatrywanymi elementami:

$$dP = -\eta \cdot \frac{du}{dh} \cdot dF \quad (3)$$

Stała  $\eta$  jest współczynnikiem tarcia wewnętrznego lub bezwzględnym współczynnikiem lepkości. Współczynnik ten jest jednostką hydraulicznego tarcia. Jednostkę tę określamy jako siłę w kilogramach, która jest potrzebna, aby pewną warstwę cieczy o powierzchni  $1 \text{ m}^2$  przesunąć po drugiej warstwie o tej samej powierzchni oddalonej o  $1 \text{ m}$  z prędkością  $1 \text{ m/s}$ . Z równania (3) określamy

$$\eta = -\frac{dP}{dF} \cdot \frac{dh}{du} = \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot \frac{\text{m}}{\text{m/s}} = \frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} \quad (4)$$

Wobec tego, że kierunek siły tarcia jest odwrotny do kierunku prędkości, mamy w prawej części równania (3) znak ujemny. Dzieliąc  $dP$  przez  $dF$  otrzymujemy siłę tarcia na jednostkę powierzchni czyli naprężenie styczne  $\tau$  więc

$$\tau = -\eta \frac{du}{dh} \quad (5)$$

Równanie to w formie (5) albo w formie (2) lub (3) wyraża prawo tarcia hydraulicznego Newtona.

Współczynnik lepkości określa się doświadczalnie. Metoda ENGLERA przeważnie używana w technice jest oparta na następujących teoretycznych rozważaniach. Badamy tak zwany uwarstwiony przepływ ustalony przez prostososiową gładką rurę o kołowym przekroju, chcąc przez to zbliżyć się do klasycznych doświadczeń POISEUILLE'A<sup>1)</sup>, który pierwszy badał praktycznie lepkość cieczy. Poiseuille doszedł do wniosku, że ilość cieczy, przepływającej ruchem uwarstwowym przez szklane rurki o nieznacznym przekroju w jednostce czasu jest proporcjonalna do spadku hydraulicznego, do czwartej potęgi promienia, a odwrotnie proporcjonalna do współczynnika lepkości i długości rurki:

<sup>1)</sup> Rok 1840-1846.

$$q = k \frac{p_0 r_0^4 T}{\eta l_0} \quad (6)$$

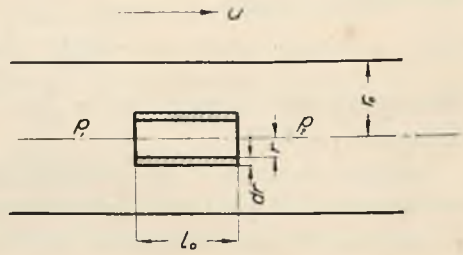
W tym wzorze  $q$  jest ilością wypływającej cieczy w  $T$ s,  $p_0$  nadciśnieniem jednostkowym powodującym przepływ,  $r_0$  promieniem rurki i  $l_0$  długością rurki. Wzór ten możemy również wyprowadzić z rozważań matematycznych i jednocześnie określić współczynnik  $k$ .

Bierzemy pod uwagę element cieczy (rys. 2), ograniczony współosiowo z wewnętrznymi ścianami rury powierzchnią walcową o promieniu  $r$  i dwiema płaszczyznami prostopadłymi do osi rury, odległymi od siebie o  $l_0$ . Siła działająca na element cieczy w ruchu pozostaje w równowadze z tarciem:

$$r^2 \cdot \pi (p_1 - p_2) = 2\pi r l_0 \tau$$

Różnicę ciśnień  $p_1 - p_2$  nazywamy  $p_0$ .  
Wobec równania (5)

$$\begin{aligned} -r^2 \cdot \pi p_0 &= 2\pi r l_0 \cdot \eta \cdot \frac{du}{dr} \\ -r dr \cdot p_0 &= 2l_0 \eta du \end{aligned}$$



Rys. 2.

Całkujemy ten wyraz w granicach  $r$  do  $r = r_0$

$$-\frac{r^2}{2} \cdot p_0 = 2l_0 \eta u + c$$

Dla  $r = r_0$  musi być  $u = 0$

$$-\frac{r_0^2}{2} \cdot p_0 = c$$

$$(r_0^2 - r^2) \cdot \frac{p_0}{2} = 2l_0 \eta u$$

$$u = \frac{p_0}{4l_0 \eta} \cdot (r_0^2 - r^2)$$

Objętość:

$$dq = 2\pi r dr u = 2\pi r dr \frac{p_0 (r_0^2 - r^2)}{4l_0 \eta}$$

W czasie  $T$  przepłyne objętość, którą oznaczamy przez  $dq_0$

$$dq_0 = 2\pi r dr \cdot \frac{p_0}{4l_0 \eta} \cdot (r_0^2 - r^2) \cdot T.$$

Całkujemy w granicach od  $r = 0$  do  $r = r_0$ :

$$\begin{aligned} q_0 &= \frac{\pi p_0 T}{2l_0 \eta} \int_0^{r_0} (r_0^2 - r^2) r dr = \frac{\pi p_0 T}{2l_0 \eta} \int_0^{r_0} (r_0^2 r - r^3) dr \\ &= \frac{\pi p_0 T}{2l_0 \eta} \left[ \int_0^{r_0} r_0^2 r dr - \int_0^{r_0} r^3 dr \right] \\ q_0 &= \frac{\pi p_0 T}{2l_0 \eta} \left[ \frac{r_0^4}{2} - \frac{r_0^4}{4} \right] = \frac{\pi p_0 T}{2l_0 \eta} \cdot \frac{r_0^4}{4} = \frac{\pi p_0 T r_0^4}{8l_0 \eta} \quad (7) \end{aligned}$$

Z tego

$$\eta = \frac{\pi}{8} \cdot \frac{r_0^4 p_0 T}{l_0 q} \quad (8)$$

Po wstawieniu wymiarów w kg, m, s otrzymujemy wymiar lepkości bezwzględnej

$$\eta = \frac{kg \cdot s}{m}$$

Jeżeli bezwzględna lepkość jest podana w jednostkach fizykalnych według systemu CGS, wtenczas przeliczenie  $\eta$  na jednostki techniczne odbywa się według relacji

$$\eta \left[ \frac{g}{cm \cdot s} \right] = 98,1 \eta \left[ \frac{kg \cdot s}{m^2} \right]$$

Należy zwrócić uwagę, że  $g$  jest to gram — masa, natomiast  $kg$  jest to kilogram — ciężar.

Jeżeli natomiast na miejsce  $kg$  wprowadzimy *dynę*, wtedy lepkość wyrażona w fizykalnych jednostkach otrzymuje nazwę *poise*. Setna część *poise* nazywa się *centipoise* (*cp*):

$$1 \frac{kg \cdot s}{m} = \frac{0,981 \cdot 10^6}{10^4} \cdot \frac{dyn \cdot s}{cm^2} = 98,1 \text{ poise} = 9810 \text{ cp}$$

Wprowadzając do (8)

$$q_0 = \frac{d_0^2 \pi u_0 T}{4}$$

gdzie  $u_0$  jest to średnia prędkość przepływu cieczy, otrzymujemy;

$$\eta = p_0 d_0^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{1}{25,1 l_0 u_0} \quad (9)$$

W tym wzorze pierwszy wyraz przedstawia nadciśnienie, które jest potrzebne do pokonania tarcia hydraulicznego w szklanej rurce, drugi wyraz głosi, że ten opór tarcia jest odniesiony do długości rurki równej 1 m przy prędkości przepływu 1 m/s.

Bezwzględny spójczynnik lepkości cieczy jest to siła wyrażona w kg, której należy użyć aby daną ciecz przecisnąć przez rurkę o długości 1 m z prędkością 1 m/s.

W technice określamy spójczynnik lepkości przeważnie według stopni Englera; ten spójczynnik jest to liczba, która oznacza ilokrotność czasu, potrzebnego do wypływu takiej samej objętości wody. Czas wypływu 200 cm<sup>3</sup> o temperaturze 20°C przyjmujemy za jednostkę porównawczą. Przyrządy służące do określenia spójczynnika lepkości nazywamy wiskozymetrami. Wiskozymetr Englera składa się z rurki o długości 20 mm, o górnej średnicy 2,4 mm i dolnej 2,8 mm w świetle. Rurka jest połączona ze zbiornikiem, w którym w początku doświadczenia ciecz znajduje się na poziomie oddalonym od wypływu o 52 mm. Nadciśnienie  $p_0$  jest ciśnieniem słupa cieczy o powyższej długości.

Zależność między lepkością według stopni Englera  $E^0$  a bezwzględ-  
nym współczynnikiem lepkości  $\eta$  wyrażona jest wzorem UBBELOHDEGO<sup>1)</sup>

$$\eta = \gamma \left[ 0,00074 E^0 - \frac{0,00064}{E^0} \right] \frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} \quad (10)$$

gdzie  $\gamma$  ciężar właściwy w  $\text{kg}/\text{dm}^3$  oraz  $E^0$  lepkość według stopni En-  
glera. Wprowadzając dla  $\gamma$  średnią wartość 0,9 dla oliw mineralnych,  
otrzymujemy

$$\eta = 0,00067 E^0 - \frac{0,00058}{E^0} \frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$$

albo

$$E^0 = 746 \eta + \sqrt{557000 \eta^2 + 0,87} \text{ stopni Englera.}$$

Spółczynnik lepkości nie jest wielkością stałą dla danej cieczy;  $\eta$  jest  
zależne od natury cieczy, od temperatury i od prędkości cieczy.

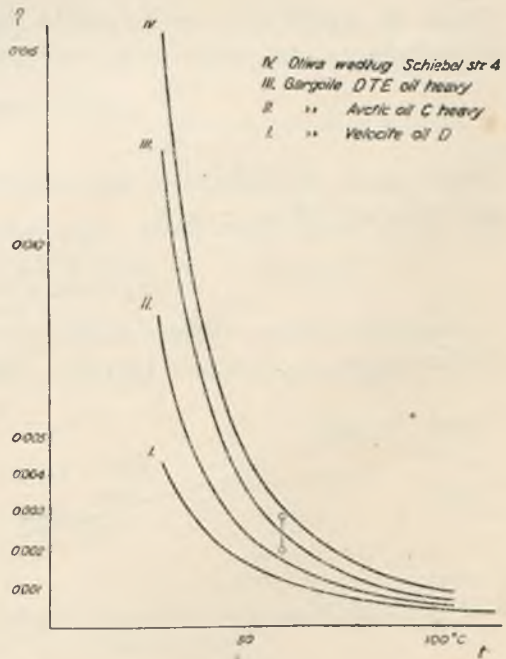
#### ZALEŻNOŚĆ $\eta$ OD TEMPERATURY

Wpływ wzrostu temperatury na smar w łożyskach działa ujemnie, ponie-  
waż przy wyższych temperaturach  $\eta$  maleje. Zależność  $\eta$  od temperatury  $t$ ,  
otrzymana na zasadzie pomiarów, jest przedstawiona na rys. 3. Charakterystyka oliwy jest indy-  
widualna dla poszczególnych gatunków oliwy. Zależność  $\eta$  od  $t$   $\eta = f(t)$  jest wyrażona różnymi  
wzorami, najstarszy z nich — wzór Poiseuille'a daje dobre rezultaty:

$$\frac{1}{\eta} = \frac{1}{\eta_{\vartheta}} + c(t - \vartheta)^2. \quad (11)$$

W tym wzorze  $c$  charakteryzuje wrażliwość smaru na zmianę tem-  
peratury.  $\eta_{\vartheta}$  jest najwyższą war-  
tością współczynnika lepkości przy  
najniższej temperaturze  $\vartheta$ , dla  
której powyższy wzór jest jeszcze  
prawidłowy. Te trzy wartości  $\eta_{\vartheta}$ ,  
 $c$  i  $\vartheta$  obliczamy z trzech doświad-  
czeń dla których określamy  $\eta$  przy  
różnych temperaturach  $t$ .

Zakładamy, że stopnie Englera  
zostały określone dla pewnej oliwy turbinowej przy następujących tem-  
peraturach i potem obliczone współczynniki lepkości  $\eta$  według wzoru  
Ubbelohdego<sup>2)</sup>:



Rys. 3.

<sup>1)</sup> (41). <sup>2)</sup> (31) str. 4.

$$\begin{aligned}
 43,4 \text{ } E^0 \text{ przy } t = 20^\circ \text{C} & \quad \eta_{20} = 0,0291 \\
 7,2 \text{ } E^0 \text{ przy } t = 50^\circ \text{C} & \quad \eta_{50} = 0,0047 \\
 1,93 \text{ } E^0 \text{ przy } t = 100^\circ \text{C} & \quad \eta_{100} = 0,0010.
 \end{aligned}$$

Wstawiamy te wartości do wzoru (11) i otrzymujemy trzy równania. Z tych równań rugujemy  $\eta_{\vartheta}$  przez odejmowanie pierwszego równania od drugiego i drugiego od trzeciego:

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{\eta_{50}} - \frac{1}{\eta_{20}} &= c [(50 - \vartheta)^2 - (20 - \vartheta)^2] \\
 \frac{1}{\eta_{100}} - \frac{1}{\eta_{50}} &= c [100 - \vartheta)^2 - (50 - \vartheta)^2].
 \end{aligned}$$

Następnie przez podzielenie powyższych równań rugujemy  $c$ . Z otrzymanego w ten sposób równania obliczamy  $\vartheta = 11^\circ$ . Spółczynniki  $c$  i  $\frac{1}{\eta_{\vartheta}}$  określamy już w sposób prosty:

$$c = 0,124 \quad \frac{1}{\eta_{\vartheta}} = 24.$$

Wzór do obliczenia współczynnika lepkości danej oliwy przy dowolnej temperaturze otrzymuje więc następującą formę:

$$\frac{1}{\eta} = 24 + 0,124 (t - 11)^2.$$

Obliczone w ten sposób  $\eta$  dla różnych temperatur są wykreślone w formie krzywej IV na rys. 3.

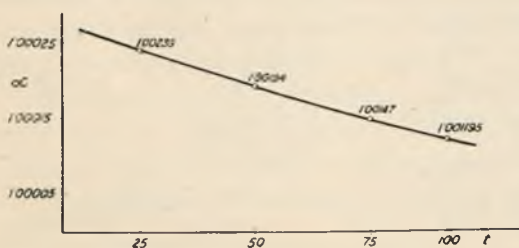
#### ZALEŻNOŚĆ $\eta$ OD CIŚNIENIA

Lepkość cieczy wzrasta z ciśnieniem — zjawisko dodatnie w przypadku doskonałego smarowania łożysk. Zależność lepkości od ciśnienia przy stałej temperaturze jest wyrażona<sup>1)</sup> równaniem

$$\eta = a^p$$

gdzie  $a$  jest wielkością stałą dla samej temperatury danego gatunku oliwy, maleje jednak ze wzrostem temperatury rys. 4.  $a$  nazywamy ciśnieniową charakterystyką współczynnika lepkości.

KIESKALT<sup>2</sup> badał tę zależność przy temperaturach od  $t = 20^\circ \text{C}$  do  $t = 100^\circ \text{C}$  oraz przy wzrastaniu prężności oliwy do  $p = 4000 \text{ at}$ . Dla pewnego gatunku oleju mineralnego Veedol o właściwościach  $\gamma = 0,88$  przy  $25^\circ \text{C}$ .



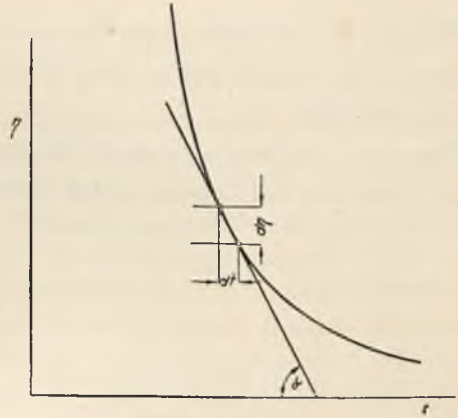
Rys. 4.

<sup>1)</sup> (15) i (19). <sup>2)</sup> (19).

	$\eta =$	0,1965	0,0318	0,00866	0,00442
	$t =$	20	50	80	200° C
otrzymał	$a =$	1,000239	1,00194	1,00147	1,001195

(rys 4). Poza tym zauważył bardzo znamiennej właściwość oliwy, że przy niskich temperaturach istnieje pewne ciśnienie, po przekroczeniu którego lepkość raptownie znacznie wzrasta i oliwa staje się ciałem plastycznym. Dla wymienionego gatunku oliwy nastąpiło to przy temperaturze  $t = 20^\circ$  i  $p = 1050$  at. Ciśnienie to zostało nazwane »Verfestigungsdruck« wzgl. »solidification pressure«, co odpowiadałoby wyrazowi »ciśnienie zgęszczenia«. Przy temperaturze  $25^\circ$  C tego zjawiska nie można było osiągnąć, mimo wzrostu ciśnienia do  $1200$  kg/cm<sup>2</sup>. Poza tym zauważono pewną zależność między oddziaływaniem temperatury i ciśnienia na lepkość oleju. Każdej wartości lepkości  $\eta = f(t)$  odpowiada pewna, ściśle określona »wrażliwość« na temperaturę (rys. 5):

$$\frac{d\eta}{dt} = \operatorname{tg} \alpha$$



Rys. 5.

jako tangens stycznej do charakterystyki oliwy względem osi  $t$  oraz pewna określona ciśnieniowa charakterystyka  $a$ . Z równania

$$\eta = a^p$$

otrzymujemy

$$\frac{d\eta}{dp} = \frac{da^p}{dp} = a^p \cdot \ln a.$$

Jeżeli określimy tę zależność dla  $p = 0$  wtedy

$$\left( \frac{d\eta}{dp} \right)_{p=0} = \ln a$$

tj. wrażliwość na ciśnienie przy normalnym ciśnieniu  $p = 0$  równa się logarytmowi charakterystyki ciśnieniowej.



## LITERATURA

dotycząca spólczynnika lepkości:

ERK, Forschungsarbeiten Heft 288. 1927.

KIESSKALT, Untersuchungen über den Einfluss des Druckes auf die Zähigkeit von Oelen, Forsch. Arb. 291. 1927.

KIESSKALT, Neuere Ergebnisse über Druckzähigkeit von Oelen Z. 1929, str. 1502.

KIESSKALT, Neuer Beitrag über den Verfestigungsdruck von Oelen, Petroleum 1931, str. 111.

WALGER, Schmiertechnische Untersuchungen, Z. 1932, str. 206.

KYROPULOS. Forsch. auf d. Geb. d. Ing. Wesens, 1932, nr. 6, str. 297, Z. 1933, str. 29.

UMSTÄTTER, Die Steilheit der Viskositätstemperaturfunktion als wichtiges Kennzeichen der Schmiermittel, Petroleum. 1933, nr. 31.

---

## A. ŁOŻYSKA NOŚNE

### TARCIE HYDRAULICZNE, SMAROWANIE DOSKONAŁE

Przechodzimy teraz do zbadania warunków smarowania doskonałego, tj. przypadku, gdy w czasie obrotu materiał czopa nie dotyka materiału panewki. Okazuje się, że to jest możliwe tylko w przypadku powstawania dużych naprężeń w warstwie smaru. Wysoka prężność oliwy powoduje więc tzw. dynamiczne pływanie czopa. Podwyższenie prężności oliwy jest możebne tylko w przypadku, jeżeli przesuujące się względem siebie powierzchnie są pochylone do siebie pod pewnym ostrym kątem. Odnosi się to jednakowo do powierzchni płaskich (łożyska oporowe) jak do powierzchni cylindrycznych (łożyska nośne). Jako warunek dynamicznego pływania czopa jest więc powstawanie klina oliwnego, co się odnosi

jednakowo tak do ruchu posuwistego jako też do ruchu obrotowego. Powstawanie klina oliwnego natomiast jest ściśle związane z pewną dosyć znaczną prędkością przesuwania pochylonych względem siebie powierzchni. Wtedy tylko może powstać znaczna prężność oliwy, która powoduje podniesienie się czopa i oderwanie go od powierzchni panewki.

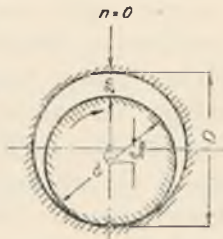
Aby czop mógł w ogóle się podnieść od panewki, należy jego średnicę wykonać nieco mniejszą od średnicy panewki (rys. 6) tj. musimy wykonać szczelinę  $2h$ , mierzoną w położeniu czopa w stanie spoczynku,

$$h = \frac{D-d}{2} = R-r$$

W tym przypadku maksymalna wartość ekscentryczności osi

$$e_{max} = R - r = h$$

Przy bardzo małej ilości obrotów czop spoczywa na panewce, mamy metaliczny dotyk (rys. 7) smarowanie jest niedostateczne, tarcie — na wpół suche. Tylko przy pewnej określonej ilości obrotów ciśnienie

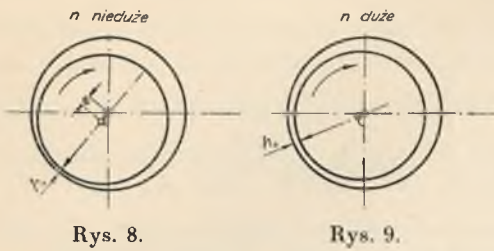


Rys. 6.



Rys. 7.

oliwy w klinie oliwnym osiąga taką wartość, że przeważa obciążenie czopa i podnosi czop do góry. Następuje chwila oderwania się czopa od panewki. Wtedy oliwa przedostaje się pod całą powierzchnię czopa (rys. 8).



Rys. 8.

Rys. 9.

Szczelina otrzymuje wartość  $h_0$ . Przy dalszym wzrastaniu  $n$  szczelina się zwiększa, jej minimum  $h_0$  oddala się od pionowej (rys. 9) na lewo i w końcu przy  $n = \infty$   $h_0$  na całym obwodzie otrzymuje wartość stałą, czop obraca się koncentrycznie z panewką (rys. 10)

$e = 0$ . Oś czopa przy powyższych różnych przypadkach przechodzi z położenia najniższego, gdy ekscentryczność

$$e_{max} = h = R - r,$$

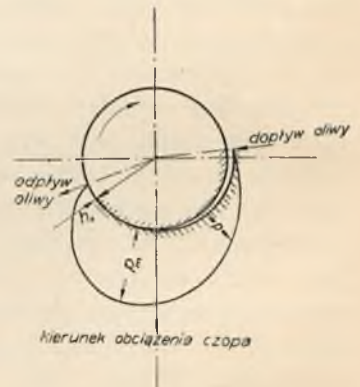
aż do zera  $e = 0$ . Badania<sup>1)</sup> wykazały, że oś czopa przesuwa się przy tym z dostateczną dokładnością po obwodzie koła opisanego promieniem  $\frac{h}{2}$ .



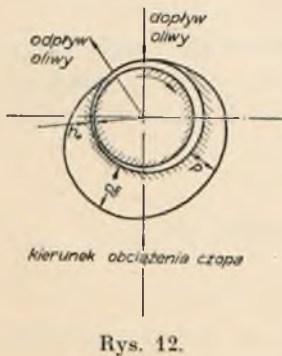
Rys. 10.

Rozkład ciśnień oliwy na czop jako reakcja działania obciążenia czopa jest zależny od tego, czy panewka obejmuje cały obwód czopa, czy też tylko część tego czopa. Jeżeli wykonamy panewki w ten

sposób, że tylko dolna może przylegać do czopa, natomiast górna ma tak dużą szczelinę, że oliwa może swobodnie odpływać, rozkład ciśnień przedstawi się według rys. 11<sup>2)</sup>. Jeżeli natomiast panewka będzie obejmowała czop na całym obwodzie, a miejsce dopływu



Rys. 11.



Rys. 12.

oliwy umieścimy u góry, miejsce odpływu również w górnej panewce niedaleko dopływu, rozkład ciśnień przedstawi się według rys. 12. Widzimy, że w ostatnim przypadku pozostaje pewna składowa nacisku oliwy, która przeciwdziała pomyślnemu naciskowi z dołu do góry.

Nośność (Tragvermögen) łożyska wyraża się wysokością obciążenia, przy którym nie została przekroczona najniższa dopuszczalna wartość szczeliny  $h_0$ . SCHIEBEL<sup>3)</sup> podaje wzór, wyprowadzony z zastosowania hydrodynamicznej teorii tarcia łożyskowego,

<sup>1)</sup> (28). <sup>2)</sup> (31). <sup>3)</sup> (31) str. 27, wzór (60).

$$p = \frac{\pi}{12} c' \eta n \cdot \frac{d \cdot l}{1 + a \left(\frac{d}{l}\right)^2} \cdot \left(\frac{d}{D-d}\right)^2 \sqrt{\frac{D-d}{2h_0} - 1} \quad (12)$$

gdzie  $c'$  i  $a$  są zależne od

$$\varepsilon = \frac{R-r}{e}$$

oraz położenia maksymalnego nacisku w klinie i miejsca dopływu i odpływu oliwy.

Dla panewki pełnej według rys. 12:

$$c' = 1,4 \quad a = 8$$

Dla półpanewki według rys. 11:

$$c' = 0,7 \quad a = 2$$

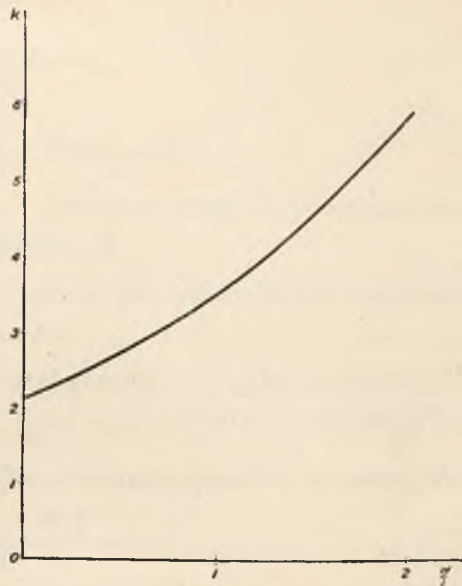
Przy stosunku średnicy do długości panewki

$$d:l = 1/2$$

obie panewki posiadają równą nośność. Jeżeli panewkę skrócimy,

$\frac{d}{l} > \frac{1}{2}$  wtenczas nośność półpanewki

będzie większa od nośności panewki pełnej.



Rys. 13.

## SPÓŁCZYNNIK TARCIA

Jaskrawiej występuje różnica między tymi dwiema panewkami jeżeli porównać współczynnik tarcia w obu przypadkach. SCHIEBEL<sup>1)</sup> podaje również wzór na współczynnik tarcia

$$\mu = \sqrt{c'' \cdot \frac{\eta u l}{P} \cdot \left[1 + a \left(\frac{d}{l}\right)^2\right]} \quad (13)$$

gdzie  $c''$  jest zależne od tych samych parametrów co  $c'$ . Dla panewki pełnej  $c'' = 6,6$ , dla półpanewki  $c'' = 4,4$ . Wtedy dla pierwszego przypadku:

$$\mu = \sqrt{11,8 \frac{\eta u l}{P} \left[1 + 8 \left(\frac{d}{l}\right)^2\right]}, \quad (14)$$

dla drugiego przypadku:

$$\mu = \sqrt{7,92 \frac{\eta u l}{P} \left[1 + 2 \left(\frac{d}{l}\right)^2\right]}. \quad (15)$$

<sup>1)</sup> (31) str. 28, wzór (62).

Widzimy tu jaskrawą przewagę półpanewki nad panewką pełną.

Wprowadzając  $P = pld$ ,  $u = \frac{\pi du}{60}$  oraz  $n = \frac{\omega}{0,105}$  otrzymujemy dla (15)

$$\mu = k \sqrt{\frac{\eta \omega}{p}} \quad (16)$$

gdzie

$$k = 1,988 \sqrt{1 + 2 \left(\frac{d}{l}\right)^2} \quad (17)$$

zakładając  $d = l$  otrzymujemy

$$k = 1,988 \sqrt{3} = 3,443 \quad (17a)$$

GÜMBEL<sup>1)</sup> wyprowadził dla wzoru (16) wartość współczynnika  $k$

$$k = 2,12 \sqrt{e^{d/l}} \quad (18)$$

Zależność między  $k$  i  $d/l$  przedstawiono na wykresie rys. 13. Dla  $d/l = 1$  otrzymujemy wartość

$$k = 3,50$$

W kilka lat później GÜMBEL<sup>2)</sup> podał wzór na  $\mu$  w formie

$$\mu = \frac{2,36}{\sqrt{d}} \cdot \sqrt{\frac{4d+l}{l}} \cdot \sqrt{\frac{\eta u}{p}} \quad (19)$$

Wobec

$$u = \frac{\pi dn}{60} = \frac{\pi d \omega}{60 \cdot 0,105} = 0,499 d \omega$$

$$\mu = 1,67 \sqrt{\frac{4d+l}{l}} \cdot \sqrt{\frac{\eta \omega}{p}} \quad (19a)$$

Wtedy

$$k = 1,67 \sqrt{\frac{4d+l}{l}} \quad (19a)$$

Dla  $d = l$

$$k = 3,73$$

FALZ<sup>3)</sup> obiera dla współczynnika przed pierwiastkiem (19a) wartość 1,7 i otrzymuje dla  $d = l$

$$k = 3,8.$$

Wzór (18) został przez Gumbela zbadany na zasadzie doświadczeń własnych oraz STRIBECKA<sup>4)</sup>. Dla łożyska  $d/l = 0,3045$ , badanego przy  $n = 760$  do 1100 przy  $t = 20^\circ$  do  $70^\circ$  oraz  $p = 0,43, 7,5$  i  $15,1$  kg/cm<sup>2</sup>, otrzymano średnio

$$k = 2,61.$$

Z wykresu na rys. 13 dla wzoru (18)

$$k = 2,46.$$

WALGER<sup>5)</sup> podaje zależność  $\frac{\mu}{\psi}$  od  $\frac{\eta \omega}{\psi^2 p}$  (gdzie przez

$$\psi = \frac{R-r}{r}$$

<sup>1)</sup> (9) 1914, str. 101. <sup>2)</sup> (10) str. 287 oraz (8) str. 34. <sup>3)</sup> (7) str. 83. <sup>4)</sup> (39). <sup>5)</sup> (43).

oznacza szczelinę względną) w formie krzywej na zasadzie doświadczeń, przeprowadzonych przez różnych autorów w laboratorium Politechniki w Karlsruhe (rys. 14). Z tych krzywych otrzymujemy średnio

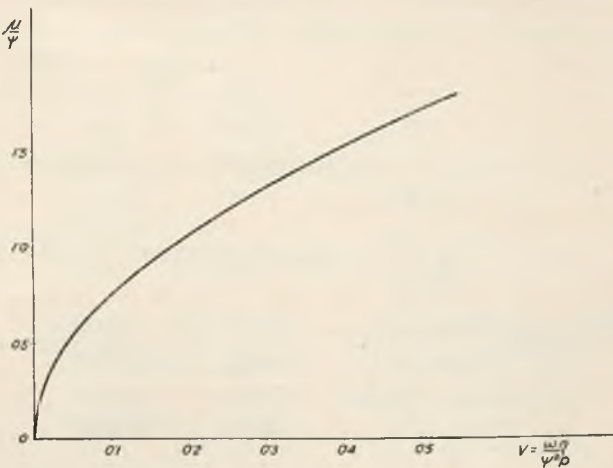
$$k = 2,4065$$

SCHNEIDER<sup>1)</sup> podaje

$$k = 2,4.$$

Doświadczenia przeprowadzone w Karlsruhe nad czopami pracującymi na granicy tarcia hydraulicznego a na wpół suchego, wykazały wartości dla  $k=3$  do 4. Można wnioskować, że dla dużych wartości  $R-r$  otrzymujemy

$k = \sim 2,4$ , dla małych wartości  $R-r$ , które prowadzą do tarcia na wpół suchego,  $k$  otrzymuje wartość około  $k=4$ .



Rys. 14.

Zadanie 1. Obliczyć współczynnik  $k$  dla  $l=230$   $d=70$  dla 1) Schiebla<sup>2)</sup>, 2) Gumbela<sup>3)</sup> i 3) według wzoru (19a)  $d/l=0,3045$

$$1) k = 1,988 \sqrt{1 + 0,3045} = 1,988 \sqrt{1,18} = 2,16$$

$$2) k = 2,12 \sqrt{e^{d/l}} = 2,46 \text{ (z wykresu rys. 13)}$$

$$2) k = 1,67 \sqrt{\frac{4 \cdot 70 + 230}{230}} = 1,67 \cdot 1,49 = 2,49$$

Striebeck przeprowadził doświadczenia nad takim łożyskiem, przy czym współczynnik lepkości oliwy wynosił:

$$\begin{array}{ll} \eta = 0,0135 & \text{przy } t = 30^\circ \\ \eta = 0,0033 & \text{,, } t = 60^\circ. \end{array}$$

Badania przeprowadził w następujących warunkach:

Badanie	I	II	III	IV
$t =$	$47^\circ$	$56^\circ$	$66^\circ$	$71^\circ\text{C}$
$n =$	760	1100	760	1100 obr/min
$p =$	0,43	0,43	15,1	7,5 kg/m <sup>2</sup>

i określił współczynnik tarcia dla tych punktów:

$$\mu = \quad 0,024 \quad 0,024 \quad 0,0028 \quad 0,0045$$

<sup>1)</sup> (33). <sup>2)</sup> (31). <sup>3)</sup> (13).

Obliczyć mamy  $\mu$  dla tych warunków według wyżej wymienionych wzorów oraz porównać z rezultatami doświadczeń Striebecka.

Według str. 17 współczynnik lepkości podlega prawu

$$\frac{1}{\eta} = 0,26 (t - 26^{\circ})^2.$$

Dla $t =$	47°	56°	66°	71°
$\eta =$	0,00873	0,00428	0,002405	0,00190
$\omega = n \cdot 0,105 =$	79,6	115,5	79,5	115,5
$\sqrt{\frac{\eta \omega}{p}} =$	$10^{-2} \cdot 1,275$	$10^{-2} \cdot 1,070$	$10^{-2} \cdot 1,125$	$10^{-2} \cdot 1,710$
Według Schiebela =	0,0275	0,0231	0,00243	0,00369
„ Gumbela =	0,0314	0,0263	0,00277	0,00420
„ wzoru (19a) =	0,0327	0,0267	0,00281	0,00426
„ Striebecka =	0,0240	0,0240	0,00280	0,00450

U w a g a: Liczby pierwszych trzech rzędów obliczono, liczby ostatniego rzędu otrzymano z pomiarów.

Według Schiebela obliczone wartości są niższe od doświadczalnych, ponieważ ten wzór uwzględnia tylko tarcie w dolnej panewce. Widocznie badane przez Striebecka łożysko posiadało bardzo małą szczelinę, o czym jednak w sprawozdaniu jego nie ma wzmianki.

Dotąd rozpatrywaliśmy szczegółowo wpływ dolnej połowy panewki na współczynnik tarcia, zakładając, że w górnej połowie wykonano dużą przestrzeń, w której oliwa może przepływać bez znacznego wewnętrznego tarcia. Można w tym wypadku uważać, że górna panewka służy tylko do prowadzenia oliwy, aby się nie wylewała w nadmiernej ilości z łożyska.

Jeżeli natomiast szczelina między czopem a panewką jest mała, tarcie hydrauliczne w tej szczelinie może posiadać wartości dosyć znaczne. Można tym objaśnić rozbieżność rezultatów badań różnych autorów, z których jeden badał łożyska z panewkami pełnymi, inny natomiast z półpanewkami wzgl. ze znacznie wybranymi górnymi półówkami, o czym jednak w opisie swych badań nie wspominał.

Do wartości szczeliny

$$h = \frac{D - d}{2} = R - r$$

dochodzimy przy nieskończeniu dużej ilości obrotów. W przypadku niższych  $n$  szczelina w górnej połowce będzie większa, wobec tego tarcie będzie mniejsze. Pozostając na razie przy wartości  $h$ , mamy na górnej połowie obwodu czopa równomiernie rozłożony opór tarcia:

$$T = \frac{\pi d}{2} \cdot l \cdot \tau = \frac{\pi d l}{2} \cdot \frac{\eta u}{h} = \pi \eta u l \frac{d}{D - d}.$$

MES

Wobec niecałkowitego napełnienia wybranej przestrzeni w górnej panewce i nieosiągnięcia minimalnej wartości  $h$ , w istocie otrzymamy tylko część  $T$ , którą wyrazimy współczynnikiem  $\lambda < 1$ , tj.  $\lambda T$ . Pozostając przy podobnej jak poprzednio definicji współczynnika tarcia w górnej panewce, otrzymujemy<sup>1)</sup>:

$$\mu' = \frac{\lambda T}{P} = \lambda \frac{\pi \eta u l}{P} \cdot \frac{d}{D-d} \quad (22)$$

Według doświadczeń, wykonanych z polecenia Laschego<sup>2)</sup> można przyjąć  $\lambda = 0,3$ . Wtedy

$$\mu' \approx \frac{1,0 \cdot \eta u l}{P} \cdot \frac{d}{D-d}$$

Wprowadzając

$$u = \frac{\pi d n}{60} = \frac{\pi d \omega}{0,105 \cdot 60}$$

oraz

$$P = p d l$$

i

$$\frac{d}{D-d} = \frac{1}{\phi}$$

Otrzymujemy:

$$\mu' = \frac{\eta}{p d l} \cdot \frac{\pi d \omega}{0,105 \cdot 60} \cdot l \cdot \frac{1}{\phi} = \frac{\pi}{0,105 \cdot 60} \cdot \frac{\eta \omega}{p} \cdot \frac{1}{\phi} = 0,5 \frac{\eta \omega}{p} \cdot \frac{1}{\phi} \quad (23)$$

Zadanie 2. Obliczymy dla warunków badań Striebecka III i IV, str. 16 współczynnik tarcia dla  $\mu'$  w górnej panewce, przyjmując, że  $D-d=0,1$  mm. Wtedy

$$\phi = \frac{D-d}{d} = \frac{0,1}{70} = \frac{1}{700}$$

Badanie nr	III	IV
$\frac{\eta \omega}{p}$	$10^{-6} \cdot 1,27$	$10^{-6} \cdot 2,93$
$\mu' = 0,5 \frac{\eta \omega}{p} \cdot \frac{1}{\phi} = \frac{0,5 \cdot 1,27 \cdot 700}{10^6} = 0,000445$		$0,001025$
$\mu = (\text{str. 16 według Schiebla}) = 0,002430$		$0,003690$
$\mu + \mu'$	$= 0,002875$	$0,004715$
mierzono przez Striebecka	$= 0,002800$	$0,004500$

Spotykamy się stale z wyrazem  $\frac{\eta \omega}{p}$ , który oznaczmy przez

$$E = \frac{\eta \omega}{p} \quad (24)$$

i nazwiemy efektem smarowania. Wtedy wzory (16) i (24) przyjmą formę:

$$\mu = k \sqrt{E} \quad (16a) \quad \mu' = 0,5 \frac{E}{\phi} \quad (23a)$$

<sup>1)</sup> (31). <sup>2)</sup> (25).





## SZCZELINA MIĘDZY CZOPEM A PANEWKĄ ORAZ OBCIĄŻENIE PANEWKI.

GÜMBEL<sup>1)</sup> zauważył w swych teoretycznych wywodach, że w przypadku stosowania tylko dolnej panewki istnieje pewna zależność między szczeliną względną  $\psi$  a efektem smarowania  $E = \frac{\eta\omega}{P}$ . Zależność tę oznaczył przez  $\varphi$  i ujął ją w formie

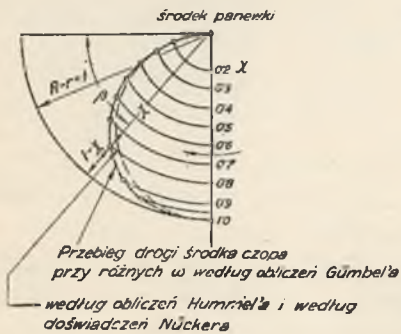
$$\varphi = \frac{2}{E} \cdot \psi^2 = 2 \cdot \frac{P}{\eta\omega} \cdot \psi^2 \quad (25)$$

Poza tym Gumbel badał przebieg ekscentryczności osi czopa względem osi panewki i zauważył zależność wartości  $e$ , względnie  $\chi$  i  $\beta$  od  $\varphi$  (rys. 15). Ekscentryczność jest przedstawiona albo jako ekscentryczność bezwzględna  $e$  (wyrażona np.

w mm) albo jako ekscentryczność względna  $\chi$  ( $\chi$  jest to stosunek istotnej ekscentryczności do jej wartości maksymalnej), przy czym największa wartość równa się 1 i występuje wtedy, gdy

$$e_{max} = h = R - r$$

(rys. 6). Dla tego położenia  $\beta = 90^\circ$  i  $\varphi = 0$ . Geometryczne miejsce końców  $\chi$  zostało podane przez Gumbela na mocy rozważań teoretycznych (rys. 15, wyciągnięta linia).



Rys. 15.

Również HUMMEL<sup>2)</sup> potwierdził wywody

Gumbela rozważaniami opartymi na odmiennych założeniach i jego krzywa geometrycznego miejsca końców  $\chi$  jest prawie identyczna z łukiem koła.

Badania NÜCKERA<sup>3)</sup> potwierdziły wywody Gumbela i Hummela; z dostatecznym przybliżeniem można krzywą Gumbela zastąpić łukiem koła opisanego promieniem  $\frac{1}{2} \cdot \chi = \frac{R-r}{2}$ . Zależność (25) jest wyprowadzona dla nieskończonej długości panewki. Aby tę zależność zastosować do czopów o danej długości  $l$ , Gumbel wprowadził jeszcze pewien współczynnik

$$c = \frac{d+l}{l},$$

który dla  $l = \infty$  staje się równy 1. Wtedy wzór (25) otrzymuje formę

$$\varphi = 2 \cdot \frac{\psi^2}{E} \cdot \frac{d+l}{l} = 2 \cdot \frac{P}{\eta\omega} \cdot \psi^2 \cdot \frac{d+l}{l} \quad (26)$$

Wzór ten daje możliwość określenia położenia czopa w czasie biegu maszyny, znając nacisk czopa na panewkę ( $p$ ), gatunek oliwy ( $\eta$ ), ilość obrotów wzgl. kątową prędkość obrotu ( $\omega$ ), wymiary łożyska wzgl. czopa ( $d$  i  $l$ ) i w końcu szczelinę względną ( $\psi$ ).

<sup>1)</sup> (10) str. 287 i dalsze. <sup>2)</sup> (16) str. 9. <sup>3)</sup> (28).

Można jeszcze znaleźć zależność między  $\chi$  i  $h_0$  tj. najcieńszą grubość warstwy oliwy.

Z rys. 8 i 15 wynika, że  $e = \chi(R - r)$

oraz

$$h_0 = (R - r) - e = R - r - \chi(R - r) = (1 - \chi)(R - r)$$

Dla

$$\begin{aligned} n = 0 & \quad \chi = 1 & \quad h_0 = 0 \\ n = \infty & \quad \chi = 0 & \quad h_0 = R - r = h = e_{max}. \end{aligned}$$

Również z rys. 15 wynika (przy założeniu według Hummela i Nückera)

$$\chi = \frac{e}{R - r} = \sin \beta$$

$$h_0 = (1 - \chi) \cdot \frac{D - d}{2} = (1 - \chi)h \quad (27)$$

Wobec

$$\frac{D - d}{2 \cdot \frac{d}{2}} = \frac{R - r}{r} = \psi$$

albo

$$\frac{D - d}{2} = \psi \cdot r = h$$

mamy

$$h_0 = (1 - \chi) \cdot \psi \cdot r \quad (28)$$

Zależność między  $\varphi$  a  $\chi$  wzgl.  $1 - \chi$  jest przedstawiona na wykresie rys. 16. Poza tym można tę zależność wyrazić wzorem

$$(1 - \chi)\varphi = 2,08, \quad (29)$$

który możemy stosować do wartości  $1 - \chi = 0,6$  tj. od wartości  $\beta \cong 23^\circ$  do  $\beta = 90^\circ$ .

Wstawiamy (29) do (28) i otrzymujemy najcieńszą grubość warstwy oliwy:

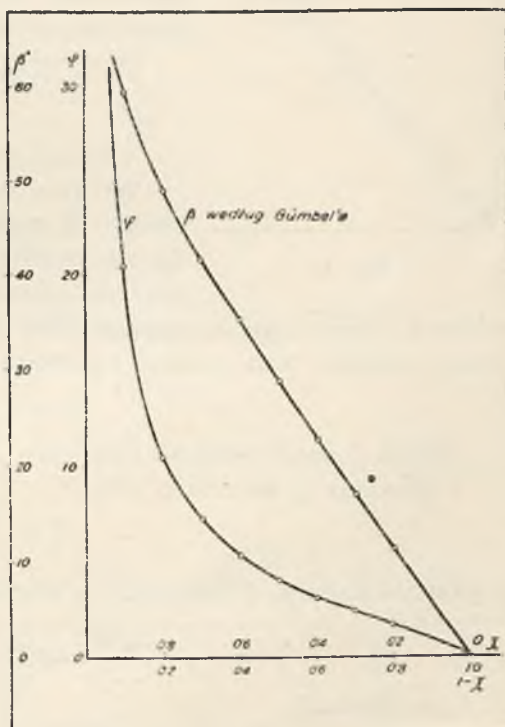
$$h_0 = \frac{2,08}{\varphi} \cdot \psi \cdot \frac{d}{2} \quad (30)$$

albo

$$h_0 = \frac{2,08 \cdot \psi \cdot d \cdot \eta \omega l}{2 \cdot 2 p \cdot \psi^2 (d + l)} = 0,52 \frac{\eta \omega}{p} \cdot \frac{d}{\psi} \cdot \frac{l}{d + l} \quad (31)$$

$$h_0 = 0,22 \cdot E \cdot \frac{d}{\psi} \cdot \frac{l}{d + l} \quad (31a)$$

Z równania (31) wynika, że wysoki nacisk jednostkowy  $p$ , rzadka oliwa (małe  $\eta$ ) i małe ilości obrotów są niekorzystnymi warunkami do otrzy-



Rys. 16.

mania doskonałego smarowania przy tarcu hydraulicznym. Te warunki powodują małe  $h_0$ .

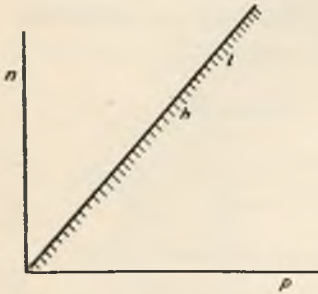
Z równania (31) określamy  $p$ :

$$p = 0,52 \frac{\eta \omega}{h_0} \cdot d \cdot \frac{l}{d+l} \cdot \frac{d}{D-d} \quad (32)$$

Z tego równania obliczamy najwyższy dopuszczalny nacisk czopa na panewkę. Poza tym poznajemy wpływ luzu  $D-d$  na dopuszczalny nacisk: im większy jest luz, tym mniejszy jest dopuszczalny nacisk przy niezmiennych pozostałych warunkach pracy łożyska.

Równanie (32) przedstawiamy w formie:

$$p = c' \frac{n}{D-d}$$



Rys. 17.

W tym równaniu luz  $D-d$  jest parametrem. Z tego równania wnioskujemy, że przy danym luzie  $D-d$ , ilość obrotów nie może przekroczyć pewnego maximum, ponieważ w przeciwnym przypadku otrzymalibyśmy zbyt duże  $p$ . W wyborze  $n$  musimy pozostać pod prostą, wyrażoną równaniem (rys. 17)

$$p = c_1 \cdot n \quad (32a)$$

Można jeszcze znaleźć zależność między wielkościami  $\chi$ ,  $\psi$  i  $\mu$ .

Obliczamy  $\varphi$  ze wzoru (29)

$$\varphi = \frac{2,08}{1-\chi}$$

i przyrównujemy do wartości  $\varphi$  z równania (26):

$$\frac{2,08}{1-\chi} = 2 \frac{p}{\eta \omega} \cdot \psi^2 \cdot \frac{d+l}{l}$$

Z tego równania

$$\psi^2 = \frac{2,08}{2} \cdot \frac{\eta \omega}{p} \cdot \frac{l}{d+l} \cdot \frac{1}{1-\chi} \quad (33)$$

$$\psi = \sqrt{1,04 \cdot \frac{l}{d+l}} \cdot \sqrt{\frac{\eta \omega}{p} \cdot \frac{1}{1-\chi}}$$

Oznaczamy

$$\lambda = \sqrt{1,04 \cdot \frac{l}{d+l}}$$

$$\psi = \lambda \sqrt{\frac{\eta \omega}{p} \cdot \frac{1}{1-\chi}} \quad (34)$$

Równanie (16)

$$\mu = k \sqrt{\frac{\eta \omega}{p}}$$

dzielimy przez (34)

$$\frac{\mu}{\psi} = \frac{k}{\lambda} \sqrt{1-\chi} \quad (35)$$

gdzie  $k$  określamy według (17), (18) lub (19).

**Zadanie 3.** Zbadać łożysko AEG  $d=180$  mm  $l=410$  mm dla  $n=3000$  obr/min, wykonane ze szczeliną  $D-d=0,20$  mm. Obciążenie  $p=4,8$  kg/cm<sup>2</sup>. Określić położenie czopa względem panewki tj.  $\varphi$ ,  $\beta$  i  $\chi$  oraz najmniejszą grubość smaru  $h_0 \cdot \eta = 0,003 \frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m}}$

$$p = 4,8 \text{ kg/cm}^2 = 48000 \text{ kg/m}^2$$

$$\psi = \frac{D-d}{d} = \frac{0,20}{180} = \frac{1}{900}$$

$$\omega = 0,105 \cdot 3000 = 345$$

$$\frac{l}{d+l} = \frac{410}{180+410} = 0,695$$

$$\varphi = 2 \cdot \frac{p}{\eta \omega} \cdot \psi^2 \cdot \frac{d+l}{l} = 2 \cdot \frac{48000}{0,003 \cdot 345 \cdot 900 \cdot 900} \cdot \frac{1}{0,695} = 0,165$$

Dla tych wartości  $\varphi$  z wykresu rys. 16 wynika

$$\beta = \sim 0 \quad \chi = \sim 0$$

tj. łożysko podniesie się tak wysoko, że ustawi się prawie koncentrycznie do panewki (rys. 10).

1) Jeżeli będziemy zmieniać ilości obrotów, przy zachowaniu wszystkich innych parametrów, otrzymamy następujące rezultaty:

$n =$	3000	300	30	28
$\varphi =$	0,165	1,65	16,5	20
$\beta =$	0°	10°	57°	60°
$\chi =$	0	0,18	0,88	0,9
$1-\chi =$	1	0,82	0,18	0,1
$h_0 =$	0,05 mm	0,041	0,006	0,005 mm
Uwagi:	koncentryczne ustawienie osi czopa względem osi panewki	blisko koncentrycznego ustawienia się czopa		najniższa dopuszczalna ilość obrotów, przy której mogłoby nastąpić na wpół suche smarowanie

Jako najwyższe  $\beta$  przyjmujemy 60°, przy którym następuje oderwanie się czopa od panewki i doskonałe smarowanie przy wyłącznie hydraulicznym tarcu (rys. 7).

2) Zwiększamy teraz obciążenia czopa dziesięciokrotnie tj.  $p = 48 \text{ kg/cm}^2$ . Inne parametry pozostają bez zmiany. Dla różnych ilości obrotów otrzymujemy:

$n =$	3000	300	280	30
$\varphi =$	1,65	16,5	20	165
$\beta =$	$10^\circ$	$57^\circ$	$60^\circ$	$\sim 90^\circ$
$\chi =$	0,18	0,88	0,9	$\sim 1$
$1 - \chi =$	0,82	0,12	0,10	0
$h_0 =$	0,041	0,006	0,005	0
Uwagi:	blisko koncentrycznego ustawienia się czopa		najniższa dopuszczalna ilość obrotów	tarcie przy na wpół suchym smarowaniu

3) Zwiększamy teraz szczelinę dwukrotnie: z 0,2 do 0,4 mm, pozostawiając nacisk jednostkowy  $48 \text{ kg/cm}^2$ . Inne parametry bez zmiany. Dla różnych ilości obrotów otrzymujemy:

$n =$	12.000	3000	1000	300
$\varphi =$	1,65	6,6	20	66
$\beta =$	$10^\circ$	$40^\circ$	$60^\circ$	$90^\circ$
$\chi =$	0,18	0,67	0,9	1
$1 - \chi =$	0,82	0,33	0,1	0
$h_0 =$	0,164	0,066	0,02	0
Uwagi:	blisko koncentrycznego ustawienia się czopa		najniższa dopuszczalna ilość obrotów	tarcie przy na wpół suchym smarowaniu

Z tego zadania widzimy, że przy małych ilościach obrotów muszą być małe szczeliny i małe obciążenia czopów. Przy dużych ilościach obrotów—dopuszczalne są względnie duże szczeliny i duże obciążenia czopa.

Na rys. 18a przedstawiono położenia czopa (blisko koncentrycznego ustawienia się czopa).

przy $p = 4,8 \text{ kg/cm}^2$	$48 \text{ kg/cm}^2$	$48 \text{ kg/cm}^2$
$D - d = 0,2 \text{ mm}$	0,2 mm	0,4 mm
$n = 300$	3000	12000 obr/min

Na rys. 18b przedstawiono również położenia czopa w chwili oderwania się od panewki:

przy $p = 4,8 \text{ kg/cm}^2$	$48 \text{ kg/cm}^2$	$48 \text{ kg/cm}^2$
$D - d = 0,2 \text{ mm}$	0,2 mm	0,4 mm
$n = 28$	280	1000 obr/min.

Niższe obroty są niedopuszczalne, ponieważ może nastąpić zatarcie się czopa w panewce.

Doświadczenia, przeprowadzone nad działaniem łożysk wykazały, że małe ilości obrotów przy dużych obciążeniach jednostkowych prowadzą do na wpeł suchego tarcia. W tym przypadku działanie klina oliwnego osłabia się z powodu zbyt małych prędkości ślizgowych. Z drugiej strony w zbyt dużych ilościach obrotów leży również niebezpieczeństwo zatarcia się, z powodu zmniejszonej lepkości oliwy przez wzrost temperatury i związanego z tym zmniejszenia się grubości warstwy oliwy. Pracę łożysk przy bardzo wysokich obrotach można słusznie uważać za problem szczególnie trudny do rozwiązania.

KIESSKALT<sup>1)</sup> podaje nomogram, za pomocą którego można wygodnie określić wielkości  $\beta$ ,  $\chi$  i  $\mu$  mając  $\phi$ ,  $n$ ,  $p$  i  $\eta$ . Również podaje on stosunek najwyższego nacisku  $p_g$  panującego w  $h_0$  względem średniego nacisku  $p$  w zależności od  $\chi$  (rys. (19)).

W równaniu

$$h_0 = (1 - \chi) \phi \cdot r \quad (28)$$

możemy zauważyć, że najcieńsza warstwa oliwy jest zależna od luzu między panewką a czopem. Jeżeli w myśl uwagi na str. 19 założymy, że

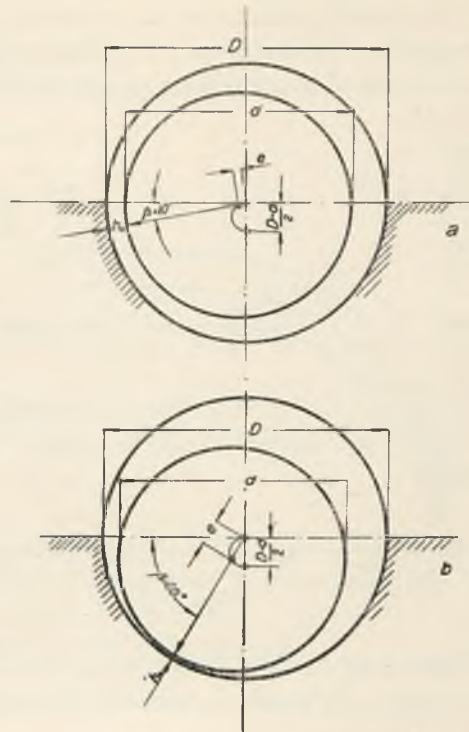
$$1 - \chi = 0,6$$

otrzymamy z równania (28), wobec

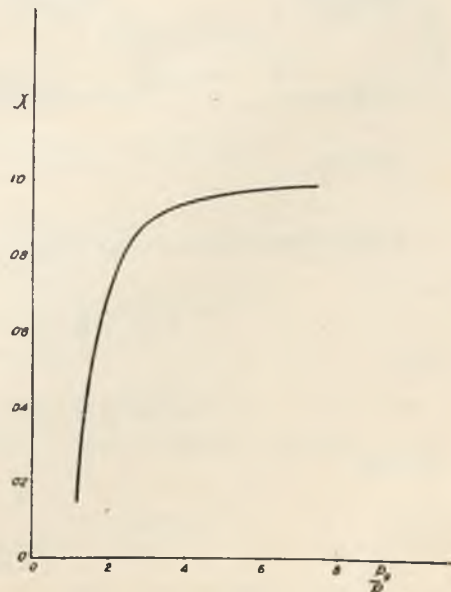
$$\phi = \frac{R-r}{r} \quad \text{i} \quad h = R-r$$

$$h_0 = 0,6 \frac{R-r}{r} \cdot r = 0,6 h$$

VIEWEG<sup>2)</sup> przeprowadził badania w Physikalisch-Technischen Reichsanstalt w Berlinie nad grubością warstwy oliwy w łożyskach. Wyniki



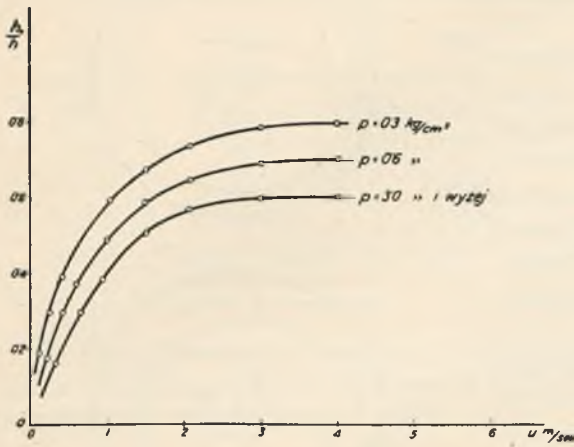
Rys. 18.



Rys. 19.

<sup>1)</sup> (18). <sup>2)</sup> Vd I-Nachrichten, 1928.8.VIII.

tych badań podane są na wykresie rys. 20 i potwierdzają powyższe założenie. Grubość warstwy oliwnej daje się zmierzyć metodą elektryczną, która również umożliwia prosty nadzór nad smarowaniem łożyska: żarówkę

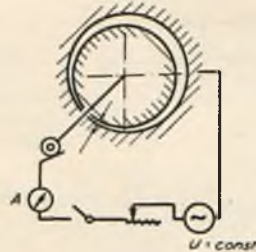


Rys. 20.

Pojemność można zmierzyć a tym samym wyznaczyć grubość warstwy oliwnej. Grubość warstwy oliwnej można również wyznaczyć przez



Rys. 21.



Rys. 22.

żarówkę *a* (rys. 21), zasilaną przez odpowiednie źródło prądu, załączamy między czop i łożysko. Zapalenie się żarówki dowodzi, że nastąpił metaliczny styk między czopem a panewką i że smarowanie zawiodło. Inna metoda polega na pomiarach pojemności<sup>1)</sup> elektrycznej. Powierzchnie ślizgowe czopa i panewki, odizolowane warstwą smaru, można uważać za okładki kondensatora (rys. 22). Pojemność tego kondensatora jest zależna od

grubości warstwy oliwnej. Pojemność tego kondensatora jest zależna od grubości warstwy oliwnej.

Pomiary grubości oliwy w łożyskach opisane są m. i. w Z. 1928 str. 495, Z. 1929, str. 1198 i Z. 1933, str. 78. WALGER<sup>2)</sup> zbadał zależność najmniejszej grubości warstwy oliwy w łożysku  $h_0$  od współczynnika lepkości  $\eta$  (rys. 23).

Zakładając więc, że  $h_0 = 0,6 h$  i stosując równanie (34) otrzymujemy:

$$\phi = \frac{\lambda}{\sqrt{0,6}} \cdot \sqrt{\frac{\eta \omega}{p}} = \sqrt{\frac{1,04}{0,6}} \cdot \frac{l}{d+l} \cdot \sqrt{\frac{\eta \omega}{p}}$$

albo

$$h = r \phi = 1,315 r \sqrt{\frac{l}{d+l}} \cdot \sqrt{\frac{\eta \omega}{p}}$$

Wobec

$$\omega = 0,105 n$$

$$h = 0,426 r \sqrt{\frac{l}{d+l}} \cdot \sqrt{\frac{\eta n}{p}} \quad (36)$$

<sup>1)</sup> (14). <sup>2)</sup> (43).

Zakładamy  $l = d$

$$h = 0,2 r \sqrt{\frac{\eta n}{p}} \quad (36a)$$

FREUDENREICH<sup>1)</sup> podaje za Gümbelem:

$$h = 0,46 r \sqrt{\frac{\eta n}{p}} \quad (37)$$

STODOLA<sup>2)</sup> przytacza wzór:

$$h = r \sqrt{\frac{2l}{d+l}} \cdot \sqrt{\frac{\eta \omega}{p}} = 0,458 r \sqrt{\frac{l}{d+l}} \cdot \sqrt{\frac{\eta n}{p}} \quad (38)$$

BAUER<sup>3)</sup>:

$h = 0,0005 r$  dla łożysk turbin wolnobieżnych  
 $h = 0,00075 r$  dla łożysk turbin szybkobieżnych

KARRASS<sup>4)</sup>

$h = 0,0005 r$

BBC<sup>5)</sup> podaje według doświadczeń przy  $t = 60^\circ$ , że otrzymano  $p_{\min} = 0,0025$  przy szczelinie  $h = 0,015 r$ . Łożysko badane pracowało spokojnie począwszy od  $h = 0,003 r$  aż do  $h = 0,018 r$ .

ZIETEMANN<sup>6)</sup> przytacza wzór Stodoli bez podania źródła.

Zadanie 4.

Obliczyć szczelinę  $h = R - r$  dla łożyska AEG  $d = 180$  mm  $l = 140$  mm  
 $n = 3000$   $\eta = 0,0012 \frac{\text{kg s}}{\text{m}}$   $p = 4,8$  kg/cm<sup>2</sup>

1) Według wzoru (36):

$$h = 0,426 \cdot 0,09 \cdot \sqrt{\frac{140}{180 + 140}} \cdot \sqrt{\frac{0,0012 \cdot 3000}{4,8 \cdot 10^4}} =$$

$$= \frac{0,426 \cdot 0,09}{\sqrt{2,28}} \cdot \frac{\sqrt{0,8}}{100} = 0,000227 \text{ m} = 0,227 \text{ mm.}$$

2) Według Stodoli . . . .  $h = 0,245$  mm

3) „ Bauera . . . .  $h = 0,0675$  „

4) „ Karrassa . . . .  $h = 0,0450$  „

5) „ Freudereicha . .  $h = 0,380$  „

6) „ BBC . . . . .  $h = 1,125$  „

AEG wykonało dla łożyska powyższego  $h = 0,1$  mm.

Ze wzoru (36) obliczamy maksymalnie dopuszczalne ciśnienie  $p_{\max}$  przy wykonanej szczelinie  $h$ :

$$p_{\max} = 0,1815 \left( \frac{r}{h} \right)^2 \cdot \frac{l}{d+l} \cdot \eta \cdot n \text{ kg/m}^2 \quad (39)$$

<sup>1)</sup> (8), str. 34, wzór (17). <sup>2)</sup> (37), str. 407. <sup>3)</sup> (10), str. 267. <sup>4)</sup> (17), str. 95. <sup>5)</sup> (8), str. 39, wykres rys. 3. <sup>6)</sup> (47), str. 256.



Zadanie 5. Obliczyć maksymalnie dopuszczalne ciśnienie w łożysku AEG  $d = 200 \text{ } \Phi \text{ } l = 410 \text{ mm } h = 0,1 \text{ mm}$  przy  $\eta = 0,0012$ ,  $t = 60^\circ \text{ C}$ ,  $n = 3000$ ,

$$p_{\max} = 0,1815 \left( \frac{100}{0,1} \right)^2 \cdot \frac{410}{200 + 410} \cdot \frac{0,0012 \cdot 3000}{10000} = 44 \text{ kg/cm}^2$$

$$u = \frac{\pi d n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,2 \cdot 3000}{60} = 31,4 \text{ m/s}$$

Z wykresu rys.25 dla  $u = 31,4 \text{ m/s}$   $p = \sim 4,2 \text{ kg/cm}^2$ ,  $pu = 4,2 \cdot 31,4 = 132$ .  
Pewność

$$\frac{p_{\max}}{p} = \frac{44}{4,2} = 10,5 \text{ krotna.}$$

SCHIEBEL<sup>1)</sup> podaje wzór do obliczenia maksymalnie dopuszczalnego ciśnienia dla łożysk maszyn wirujących (turbiny parowych i turbokompresorów)

$$p = 10^4 \cdot 0,016 \cdot \eta \cdot n \cdot \frac{\sqrt[3]{d^4}}{1 + 2 \left( \frac{d}{l} \right)^2} \text{ kg/cm}^2 \quad (39a)$$

( $d$  w  $m$ )

Zadanie 6. Obliczyć  $p$  według wzoru Schiebela dla łożyska z poprzedniego zadania

$$p = \frac{10^4 \cdot 0,016 \cdot 0,0012 \cdot 3000 \sqrt[3]{0,2^4}}{1 + 2 \left( \frac{2}{4,1} \right)^2} = 45,6 \text{ kg/cm}^2$$

Jeżeli porównamy wyniki, otrzymane z równań (39) i (39a) z wykonanymi łożyskami w obecnym stadium rozwoju urządzeń warsztatowych oraz systemu obróbki łożysk turbin parowych i turbokompresorów, zauważymy, że wzory (39) i (39a) dają wyniki około 10 razy za wysokie. Wobec tego jest wskazaniem odpowiednio zmienić współczynnik liczbowy we wzorze (39a) i tego wzoru używać do obliczeń dopuszczalnych wartości  $p$ . Wzór (39a) zmieniono na

$$p = 14,8 \cdot \eta \cdot n \cdot \frac{\sqrt[3]{d^4}}{1 + 2 \left( \frac{d}{l} \right)^2} \text{ kg/cm}^2 \quad (39b)$$

$d$  wstawiamy w metrach.

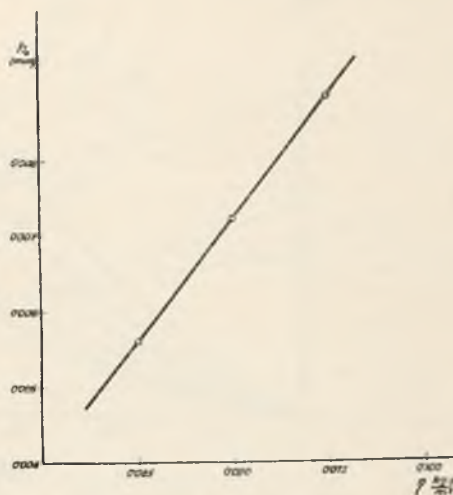
Mając  $d$  i  $n$  obliczamy  $u$  i kreślimy  $p$  w zależności od  $u$  (rys. 24). Na tym rysunku są także uwidocznione punkty dla łożysk wykonanych przez AEG  $l = \sim 2,26 d$ . Mając stosunek  $\frac{r}{d}$  oraz  $d$  obliczamy  $l$  i na-

<sup>1)</sup> (31), str. 34.

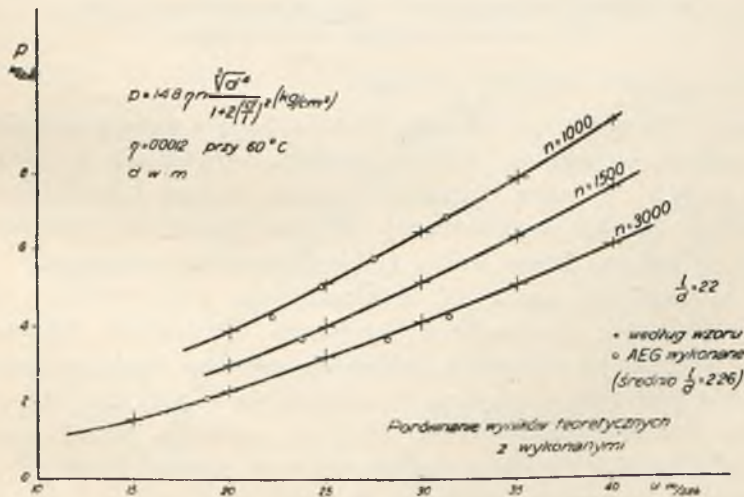
stepnie obliczamy ogólne dopuszczalne obciążenie łożyska  $P = pld$  oraz  $pu$ . Rezultaty tych obliczeń są podane w formie krzywych rys. 26 i 27. Krzywych tych używamy przy obliczeniu łożysk. Zwykle jest podane  $P$ ; z wykresu rys. 26 odczytujemy wartości  $p$ ,  $u$  i  $pu$ ; mając  $n$ , obliczamy  $d$ , oraz mając stosunek  $\frac{l}{d}$  możemy ustalić długość łożyska.

Co do wartości  $pu$ , która charakteryzuje ilość wytworzonego w łożysku ciepła, to dla łożysk bez dodatkowego chłodzenia wymiary czopa wybieramy w ten sposób, żeby  $pu$  było mniejsze od 30<sup>1)</sup>. Natomiast w przypadku obiegowego chłodzenia  $pu$  dochodzi do 150, wzgl. 200, wzgl. 250. Na rys. 25 są podane krzywe  $pu$ , które pokazują do jakich wartości możemy zwiększać  $p$  wzgl.  $u$ , aby obrana wartość  $pu$  nie była przekroczona.

Przy stałym wzroście mocy jednostek turbinowych i turbokompresorowych ustalenie wymiarów łożysk nośnych staje się coraz trudniejszym.



Rys. 23.

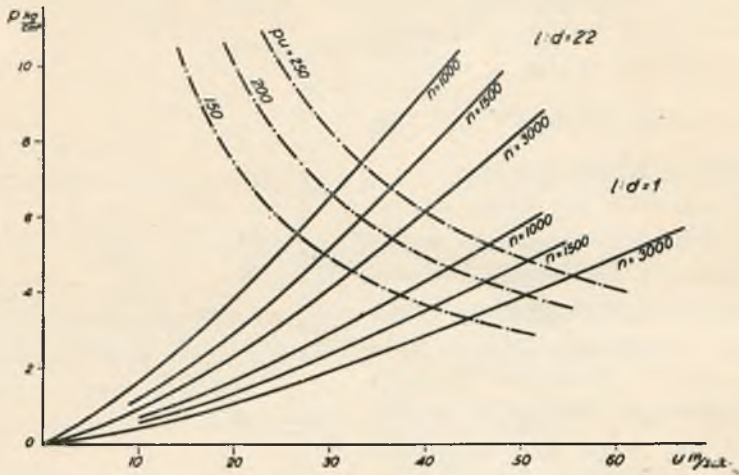


Rys. 24.

Przekroczenie stosunku  $l/d = 1,5$  przez wykonanie długich czopów, praktycznie nie przynosi żadnej korzyści. Z tego powodu zmniejszenie się nacisku jednostkowego możemy osiągnąć tylko przez zwiększenie

<sup>1)</sup> Dla łożysk z pierścieniowym smarowaniem  $p$  może dojść do 5 kg/cm<sup>2</sup>,  $u$  do 12 m/s.

średnicy. Jednocześnie z tym zwiększamy prędkość obwodową czopa  $u$ . Wartość tej prędkości dochodzi w wykonanych łożyskach do  $60 \text{ m/s}^1$ ,



Rys. 25.

a jednostkowe obciążenie czopa przy bardzo dokładnej obróbce powierzchni dochodzi do  $20 \text{ kg/cm}^2$ .

#### ZALEŻNOŚĆ MAKSYMALNIE DOPUSZCZALNEGO NACISKU OD RODZAJU OBRÓBKI POWIERZCHNI

##### 1) W przypadku zwykłej obróbki

c) czopy toczymy na dokładnych tokarkach z dużą prędkością skrawania z małymi posuwami. Dalsza obróbka odbywa się na szlifierce.

b) Panewki z brązu względnie wylane stopem łożyskowym wytaczamy nożami ze stali szybko tnącej. W ten sposób otrzymujemy czopy i panewki do łożysk, które wolno tylko nieznacznie obciążać.

Jeżeli zamierzamy otrzymać dokładniejsze powierzchnie ślizgowe, obrabiamy je przez gładzenie i skrobanie. Ta metoda wymaga dużo czasu oraz zręczności i wprawy robotnika, pomimo tego jest ona jeszcze niedoskonała pod tym względem, że osiąga nie więcej niż 50% metalicznego styku powierzchni. Po takiej obróbce pozostają jednak pewne nierówności, głębokość których na stalowym czopie wynosi  $\delta = 0,005 \text{ mm}$  (rys. 28), na panewce ze stopu łożyskowego  $\Delta = 0,015 \text{ mm}$ , a z brązu  $\Delta = 0,02 \text{ mm}$ .

##### 2) W przypadku dokładnej obróbki

a) czopy stalowe po obróbce wstępnej cementujemy i hartujemy a następnie szlifujemy.

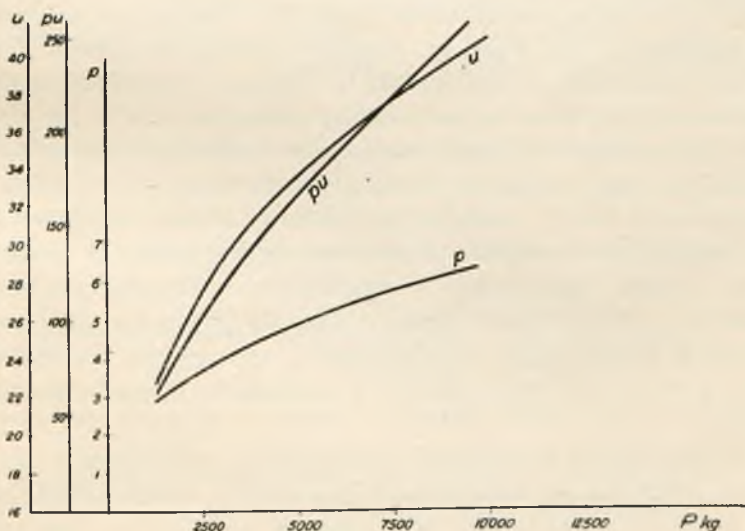
<sup>1)</sup> KRAFT, Die Dampfturbine im Betrieb 1935, str. 50:  $u$  do  $60 \text{ m/s}$ ,  $p$  do  $20 \text{ kg/cm}^2$ ,  $p_u = 1200$ .

b) Panewki z twardego zwartego brązu wytaczamy narzędziami specjalnymi (Widia, Ardoloy, Titanit itp.). Nowoczesne metody dalszej doskonalej obróbki powierzchni ślizgowych znane pod nazwą



Rys. 26.

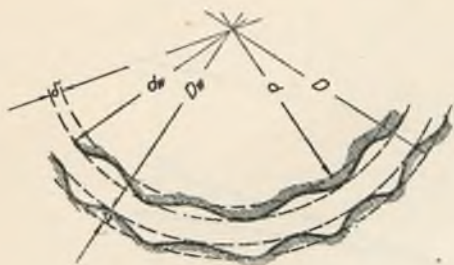
»lapping« i »honing« oraz walcowanie i gładzenie (pressfinish) zostały wprowadzone w roku 1926 i osiągają około 75% do 90% metalicznego styku obrobionych powierzchni. Pierwsza metoda lapping po-



Rys. 27.

lega na doszlifowaniu czopów i łożysk za pomocą pewnych materiałów do szlifowania (bardzo drobny proszek szmerglowy) oraz polerowania

(czerwień, tlenek chromowy lub wapno wiedeńskie). Czop wyjmujemy z panewki z brązu wzgl. wylanej stopem łożyskowym i obluźniamy panewki w stojaku i pokrywie; наносimy w drobnej ilości materiał do szlifowania, układamy czop do panewki i lekko przyciskamy śrubami górną panewkę tak, aby wał mógł się swobodnie obracać. Nadajemy następnie czopowi ruch obrotowy (200 obr. na min.) i jednocześnie posuwisty. Jeżeli tego ostatniego ruchu nie można wykonać z powodów konstrukcyjnych czopa, zastępujemy czop rozpierającym trzpieniem żeliwnym, który posiada średnicę większą od średnicy wału o luz (odniesiony do średnicy).



Rys. 28.

W podobny sposób docieramy czopy specjalnymi żeliwnymi panewkami mającymi teoretyczną średnicę panewki.

Druga metoda honing polega na rozwiercaniu panewek wzgl. obróbce czopów za pomocą specjalnych narzędzi rozwiertaków, w których ostrza stanowią specjalne kamienie z karborundu wzgl. elektrorubinu.

Kamieniom nadajemy krawędzie tnące przez obróbkę za pomocą diamentów. Rozwiertak obraca się 200 do 400 razy na minutę w specjalnej obrabiarce, przy czym wykonuje jednocześnie ruchy posuwiste w kierunku osiowym 40 do 100 razy na minutę. Grubość zdejmowanego wióra wynosi 0,01 do 0,04 mm. W czasie pracy kamienie chłodzimy naftą. Osiągamy tą metodą powierzchnie gładziej i okrągłej niż przy szlifowaniu i lappingu i do tego w znacznie krótszym czasie. Ta metoda usuwa rysy pozostałe po szlifowaniu i lappingu, obrobione w ten sposób powierzchnie cylindrowe są nadzwyczaj dokładne.

Poza tym w ostatnim czasie została wprowadzona metoda walcowania na chłodno już dokładnie obrobionych powierzchni. W tym celu do obrabianego przedmiotu zostaje przyciskany walec o polerowanej nadzwyczaj twardej powierzchni. Przez ten zabieg materiał obrabianej powierzchni zostaje zgęszczony i wygładzony. Metoda ta nosi nazwę »pressfinish«. Przepychanie przez dokładnie wykonany otwór stalowych polerowanych kulek, celem wygładzenia i zgęszczenia materiału na wewnętrznej powierzchni nie wchodzi w rachubę w budowie łożysk maszyn wirujących.

Gdy chodzi o otrzymanie *najwyższej klasy wykończenia powierzchni* obrabianej, używane są *narzędzia diamentowe*. Powierzchnia obrobiona posiada wygląd polerowanej, jednocześnie wymiary w granicach tolerancji są zachowane niezwykle precyzyjnie. Dalsza obróbka, w rodzaju szabrowania, wzgl. docierania jest zbyteczna. Powierzchnia nosi jednak ślady diamentu w postaci linii śrubowej o skoku ca. 0,01 mm, odpowiadającym posuwowi noża diamentowego. Ślady te jednak nie są

szkodliwe dla pracy panewek wzgl. czopów. Jeżeli obierzemy odpowiedni kierunek biegu tych śladów, możemy nawet przeciwdziałać uciekaniu oliwy z panewek w kierunku osiowym.

Obrobione dwiema pierwszymi metodami powierzchnie posiadają jeszcze pewne nierówności, głębokość których na czopie stalowym wynosi  $\delta = 0,001$  mm, na panewce ze stopem łożyskowego  $\Delta = 0,002$  mm, z brązu  $\Delta = 0,004$  mm.

KIESSKALT<sup>1)</sup> podaje, że nierówności dla panewki o średnicy  $90 \Phi$  z białego metalu wynoszą  $\Delta = 0,006$  mm, a dla czopa ze stali węglowej  $\delta = 0,003$  mm.

MOSZYŃSKI<sup>2)</sup>:

czopy toczone starannie . . . . .	$2\delta = 0,020$ mm
„ szmerglowane . . . . .	$= 0,016$ „
„ szlifowane . . . . .	$= 0,010$ „
„ „ starannie . . . . .	$= 0,006$ „
„ polerowane . . . . .	$= 0,004$ „
panewki toczone starannie . . . . .	$= 0,020$ „
„ rozwiercane . . . . .	$= 0,016$ „
„ „ starannie . . . . .	$= 0,010$ „
„ szlifowane starannie . . . . .	$= 0,006$ „
„ polerowane . . . . .	$= 0,004$ „

SAWWIN<sup>3)</sup>:

dokładna obróbka czopów . . . . .	$2\delta = 0,002 + 0,00002 d$ mm
„ „ panewek . . . . .	$2\Delta = 0,004 + 0,000032 d$ „
bardzo dokładna obróbka czopów . . . . .	$2\delta = 0,00002 d$ mm
„ „ „ panewek . . . . .	$2\Delta = 0,002 + 0,00002 d$ mm

Wydaje się słusznym zwracać uwagę na materiał przedmiotu, powierzchnię którego badamy i określamy stopień doskonałości obróbki. Również należy przy podawaniu głębokości nierówności odróżniać powierzchnie wklęsłe od powierzchni wypukłych.

W dalszym ciągu rozpatrywać będziemy najpierw przypadek obróbki zwykłej i zakładamy

głębokość nierówności na czopie	$\delta = 0,005$ mm
„ „ w panewce	$\Delta = 0,015$ „

Następnie rozpatrzmy przypadek obróbki dokładnej przy czym założymy

głębokość nierówności na czopie	$\delta = 0,001$ mm
„ „ w panewce	$\Delta = 0,004$ „

Teoretyczną średnicę  $D$  i  $d$  mierzymy na dnie nierówności, spowodowanych obróbką (rys. 28). Z tego powodu teoretyczna średnica czopa

<sup>1)</sup> (18). <sup>2)</sup> (27). <sup>3)</sup> (27), str. 120.

jest mniejsza od mierzonej średnicy o podwójną wartość głębokości nierówności. Najmniejsza obliczona grubość warstwy smaru  $h_0$  nie powinna być mniejsza od sumy głębokości nierówności na wale  $\delta$  i w panewce  $\Delta$ , jeżeli ma nastąpić kompletne hydrauliczne smarowanie:

$$h_0 > \delta + \Delta$$

W pierwszym przypadku obróbki najmniejsza obliczona grubość warstwy smaru nie powinna być mniejsza od

$$h_0 \geq 0,005 + 0,015 = 0,02 \text{ mm.}$$

W drugim przypadku obróbki

$$h_0 \geq 0,001 + 0,004 = 0,005 \text{ mm}$$

Jeżeli oznaczymy istotnie wykonane średnice przez  $D_w$  i  $d_w$  wtedy (rys. 28)

$$(D - d) - (D_w - d_w) = 2(\delta + \Delta)$$

albo

$$D - d = (D_w - d_w) + 2(\delta + \Delta) \quad (40)$$

Różnica wykonanych średnic  $D_w - d_w$  może być wyrażona w jednostkach tolerancji  $i$  według międzynarodowego układu pasowań ISA w mm<sup>1)</sup>

$$D_w - d_w = z \cdot i = z(10^{-4} \cdot 4,5\sqrt{d} + 10^{-6}d)$$

gdzie  $z$  jest ilość jednostek tolerancji a  $d$  jest wymiar zasadniczy wałka mierzony w mm. Wtedy

$$D - d = z(10^{-4} \cdot 4,5\sqrt{d} + 10^{-6} \cdot d) + 2(\delta + \Delta) \quad (41)$$

W pierwszym przypadku obróbki różnica teoretycznych średnic będzie o  $2 \times 0,02 = 0,04$  mm, w drugim — o  $2 \times 0,005 = 0,01$  mm większa od istotnie mierzonego luzu w łożyskach.

W przypadku niemieckiego układu pasowań DIN wyraz (41) otrzyma formę

$$D - d = z(10^{-3} \cdot 5\sqrt[3]{d}) + 2(\delta + \Delta) \quad (42)$$

$d$  w mm. (vide tablica liczbowa na str. 33).

Zadanie 7. Obliczyć luz w łożysku z zadania Nr 5  $d = 200 \Phi$ , przyjmując 1) obróbkę zwykłą (szlifowanie i rozwiercanie) oraz 2) obróbkę dokładną (polerowanie).

1) $\delta = 0,005 \text{ mm}$ $\Delta = 0,015 \text{ ,,}$ <hr style="width: 80%; margin: 0 auto;"/> $\delta + \Delta = 0,020 \text{ mm}$	2) $\delta = 0,001 \text{ mm}$ $\Delta = 0,004 \text{ ,,}$ <hr style="width: 80%; margin: 0 auto;"/> $\delta + \Delta = 0,005 \text{ mm}$
---	---

1) Według DIN. a) Pasowanie obrotowe bardzo luźne (weiter Schlichtlaufsitz) sWL. Średni luz  $z = 9,25$

$$i = 10^{-3} \cdot 5\sqrt[3]{200} = 0,02921 \text{ mm.}$$

<sup>1)</sup> (27), str. 157.

$$1) D - d = 9,25 \cdot 0,02921 + 0,020 \cdot 2 = 0,333 \text{ mm}$$

$$h = \frac{D - d}{2} = 0,166 \text{ mm.}$$

$$2) D - d = 9,25 \cdot 0,02921 + 0,005 \cdot 2 = 0,303 \text{ mm} \quad h = 0,1515 \text{ mm.}$$

b) Pasowanie obrotowe zwykłe (Schlichtlaufsitz)  $sL$ , średni luz  $z = 4,75$

$$1) D - d = 4,75 \cdot 0,02921 + 0,04 = 0,179 \text{ mm} \quad h = 0,0895 \text{ mm.}$$

$$2) D - d = 4,75 \cdot 0,02921 + 0,01 = 0,149 \text{ mm} \quad h = 0,0745 \text{ mm.}$$

II) Według ISA.

$$i = 10^{-4} \cdot 4,5 \sqrt{200} + 10^{-6} \cdot 200 = 0,00657 \text{ mm.}$$

Klasa dokładności 9.  $z = 40$  (pasowanie obrotowe bardzo luźne)

$$1) D - d = 40 \cdot 0,00657 + 2 \cdot 0,02 = 0,302 \quad h = 0,151 \text{ mm.}$$

$$2) D - d = 40 \cdot 0,00657 + 2 \cdot 0,005 = 0,272 \quad h = 0,136 \text{ mm.}$$

Klasa dokładności 8.  $z = 25$  (pasowanie obrotowe zwykłe)

$$1) D - d = 25 \cdot 0,00657 + 2 \cdot 0,02 = 0,204 \text{ mm} \quad h = 0,102 \text{ mm.}$$

$$2) D - d = 25 \cdot 0,00657 + 2 \cdot 0,005 = 0,174 \text{ mm} \quad h = 0,087 \text{ mm.}$$

Układ pasowań	Niemiecki DIN	Polski PN	Międzynar. I. S. A.
Klasy dokładności .	Schlicht- passung	kl. 4	kl. 9/8
Dokładność jest pro- porcjonalna do . .	2,4	2,3	2,5
Oznaczenie otworów	$sB$	$H4$	$H9$
„ wałków			
ruchowych. . . . .	(średni luz) $z$		(średni luz) $z$
Obrotowe bardzo luźne . . . . .	$sWL \quad z=9,25$	$d4$	$d10 \quad z=40$
(Weiter Schlicht- laufsitz)			
Obrotowe zwykłe . .	$sL \quad z=4,75$	$f4$	$f8 \quad z=25$
(Schlichtlaufsitz)			
Jednostka tolerancji (pasowania) w mm (Passeinheit PE) ( $d$ w mm)	$i = 0,005 \sqrt[3]{d}$	$T = t \sqrt[3]{d}^1$	$i = 10^{-4} \cdot 4,5 \cdot \sqrt{d} + 10^{-6} \cdot d$

<sup>1)</sup>  $T$  w mikronach ( $1 \mu = 0,001 \text{ mm}$ ),  $t$  współczynnik niezmienny dla określonego rodzaju i stopnia staranności obróbki.



Korzystamy z obliczonych luzów według pasowań ISA i obliczamy maksymalnie dopuszczalne jednostkowe obciążenie czopa według wzoru (39):

$$\begin{aligned}
 p_{max} &= 0,1815 \left( \frac{r}{h} \right)^2 \cdot \frac{l}{d+l} \cdot \eta \text{ n kg/cm}^2 \\
 &= \frac{0,1815 \cdot 100^2}{h^2} \cdot \frac{410}{200+410} \cdot \frac{0,0012 \cdot 3000}{10000} \text{ kg/cm}^2 \\
 &= \frac{0,44}{h^2} \text{ kg/cm}^2 \text{ (} h \text{ w mm)}.
 \end{aligned}$$

Zestawienie:

	Obróbka zwykła		Obróbka dokładna	
	Luz $h$	$p_{max}$	Luz $h$	$p_{max}$
klasa 9 . . . .	0,151 mm	19,3 kg/cm <sup>2</sup>	0,136 mm	23,8 kg/cm <sup>2</sup>
klasa 8 . . . .	0,102 „	42,3 „	0,087 „	58,1 „

Po wprowadzeniu obróbki dokładnej zamiast obróbki zwykłej, tj. polerując czop i panewkę, możemy łożysko obciążyć znacznie więcej. W przypadku dokładności pasowania: klasa 9

$$\Delta p = \frac{23,8 - 19,3}{19,3} \cdot 100 = 23,3\%$$

W przypadku dokładności pasowania klasa 8:

$$\Delta p = \frac{58,1 - 42,3}{42,3} \cdot 100 = 37,4\%$$

Literatura:

FALZ, Einfluss des Lagerspiels auf die Tragfähigkeit von Gleitlager, Petroleum 1931, Nr 41.

Moszyński, Zasady pasowań, 1934.

#### ZALEŻNOŚĆ MAKSYMALNIE DOPUSZCZALNEGO NACISKU JEDNOSTKOWEGO OD WYTRZYMAŁOŚCI MATERIAŁU CZOPA.

W krótkiej belce, wspartej w obu końcach i obciążonej w środku ciężarem  $Q$  (rys. 29) występują obok naprężeń na zginanie  $\sigma$  (naprężenia na rozciąganie wzgl. ściskanie zewnętrznych włókien materiału) jeszcze naprężenia styczne (ścinające)  $\tau$ , pochodzące od siły poprzecznej (ścinającej)  $V$ . Im krótsza belka, tym większe są te naprężenia. Reakcja  $A$  rozkłada się równomiernie po panewce i równa się obciążeniu czopa  $P$  (rys. 30). W przekroju  $x-x$  powstają naprężenia na zginanie

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{Pl \cdot 32}{2 \cdot \pi d^3} = \frac{16}{\pi} P \left( \frac{l}{d} \right)^2$$

oraz naprężenie styczne:

$$\tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{V}{F}$$

gdzie  $V = P$  i  $F = \frac{\pi d^2}{4}$

$$\tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{4P}{\pi d^2} = \frac{16}{3\pi} \cdot P \cdot \frac{l}{d}$$

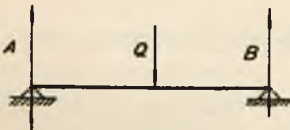
Stosunek doraźnej wytrzymałości na rozciąganie i na skręcanie oznaczamy przez  $\epsilon$ :

$$\frac{K_r}{K_s} = \epsilon = \frac{\sigma}{\tau} = \frac{\frac{16}{\pi} \cdot P \left(\frac{l}{d}\right)^2}{\frac{16}{3\pi} \cdot P \frac{l}{d}} = 3 \frac{l}{d}$$

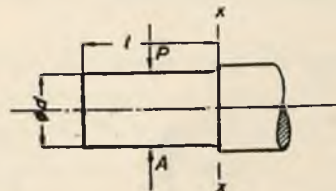
Dla stali  $\epsilon = 1,2$ , wtedy

$$\frac{l}{d} = 0,4 \quad (43)$$

tj. przy tym stosunku długości czopa do jego średnicy naprężenia ścinające są jednakowo niebezpieczne jak naprężenia na zginanie. Jeżeli powyższy stosunek jeszcze się zmniejszy, wtedy  $\tau$  staną się niebezpiecz-



Rys. 29.



Rys. 30.

nymi naprężeniami. Wobec tego, że do takiego stosunku wymiarów czopa dochodzimy tylko w wyjątkowych przypadkach, wystarczy uwzględniać w przypadkach normalnych tylko naprężenia na zginanie.

Oprócz wymienionych naprężeń występują jeszcze naprężenia ścinające, wywołane momentem skręcającym. Zdarza się to np. w łożyskach między napędzającym silnikiem a maszyną napędzaną. Oznaczamy przez  $M_z$  moment zginania, przez  $M_s$  — moment skręcania, wtedy naprężenie zastępcze  $\sigma$ , które ma określić natężenie materiału, oblicza się z pewnego momentu zastępczego  $M_i$  według GUESTA:

$$M_i = \sqrt{M_z^2 + M_s^2}$$

stąd

$$\frac{M_i}{M_z} = \sqrt{1 + \left(\frac{M_s}{M_z}\right)^2} = \zeta \quad (44)$$

Wtedy

$$\sigma = \frac{M_i}{W} \text{ albo } M_i = \sigma \cdot W = \frac{\pi d^3}{32} \cdot \sigma \text{ oraz } M_z = \frac{P \cdot l}{2} = \frac{p l^2 d}{2}$$

$$\zeta = \frac{M_i}{M_z} = \frac{\pi d^3 \sigma \cdot 2}{32 \cdot p l^2 d} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{\sigma}{\left(\frac{l}{d}\right)^2 \cdot p}$$

stąd

$$p \cong \frac{1}{5} \frac{\sigma}{\left(\frac{l}{d}\right)^2 \zeta} \quad (45)$$

Jeżeli mamy łożysko według rys. 30 wtedy  $\zeta \cong 1$ . Zakładamy dopuszczalne bezpieczne naprężenie na zginanie

$$\sigma = 500 \text{ kg/cm}^2$$

wtedy przy  $l = d$

$$p \cong \frac{500}{5} = 100 \text{ kg/cm}^2$$

Maksymalny dopuszczalny nacisk jednostkowy wynosi więc  $p = 100 \text{ kg/cm}^2$  jeżeli  $l = d$  oraz  $\sigma = 500 \text{ kg/cm}^2$ .

Z zależności  $P = p d l$  wynika

$$d = \sqrt{\frac{P}{p \frac{l}{d}}}$$

Wstawiamy do tego równania wyraz dla  $p$  (45) i otrzymujemy:

$$d = \sqrt{\frac{P \cdot 5 \left(\frac{l}{d}\right)^2 \zeta}{\sigma \cdot \frac{l}{d}}} = \sqrt{\frac{5 \zeta P \frac{l}{d}}{\sigma}} \quad (46)$$

Wielkości  $\zeta$ ,  $P$ ,  $\frac{l}{d}$ ,  $d$  i  $\sigma$  znamy przed rozpoczęciem obliczenia wymiarów czopa, wobec tego możemy obliczyć minimalną średnicę  $d$  według tego wzoru (46), jaką otrzymamy przy rozważaniu zagadnienia z punktu widzenia wytrzymałości materiału czopa.

Zakładając jak poprzednio  $\zeta = 1$   $l/d = 1$   $\sigma = 500 \text{ kg/cm}^2$  i  $P = 1000 \text{ kg}$  otrzymujemy:

$$d = \sqrt{\frac{5 \cdot 1000}{500}} = 3,16 \text{ cm}$$

$$l = d = 3,16 \quad F = l d = 3,16^2 = 10 \text{ cm}^2$$

$$p = \frac{P}{l d} = \frac{1000}{10} = 100 \text{ kg/cm}^2$$

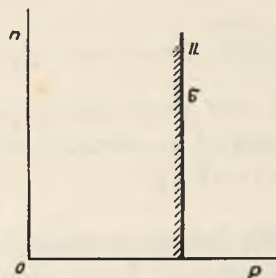
Przy  $l/d = 2$  mamy  $d \cong 4,4 \text{ cm}$   $l = 8,8 \text{ cm}$   $p = 25,0 \text{ kg/cm}^2$

Maksymalny jednostkowy nacisk z punktu widzenia wytrzymałości materiałów jest niezależny od ilości obrotów maszyny. Jeżeli przedstawimy powyższą właściwość czopów w formie wykresu  $p - n$  (rys. 31), wtedy przy wyborze odpowiedniego  $n$  musimy pozostać na lewo od pionowej, równoległej do osi  $n$ , wykreślonej w odległości  $p_{max}$  od początku układu.

$$p = c^{II} \sigma,$$

gdzie  $\sigma$  jest parametrem tego równania:

$$p = c_2 = \text{const.} \quad (47)$$



Rys. 31.

#### ZALEŻNOŚĆ MAKSYMALNIE DOPUSZCZALNEGO NACISKU OD TEMPERATURY W SZCELINIE.

##### *Przemiana pracy tarcia na ciepło.*

Z powodu wysokiej ilości obrotów maszyn wirujących mamy do czynienia ze znaczną prędkością obwodową, która waha się między  $u = 4$  a 32 m/s. Powstająca praca tarcia pod wpływem nacisku jednostkowego  $p$  przemienia się w ciepło, które wywołuje podwyższenie się temperatury łożyska. Siła oporu tarcia wynosi  $R = \mu P$ , gdzie  $P$  jest obciążeniem panewki. Praca tarcia w jednostce czasu czyli moc, zużyta na pokonanie pracy tarcia, wyraża się wzorem

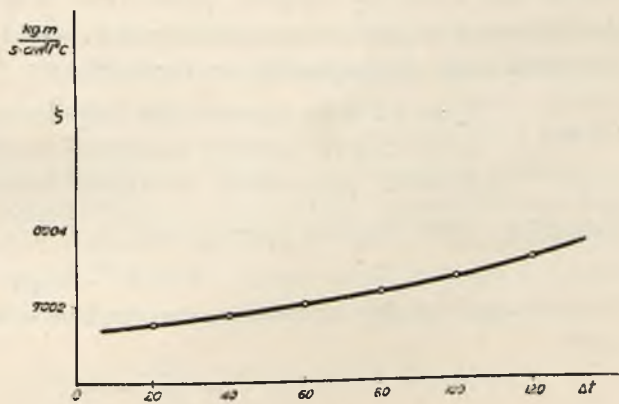
$$A = \mu P u \frac{\text{kg m}}{\text{s}}$$

Wobec

$$P = p l d$$

$$A = \mu p l d u \quad (48)$$

Powyższa praca w jednostkę czasu wywołuje podwyższenie temperatury łożyska  $\Delta t = t_2 - t_0$ , gdzie  $t_2$  jest temperatura w szczelinie między czopem a panewką,  $t_0$  natomiast jest temperatura otoczenia łożyska. Różnica temperatur  $\Delta t$  wywołuje promieniowanie ciepłe łożyska, z powodu czego wytworzone ciepło ulatnia się z łożyska i po pewnym czasie temperatura łożyska nie będzie już wzrastała — temperatura jego się ustali. Zależność ilości wypromieniowanego ciepła  $a_p$ , odniesionego do jednostki powierzchni panewki  $d \cdot l$  w  $\text{cm}^2$  od różnicy temperatury  $\Delta t$  dla łożysk niechłodzonych była badana przez



Rys. 32.

LASCHEGO<sup>1)</sup> i jest przedstawiona na wykresie rys. 32. Zależność ta przedstawia się jako

$$a_p = \zeta \cdot \Delta t \quad (49)$$

gdzie  $\zeta$  oznacza wypromieniowaną energię w  $\frac{\text{kg m}}{\text{s}}$  przez przekrój  $dl = 1 \text{ cm}^2$  przy różnicy temperatur  $1^\circ\text{C}$ . Te wartości odnoszą się do łożysk lekkiej konstrukcji, dla których przyjmujemy tzw. współczynnik konstrukcji

$$\xi_1 = 1$$

Dla łożysk normalnych, jakie są używane przeważnie w budowie turbin parowych i turbokompresorów, należy wartości  $\zeta$  z wykresu rys. 32 mnożyć przez współczynnik  $\xi_1 = 1,5$ ; w przypadku ciężkich łożysk z dużymi masami żelaza, współczynnik ten wzrasta do

$$\xi_1 = 2,5$$

Oprócz współczynnika konstrukcji należy jeszcze wprowadzić współczynnik, uwzględniający warunki, w jakich pracuje dane łożysko, tzw. współczynnik wentylacji. Np. łożysko generatora wzgl. łożysko turbokompresora pracuje w znacznie dogodniejszych warunkach, niż łożysko turbinowe, a zwłaszcza ze strony wysokoprężnej, gdzie do niego dopływa ciepło z wewnątrz przez wał i czop, a z zewnątrz — przez pokrywę, od gorącej osłony turbiny. W pierwszym przypadku możemy mówić o wentylacji dodatkowej, w drugim przypadku — o doprowadzeniu ciepła do szczeliny między panewką a czopem. Celem uwzględnienia tych warunków pracy wprowadzamy tzw. współczynnik wentylacji  $\xi_2$ ; wartości tego współczynnika są następujące:

$\xi_2 = 0,5$  przy ogrzewaniu łożyska od turbiny parowej

$\xi_2 = 1,5$  przy słabej wentylacji łożyska

$\xi_2 = 5,0$  przy silnej wentylacji łożyska.

Łączymy razem te dwa współczynniki  $\xi_1$  i  $\xi_2$  i otrzymujemy:

$$\xi = \xi_1 + \xi_2$$

Równowaga między wytwarzanym ciepłem a wypromieniowanym nastąpi, gdy

$$\frac{A}{l d} = a_p$$

albo

$$p \cdot p u = \zeta \cdot \Delta t \quad (50)$$

Z tego poznajemy, że przy wysokich wartościach  $pu$  równowaga cieplna nastąpi tylko przy bardzo znacznych różnicach temperatur, przy czym temperatura panewki może przekroczyć dopuszczalne granice.

Obliczenie ilości wytworzonego ciepła w jednostce czasu według wzoru (48) lub wzorów spotykanych w literaturze, zawierających współ-

<sup>1)</sup> (24) str. 1881.

czynnik tarcia  $\mu$  lub współczynnik lepkości  $\eta$ , prowadzi do bardzo niepewnych rezultatów. Powodem tego jest niepewne założenia, prowadzące do określenia  $\mu$  i  $\eta$ . Należy więc postarać się wyrugować te dwie wielkości.

Lewą stronę równania (50) mnożymy i dzielimy przez  $t_2$ . Oznaczamy przez  $\rho_0$  wyraz:

$$\rho_0 = \mu p t_2 \quad (51)$$

Wtedy

$$\frac{A}{l d} = a_p = \frac{\rho_0 u}{t_2} = \zeta \cdot \Delta t \quad (52)$$

Stąd obliczamy  $\rho_0$ :

$$\rho_0 = \frac{\zeta \cdot \Delta t \cdot t_2}{u} \quad (53)$$

LASCHE zauważył, że w przypadku niechłodzonych łożysk  $\rho_0 = 2 = \text{const}$ , niezależnie od  $u$ . Przyjmując  $t = 20^\circ \text{C}$ , a ustaloną temperaturę w szczelinie między czopem a panewką  $t_2 = 60^\circ$ , otrzymujemy:

$$\Delta t = 60^\circ - 20^\circ = 40^\circ \text{C}$$

Z wykresu na rys. 32 odczytujemy dla  $\Delta t = 40^\circ \text{C}$

$$\zeta = 0,0018$$

Z równania (53) obliczamy  $u$ , dla którego nastąpi równowaga cieplna przy obranych  $t_2$  i  $t_0$ :

$$u = \frac{\zeta \Delta t \cdot t_2}{\rho_0} = \frac{0,0018 \cdot 40 \cdot 60}{2} = 2,15 \text{ m/s}$$

(przy  $\xi = 1$ ). Jeżeli natomiast chcemy utrzymać  $t = 60^\circ \text{C}$  przy wyższych prędkościach obwodowych, musimy wprowadzić sztuczne chłodzenie panewki. Możemy to osiągnąć, doprowadzając do łożyska pewne medium chłodzące (np. wodę), które ma unosić nadmiar ciepła, które przy danym  $\Delta t$  nie będzie w stanie wypromieniować. Woda, jako medium chłodzące, wprowadzone do łożysk, posiada jednak dużo stron ujemnych i wobec tego teraz prawie wyłącznie panewki chłodzimy oliwą, doprowadzoną w dużych ilościach do łożyska. Ogrzana oliwa unosi z sobą nadmiar ciepła i oddaje je w chłodnicy oliwnej chłodzącemu tam medium — wodzie.

Bilans cieplny w tym przypadku przedstawia się następująco:

$$A = A_1 + A_2$$

gdzie

$A_1 = a_p l d$  energia uniesiona z łożyska przez promieniowanie ciepła.

$A_2 = 427 Q c (t_2 - t_1)$  energia cieplna przeniesiona do chłodnicy.

Tu oznacza

$Q$  ilość oliwy w kg/s,

$c$  ciepło właściwe oliwy  $\approx 0,40$ ,

$t_2$  temperatura odpływającej oliwy = temperaturze w szczelinie,

$t_1$  temperatura oliwy, powracającej do łożyska.

Analogicznie do (52) zakładamy

$$\frac{A}{l d} = \frac{\rho u}{t_2} \quad (54)$$

wtedy:

$$\rho = \frac{A}{l d} \cdot \frac{t_2}{u} = \frac{a_p t_2}{u} + \frac{427 \cdot Q \cdot c \cdot (t_2 - t_1)}{d l \cdot u} \cdot t_2 \quad (55)$$

$$\rho = \rho_0 + \rho^1 \quad (56)$$

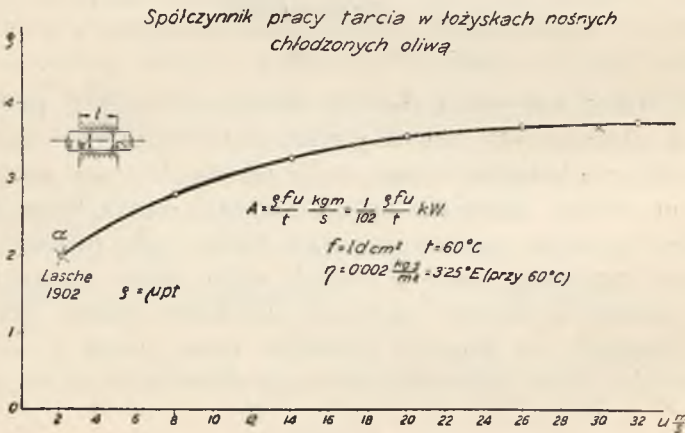
$$\rho_0 = \frac{a_p t_2}{u}$$

$$\rho^1 = \frac{427 \cdot Q \cdot c \cdot (t_2 - t_1)}{d l u} \cdot t_2 = a_0 \frac{t_2}{u},$$

gdzie

$$a_0 = \frac{427 \cdot Q \cdot c \cdot (t_2 - t_1)}{d l}$$

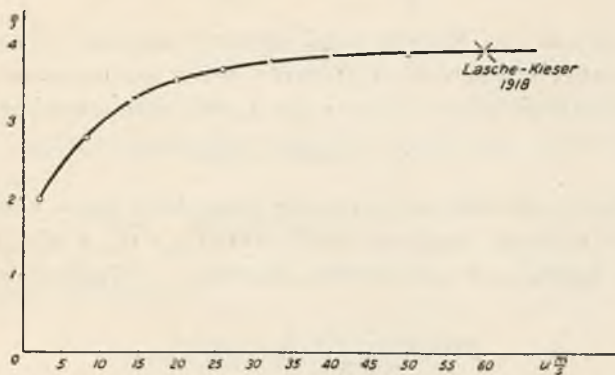
jest energia w  $\frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}}$ , zużyta na tarcie, odniesiona do przekroju  $dl = 1 \text{ cm}^2$ , a usunięta z łożyska przez dodatkowe chłodzenie. Doświadczenia nad sztucznie chłodzonymi łożyskami, przeprowadzone przez autora, ustaliły zależność  $\rho$  od  $u$ . Rezultaty tych doświadczeń są ujęte w wy-



kresie 33 i 34. Do punktu (a)  $u = 2,15 \text{ m/s}$  mamy chłodzenie wyłącznie przez promieniowanie, przy tym według LASCHEGO  $\rho_0 = 2 = \text{const}$  i jest niezależne od  $u$ . Dalej, gdy do odprowadzenia ciepła przez promieniowanie dołączymy jeszcze sztuczne chłodzenie,  $\rho$  wzrasta w zależności od  $u$ . Wykres na rys. 33 odnosi się do oliwy  $\eta = 0,0020$  przy  $60^\circ\text{C}$ .  $d$  i  $l$  należy wstawiać do wzoru (57) w cm. W  $\rho$  jest ukryty współczynnik tarcia oraz jednostkowy nacisk czopa na panewkę. Wprowadzenie wyrazu  $\rho = f(u)$  do obliczeń łożysk upraszcza znacznie pracę,

ponieważ uwzględnia średnie warunki, w jakich pracują łożyska turbin parowych i innych maszyn wirujących.

LASCHE-KIESER<sup>1)</sup> przytaczają wyniki badań nad łożyskami turbino-  
wymi. Na str. 172 przytoczonego dzieła dla  $p = 6,5 \text{ kg/cm}^2$   $u = 30 \text{ m/s}$



Rys. 34.

$Q = 20 \text{ kg/min}$  (ilość oliwy) przy temperaturze dopływu  $t_E = 40^\circ$  i  $t_m = 60^\circ\text{C}$  (str. 166) współczynnik tarcia wynosił  $\mu = 0,0095$  (rys. 337). Z tych danych obliczamy:  $\rho = \mu p t = 0,0095 \cdot 6,5 \cdot 60 = 3,7$

Z wykresu na rys. 33 dla  $u = 30 \text{ m/s}$   $\rho = 3,75$ . Drugi punkt przy  $u = 60 \text{ m/s}$   $p = 6,5$   $Q = 20 \text{ kg/min}$   $t_E = 55^\circ\text{C}$  i  $t_m = 85^\circ\text{C}$  otrzymujemy  $\mu = 0,00718$   
 $\rho = \mu p t = 0,00718 \cdot 6,5 \cdot 85 = 3,92$

Z wykresu na rys. 34 dla  $u = 60 \text{ m/s}$   $\rho = 3,93$ .

Za pomocą równania (57) obliczamy całkowitą pracę tarcia w łożyskach ślizgowych, chłodzonych oliwą:

$$A = \frac{\rho l d u}{t_2} \quad \text{w} \quad \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}} \quad (57)$$

$$N_L = \frac{1}{102} \cdot \frac{\rho l d u}{t_2} \quad \text{kW} \quad (58)$$

Wzór (58) może być przedstawiony w sposób następujący:

$$N_L = \frac{1}{102} \cdot \frac{\rho l d}{t_2} \cdot \frac{\pi d n}{60} = \frac{\pi}{60 \cdot 102} \cdot \frac{\rho l n}{t_2} \cdot d^2 \quad (59)$$

Widzimy, że  $N_L$  jest proporcjonalne względem drugiej potęgi średnicy, oraz pierwszej potęgi długości. Ze względu na efektywny współczynnik sprawności danej maszyny, jest wskazaniem wykonać łożyska o możliwie małych rozmiarach, o ile to dopusza  $p$  oraz względy wytrzymałościowe.

Według GÜMBELA<sup>2)</sup>

$$\mu = \frac{2,36}{\sqrt{d}} \cdot \sqrt{\frac{4d+l}{l}} \cdot \sqrt{\frac{\eta u}{p}};$$

(<sup>1)</sup> (25).    (<sup>2)</sup> (8) str. 34, wzór 19.



wstawiamy tę wartość  $\mu$  do równania:

$$A_1 = \mu p l d u$$

i otrzymujemy:

$$A_1 = 2,36 \cdot l \sqrt{\frac{4d+l}{l}} \cdot \sqrt{d \eta} \cdot \sqrt{p u^3} \quad (60)$$

Wymiary w kg . m . s. Wzoru tego możemy używać tylko w tym przypadku, gdy mamy chłodzenie wyłącznie przez promieniowanie, bez dodatkowego chłodzenia oliwą. Wyraz dla  $A_1$  (60) przedstawiamy w skróceniu

$$A_1 = \text{const} \cdot \sqrt{p u^3}$$

Z tego wynika, że na stan ustalenia się warunków pracy w niechłodzonym oliwą łożysku nośnym wpływa więc wyraz  $\sqrt{p u^3}$ , a nie  $p u$  jak dotąd przyjmowano zgodnie z założeniem ZEUNERA. Według niego w równaniu

$$p u = \frac{1}{\mu l d} \cdot A_1 = a \cdot A_1$$

nie zwracano uwagi na współczynnik  $a$  tj, na właściwości oliwy.

Praca tarcia w jednostce czasu jest proporcjonalna względem  $\sqrt{p u^3}$  przy stałej temperaturze oliwy w łożysku, a tym samym przy stałym  $\eta$ .

KAMMERER<sup>1)</sup> potwierdził powyższą zależność przy pomiarach, do których użył łożyska w różnym stopniu obciążonego; przy każdorazowej zmianie obciążenia stwierdzał pewne  $u$ , przy którym ustalała się równowaga cieplna, przy czym nie zmieniano w czasie całego doświadczenia sposobu chłodzenia oraz innych warunków pracy. Wynik tych badań był następujący:

$p$ kg/cm <sup>2</sup>	$u$ m/s	$p u$	$\sqrt{p u^3}$
125	2,72	345	50,2
25	4,10	102,5	41,6
15	6,00	90	56,9

Powracamy do przypadku wyłącznego chłodzenia panewek przez promieniowanie. Według równania (49) ilość wypromieniowanej energii, odniesionej do jednostki powierzchni czopa, wynosi:

$$a_p = \zeta \cdot \Delta t \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

Cała ilość wypromieniowanej energii wynosi

$$A_1 = a_p \cdot l d = \zeta \cdot \Delta t \cdot l d \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}}$$

Z równania (52) wynika, że na wytworzenie ciepła w łożyskach zużywa się moc

$$A = \frac{\rho_0 u}{t_2} \cdot d l \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}}$$

<sup>1)</sup> Z. 1927. str. 221.

Równowaga nastąpi jeżeli

$$A = A_1$$

albo

$$\rho_0 \frac{u d l}{t_2} = \zeta \Delta t \cdot d l$$

albo

$$t_2 (t_2 - t_0) = \frac{\rho_0 \cdot u}{\zeta} \quad (61)$$

Uwzględniając współczynniki konstrukcji i wentylacji równanie powyższe otrzymuje formę

$$t_2 (t_2 - t_0) = \frac{\rho_0 \cdot u}{\zeta \cdot \xi}$$

Z tego równania obliczamy  $t_2$

$$t_2 = \frac{t_0}{2} + \sqrt{\left(\frac{t_0}{2}\right)^2 + \frac{\rho_0 u}{\zeta \cdot \xi}} \quad (62)$$

Jeżeli  $t_2$ , obliczone z równania (62), będzie  $> 70^\circ$ , musimy stosować chłodzenie panewki za pomocą oliwy. Zakładając poza tym temperaturę otoczenia  $t_0 = 20^\circ$  przy  $\rho_0 = 2$ , obliczamy z (61) prędkość obwodową  $u$

$$u = \frac{t_2 (t_2 - t_0) \xi \zeta}{\rho_0}$$

Dla  $\Delta t = 50^\circ\text{C}$   $\zeta = 0,00192$  (wykres rys. 32)

$$u = \frac{70(70 - 20)}{2} \cdot 0,00192 \xi = 3,36 \xi$$

Przy $\xi = 1$	$u = 3,36$ m/s
$\xi = 1,5$	$= 5,0$ „
$\xi = 2,5$	$= 8,4$ „

Liczby te wykazują, że przy łożyskach lekkiej konstrukcji bez wentylacji, począwszy od  $u = 3,36$  m/s należy stosować dodatkowe chłodzenie łożysk oliwą. O ile mamy łożyska z większymi masami żelaza tj. ciężkie panewki oraz jeżeli wentylacja jest znaczna, np. łożyska generatorów elektrycznych, wtedy dodatkowe chłodzenie łożysk oliwą może nastąpić przy wyższych prędkościach obwodowych wzgl. wyższych ilościach obrotów.

Wzór (62) nie jest zupełnie dokładny, ponieważ nie uwzględnia zmiany współczynnika lepkości  $\eta$  w zależności od temperatury  $t_2$ . Wzór ten daje więc tylko przybliżone rezultaty. Wobec niepewności współczynnika  $\xi$  rezultaty są dla danego celu — tj. do określenia, czy  $t_2$  przekracza  $70^\circ\text{C}$  — dostatecznie dokładne, a wzór ma tę ważną zaletę, że jest bardzo prosty.

Dokładniejsze rezultaty otrzymujemy używając wzoru FALZA<sup>1)</sup>, wyprowadzonego na zasadzie doświadczeń Laschego

$$t_2 = \frac{t_0}{2} + \sqrt{\left(\frac{t_0}{2}\right)^2 + \sqrt{\frac{P n^2 i}{24 a^2 \frac{l}{d}}}} \quad (63)$$

gdzie

$$i = \eta (1,0 t_2)^{2,6}$$

$a$  = współczynnik promieniowania = 1 dla łożysk turbokompresorów i turbin parowych (ze strony NP).

Wzór ten posiada analogiczną budowę jak (62), tylko nie jest tak prosty w użyciu. Poza tym  $i$  jest funkcją  $t_2$ , należy wobec tego dopomagać sobie metodą wykreślną.

#### Zadanie 8.

Obliczyć pracę tarcia w normalnym turbinowym łożysku<sup>2)</sup>  $d = 0,3$  m,  $l = 0,4$  m,  $n = 3000$ ,  $P = 4800$  kg,  $t = 70^\circ\text{C}$ ,  $t_0 = 20^\circ\text{C}$ .

Ogólna praca tarcia przy  $t = 70^\circ\text{C}$  i dodatkowym chłodzeniu oliwą (równanie 57):

$$A = \frac{\rho l d u}{t_2}$$

$$u = \frac{\pi \cdot 0,3 \cdot 3000}{60} = 47,1 \text{ m/s}$$

Z wykresu rys. 33 dla  $u = 47,1$  m/s i  $t_2 = 60^\circ\text{C}$

$$\rho = 3,75$$

dla  $t_2 = 70$

$$\rho = \frac{3,75 \cdot 60}{70} = 3,22$$

$$N = \frac{\rho l d u}{102 \cdot t_2} = \frac{3,22 \cdot 0,4 \cdot 0,3 \cdot 47,1}{102 \cdot 70} = 26,6 \text{ kW.}$$

Według Falza<sup>3)</sup>  $N = 26,7$  KM.

Ilość energii wypromieniowanej przez łożysko:

$$A_1 = a_p l d = \zeta \Delta t l d$$

Z wykresu rys. 32 dla  $\Delta t = 50$   $\zeta = 0,00192$

$$A_1 = 0,00192 \cdot 50 \cdot 40 \cdot 30 = 115 \frac{\text{kg m}}{\text{s}}$$

Wprowadzamy współczynnik konstrukcji  $\xi_1 = 1$

Współczynnik wentylacji  $\xi_2 = 3,5$ ;  $\xi = 1 \cdot 3,5 = 3,5$

$$A_p = 115 \cdot 3,5 = 396 \frac{\text{kg m}}{\text{s}}$$

$$N_p = \frac{396}{102} = 3,88 \text{ kW tj. } 14,6\% \text{ ogólnej ilości mocy.}$$

1) (7) str. 105, wzór 68. 2) (7) str. 108. 3) (7) str. 108.

Ilość energii cieplnej odprowadzonej z łożysk przez oliwę:

$$N_0 = N - N_p = 26,6 - 3,9 = 22,7 \text{ kW.}$$

Obliczenie temperatury, do której ogrzałoby się łożysko, gdyby nie było chłodzone dodatkową oliwą: Przyjmujemy  $\xi = 1$  obliczamy ze wzoru (62):

$$t_2 = \frac{20}{2} + \sqrt{10^2 + \frac{2 \cdot 47,1}{\zeta}}$$

	z wykresu rys. 32	obliczono z (62)
Dla $\Delta t = 100$	$\zeta = 0,0028$	$t_2 = 194 \quad \Delta t = 174$
$= 120$	$= 0,0033$	$= 179 \quad = 159$
$= 140$	$= 0,0040$	$= 164 \quad = 144$
$= 160$	$= 0,0047$	$= 152 \quad = 132$

Wykreślamy rys. 35 krzywe I z rys. 32 i II z obliczeń i miejsce przecięcia tych krzywych da nam istotne  $\zeta$  oraz  $\Delta t$ .

$$\begin{aligned} \zeta &= 0,0041 \\ t_2 &= 161^\circ \text{C} \\ \Delta t &= 161 - 20 = 141^\circ \text{C} \end{aligned}$$

Według wzoru Falza (63) przy  $i = 0,12 \quad a = l \quad l/d = 1,34$

$$t_2 = 10 + \sqrt{100 + \sqrt[2,6]{\frac{4800 \cdot 3000 \cdot 0,12}{24 \cdot 1 \cdot 1,34}}} = 185^\circ \text{C}$$

Jeżeli do równania (50) wprowadzimy wartość  $\mu$  z równania (16) otrzymamy;

$$k \sqrt{\frac{\eta \omega}{p}} \cdot p u = \zeta \cdot \Delta t$$

Wobec

$$u = \frac{\pi dn}{60}$$

$$k \sqrt{\frac{\eta \omega}{p}} \cdot p \cdot \frac{\pi dn}{60} = \zeta \cdot \Delta t$$

oraz ze wzoru

$$h_0 = \frac{\lambda^2}{2} \cdot \frac{d}{\psi} \cdot \frac{\eta \omega}{p}$$

określamy

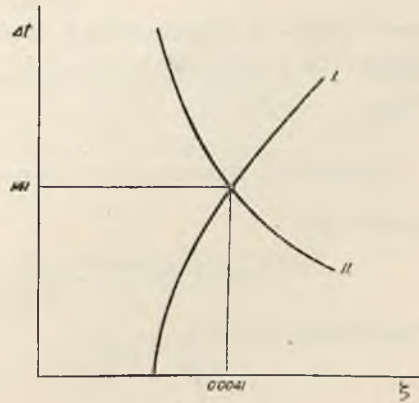
$$\sqrt{\frac{\eta \omega}{p}} = \frac{1}{\lambda} \sqrt{2 h_0 \frac{\psi}{d}},$$

wtedy

$$k \sqrt{\frac{h_0 \psi}{d}} \cdot \frac{\sqrt{2}}{\lambda} \cdot p \cdot \frac{\pi dn}{60} = \zeta \Delta t$$

wprowadzamy jeszcze

$$\psi = \frac{D - d}{d}$$



Rys. 35.

i otrzymujemy

$$pn = \frac{\Delta t}{c \sqrt{h_0} (D - d)},$$

gdzie

$$c = \frac{k \cdot \pi \sqrt{2}}{60 \cdot 10^3 \zeta \lambda}$$

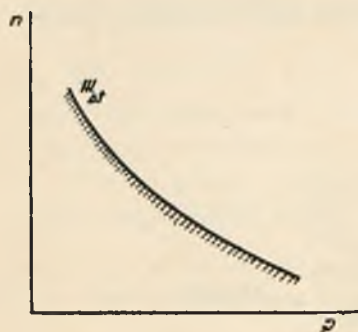
albo

$$pn = c^{III} \cdot \Delta t \quad (65)$$

oraz

$$pn = c_2 \quad (66)$$

Jeżeli łożysko nie jest chłodzone dodatkowo oliwą, a obrana temperatura nie może być przekroczona, wtedy przy danych wymiarach czopa i szczeliny oraz grubości warstwy oliwy i ilości obrotów, jednostkowy nacisk na panewkę  $p$  nie może przekroczyć pewnego maximum, które obliczamy ze wzoru (66) i poprzednich.



Rys. 36.

We wzorze (65)  $t$  jest parametrem. Równanie (66) przedstawia hiperbolę i orzeka, że danego łożyska nie można używać przy większych ilościach obrotów, wynikających z równania (66), o ile temperatura ma nie przekroczyć pewnego maximum, określonego krzywą III (wykres rys. 36). Musimy wobec tego pozostawać na lewo od krzywej III. Tylko w przypadku sztucznego, dodatkowego chłodzenia

wolno nam z dopuszczalną ilością obrotów pójść wyżej i tym samym przejść na prawo od krzywej III.

#### ZALEŻNOŚĆ MAKSYMALNIE DOPUSZCZALNEGO NACISKU OD GATUNKU OLIWY.

Wzór (32)

$$p = 0,52 \frac{\eta \omega d}{h_0} \cdot \frac{l}{d + l} \cdot \frac{d}{D - d} \quad (32)$$

mnożymy przez

$$p = \frac{P}{l d}$$

i otrzymujemy wobec  $\omega = 0,105 n$

$$p^2 = 0,0545 P \frac{d}{h_0 (d + l) (D - d)} \cdot \eta n = c^{IV} \cdot \eta n \quad (67)$$

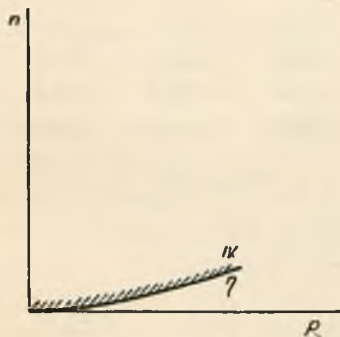
$\eta$  jest parametrem dla tego przypadku. Dla pewnego gatunku oliwy np.  $\eta = 0,0012$  przy  $60^\circ\text{C}$ , dla pewnego obciążenia czopa  $P$  o wymiarach

$d$  i  $l$  oraz szczeliny  $D-d$  i grubości warstwy oliwnej  $h_0$ , ilość obrotów nie może być mniejsza od pewnego minimum, obliczanego z równania:

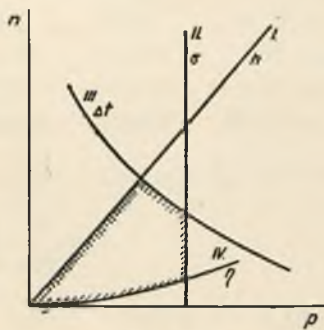
$$p^2 = C_4 \cdot n \quad (68)$$

Równanie przedstawia parabolę i orzeka, że w wyborze  $n$  nie możemy znaleźć się niżej od wyznaczonej równaniem (68) krzywej, rys. 37.

Po połączeniu wszystkich czterech warunków zależności  $n$  od  $p$ , wy-



Rys. 37.



Rys. 38.

rażonych na rys. 17, 31, 36, 37 otrzymamy wykres rys. 38. Z tego wykresu wynika, że w wyborze  $n$  wolno nam poruszać się tylko w pewnych granicach, aby nie przekroczyć dopuszczalnych wartości, scharakteryzowanych parametrami.

#### Zadanie 9.

Wykreślić krzywe I do IV dla przypadku  $d=200$  mm,  $l=410$ ,  $h=0,1$  mm,  $h_0=0,6 \cdot h=0,06$  mm,  $\eta=0,0012$  przy  $t_2=60^\circ\text{C}$ ,  $t_0=20^\circ\text{C}$ ,  $n=3000$  ew. niżej  $\sigma=300$  kg/cm<sup>2</sup> ew. niżej.  $P=3300$  kg.

#### Krzywa I.

$$p = \left[ 0,1815 \left( \frac{r}{h} \right)^2 \cdot \frac{l}{d+l} \cdot \eta \right] \cdot n = 44 \text{ kg/cm}^2 \text{ przy } n = 3000$$

$n = 3000$	2000	1000	500	200	100
$p = 44 \text{ kg/cm}^2$	29,30	14,65	7,32	2,93	1,46

#### Krzywa II.

$$p = \frac{1}{5} \cdot \frac{\sigma}{\left( \frac{l}{d} \right)^2} = \frac{1}{5 \cdot \left( \frac{410}{200} \right)^2} \cdot \sigma = \frac{\sigma}{21}$$

$\sigma = 300$	200	100	50 kg/cm <sup>2</sup>
$p = 14,3$	9,52	4,76	2,36 kg/cm <sup>2</sup>

## Krzywa III.

$$pn = \frac{\Delta t}{c \sqrt{h_0 (D-d)}}$$

$h_0 = 0,6 h = 0,06 \text{ mm}$ ,  $D - d = 2 h = 0,2 \text{ mm}$   
 $\Delta t = t_2 - t_0$ ,  $t_0 = 20^\circ$ ,  $t_2$  temperatura łożyska bez dodatkowego  
 chłodzenia. Ze wstępnego obliczenia otrzymano:

$n = 3000$	2000	1000	500	200	100	50
$u = 31,4$	21,0	10,5	5,25	2,1	1,05	0,525
$t_2 = 162$	134,3	97,5	72,8	50,4	39,4	32
$\Delta t = 142$	114,3	77,5	52,8	30,4	19,4	12
$\zeta = 0,004$	0,0031	0,00235	0,0020	0,0018	0,0017	0,0014

Zakładamy  $\xi = 1,5$  i  $\rho_0 = 2$  i obliczymy  $t_2$  z równ. (62)

$$t_2 = \frac{t_0}{2} + \sqrt{\left(\frac{t_0}{2}\right)^2 + \frac{\rho u}{\xi \zeta}}$$

$t_2 = 112,6$	105,6	88,1	70,0	51,8	42,1	34,5
$\zeta = 0,0031$	0,00284	0,00255	0,00221	0,00195	0,00182	0,00171

$$c = \frac{k \pi \sqrt{2}}{60 \cdot 10^3 \zeta \lambda}$$

$$k = 1,67 \sqrt{\frac{4d+l}{l}} = 2,85 \quad \lambda = \sqrt{1,04 \frac{l}{l+d}} = 0,84$$

$$c = \frac{2,85 \cdot \pi \cdot \sqrt{2}}{60 \cdot 10^3 \cdot 0,84} \cdot \frac{1}{\zeta} = 2,51 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{1}{\zeta}$$

$n = 3000$	2000	1000	500	200	100	50
$c = 0,081$	0,0916	0,0985	0,1135	0,129	0,138	0,147
$\Delta t = 92,6$	85,6	68,1	50	31,8	22,1	14,5
$p = 3,48$	4,27	6,31	8,05	11,25	14,65	18,0

## Krzywa IV.

Równanie (67)

$$p^2 = 0,0545 P \cdot \frac{d}{h_0 (d+l) (D-d)} \cdot \eta \cdot n$$

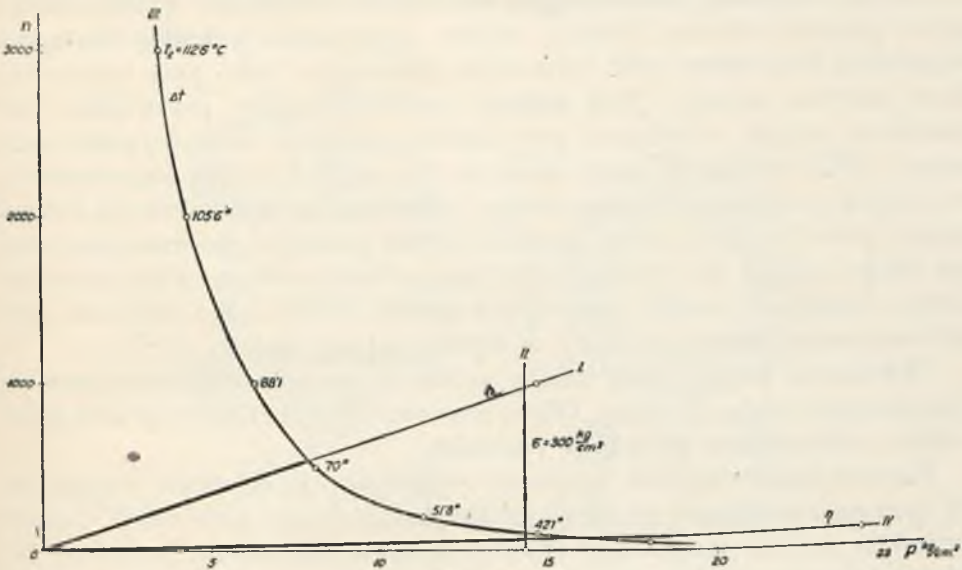
$$= 0,0545 \cdot 3300 \cdot \frac{0,2 \cdot 10^4 \cdot 10^4}{0,06 \cdot 0,61 \cdot 0,2 \cdot 10^6} \cdot n \text{ kg/cm}^2$$

$$= 5,9 \cdot n \text{ kg/cm}^2$$

$n = 3000$	1000	500	100
$p = 130$	76,8	54,3	24,3 kg/cm <sup>2</sup>

Krzywe I do IV są nakreślone na rys. 39. Granice użycia łożyska bez chłodzenia oliwą są uwidocznione grubymi kreskami. Maximum  $n = 525$

przy  $p = 7,9 \text{ kg/cm}^2$ . W tych warunkach temperatura  $t_2$  osiągnie  $71^\circ\text{C}$ . Przy mniejszych ilościach obrotów dopuszczalne są wyższe obciążenia



Rys. 39.

$p$  aż do  $14,3 \text{ kg/cm}^2$ . Przy takim obciążeniu osiągamy naprężenie materiału czopa  $\sigma = 300 \text{ kg/cm}^2$ .

### KONSTRUKCJA NORMALNYCH ŁOŻYSK NOŚNYCH.

Rowków oliwnych nie wykonujemy, aby nie zmniejszyć wpływu działania klina oliwnego. Rowki są potrzebne tylko wtedy, gdy z powodu małej ilości obrotów nie może powstać klin oliwny i nie może dojść do skutku pływanie czopa (hydrauliczne tarcie). Celem zmniejszenia tarcia usuwamy w górnej panewce część materiału pozostawiając tylko paski po bokach panewki. (Vide rys. 40, 41 i 42). Rowki, obiegające naokoło panewki, używane nieraz do doprowadzenia oliwy, dzielą panewkę na dwie części. Działanie dwóch takich części panewki jest mniej skuteczne od jednej mającej długość równą sumie długości obu części.

Aby uniknąć odkształcenia panewki należy wykonać ją możliwie jak najmasywniej.

Dla silnie obciążonych łożysk dokładność obróbki powierzchni ślizgowych odgrywa bardzo dużą rolę. Gdyby nam się udało otrzymać absolutnie gładkie i dokładne powierzchnie, można byłoby łożysko obciążyć nadzwyczaj silnie, ponieważ musielibyśmy zastosować nieskończenie duże obciążenie, aby wyprzeć warstwę oliwy, znajdującej się między powierzchniami ślizgowymi. Wobec tego można łożysko tym silniej obciążyć, im dokładniej są obrobione ślizgowe powierzchnie.



Doprowadzenie oliwy pod ciśnieniem tylko w słabej mierze zwiększy ilość zasysanej oliwy w dolnej panewce. Natomiast ilość oliwy doprowadzonej do górnej panewki jest zależna od ciśnienia, wytwarzanego przez pompkę oliwną. Pompka oliwna (przeważnie zębatka) dostarcza przepisaną ilość oliwy pod normalnym ciśnieniem tylko przy normalnej ilości obrotów turbiny. Przy dużych turbinach należy przewidzieć pomocnicze pompy, działające przy uruchamianiu i zatrzymywaniu maszyny. AEG wydało przepisy ruchowe dla turbin i turbokompresorów<sup>1)</sup>, w których spotykamy odnośny ustęp: »Pomocniczą parową pompę oliwną należy puścić w ruch przed uruchomieniem turbiny i powinna pracować tak długo, nim ze wszystkich łożysk nie zacznie wypływać silny strumień oliwy. Zatrzymać można pomocniczą pompę oliwną tylko wtenczas, gdy główna pompa dostarcza oliwy w wystarczającej ilości«.

Chłodzenie łożysk wodą należy unikać z powodu niebezpieczeństwa przeniknięcia wody do oliwy. Oliwę powinniśmy stale filtrować oraz przewidzieć odwadnianie głównego zbiornika.

Powierzchnie ślizgowe powinny wygładzić się w ruchu wstępnym. W tym celu dodajemy do oliwy grafitu koloidalnego (vide niżej). Innych gatunków (m. in. naturalnego grafitu) dodawać nie należy, ponieważ zawierają one przeważnie kwarczec, mikę i inne szkodliwe dla gładkich powierzchni składniki. Grafit osiada w nierównościach powierzchni, powstałych przy obróbce i tworzy powierzchnię bardzo gładką. Nośność łożyska po takim zabiegu znacznie się zwiększa.

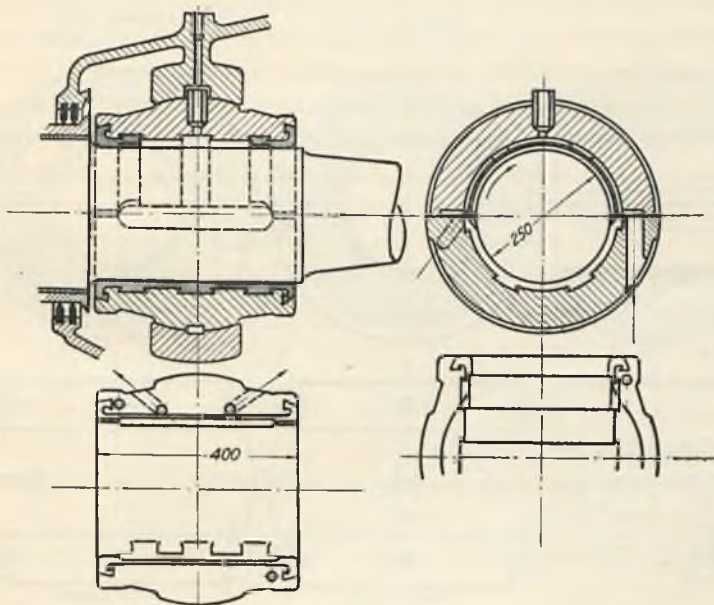
Panewkę ustawiamy wahliwie, aby oś czopa mogła się ustawić równoległe do osi panewki. W tym celu część zewnętrznej powierzchni panewki wykonujemy kulistą. Jeżeli pokrywy łożyska są bardzo silnie przyciągnięte, wtedy wahliwość panewki jest zakwestionowana. Aby być pewnym, że w obu końcach panewki nie nastąpi zatarcie się materiału z powodu skośnego ustawienia się czopa względem panewki, można wewnętrzną powierzchnię ślizgową panewki wytoczyć lekko parabolicznie. W końcach panewki dajemy wtedy dwa razy większy luz niż w połowie<sup>2)</sup>. Przez taki zabieg kulowe wykonanie zewnętrznej powierzchni panewki staje się zbytecznym.

Szkodliwych ugięć czopów pod wpływem nadmiernego obciążenia nie możemy usunąć inaczej, jak tylko zwiększając średnicę czopów. Przybliżoną średnicę czopa ustalamy już przy obliczeniach krytycznej ilości obrotów wału i ta średnica jest prawie zawsze wystarczająca pod względem wytrzymałościowym.

Na rys. 40 przedstawiono łożysko nośne turbiny parowej w wykonaniu Pierwszej Berneńskiej Fabryki Maszyn w Bernie<sup>3)</sup>. Oliwę pod ciśnieniem wprowadzamy do rowku, idącego dookoła dolnej panewki. Stamtąd przez otwór z boku w dolnej panewce oliwa przenika do szcze-

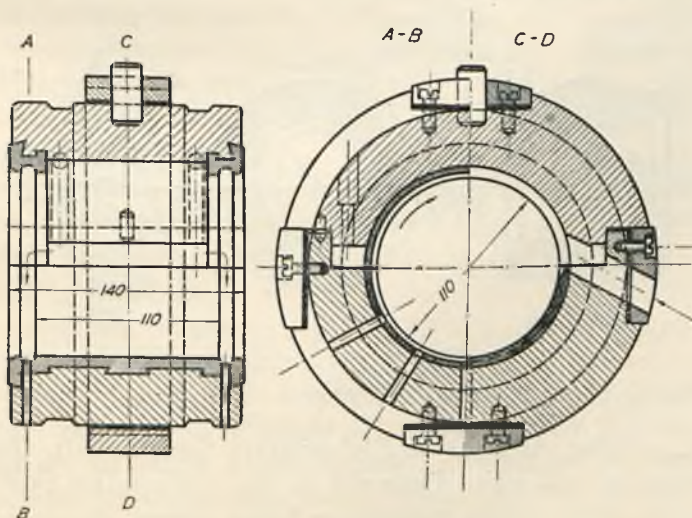
<sup>1)</sup> (25) str. 159. <sup>2)</sup> (5). <sup>3)</sup> (31). Rys. T. 55.

liny między panewkami. Odpływ po drugiej stronie przez dwa otwory. Przez otwór w górnej panewce można jeszcze dodatkowo doprowadzić oliwę, gdyby zaszła potrzeba. Ewentualnie można tam umieścić termometr w metalowej oprawce.



Rys. 40.

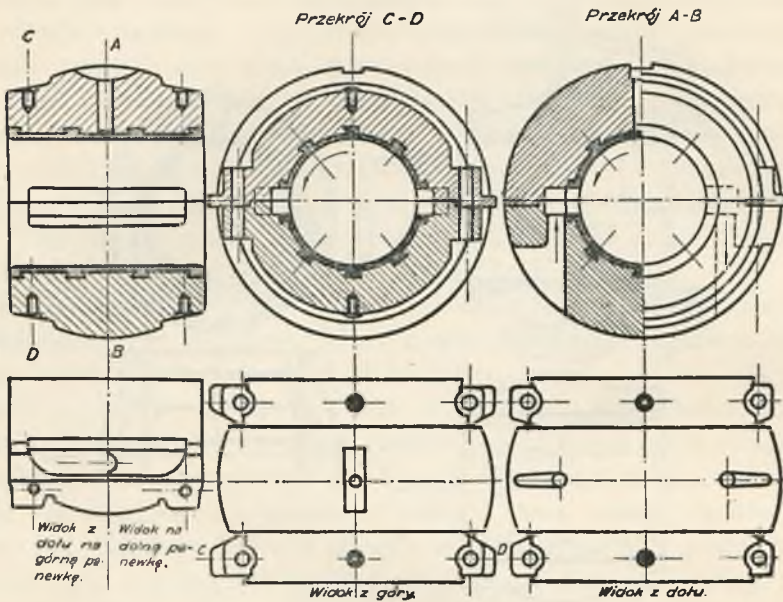
Na rys. 41 widzimy panewkę łożyska nośnego turbiny parowej w wykonaniu Českomoravska-Kolben-Danek, Praga<sup>1)</sup>. Do dokładnego usta-



Rys. 41.

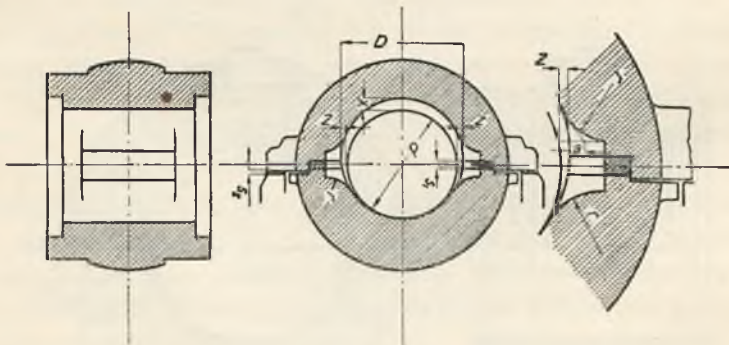
<sup>1)</sup> (31) Rys. T. 59.

wienia panewek służy 4 dokładki, pod które kładziemy blaszki odpowiedniej grubości. Uregulowanie wału może więc być wykonane w dwóch kierunkach. W górnej panewce w środkowej części wybrany jest biały metal, celem zmniejszenia pracy tarcia. Ciepła oliwa wypływa przez



Rys. 42.

otwory w górnej panewce oraz bokami do rowków, a stamtąd przez pięć otworów w dolnej panewce. Stosunek średnicy do długości  $d/l = 1$ . Zapotrzebowanie oliwy 20 do 25 l/mim.



Rys. 42a.

Panewkę według Allgemeine Electricitäts Gesellschaft, Berlin, AEG, przedstawiono na rys. 42<sup>1)</sup>. Panewka ta ma zewnętrzny kształt kulisty, oliwa dopływa przez dolną panewkę z lewej strony do szczeliny w po-

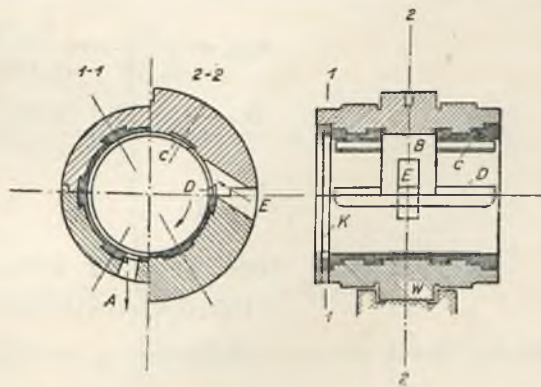
<sup>1)</sup> (47), str. 258.

ziomej płaszczyźnie styku i stamtąd przenika w dolną szczelinę ślizgową. Wypływ z prawej strony. AEG wykonuje szczelinę między czopem a panewką w sposób następujący<sup>1)</sup>. Po dokładnym oheblowaniu stykowej powierzchni poziomej wkładamy (w przypadku panewki dla czopa  $d = 100$  mm) dokładki  $s = 0,4$  mm i toczymy otwór na średnicę 100,5 mm. Po wyjęciu dokładki średnica w kierunku pionowym ma wymiar  $D = 100,5 - 0,4 = 100,1$  mm a w kierunku poziomym  $D = 100,5$  mm. Luz posiada formę klinową. Według nowych publikacji<sup>2)</sup>, AEG wykonuje luz w sposób podany na rys. 42a oraz według następującej tablicy liczbowej.

Średnica czopa $d$	Średnica panewki z podkładką $s_1$ $D$	Szczelina $z$	Szczelina bez podkładki $s_1$	Podkładki		$a$	$r$
				$s_1$	$s_2$		
60	60,4	0,2	0,1	0,3	0,15	2	6
80	80,4	0,2	0,1	0,3	0,15	2	6
100	100,5	0,25	0,1	0,4	0,2	2	6
160	160,7	0,35	0,2	0,5	0,25	2	6
200	200,8	0,40	0,2	0,6	0,3	2,5	6
300	301,0	0,50	0,3	0,7	0,35	2,5	6
400	401,4	0,70	0,3	1,1	0,55	3	6
500	501,8	0,90	0,4	1,4	0,70	3	6

W innych firmach rozwiercają otwór panewki na przepisana przez normy średnią  $D$  przy uwzględnieniu jednostek tolerancji (vide, str. 32), a szczelinę otrzymujemy jako luz powstały ze znormalizowanej tolerancji średnic.

Panewka według Brown, Boveri et Cie, Baden Szwajcaria, BBC<sup>3)</sup>, rys. 43 wspiera się na stosunkowo wąskiej cylindrycznej zewnętrznej powierzchni  $W$ , wobec czego są możebne pewne wahania i odpowiednie ustawienie się panewki według czopa. Oliwa wnika do szczeliny między panewką a czopem przez kanał  $E$ , wypływa do rowku  $K$ , stamtąd do otworu  $A$ . W górnej panewce część białego metalu jest wybrana ( $B$ ). Przez kanały  $C$  i  $D$  oliwa rozprzestrzenia się po całym czopie. Jeżeli z prawej strony oliwa również nie powinna rozpryskiwać się wzdłuż wału, możemy wykonać podobny rowek jak z lewej strony.



Rys. 43.

<sup>1)</sup> (20), str. 69.

<sup>2)</sup> Kraft, Die Dampfturbine im Betriebe, marzec 1935, str. 50.

<sup>3)</sup> (47), str. 259.

## TARCIE NA WPÓŁ SUCHE, SMAROWANIE NIEDOSKONAŁE.

Między tarcie bez smarowania (według prawa Coulomba) a tarcie hydraulicznym (według prawa Newtona) istnieje jeszcze pewna przejściowa forma tarcia, którą nazywamy na wół suchym tarcie. Tarcie tego rodzaju nie jest jeszcze dostatecznie zbadane, lecz pewne cenne prace z tej dziedziny można już zanotować<sup>1)</sup>.

Zajmiemy się zbadaniem przebiegu  $\mu$  w zależności od ilości obrotów czopa. Zrobimy to na przykładzie.

Zadanie 10. Z badać przebieg współczynnika tarcia  $\mu$  w łożysku  $d = 70$  mm,  $l = 70$  mm,  $h = 0,02$  mm,  $\eta = 0,018$ ,  $t = 25^\circ$  C,  $p = 20$  kg/cm<sup>2</sup>.

Krzywą  $\mu$  obliczamy według wzoru (16):

$$\mu = k \sqrt{\frac{\eta \omega}{p}}, \quad (16)$$

gdzie  $k = 3,73$ ; przy  $\omega = 0$  krzywa ma przejść przez początek układu współrzędnych. Wiemy jednak, że przy  $\omega = 0$  współczynnik tarcia jest znacznie większy niż w chwili rozpoczęcia ruchu, a także w czasie ruchu. Obliczymy, przy jakiej ilości obrotów otrzymamy minimum grubości warstwy oliwnej  $h_0$ . Zakładamy, że najmniejsza grubość warstwy oliwnej, przy której nie nastąpi jeszcze metaliczny dotyk, wynosi  $h_0 = 0,005$  mm. Odpowiadająca tej grubości ilość obrotów jest najmniejsza, jaką można obliczyć ze wzoru (31), który daje prawidłowe wyniki tylko dla smarowania doskonałego.

$$n_{\min} = \frac{\omega}{0,105} = \frac{h_0 p \psi \cdot (d + l)}{0,105 \cdot 0,52 \cdot \eta dl};$$

$$\psi = \frac{D - d}{d} = \frac{2h}{d} = \frac{0,04}{70} = 0,0572 \cdot 10^{-2}$$

$$\frac{d + l}{l} = 2$$

$$n_{\min} = \frac{0,005 \cdot 20 \cdot 0,0572 \cdot 10^{-2} \cdot 2}{0,105 \cdot 0,52 \cdot 0,018 \cdot 0,07} = 16,6 \text{ obr/min.}$$

Dla tej ilości obrotów obliczamy  $\mu$  według wzoru:

$$\mu = 3,73 \sqrt{\frac{\eta \omega}{p}} = 0,373 \sqrt{\frac{0,018 \cdot 0,105 \cdot 16,6}{20000}} = 0,00148$$

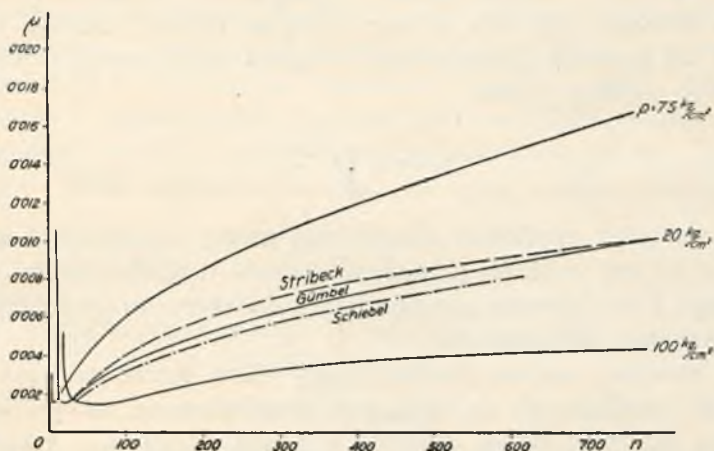
To jest minimalna wartość  $\mu$ .

Dla wyższych ilości obrotów obliczamy  $\mu$  z równania (16):

$n = 100$	$300$	$500$	$700$
$\mu = 0,00363$	$0,0063$	$0,00815$	$0,00962$

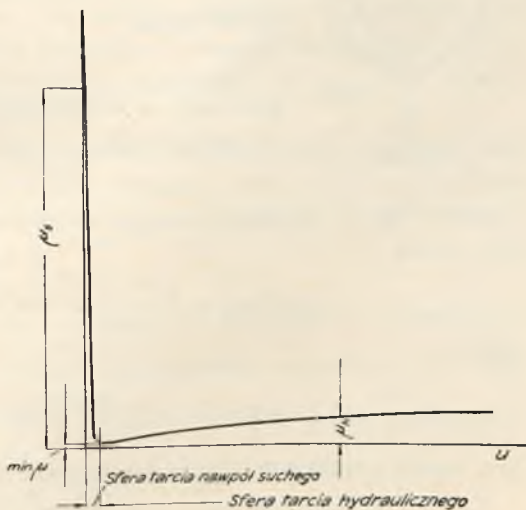
<sup>1)</sup> Vide literaturę podaną w końcu tego rozdziału.

Przebieg  $\mu$  według Gumbela podany jest na rys. 44 dla  $p = 20 \text{ kg/cm}^2$ . Oprócz tego podane są takie same krzywe dla  $p = 7,5$  i  $100 \text{ kg/cm}^2$ . Poza tym nakreślona jest krzywa  $\mu$  według Schiebela oraz przebieg  $\mu$  według doświadczeń Striebecka.



Rys. 44.

Wykres  $\mu - u$  (rys. 45) charakteryzuje również przebieg tarcia w łożysku w zależności od ilości obrotów. Przy  $u = 0$  mamy metaliczny dotyk czopa do panewki i współczynnik tarcia posiada swą maksymalną wartość  $\mu_s$  (współczynnik tarcia suchego).  $\mu_s$  jest około 40 razy większy od  $\mu_{\min}$ . Dokładnie biorąc, metaliczny dotyk nie zachodzi na całej długości czopa, lecz tylko w pewnych miejscach, gdzie stykają się najwyższe punkty nierówności, których obróbka, chociażby nawet bardzo dokładna, zupełnie usunąć nie może. Tylko w tych miejscach oliwa zostaje z powierzchni dotyku wyparta. Gdyby powierzchnie były idealnie dokładne i gładkie, trzeba byłoby użyć nieskończenie dużego nacisku, aby wyprzeć oliwę z przestrzeni między dwiema powierzchniami ślizgowymi.



Rys. 45.

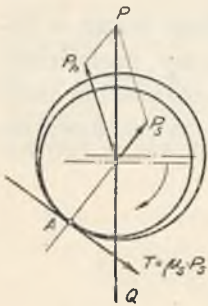
Przy bardzo małej wartości  $u$ , tj. gdy siła napędowa pokonała opory tarcia spoczynku czopa, współczynnik tarcia bardzo raptownie opada. Działanie klina oliwnego jest

jeszcze nieznaczące, ponieważ nie mamy jeszcze potrzebnej do tego prędkości poślizgu. Znajdujemy się w sferze tarcia na wpół suchego i możemy zauważyć zjawisko podnoszenia się czopa w kierunku przeciwnym do obrotu, traktowanego często w podręcznikach mechaniki technicznej przy rozważaniu tarcia według prawa Coulomba. Przy pewnej ilości obrotów, gdy klin oliwny zaczyna działać, nastąpi oderwanie się czopa od panewki (Ausklinken) i odtąd współczynnik tarcia zaczyna się zmieniać według prawa

$$\mu = k \sqrt{\frac{\eta \omega}{P}}$$

Przy tej wartości prędkości obwodowej mamy najmniejszą wartość  $\mu$ . Począwszy od tej wartości  $\mu$  możemy mówić o współczynniku tarcia hydraulicznego i w wykresie przechodzimy do sfery tarcia hydraulicznego przy smarowaniu doskonałym.

Mamy obecnie zamiar zbadać bliżej sferę tarcia na wpół suchego. Rozkład sił, działających na czop, jest przedstawiony na rys. 46.  $P_h$  jest wypadkową hydraulicznego nacisku w klinie oliwnym. Nacisk ten już posiada pewną wartość, lecz jest jeszcze za mały, aby unieść czop od panewki.  $P_s$  jest naciskiem panewki na czop, który przejawia się przy metalicznym dotyku obu powierzchni. Geometryczna suma tych dwóch sił równa się zewnętrznemu obciążeniu czopa  $Q$ .



Rys. 46.

Opór tarcia

$$\bar{P} = \bar{P}_h + \bar{P}_s = \bar{Q}$$

$$T = T_s + T_h$$

powstaje z dwóch składowych:  $T_s$  opór tarcia suchego w punkcie A:

$$T_s = \mu_s \cdot P_s$$

i oporu tarcia hydraulicznego w klinie oliwnym  $T_h$ . Ogólny współczynnik tarcia

$$\mu = \frac{T}{P} = \frac{\mu_s P_s + T_h}{P} = \frac{\mu_s P_s}{P} + \frac{T_h}{P} = \mu'_s + \mu_h \quad (69)$$

gdzie

$$\mu'_s = \mu_s \cdot \frac{P_s}{P}$$

jest współczynnikiem tarcia suchego.

$$\mu_h = \frac{T_h}{P} = f(u)$$

jest współczynnikiem tarcia hydraulicznego. Wartości  $\mu'_s$  i  $\mu_h$  można odczytać z wykresu rys. 45.

Badania HEINA<sup>1)</sup> wykazały, że dla każdego gatunku oliwy istnieje pewna krytyczna prędkość posuwu powierzchni ślizgowych. Jeżeli obniżając ilość obrotów czopa przekroczymy tę krytyczną prędkość, nie jesteśmy w stanie usunąć zjawiska na wpół suchego tarcia, chociażbyśmy doprowadzali do łożyska oliwę w nieograniczonej ilości.

Porównując te krytyczne prędkości przy różnych ilościach obrotów, możemy zauważyć, że współczynnik lepkości i prędkości posuwu za każdym razem stoją w odwrotnym stosunku względem siebie, albo iloczyn ilości obrotów i współczynnika lepkości jest wielkością stałą. Przy 20-krotnej zmianie wartości współczynnika lepkości iloczyn ten zmienia się tylko o 75%. Hein potwierdził więc, że stan ruchu jest zależny od wyrazu

$$E = \frac{\eta \omega}{p}$$

nazwanego efektem smarowania. Graniczną wartość

$$E_k = \frac{\eta \omega}{p_{max}}$$

można przyjąć dla danego łożyska w przybliżeniu za wielkość stałą.

Wstawiając wymiary dla  $\eta$  w  $\frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m}}$  i dla  $p$   $\text{kg}/\text{cm}^2$  otrzymujemy

$$E_k = \frac{\eta \omega}{p_{max}} \cdot 10^{-4} \cong \text{const.}$$

$E_k$  określa zależność, jaka istnieje między  $\eta$ ,  $\omega$  i  $p_{max}$  gdy się zbliżymy do granicy tarcia hydraulicznego.  $E_k$  należy określać z doświadczeń; mając  $E_k$  możemy określić wartość jednego z trzech parametrów przy zmianie dwóch pozostałych. Rachunkowo określone  $E_k$  nie daje wyników, na których można było by polegać.

Doświadczenia, wykonane w laboratorium maszynowym politechniki w Karlsruhe<sup>2)</sup> wykazały, że w pobliżu granicy tarcia hydraulicznego współczynnik  $k$  wzoru

$$p_c = k \sqrt{\frac{\eta \omega}{p}}$$

posiada wartość 4. W tym samym laboratorium określono<sup>3)</sup> minimalne wartości  $\eta \frac{n}{p}$ , po przekroczeniu których smarowanie przestaje być doskonałym tj. następuje tarcie na wpół suche. Badania były wykonane nad łożyskiem

$$l : d = 1,23$$

Wyniki przeliczyłem na luzy według DIN dla obróbki zwykłej.

$$h = \frac{4,75}{2} \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot \sqrt[3]{d} + 0,02$$

<sup>1)</sup> (14). <sup>2)</sup> (43). <sup>3)</sup> (33).

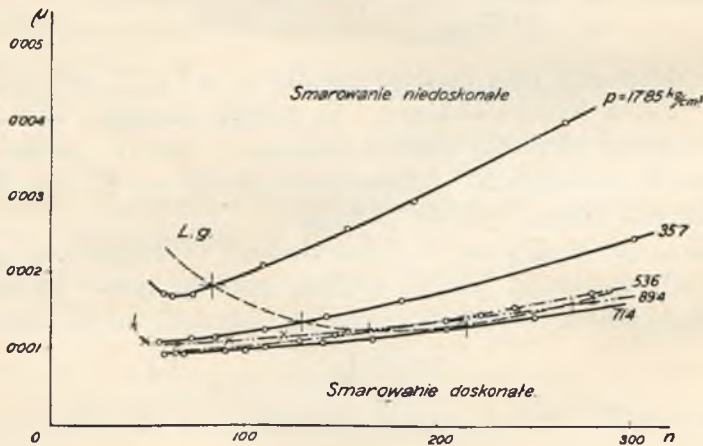


$d =$	40	60	80	100	150	250	400
$h =$	0,0595	0,0664	0,0712	0,0752	0,0831	0,0949	0,1075
$\eta \frac{n}{p}$	0,835	0,843	0,851	0,859	0,877	0,908	0,970

Okazuje się, że przy dziesięciokrotnym zwiększeniu średnicy efekt smarowania zwiększy się tylko o 7,65%. Okazuje się, że efekt smarowania w granicznych warunkach nawet przy zmiennych średnicach jest w przybliżeniu wielkością stałą.

Przy uruchomieniu wzgl. zatrzymywaniu maszyny czop przebiega każdorazowo granicę między stanem tarcia na wół suchego i hydraulicznego. Przy dużych maszynach z dużymi momentami bezwładności mas wirujących bywają przewidziane specjalne przyrządy hamujące ruch mas wirujących aż do zatrzymania. Przy działaniu tych hamujących przyrządów czas zatrzymania maszyny skraca się z jednej godziny do 2 lub 3 min.<sup>1)</sup> W tak krótkim czasie nawet najsilniej obciążone łożysko nie zostanie uszkodzone.

W przypadku turbin parowych i turbokompresorów przed uruchomieniem należy puścić w ruch pomocniczą pompę oliwną z napędem parowym wzgl. elektrycznym przy dużych maszynach, albo z napędem ręcznym przy mniejszych do 1500 kW. Pompa ta wytwarza ciśnienie w oliwie, która chroni łożyska od zatarcia się przed osiągnięciem nor-



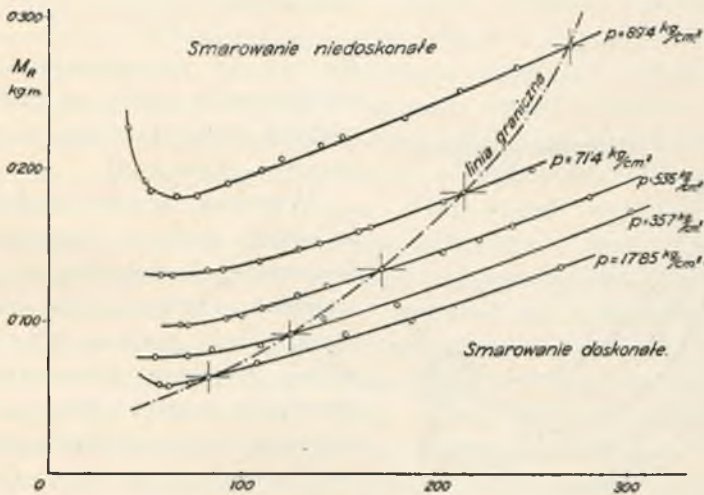
Rys. 47.

malnej ilości obrotów maszyny głównej. Jeżeli łożyska są bardzo silnie obciążone, zaopatrujemy daną maszynę w pompę wysokoprężną, która doprowadza oliwę do łożyska w najbardziej obciążonej strefie powierzchni ślizgowej pod tak wysokim ciśnieniem, że uzyskane nadciśnienie wynoszące nieraz 100 at i więcej unosi czop wraz z obciążeniem

<sup>1)</sup> Z. 1926, str. 1666.

z nad panewki już podczas rozruchu<sup>1)</sup>. Taki system smarowania znajduje zastosowanie w kolejnictwie.

Odrywanie się czopa od panewki przy małych obciążeniach następuje dosyć raptownie, natomiast przy dużych obciążeniach okres odry-



Rys. 48.

wania przedłuża się znacznie i rozciąga się na stosunkowo dużą zmianę ilości obrotów. Na rys. 44 krzywa  $\mu$  przy  $7,5 \text{ kg/cm}^2$  ostro dotyka granicy przy  $\mu = 0,00148$ , natomiast przy  $p = 100 \text{ kg/cm}^2$  przylega bardzo płasko.

Badania WELLSA<sup>2)</sup> wykazały, że przy zmianie prędkości obwodowej od  $u = 13,7$  do  $50 \text{ m/s}$  i zmianie ciśnienia jednostkowego od  $p = 7,7$  do  $20 \text{ at}$  współczynnik tarcia był prawie niezależny od ciśnienia jednostkowego i prędkości poślizgu. Istnieje natomiast pewna dolna granica tej prędkości zależna od rodzaju oliwy, obciążenia i stanu obróbki powierzchni. Te wyniki nie zupełnie się zgadzają z badaniami nowszej doby BÜCHEGO<sup>3)</sup>. Büche badał łożysko  $d = 70 \text{ l} = 80 \text{ mm}$ , które obciążał od  $Q = 1000$  do  $5000 \text{ kg}$ , co odpowiadało  $p = 17,85$  do  $89,4 \text{ kg/cm}^2$ . Granicę tarcia hydraulicznego i na wpół suchego ustalał Büche metodą elektryczną, mianowicie mierzył opory elektryczne między czopem a panewką. Notował ilość obrotów, przy których na ogół biorąc, opory były jeszcze bardzo wysokie, ale od czasu do czasu wykazywały przejściowe raptowne skoki na niskie wartości.

Widocznie przy tych ilościach obrotów występowały pierwsze sporadyczne dotyki nierówności powierzchni ślizgowych. Doświadczenia wykazały, że granica między sferą tarcia na wpół suchego i hydraulicznego tylko przy stosunkowo niewysokich obciążeniach leży przy mi-

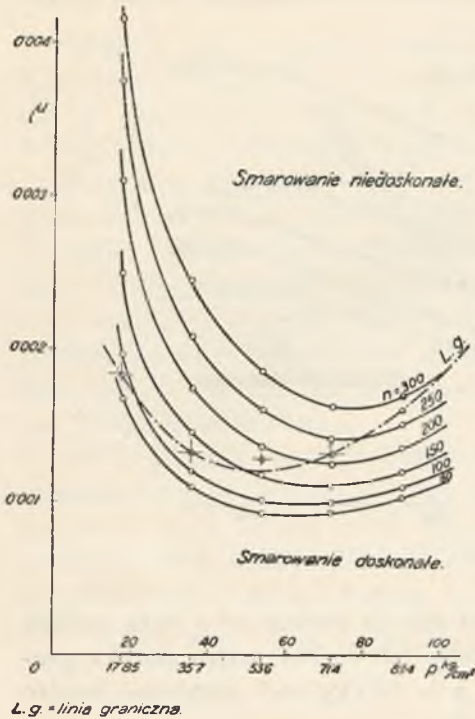
<sup>1)</sup> (45).    <sup>2)</sup> (44) i (33).    <sup>3)</sup> (3).

nimum współczynnika tarcia; przy wyższych obciążeniach leży ta granica w znacznej odległości od tego minimum (rys. 47). Jaskrawiej uwiadczenia się wymieniona granica sfer na wykresach rys. 48, gdzie na osi rzędnych odkładamy momenty tarcia

$$M_R = Q \mu r$$

Na rys. 49 przedstawiono przebieg współczynnika tarcia w zależności od nacisku jednostkowego z podaniem krzywej granicznej.

Widzimy, że przy badaniu tarcia na wół suchego (smarowania niedoskonałego) wchodzi w grę różne zjawiska. Oprócz dotąd rozpatrywanych, należy jeszcze wymienić zjawisko napięcia powierzchniowego, adsorpcję między oliwą a metalem, kapilarne ciepło zwilżania powierzchni metalowych przez oliwę i inne. Te zjawiska w połączeniu z problemem tarcia oczekują jeszcze gruntownego zbadania. Zagadnienie tarcia na wół suchego, w którym stykają się chemia, fizyka molekularna i hydrodynamika z konstrukcją nie jest jeszcze w dostatecznej mierze rozwiązane.



Rys. 49.

## LITERATURA dotycząca tego działu

- (18) KIESSKALT, Bedeutung der hydrodynamischen Lagerreibungstheorie für die Praxis, Z. 1927, str. 218.
- (2) BLOM, Neuere Theorien über den Aufbau des Schmieroelfilms, Petroleum, 1929, Nr 45.
- (6) DUFFING, Grenzreibung bei gleichförmiger Geschwindigkeit, Z. 1929, str. 1329.
- (33) SCHNEIDER, Versuche über Reibung in Gleitlagern, Petroleum 1930, Nr 7 i 11.
- (3) BÜCHE, Untersuchung über molekularphysische Eigenschaften der Schmiermittel und ihre Bedeutung bei halbflüssiger Reibung, Petroleum 1931, str. 587.
- (14) HEIN, Experimentelle Untersuchung der Grenzbedingungen flüssiger Reibung, Petroleum 1932, Nr 19.
- (43) WALGER, Schmiertechnische Untersuchungen, Z. 1932, str. 205.

## MATERIAŁ PANEWEK

Materiał panewek i czopa odgrywają podrzędną rolę, gdy łożysko pracuje przy doskonałym smarowaniu. Gdy natomiast uruchamiamy względnie zatrzymujemy maszynę i czop w panewce przechodzi przez okres smarowania niedoskonałego, albo gdy czop pracuje stale w takich warunkach smarowania, wtedy występuje metaliczny dotyk. W tych warunkach sprawa materiału staje się nadzwyczaj aktualną. Dokładne pomiary wykazały, że przy toczeniu stali wzgl. metalu, z którego wykonano panewkę, otrzymujemy nierówności o głębokości 0,01 do 0,02 mm, przy szlifowaniu 0,004 do 0,005 mm. Nierówności te zostają usunięte w czasie wpracowania się powierzchni ślizgowych, przy czym nierówności w białym metalu zostają rozciśnięte, natomiast na brązie — starte.

Panuje mniemanie<sup>1)</sup>, że idealny materiał na panewkę jest taki, w którym twarde elementy znajdują się w miękkiej osnowie materiału<sup>2)</sup>. Takie właściwości posiada biały metal łożyskowy oraz brąz forsforowy. Stopy, w skład których wchodzi cynk, są nieodpowiednie, ponieważ zachodzi obawa uszkodzenia polerowanej powierzchni czopa. Przeważnie używane są: biały metal tj. stopy cynowe wzgl. cyna — ołowiane oraz brąz fosforowy.

BAUER<sup>3)</sup> podaje skład białego metalu dla panewek turbin wysoko-obrotowych: cyny 78%, antymonu 13%, miedzi 6%, ołowiu 3%. Według DIN 1703: cyny 80%, antymonu 12%, miedzi 6%, ołowiu 2%.

Dla panewek turbin wolno-obrotowych Bauer poleca stop następującego składu: cyny 42%, ołowiu 42%, antymonu 15%, miedzi 1%. Według DIN 1703: cyny 42%, ołowiu 41%, antymonu 14%, miedzi 3%. Temperatura topienia białego metalu z zawartością ołowiu wynosi 400° do 180° C.

Biały metal bez zawartości ołowiu składa się z następujących części: cyny 86,5%, antymonu 7,5%, miedzi 6%. Według DIN 1703: cyny 86,5%, antymonu 10%, miedzi 10%. Do roztopionej miedzi wrzucamy stopniowo antymon i 40% przeznaczonej ilości cyny. Po dokładnym rozmieszaniu wylewamy do formy i po ostudzeniu rozbijamy na drobne kawałki. Do powtórnie roztopionego stopu dodajemy pozostałe 60% cyny, dokładnie mieszamy i wylewamy panewkę. Temperatura topienia 400° do 235° C. Nie należy rozgrzewać stopów więcej niż o 50° ponad temperaturę topienia.

Sposób ochładzania wylanej białym metalem panewki odgrywa znaczną rolę na jej jakość. Panewki z białym metalem ochładzane powoli wykazują gruboziarnisty przełom, natomiast ochładzane prędko — drobnoziarnisty<sup>4)</sup>. Badania przeprowadzone w AEG wykazały, że panewki wylane białym metalem i prędko ochładzane znacznie lepiej się zachowywały przy niedoskonałym smarowaniu, niż wolno ochładzane. Próby

<sup>1)</sup> (4) str. 80. <sup>2)</sup> (22). <sup>3)</sup> (1). <sup>4)</sup> (25) str. 183 i 184.

wykonane nad takimi łożyskami wykazały, że najlepiej znosiły brak smarowania panewki wylane białym metalem o zawartości 78% Sn. Stop o zawartości 42% Sn do szybkobieżnych maszyn ( $u = 14,1$  m/s,  $p = 4,5$  kg/cm<sup>2</sup>) nie nadawał się. Lepsze wyniki otrzymano ze stopem 10% Sn, 16-17% Sb, 69 do 70% Pb i 3-4% Cu. Ten stop dawał się ulepszać przez prędkie ochładzanie.

Oprócz białego metalu do panewek silniej obciążonych oraz pracujących przy wyższych temperaturach używamy brązu fosforowego, który według DIN 1705.I składa się z następujących części: miedzi 93,7%, cyny 6%, fosforu 0,3%. Domieszka fosforu powoduje twardość stopu i nie powinna przekraczać 1%. Domieszki cynku, żelaza lub niklu są szkodliwe, wobec tego można używać do stapiania tylko metali świeżych. Struktura brązu po odlaniu wykazuje miejsca ciemne o dużej zawartości miedzi, jaśniejsze — o nieznacznej zawartości miedzi i w końcu zupełnie jasne miejsca, które przedstawiają kryształy i są nadzwyczaj twarde. Jeżeli użyjemy takiego materiału do panewek, wtenczas miękkie miejsca powierzchni zużyją się prędzej od twardych, które w następstwie zaczną nadgryzać utwardzoną powierzchnię czopa, co wystąpi szczególnie jaskrawo przy niedostatecznym smarowaniu wzgl. przy bardzo wysokich jednostkowych naciskach. Wobec tego, że stop odlany, w stanie pierwotnym, nie nadaje się na materiał panewkowy, należy go ulepszyć przez wielokrotne ciągnięcie w stanie zimnym; po każdorazowej operacji należy materiał wyżarzyć i wytrawić. Te operacje należy powtórzyć 6 do 8 razy. Przez proces ulepszania poprzednio istniejące pory odlewnicze zostają usunięte, materiał staje się zupełnie zwartym i jednorodnym. Kryształy zostały zgniecione i nie ma już tych wybitnie twardych miejsc na powierzchni ślizgowej.

Ze specjalnych stopów miedziowych można wymienić tzw. »Carobronze« brąz, wyrabiany w Carobronze Röhrenwerk w Wiedniu. Skład tego brązu jest następujący<sup>1)</sup>: miedzi 91,2%, cyny 8,5%, fosforu 0,3%. Liczby charakteryzujące wytrzymałość Carobronze, przeznaczonego na panewki maszyn wysokoobrotowych, pracujących przy wysokich temperaturach, są następujące<sup>2)</sup>:

Granica plastyczności . . . . .	25 do 45 kg/mm <sup>2</sup>
Doraźna wytrzymałość . . . . .	40 do 55 „
Wydłużenie ( $l = 5d$ ) . . . . .	55 do 35%
Twardość według Brinella (5/250/30) .	110 do 170 kg/mm <sup>2</sup>

Obok »Carobronze« spotykamy także »Nidabronze« wyrobu Vereinigte Deutsche Metallwerke AG Frankfurt/M<sup>3)</sup>. Skład tego brązu jest podobny do powyższego gatunku: 91 do 92% miedzi, 9 do 8% cyny i odpow.

<sup>1)</sup> RIEBE, Z. 1934, str. 444.

<sup>2)</sup> Carobronze-Mitteilungen Nr 1 2.

<sup>3)</sup> Publikacja: Nida-Bronze CA 380/34. V. D. M, z roku 1935.

zawartości fosforu. Liczby, charakteryzujące wytrzymałość tego materiału, przeznaczonego do łożysk na wysoką ilość obrotów i wysoki nacisk jednostkowy, są następujące:

Granica plastyczności . . . . .	30 do 50 kg/mm <sup>2</sup>
Doraźna wytrzymałość . . . . .	40 do 60 „
Wydłużenie . . . . .	30 do 15%
Twardość według Brinella (10/100/3 min)	95 do 125 kg/mm <sup>2</sup>
Przy podwyższeniu temperatury o . . . . .	$t = 179^{\circ}\text{C}$ 279 <sup>o</sup> C
doraźna wytrzymałość opada o . . . . .	5,05% 13,6%

Poza tym mamy jeszcze brąz na panewki »Glyco« wyrobu Glyco-Metallwerke Daelen & Loos; Wiesbaden-Schierstein. Liczby charakterystyczne są następujące<sup>1)</sup>:

Doraźna wytrzymałość na ciągnięcie . . . . .	14 do 16 kg/mm <sup>2</sup>
„ „ „ zgniot . . . . .	48 do 52 „
Twardość według Brinella . . . . .	28 do 32 „

Przy podwyższeniu temperatury od 20<sup>o</sup> do 150<sup>o</sup> C twardość według Brinella opada tylko z 32 do 22.

Należy wspomnieć jeszcze o pewnym materiale tzw. »Novotext«, który zaczyna wchodzić w użycie w zastosowaniu do niektórych panewek. »Novotext«, wyrobu AEG Berlin, jest to połączenie bakelitu (żywicy fenolowej) z tkaniną bawełnianą. Stopień twardości według Brinella 220 kg/mm<sup>2</sup> (5/750/30). Ciężar właściwy 1,4. Obrabiać można jak drzewo wzgl. mosiądz bez smarowania wzgl. chłodzenia. »Novotext« jest niewrażliwy na wilgoć i ciepło; posiada wysoką wytrzymałość na rozciąganie i jest ciągliwym materiałem. Panewki z »Nevotextu« otrzymujemy przez prasowanie materiału w odpowiednich formach. Nacisk jednostkowy może dojść do 70 kg/cm<sup>2</sup>. Chłodzenie odbywa się oliwą lub wodą, smaruje się tłuszczami, oliwą lub wodą. Grafit i siarka działają ujemnie na materiał<sup>2)</sup>.

Do wysokich ilości obrotów nadaje się również jako materiał do panewek miękka guma, szczególnie w tych przypadkach, gdy łożysko styka się z wodą (pompy studienne, wały okrętów z napędem śrubowym). Nacisk jednostkowy od 42—56 kg/cm<sup>2</sup> nie wywołał ujemnych skutków. Prędkość obwodowa ma być przynajmniej  $u = 2,5$  m/s. Czopy mają być polerowane. Smarowanie odbywa się wodą. Panewki z miękkiej gumy są niewrażliwe na zanieczyszczenie piaskiem i posiadają bardzo niski współczynnik tarcia<sup>3)</sup>.

<sup>1)</sup> Publikacja firmy D 21/933.

<sup>2)</sup> AEG — Mitteilungen: 1931, str. 112. 1932, str. 129; 1933, str. 78. 1935, str. 135. Z. 1933, str. 279. <sup>3)</sup> Z. 1931, str. 94.

## ŁOŻYSKA PRZEZNACZONE DO NAJWYŻSZYCH OBCIĄŻEŃ.

Już w roku 1917 FREUDENREICH zauważył<sup>1)</sup>, że wykonywanie dłuższych łożysk, niż  $l = 1,5 d$  nie jest wskazane. Praktyka poszła tą drogą i przekonano się, że istotnie dla szybkobieżnych maszyn powyższy stosunek jest najodpowiedniejszy (dla stosunkowo niskich ciśnień). Dłuższe łożyska posiadają m. i. tę wadę, że praca tarcia jest niepotrzebnie wysoka. Dla średnich i wyższych ciśnień jednostkowych należy wykonywać łożyska

$$l = 1,2 d \text{ do } 0,8 d$$

wtedy gdy dla wysokich i najwyższych ciśnień można skrócić łożysko do

$$l = 0,5 d$$

Przy wybitnym braku miejsca można zaryzykować nawet

$$l = 0,3 d$$

Falz<sup>2)</sup> obliczył, że uwzględniając możliwie wszelkie towarzyszące łożyskom warunki pracy, najwyższe obciążenie  $p = 400 \text{ kg/cm}^2$  może być osiągnięte przy

$$l \cong 0,25 d$$

Doświadczenia, przeprowadzone w Stacji Doświadczalnej Politechniki Charlottenburskiej<sup>3)</sup>, potwierdziły częściowo twierdzenia Falza; najwyższe ciśnienie jednostkowe  $p = 330 \text{ kg/cm}^2$  otrzymano przy

$$l = 0,35 d$$

Tak wysokie obciążenie jednostkowe można osiągnąć tylko wtedy:

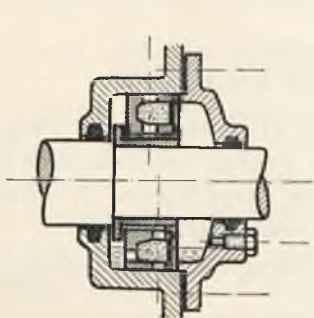
- 1) gdy materiał panewek i czopa będzie odpowiednio wybrany i przygotowany (ulepszanie, utwardzanie itp.)
- 2) gdy obróbka materiałów będzie posunięta do możliwie najwyższych granic dokładności,
- 3) gdy konstrukcja łożyska będzie celowa i
- 4) gdy warunki pracy ( $n$ ,  $u$ ,  $\eta$ ,  $t$ ) będą odpowiednie.

Z poprzednio wymienionych materiałów Carobraz i Nidabraz w zastosowaniu do łożysk maszyn wysoko-obrotowych wykazały istotnie bardzo doniosłe właściwości. Materiał ten zostaje wyciągnięty w rury, które używamy na tuleje łożyskowe. Tuleje te włączamy do panewek i wewnętrzną powierzchnię dokładnie obrabiamy przez szlifowanie, »lapping«, »honing«, wzgl. gładzenie. Na wał nasadzamy stalową tuleję; obie tuleje są dopasowane wzajemnie do siebie w specjalnej fabryce takich łożysk. Montaż takiego łożyska jest wobec tego bardzo uproszczony. Wykonujemy także panewki dwudzielne.

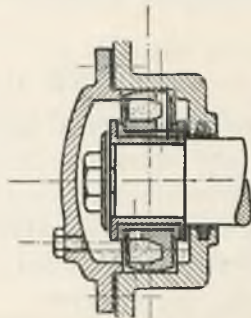
Panewki »Thermodur« wyrobu Glyco-Metallwerke są dwudzielne i składają się ze szkieletu stalowego wyłożonego brązem. Te dwa materiały (stal i brąz) są tak szczelnie połączone patentowanym sposobem

1) (8) str. 29.    2) (7) str. 64.    3) Carobronze-Mitteilungen 1932, Nr 1, str. 10.

przez spawanie, że ani przy obróbce (na wiórach) ani w czasie pracy połączenie nie puszcza. Obciążenia  $p=140$  do  $215 \text{ kg/cm}^2$  przy  $u=10$  do  $7 \text{ m/s}$  a więc  $pu=1400$  do  $1500$  są uważane przy tych panewkach



Rys. 50.



Rys. 51.

za normalne. Przy wzroście obciążenia z  $7 \text{ kg/cm}^2$  do  $22 \text{ kg/cm}^2$  temperatura w panewce wzrasta od  $120^\circ$  do  $128^\circ \text{C}$ .  $l=0,75 d$ .

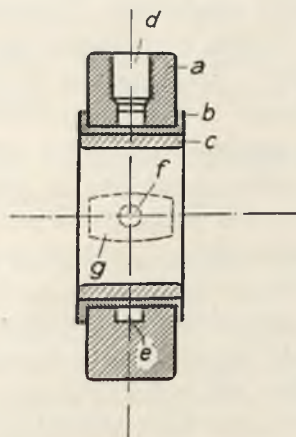
Badanie łożyska z Carobrazu (rys. 50 i 51)<sup>1)</sup> wykazało następujące wyniki:

1) Nadwyżka temperatury względem otoczenia  $\Delta t=60^\circ \text{C}$ , prędkość poślizgu  $u=2 \text{ m/s}$ , nacisk  $p=350 \text{ kg/cm}^2$ ,  $pu=700$ .

2) Przy innym łożysku  $d=40$ ,  $l=24$ ,  $l/d=0,6$ , temperatura łożyska  $t=73^\circ \text{C}$ ,  $p=83 \text{ kg/cm}^2$ ,  $pu=300$ .

3) Przy łożysku  $d=25$ ,  $l=18$ ,  $l/d=0,72$ ,  $t=68$ ,  $pu=500$ .

4) Najwyższe osiągnięte<sup>2)</sup>  $pu=1210$  przy  $p=161 \text{ kg/cm}^2$   $u=7,5$ . Przy specjalnych smarach prędkość poślizgu była doprowadzona do  $u=30 \text{ m/s}$  przy tym  $pu=600$   $t=73^\circ \text{C}$ . Łożysko według rys. 52.



Rys. 52.

Panewki wykonane z Nidabrazu<sup>3)</sup> dają najlepsze rezultaty przy  $d=0,5 l$ . Czop ma być wykonywany ze stali utwardzonej. Luz oblicza się z relacji  $h=0,001 d$ . Łożysko  $d=40$ ,  $l=20$ .  $d=0,5 l$ , dało następujące wyniki przy badaniu:

$u =$	8	6	4	2	1,46 m/s
$p =$	50	82	140	300	400 kg/cm <sup>2</sup>
$pu =$	400	492	560	600	584

Przy materiale Nidabraz osiągnięto maksymalnie

$$pu = 250. \quad 5,5 = 1375$$

<sup>1)</sup> Carobronze-Mitteilungen 1933, Nr 2    <sup>2)</sup> Z. 1934, str. 444.

<sup>3)</sup> Publikacja: Nida-Bronze V. D. M.



STIEBER<sup>1)</sup> wspomina o osiągniętej przez niego maksymalnej wartości

$$pu = 75.23 = 1725$$

przy temperaturze łożyska 160°C, nie podaje jednak nazwy materiału panewek.

## RÓŻNE GATUNKI SMARÓW

Od smarowania łożysk żąda się, aby 1) powierzchnie ślizgowe czopa i panewki były oddzielone dostatecznie grubą i dostatecznie silnie przylegającą do powierzchni warstwą smaru, przy czym 2) smar powinien wykazać jak najmniejsze własne tarcie wewnętrzne.

Rozpatrzmy różne smary, przede wszystkim tłuszcze, z których najważniejszą rolę odgrywa

### OLIWA

mineralnego pochodzenia. Oliwę używaną do łożysk turbin parowych i kompresorów otrzymujemy przez rafinowanie ropy i oczyszczenie sposobem Edeleanu (kwasem siarkawym przy — 10°C)<sup>2)</sup>.

Z oliw pochodzenia roślinnego wchodzi w rachubę jeszcze rycyna i olej arachisowy (Erdnussoel).

Celem otrzymania oliwy, która dobrze zwilżałaby powierzchnie ślizgowe i przylegałaby do nich, mieszamy nieraz oliwy pochodzenia mineralnego z oliwami pochodzenia roślinnego wzgl. zwierzęcego. Poza tym do smarowania łożysk używamy oliwy, znanej pod nazwą »Votol«<sup>3)</sup>. Jest to oliwa pochodzenia mineralnego o stosunkowo niskim współczynniku lepkości, którą poddajemy działaniu prądu elektrycznego o wysokiej częstotliwości. Powstaje przy tym zjawisko polimeryzacji (tworzenie się zwiększonych grup molekuł). Przez taki zabieg otrzymujemy oliwę o wysokich właściwościach smarnych; współczynnik tarcia hydraulicznego jest bardzo niski; maszyny, łożyska których są smarowane votolem, lekko się rozpędzają przy niskich temperaturach oliwy i mogą pracować przy wysokich temperaturach.

Badanie oliwy. Przez laboratoryjne badanie określamy właściwości oliwy, mianowicie kolor, ciężar właściwy, lepkość, temperaturę krzepnięcia, temperaturę zapłonięcia, zawartość kwasów, stopień zmydlenia, zawartość popiołu, stopień gęstości i kroplistości.

Próbki oliwy należy przechowywać w czystych butelkach szklanych. Jeżeli oliwa jest jasna, należy wybierać butelki koloru ciemnego.

Ciężar właściwy określamy areometrem lub piknometrem przy temperaturze 20°C.

<sup>1)</sup> (36) str. 85.

<sup>2)</sup> L. EDELEANU, Die Raffination des Erdöls mit verflüssigter schwefliger Säure, Petroleum, 1923, str. 1195.

R. PLANK, Die Raffination des Petroleums nach dem Edeleanu-Verfahren, Z. 1928, str. 1613.

<sup>3)</sup> (21).

Spółczynnik lepkości określamy viskozymetrami, opartymi na porównaniu czasu wypływu wody i oliwy. Sam współczynnik należy wyrażać

w jednostce opartej albo na technicznym systemie pomiarowym  $\left[ \frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m}} \right]$  albo fizycznym systemie (centipoise)  $\left[ \frac{\text{dyn} \cdot \text{s}}{\text{cm}} \right]$ . Wyniki określenia współ-

czynnika lepkości należy podawać w formie wykresów  $\eta - t^{\circ}\text{C}$ .

Temperatura krzepnięcia, tj. temperatura, przy której lepkość staje się nieskończenie dużą i oliwa przestaje być płynną, daje obraz jak dana oliwa zachowałaby się przy pracy danej maszyny przy niskich temperaturach (np. łożyska wagonów w zimie, turbin wodnych, maszyn chłodniczych itp.).

Temperatura zapłoniczenia jest znowu ważna dla przypadków pracy maszyny przy wysokich temperaturach (ekshaustory do gazów spalinowych, silniki spalinowe itp.). Temperatura zapłoniczenia daje pewne kryterium w ocenie sposobów destylacji oliwy, tj. stwierdza czy oliwa była przegrzana, co jest szkodliwym.

Kwasy mineralne nie powinny znajdować się w świeżej oliwie. Zużyta oliwa zawiera kwasy organiczne, co stanowi kryterium wieku oliwy i określa stopień starzenia się jej. Od zawartości kwasów zależy decyzja, czy dana oliwa nadaje się w dalszym ciągu do łożysk turbin parowych wzgl. turbokompresorów.

Przez określenie stopnia zmydlania się oliwy możemy wnioskować, czy do mineralnych oliw dodano oliwy pochodzenia roślinnego wzgl. zwierzęcego.

Zawartość popiołu po spaleniu wskazuje na stopień czystości danego smaru. W świeżych oliwach mineralnych zawartość popiołu jest tak mała, że można dostrzec zaledwie ślady. W oliwach starych, zużytych, zawartość popiołu może się zwiększyć przez to, że do oliwy mogą przeniknąć najdrobniejsze cząsteczki metalu, jako rezultat zdercia się łożyska.

Stopień gęstości odgrywa dużą rolę w wyborze gatunku oliwy do smarowania łożysk, ponieważ musi ona być odpowiednio dobrana do obciążenia łożyska.

Przez stopień kroplistości rozumiemy najniższą temperaturę, przy której pierwsza kropla się oderwie od kulki rtęciowego termometru, którym mierzymy temperaturę badanej oliwy. Jeżeli w łożysku mogą wystąpić temperatury np.  $130^{\circ}\text{C}$ , to nie można używać do niego oliwy ze stopniem kroplistości np.  $100^{\circ}\text{C}$ , ponieważ przy powyższej temperaturze oliwa byłaby zbyt mało odporna na wyciśnięcie z łożyska.

Przez powyższe laboratoryjne badanie oliwy poznajemy właściwości oliwy i w grubych zarysach możemy określić, do jakich celów badana oliwa może się nadać. Co do smarności i używalności pewnego gatunku oliwy do danego rodzaju maszyn decyduje wyłącznie tylko próba w praktyce.

Badanie używalności oliwy w praktyce może być częściowo zastąpione przez badanie oliwy na specjalnych maszynach, które mają odtworzać możliwie wszystkie warunki pracy, jakie zachodzą w praktyce.

Bardzo ważną rolę odgrywa zjawisko starzenia się oliwy<sup>1)</sup>. Oliwa nie powinna mieć tendencji zżywiczniania się, tworzenia kwasów i osadów. Zżywicznianie się oliwy podwyższa współczynnik tarcia, a tym samym zwiększa zużycie mocy i podwyższa temperaturę. Kwasy w oliwie powodują jej rozkład i tworzenie się osadu; osad natomiast zanieczyszcza przewody, zatyka małe otwory w przewodach itp.

Jeżeli woda przenika do oliwy, tworzy się w niej emulsja, która nadgryza metale; można to dobrze zaobserwować w przypadku przerywanego ruchu maszyny, ponieważ woda powoduje rdzę. Tlenki metali działają jak katalizatory przy zjawisku starzenia się oliwy. Należy wobec tego obierać takie gatunki oliwy, które nie wykazują skłonności tworzenia emulsji.

Do turbin parowych i turbokompresorów używamy oliwy pochodzenia mineralnego o współczynniku lepkości od 0,002 do 0,0029  $\frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m}}$  przy 60° C tj. od 3,25 do 4,5° E.

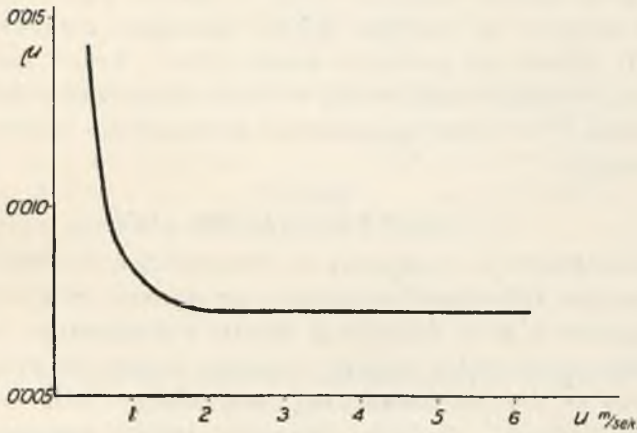
Ogólne uwagi i hipotezy smarowania. Grubość warstwy oliwnej zależy w pierwszym rzędzie od lepkości oliwy. Lepkość oliwy, określona wiskozymetrem, nie jest identyczna z lepkością, jaka się ustala w czasie pracy łożyska. Istnieją oliwy, które w łożyskach pod działaniem obciążenia przyjmują inną lepkość od określonej wiskozymetrem przy tej samej temperaturze. Przyczynę takiego zachowania się oliwy objaśnia się hipotezą, że molekuly pracującej w łożyskach oliwy rozmaicie się układają, zależnie od warunków, istniejących przy pracy łożysk. Molekuly znajdujące się w »nieuporządkowanym stanie« charakteryzują wyższą lepkość. Przez »uporządkowanie stanu« molekul, tj. gdy się one »ułożą na płasko« otrzymujemy niższą lepkość. Takie gatunki oliwy nie wypełniają w dostatecznej mierze wymagania, aby warstwa oliwy była dostatecznie gruba. W czasie rozruchu maszyny, przy niskich obrotach warstwa oliwy jest tym cieńsza, im więcej molekul »ułoży się na płasko«. Niebezpieczeństwo zatarcia się czopa jest większe. Przy wysokich ilościach obrotów wewnętrzne hydrauliczne tarcie takich gatunków oliwy jest mniejsze i wykonują one bardzo dobrze drugi zasadniczy warunek smarowania tj. wymaganie, aby wewnętrzny współczynnik tarcia był minimalny<sup>2)</sup>.

#### W O D A

Woda jako smar wymaga panewek ze specjalnego materiału. Znane są doświadczenia AEG<sup>3)</sup> nad panewką z nowotekstu o średnicy 152 mm, smarowaną i chłodzoną wodą przy obciążeniu  $p = 35 \text{ kg/cm}^2$ . Na rys. 53 przedstawiono przebieg współczynnika tarcia  $\mu$  w zależności od prędkości

<sup>1)</sup> (26).   <sup>2)</sup> (23).   <sup>3)</sup> AEG—Mitteilungen 1935, str. 135.

obwodowej. Wartości  $\mu$  dla wody przy zastosowaniu panewek z nowotekstu leżą w granicach wartości współczynnika tarcia oliwy w zastosowaniu wysoko wartościowych panewek z brązu. Panewki smarowane wodą mają zastosowanie w przypadku turbin wodnych, w łożyskach przy-



Rys. 53.

śrubowych na okrętach, walcach hutniczych, tj. tam gdzie należy zadowolnić się wyłącznie tylko wodą jako czynnikiem do smarowania i chłodzenia łożysk.

Poza tym woda służy również do smarowania panewek z miękkiej gumy (vide str. 63).

## EMULSJE GRAFITOWE

Grafit naturalny jest to minerał, przedstawiający pewną odmianę węgla; zanieczyszczony jest przeważnie niektórymi nieorganicznymi ciałami. Znajdujemy go przeważnie na Cejlonie i Syberii (koło Irkucka, gdzie pokłady dochodzą do grubości 15 m). Rosyjski grafit bywa w naturalnym stanie już do 97,5% czysty. Dalsze czyszczenie odbywa się albo mechanicznie przez pławienie (szlamowanie), albo elektrycznie przez silne nagrzewanie. Tego rodzaju grafitu nie należy dodawać do smarów, ponieważ zawartość popiołu jest znaczna, który działa jak szmergiel.

Grafit sztuczny otrzymujemy metodą Achesona przez silne nagrzewanie prądem zmiennym w specjalnych piecach elektrycznych koks u naftowego zmieszanego z pewną ilością tlenku żelazowego<sup>1)</sup>. W ten sposób otrzymany grafit zawiera tylko jeszcze 0,017 do 0,116% popiołu, może więc być używany do wyrobu grafitu koloidalnego, tj. gęstej emulsji, przez zmieszanie 20% grafitu z 80% oliwą mineralną.

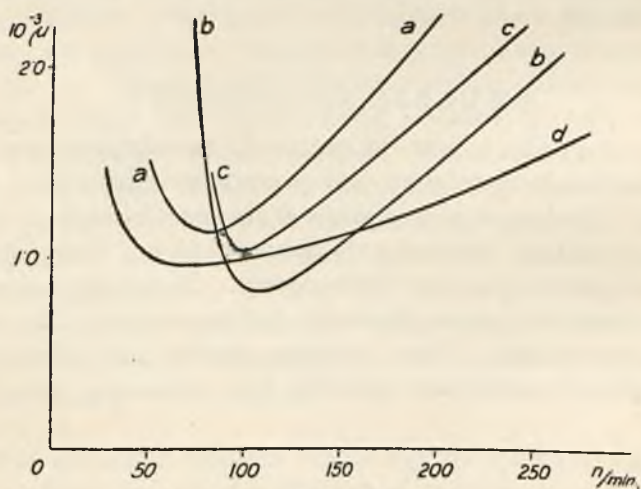
<sup>1)</sup> FITZ-GERALD, Künstlicher Graphit, Halle/S. Knapp. 1904.

Taki preparat nosi nazwę Oildag, Kollag, Erythol, Potensol itp. Do użycia rozcieńcza się koloidalny grafit w danej oliwie jeszcze w stosunku 1% do 5%. Grafit koloidalny wygładza powierzchnie ślizgowe, zmniejsza napięcie powierzchniowe oliwy, powoduje lepsze zwilżanie powierzchni i ściślejsze przyleganie oliwy do niej; w końcu przeciwdziała natychmiastowemu zatarciu się łożyska, gdyby nastąpiła przerwa w dopływie oliwy. Grafit jednak nie polepsza samej oliwy. Przez dodawanie grafitu zmniejszamy współczynnik tarcia w sferze smarowania niedoskonałego o 40%<sup>1)</sup>, natomiast w sferze smarowania doskonałego wpływ grafitu nie jest tak znaczny.

### SYNTETYCZNE SMARY

Na Międzynarodowym kongresie w Strassburgu w roku 1931 Woudhuyzen, BRUXELLES, referował<sup>2)</sup> o pewnym preparacie, otrzymywanym jako produkt odpadkowy przy fabrykacji mydła i margaryny. Preparat ten posiada jakoby właściwości smarne znacznie lepsze niż oliwy mineralne. Otrzymuje się w drodze chemicznej bez jakiego bądź mechanicznego zabiegu wzgl. filtracji. Badania wykazały jakoby nadzwyczajnie niski współczynnik tarcia, należy jednak stosować te smary odmiennie od obecnie używanych sposobów smarowania.

Znane są doskonałe właściwości smarne roztworu cukru<sup>3)</sup>. Zapotrzebowanie takiego smaru, który w zupełności rozpuszczałby się w wodzie, widzimy w przemyśle włókienniczym (plamy na tkaninach). Również



Rys. 54.

w chłodnictwie mamy zapotrzebowanie na smary, nie zawierające tłuszczów, ponieważ chlorek metylu wzgl. dichloretylu itp. działają chemicznie na oliwę.

<sup>1)</sup> (43). <sup>2)</sup> (46). <sup>3)</sup> (42).

I. G. Farbenindustrie produkuje syntetyczne smary, nie zawierające tłuszczów, które posiadają właściwości smarne, odpowiadające najlepszym gatunkom oliw mineralnych. Na rys. 54 przedstawiono przebieg współczynnika tarcia przy obciążeniu  $p = 53,6 \text{ kg/cm}^2$  panewki  $d = 70 \text{ mm}$   $l = 80 \text{ mm}$

$$\eta = 0,0055 \frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m}}$$

krzywa *a* odnosi się do preparatu I przy  $t = 17,5^\circ \text{C}$

„ *b* „ „ „ „ „ Ia „  $t = 29^\circ \text{C}$

„ *c* „ „ „ „ „ IIa „  $t = 32^\circ \text{C}$

„ *d* „ „ „ „ „ „ „  $t = 35^\circ \text{C}$

Łożysko było wylane metalem łożyskowym.

## ZAGADNIENIA SPECJALNE

### KRYTYCZNA ILOŚĆ OBROTÓW, UZALEŻNIONA OD WARUNKÓW, PANUJĄCYCH W ŁOŻYSKACH

Rozwój maszyn wirujących wywołał konieczność rozwiązania całego szeregu nowych zagadnień, między którymi dynamiczne natężenia materiału należą do najważniejszych. Jeden ze szczególnych przypadków zachodzi podczas szybkich obrotów wału, przy czym natężenia materiału są spowodowane drganiami giętymi albo skrętnymi. Amplitudy tych drgań stają się niebezpiecznie duże, jeżeli ilość obrotów zrówna się z ilością drgań własnych wału. Teoria krytycznych obrotów tego rodzaju jest znana i jest rzeczą nietrudną obliczyć te ilości obrotów, które należy omijać.

W przeciwieństwie do tych krytycznych ilości obrotów, opartych na elastycznym odkształceniu wału, znane są inne, oparte na podatności warstwy oliwnej w łożyskach. Na to zjawisko zwrócił uwagę STODOLA<sup>1)</sup> i następnie HUMMEL pod jego kierownictwem rozwinął teorię tego zagadnienia i przeprowadził szereg doświadczeń w Laboratorium Maszynowym Politechniki w Zurychu, które potwierdziły jego teoretyczne wywody<sup>2)</sup>. Hummel dowodzi, że jeżeli ekscentryczność względna  $\chi$  jest mniejsza od 0,7, wtenczas równowaga wału będzie niestała (chwiejna), jeżeli natomiast przekroczy wartość 0,7, wał będzie znajdował się w równowadze stałej. Wał, znajdując się w stanie równowagi niestałej, przy dużych wartościach

$$h = R - r$$

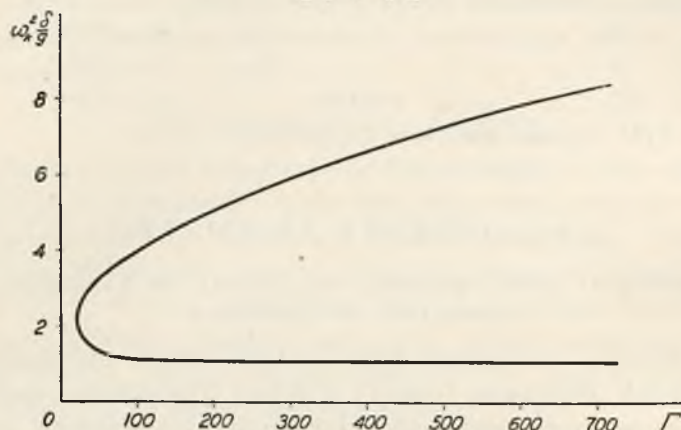
będzie wirował niespokojnie. Po przekroczeniu granicznej wartości  $\chi = 0,7$  ruch wału będzie spokojny; zmieniając ilości obrotów natrafimy na drugą krytyczną ilość obrotów, przyczyna której leży również w łożyskach.

<sup>1)</sup> (38), <sup>2)</sup> (16).

Obliczenie tych krytycznych ilości obrotów jest oparte na hydrodynamicznej teorii smarowania łożysk. Hummel wyprowadza wzory oraz podaje krzywe (rys. 55), które umożliwiają w prosty sposób określenie tych ilości obrotów.

Na osi odciętych odkładamy wartości

$$\Gamma = \left[ \frac{p}{\eta} \left( \frac{h}{r} \right)^2 \right]^2 \cdot \frac{h}{g}$$



Rys. 55.

Na osi rzędnych natomiast

$$\omega_k^2 \cdot \frac{h}{g}$$

Każdej wartości  $\Gamma$  odpowiadają dwie wartości  $\omega_k^2 \frac{h}{g}$ . Dla  $\Gamma = 23,3$  mamy jedną wartość  $\omega_k$ . Mniejszym wartościom  $\Gamma < 23,3$  odpowiada niestała równowaga czopa w panewce.

Zadanie nr 11. Obliczyć obie krytyczne ilości obrotów dla  $d = 200 \Phi$ ,  $l = 410$ ,  $\eta = 0,0012$ ,  $t_2 = 60^\circ \text{C}$ ,  $P = 3300 \text{ kg}$  przy różnych  $h = R - r$ .

Ciśnienie jednostkowe

$$p = \frac{3300}{20 \cdot 41} = 4,025 \text{ kg/cm}^2$$

Jeżeli obierzemy

$$h = R - r = 0,1 \text{ mm}$$

wówczas

$$\Gamma = \left[ \frac{4,025 \cdot 10^4}{0,0012} \right]^2 \cdot \left( \frac{1}{1000} \right)^4 \cdot \frac{0,1}{9810} = \sim 3,35^2 \cdot 10^{14} \cdot 10^{-12} \cdot 10^{-5} = 11,3 \cdot 10^{-3}$$

Podług rys. 55 odpowiada tej wartości  $\Gamma$  stan równowagi chwiejnej. Równowaga ustaliłaby się, gdyby

$$\Gamma = 100.$$

Obliczymy dla tej wartości  $\Gamma$  odpowiednią wartość  $h$ :

$$\Gamma = 3,35^2 \cdot 10^{14} \cdot \left(\frac{h}{100}\right)^4 \cdot h \cdot 10^{-4} = 10^2$$

$$h^5_{\text{mm}} = \frac{10^2 \cdot 10^8 \cdot 10^4}{10^{14} \cdot 11,3} = 0,0885$$

$$\log h = \frac{1}{5} \cdot (0,94694 - 2) = 0,78939 - 1$$

$$h = 0,61 \text{ mm.}$$

$$\frac{h}{g} = 0,621 \cdot 10^{-4}$$

Z wykresu rys. 55 dla  $\Gamma = 100$  odpowiada

$$\omega^2 \frac{h}{g} = 1,085 \text{ wzgl. } 3,97$$

$$\omega_{kI} = \sqrt{\frac{1,085 \cdot 10^4}{0,621}} = 1,32 \cdot 10^2; \quad n_{kI} = \frac{30 \omega}{\pi} = 1260$$

$$\omega_{kII} = \sqrt{\frac{3,97 \cdot 10^4}{0,621}} = 2,53 \cdot 10^2; \quad n_{kII} = 2420$$

Pierwszą krytyczną ilość obrotów możemy obliczyć jeszcze z przybliżonego wzoru;

$$n_{kI} \approx \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{h}} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{9810}{0,61}} = 1210 \text{ obr/min.}$$

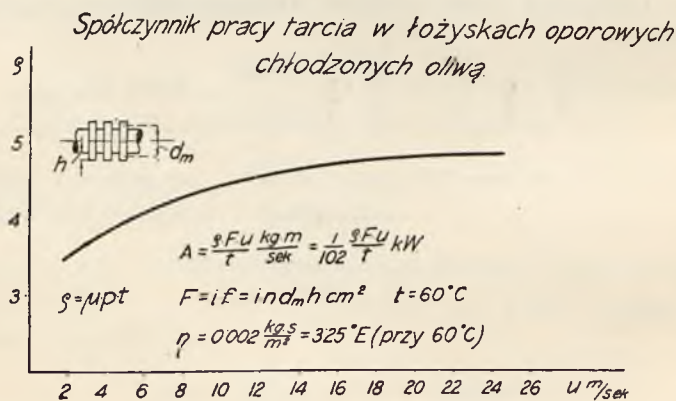


## B. ŁOŻYSKA OPOROWE

### I. ŁOŻYSKA GRZEBIENIOWE.

Łożysko oporowe służy do podwójnego celu: po pierwsze ma utrzymać wirnik w danym położeniu, aby nie nastąpiło zatarcie się o części niewirujące; po drugie, ma przejąć na siebie oddziaływanie posuwu osiowego. W ostatnim przypadku posuw osiowy jest nieraz częściowo zniesiony przez tarczę odciążającą, więc na łożysko przypada tylko nieznaczna część posuwu, pomimo tego łożysko oporowe należy obliczać z dużą rozwagą.

Zapotrzebowanie mocy na pokonanie oporów tarcia w tym łożysku oblicza się w podobny sposób, jak w przypadku łożysk nośnych, korzystając z nieco odmiennych od poprzednich wartości współczynnika  $\rho$  (rys. 56).



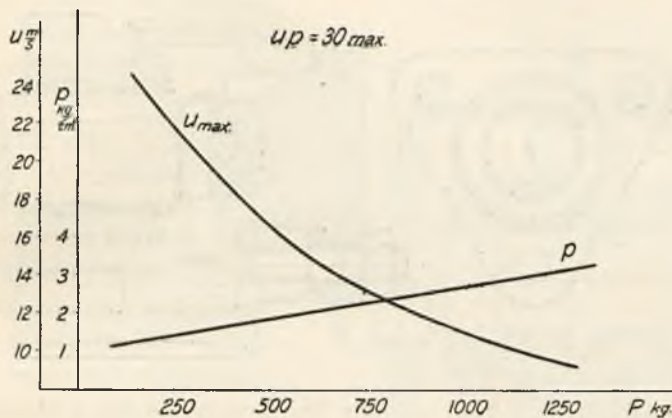
Rys. 56.

Określenie wymiarów łożyska grzebieniowego. Podobnie jak w przypadku łożyska nośnego miarodajnym jest również i tu wybór odpowiedniego ciśnienia jednostkowego  $p$  oraz wartości  $pu$ . Jako kres normalnych wartości można uważać  $p = 4 \text{ kg/cm}^2$  oraz  $u = 8 \text{ m/s}$   $pu = 32$ ; maksymalnych wartości  $p = 10 \text{ kg/cm}^2$  i  $u = 10 \text{ m/s}$   $pu = 100$  należy obierać tylko w krańcowych przypadkach.

Przebieg  $p$  w zależności od  $P$  jest podany na rys. 57. Są to wartości, które dają pewne wyniki i odnoszą się do smarowania pierścienio-

wego. W przypadku smarowania i odprowadzania ciepła za pomocą oliwy sprężonej, ciśnienia można podwyższyć 2 do 2,5-krotnie.

W przypadku turbokompresorów i turbin parowych na grzebieniowe łożysko oporowe nie należy skierowywać większego posuwu osiowego



Rys. 57.

niż  $P = 1500$  kg.  $P$  można zmniejszyć, stosując tarcze odciążające, wzgl. niezmnieszone  $P$  można uchwycić łożyskiem oporowym systemu MICHELLA. Wymiar

$$h = \frac{d_z - d_w}{2}$$

należy wykonywać możliwie jak najmniejszym, ponieważ grzebienie, wirując, działają jak tarcze hamulca hydraulicznego. Oznaczając  $\frac{d_z + d_w}{2} = d_m$  obieramy stosunek

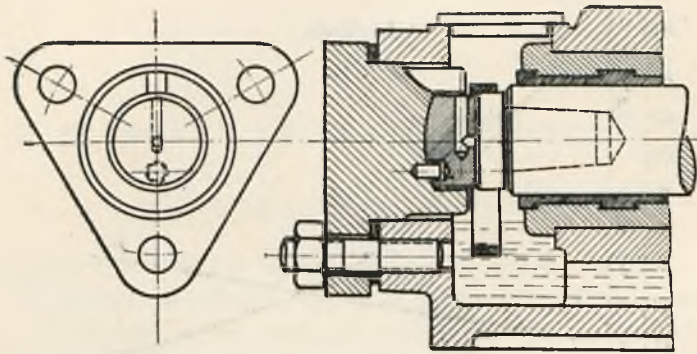
$$\frac{d_m}{h} = 6$$

jako normalny.

Jeżeli grzebienie umieścimy w stosunkowo dużej odległości od siebie, można łożysko grzebieniowe uważać jednocześnie za łożysko nośne, które oblicza się w znany sposób. Grzebienie wykonujemy ze stali bardzo dobrego gatunku. Dla mniejszych jednostek grzebienie robimy z brązu, a brązową tuleję z grzebieniami nasadzamy na stalowy wał. Panewki wykonujemy z żeliwa i wylewamy metalem łożyskowym, albo z brązu dla grzebieni stalowych.

Łożyska oporowe umieszczamy w tych miejscach maszyny, gdzie szczeliny w kierunku osiowym mają być dokładnie utrzymane, albo gdzie zachodzi niebezpieczeństwo, że nastąpi przesunięcie w kierunku osiowym, wywołane przyczynami termicznymi. Poza tym umieszczamy łożysko oporowe tuż obok łożyska nośnego, aby na łożysko oporowe nie oddziaływał wpływ ugięcia wału. Dla niedużych maszyn jest wskazanym połączyć nawet łożysko oporowe z nośnym.

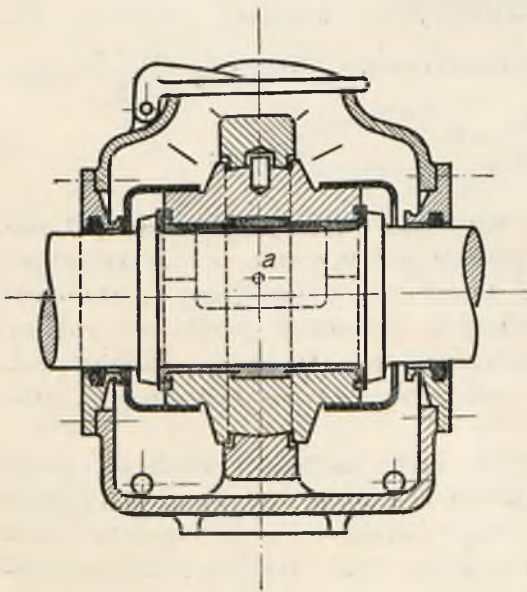
Na rys. 58 przedstawiono łożysko oporowe dla małych sprężarek z niewielkim posuwem osiowym. Stopa łożyska jest ruchoma i może lekko się obracać po kulistej powierzchni i ustawić się odpowiednio do czopa wału. Oliwę do smarowania powierzchni donosi pierścień i przez



Rys. 58.

otwór, nawiercony w stopie w promieniowym kierunku, dopływa oliwa do osi czopa. Przez dodanie wzgl. usunięcie podkładek można uregulować położenie wału.

Łożysko rys. 59<sup>1)</sup> przedstawia przejściowy typ między łożyskami nośnymi a oporowymi. Łożysko takie służy do ustawienia wału w danym położeniu i do przenoszenia tylko bardzo małych posuwów osiowych. Oliwa pod ciśnieniem dopływa przez *a* i zostaje pochwycona do dolnej panewki; górna panewka jest wybrana w środkowej części celem zmniejszenia współczynnika tarcia. Zawieszenie panewki jest kulowe. Uszczelnienie zewnętrzne uskuteczniło za pomocą filcu.



Rys. 59.

Smary doprowadzamy albo za pomocą pierścieni oliwnych albo pod ciśnieniem w poziomej płaszczyźnie styku połówek panewki. Odpływ oliwy umieszczamy u góry, aby grzebienie były stale zanurzone w oliwie nawet wtedy, gdy maszyna stoi. Poza tym należy oliwę doprowadzić do średnicy  $d_w$ .

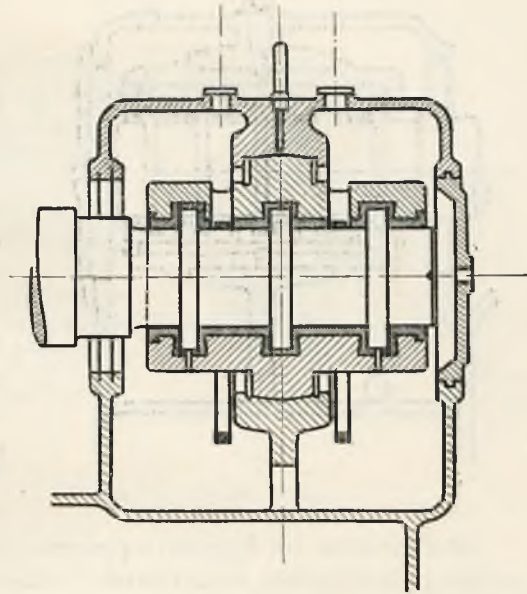
<sup>1)</sup> (7) str. 234.

W czasie ruchu oliwa przez siłę ośrodkową zostaje odrzucona do średnicy  $d_z$ . Byłoby błędny doprowadzać oliwę tylko do średnicy  $d_z$ .

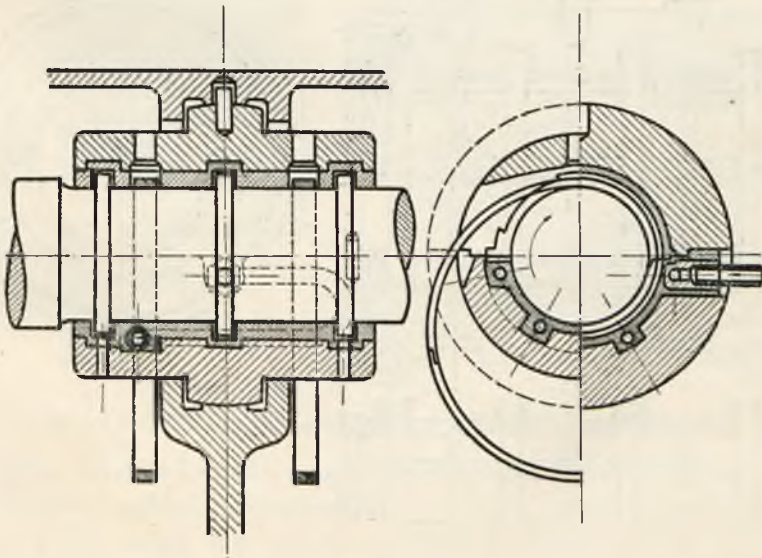
Łożysko oporowo-nośne (rys. 60) stosujemy, jeżeli posuw osiowy jest mały oraz jeżeli nie mamy oliwy sprężonej. Wystarczy nieraz do-

prowadzenie smaru za pomocą pierścieni. Jeżeli odprowadzenie ciepła przez promieniowanie jest niewystarczające, stosujemy dodatkowe chłodzenie wodą (rys. 61). Wężownica, przez którą płynie woda, jest umieszczona w metalu łożyskowym tylko dolnej panewki. Jeżeli turbokompresor otrzymuje napęd od turbiny, albo jeżeli turbokompresor jest napędzany przez przekładnię zębatą, mamy wtedy pod ręką oliwę sprężoną. Możemy jej wtedy użyć również do łożysk turbokompresora. Takie łożysko oporowe przedstawiono na rys. 62. Jeżeli łożysko oporowe jest jednocześnie nośnym, należy zwracać

uwagę, aby powierzchnie nośne (cylindryczne) również otrzymywały w dostatecznej ilości oliwę, jako też wszystkie inne ślizgowe powierzch-

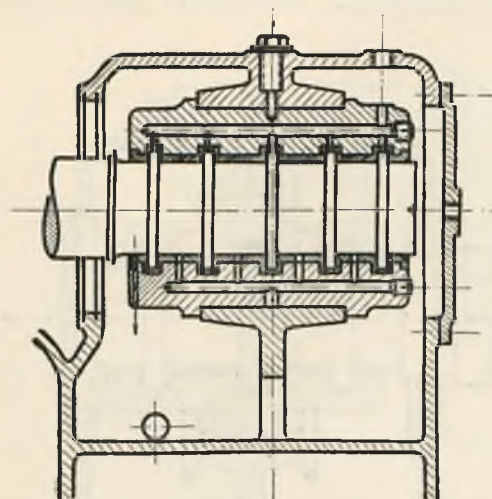


Rys. 60.



Rys. 61.

nie. W odpowiednich miejscach należy przygotować panewki, aby mogły powstać kliny oliwne. Również należy zaopatrzyć panewkę w odpowiednie otwory do odprowadzenia ciepłej oliwy. Rys. 63 przedstawia taką panewkę w wykonaniu firmy F. M. A.

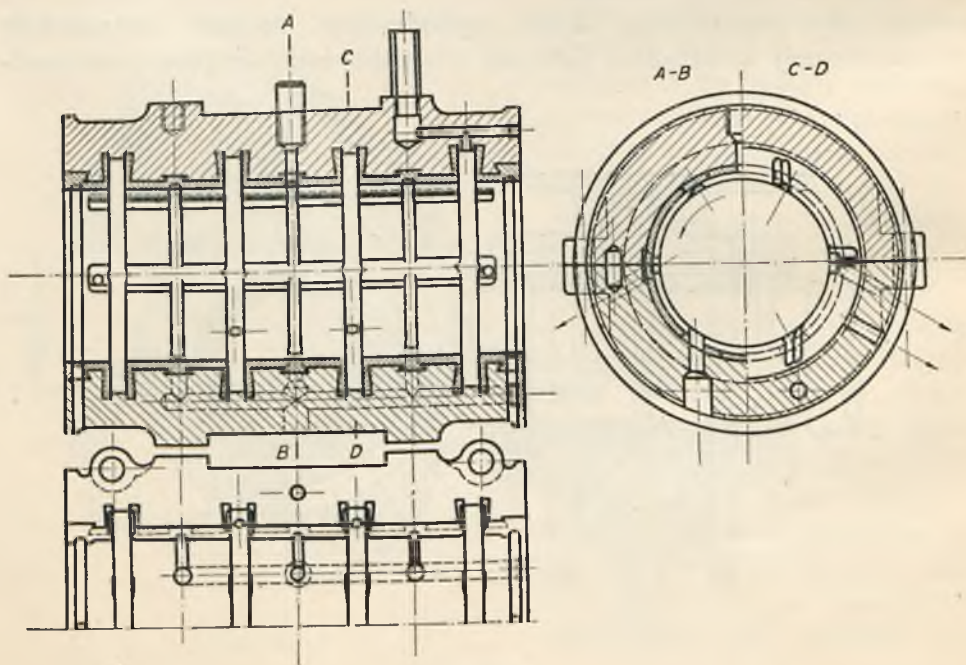


Rys. 62.

Rys. 64 przedstawia łożysko grzebieniowe konstrukcji AEG, którego używa się do 6000 kW — turbin parowych przy  $n=3000$ . Należy zwrócić uwagę na pomyślowe chłodzenie panewki oliwą, która po kilkakrotnym obiegu naokoło panewki zostaje doprowadzona do wnętrza panewki do powierzchni ślizgowych o średnicy  $d_w$ .

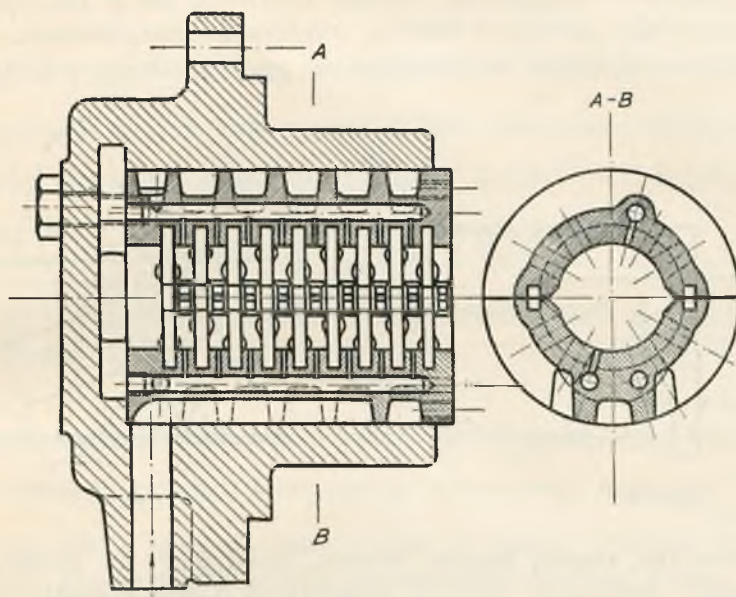
Na rys. 65 widzimy łożysko grzebieniowe firmy Escher Wyss, Zurych, używane do turbokompresorów i turbin parowych.

Jeżeli nacisk na łożysko oporowe przekracza  $P=1200$  kg, wprowadzamy jednocześnie smarowanie i odprowadzenie ciepła oliwą sprężoną. W takich łożyskach możemy pokonać posuw osiowy do 3000 kg. Przy

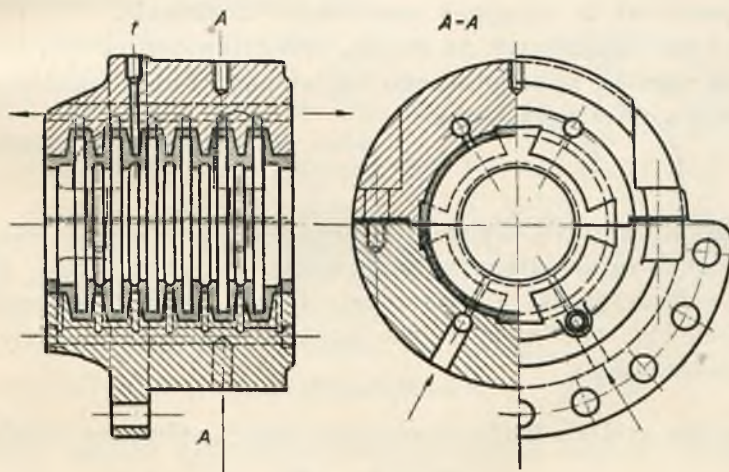


Rys. 63.

jeszcze wyższych posuwach musimy uciekać się do łożysk oporowych innej konstrukcji.



Rys. 64.

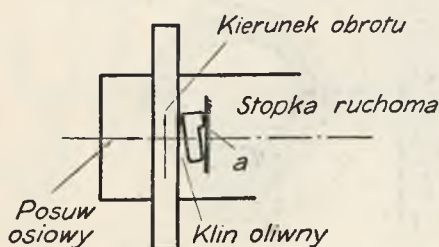


Rys. 65.

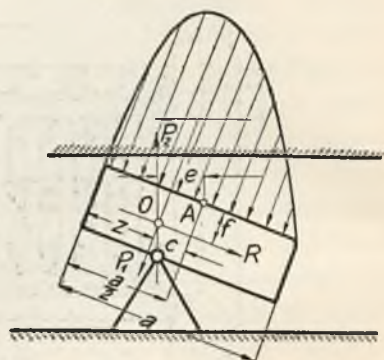
## II. ŁOŻYSKA OPOROWE SYSTEMU MICHELLA.

Działanie takiego łożyska przedstawiono na rys. 66. Łożysko składa się z jednego grzebienia, osadzonego na wale, obracającego się przed stopkami, które mogą się wahać naokoło krawędzi *a*. W ten sposób powierzchnię ślizgową panewki rozłożyliśmy na ruchome części i usu-

nęliśmy przez to wadę łożysk grzebieniowych, że nacisk nie rozkładał się równomiernie na wszystkie ślizgowe powierzchnie i przeważnie mieliśmy niedoskonałe smarowanie. Stopki ustawiają się w ten sposób, że może powstać klin oliwny, w którym występują duże ciśnienia. Wywołane ciśnienia oddziałują na grzebień z prawej strony w kierunku na



Rys. 66.



Rys. 67.

lewo i przez to znoszą posuw osiowy, działający na prawo. Przez wprowadzenie ruchomych stopek współczynnik tarcia zmniejszył się od  $\frac{1}{10}$  do  $\frac{1}{20}$  wartości, występującej w przypadku łożysk oporowych grzebieniowych, ponieważ tu osiągamy smarowanie doskonałe.

Rozkład sił, działających na stopkę, przedstawiono na rys. 67.  $P_1$  jest wypadkową nacisku klina oliwnego na stopkę. Punkt zaczepienia leży w odległości  $c$  od środka stopki:

$$c = \frac{a}{2} - z$$

Wpływ siły tarcia oliwy o powierzchnię stopki  $R$  wywołuje reakcję o tej samej wartości, zaczepiającą w odległości  $f$  od powierzchni ślizgowej. Reakcja wsparcia stopki  $P_2$  musi przechodzić przez  $O$  tj. przez punkt przecięcia  $P_1$  i  $R$ . Obierając  $A$  jako punkt odniesienia możemy napisać równanie momentów:

$$P_2 e - P_1 c - R f = 0$$

Wobec bardzo małych kątów pochylenia stopek, możemy założyć, że

$$P_1 = P_2 = P$$

Wtedy

$$\frac{R}{P} \cdot f = e - \frac{a}{2} + z$$

Wobec

$$\frac{R}{P} = \mu$$

$$\mu f = e - \frac{a}{2} + z$$

albo

$$e = \frac{a}{2} - z + \mu f = a \left( 0,5 - \frac{z}{a} \right) + \mu f.$$

Ponieważ wartość  $\frac{z}{a}$  według Freudenreicha<sup>1)</sup> waha się w granicach od 0,325 do 0,435, można więc wyraz  $\mu f$  jako stosunkowo mały zaniedbać. Przyjmując średnią wartość  $\frac{z}{a} = (0,325 + 0,435) \frac{1}{2} = 0,38$ , otrzymujemy dla  $e$  wartość

$$e = a(0,5 - 0,38) = 0,12a.$$

Jeżeli łożysko oporowe ma działać przy obustronnych kierunkach obrotu, wtedy wybieramy

$$e = 0.$$

Z teoretycznych rozważań, potwierdzonych doświadczeniami Freudenreicha, wynika, że jest korzystnym wokonywać stosunek  $\frac{b}{a}$  możliwie dużym (rys. 68) a przez to ilość stopek  $i$  obierać również dużą. Poza tym należy krawędź przy wlocie odpowiednio zaokrąglić (rys. 70 do 74).

Średnicę  $d_z$  należy obierać możliwie małą, ponieważ duże średnice grzebienia wywołują nadmierną pracę tarcia, ewentualnie rozdzielić  $P$  na dwa oddzielne łożyska (w myśl konstrukcji Kingsburyego, rys. 75).

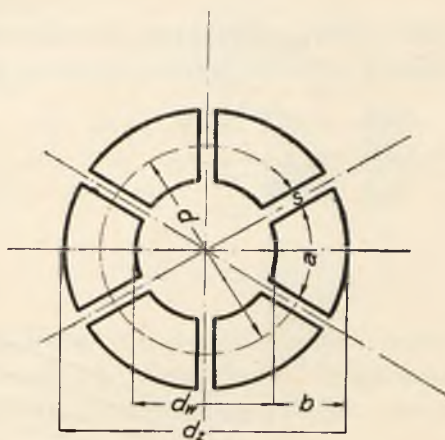
Ciśnienie jednostkowe  $p$  można obierać do 30 kg/cm<sup>2</sup>. Łożyska oporowe systemu Michella można przejściowo obciążać do 300 kg/cm<sup>2</sup>, prędkość obwodowa może dojść do  $u = 65$  m/s, przez to  $pu$  dochodzi do 2000. Przy mniejszych łożyskach dochodzimy tylko do  $p = 20$  wzgl. 25 kg/cm<sup>2</sup>.

Nośność łożyska oporowego Michella można obliczyć według wzoru Schiebela<sup>2)</sup>

$$P = \frac{2}{15} \cdot i \cdot \eta \cdot u \cdot ba^2 \frac{1}{h_0^2 \left[ 1 + \left( \frac{a}{b} \right)^2 \right]},$$

$\eta$  współczynnik lepkości

$u$  średnia prędkość obwodowa dla średnicy  $d$



Rys. 68.

<sup>1)</sup> (8), str. 6.    <sup>2)</sup> (31), wzór 82.



$h_0$  najmniejsza dopuszczalna grubość warstwy oliwnej. Grubość tej warstwy obieramy w zależności od jednostki tolerancji (np. według DIN):

$$h_0 = x \cdot 0,005 \cdot \sqrt[3]{d} = x \cdot PE$$

$d$  w mm;  $x = 0,5$  do  $2$ .

$$\frac{a}{b} = 0,6$$

lecz spotykamy również  $0,5$  do  $1,0$ . Ilość stopiek

$$i = 4 \text{ do } 16.$$

Szerokość szczeliny między poszczególnymi stopkami  $s$  obieramy w zależności od ilości oliwy, jaka ma dopłynąć do stopiek:

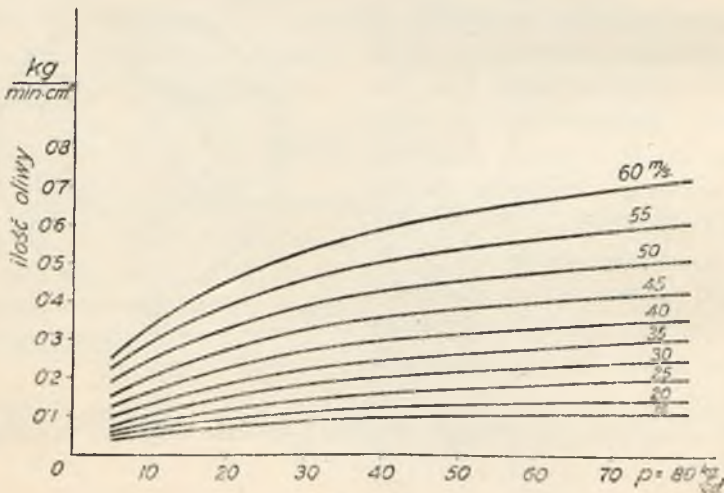
$$\varphi = \frac{ia}{\pi d} = 0,6 \text{ do } 0,9.$$

Im więcej oliwy ma przepłynąć, tym mniejsze ma być  $\varphi$ .

Najwyższą dopuszczalną nośność wzgl. nacisk jednostkowy obliczamy ze wzoru Schiebela<sup>1)</sup>

$$k = 877 \cdot \frac{\varphi^2}{i} \cdot \frac{d^{1/2}}{1 + \left(\frac{a}{b}\right)^2} \cdot \frac{\eta n}{x^2} \text{ kg} \cdot \text{cm}^{-2}.$$

Ilość oliwy, potrzebnej do odprowadzenia wytworzonego ciepła można obliczyć albo za pomocą krzywej  $\rho$  (rys. 56), albo posługując się wykre-



Rys. 69.

sem (rys. 69), podanym przez Michella. Z tego wykresu określamy ilość oliwy na min. i na  $1 \text{ cm}^2$  powierzchni ślizgowej przy ochładzaniu oliwy o  $10^\circ\text{C}^2$ ).

<sup>1)</sup> (31), str. 50, wzór 86. <sup>2)</sup> (20), str. 66.

Doprowadzamy oliwę do łożysk z prędkością 1,25 m/s, odprowadzamy z prędkością 0,75 m/s. Dla tych prędkości należy obliczać przekroje.

**Zadanie 12.** Obliczyć, dla jakich ciśnień jednostkowych jest przeznaczone łożysko oporowe w wykonaniu Českomoravská-Kolben-Danek, Praga, rys. 77,  $P = 6000$  kg,  $n = 3000$ . Z rysunku:  $i = 10$ ,  $d = 246$  mm,  $d_w = 158$  mm,  $d_z = 335$  mm,  $a = 66$  mm,  $b = 167,5 - 79 = 88,5$  mm.

$$\varphi = \frac{ia}{\pi d} = \frac{10 \cdot 66}{\pi \cdot 246} = 0,854$$

$$\left(\frac{a}{b}\right)^2 = \left(\frac{66}{88,5}\right)^2 = 0,55$$

$$p = \frac{6000}{10 \cdot 6 \cdot 6 \cdot 8,85} = 10,25 \text{ kg/cm}^2.$$

Obliczamy  $p$  według Schiebela:

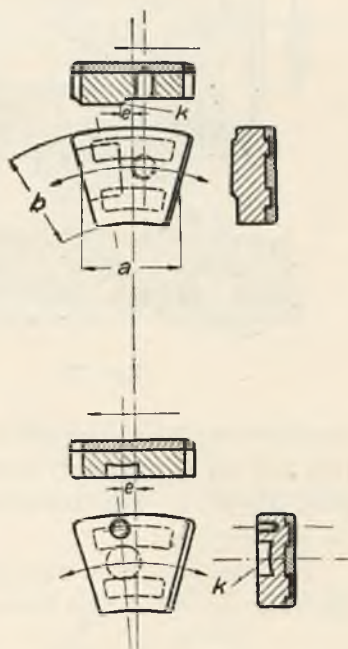
dla  $\eta = 0,002$   $x = 2$  (liczba PE dla określenia grubości warstwy oliwy).

$$p = 877 \cdot \frac{0,854^2}{10} \cdot \frac{0,246^{\frac{2}{3}} \cdot 0,002 \cdot 3000}{(1 + 0,55) \cdot 4} =$$

$$= \frac{877 \cdot 0,73 \cdot 0,154 \cdot 2 \cdot 3}{10 \cdot 1,55 \cdot 4} = 9,55 \text{ kg/cm}^2$$

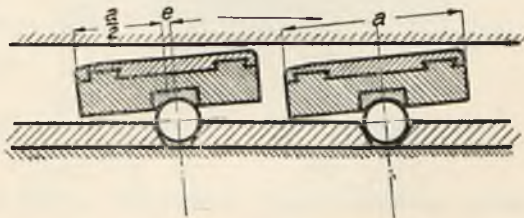
$$u = \frac{\pi d n}{60} = \frac{0,246 \cdot 3000}{60} = 38,6 \text{ m/s};$$

$$pu = 9,55 \cdot 38,6 = 368.$$



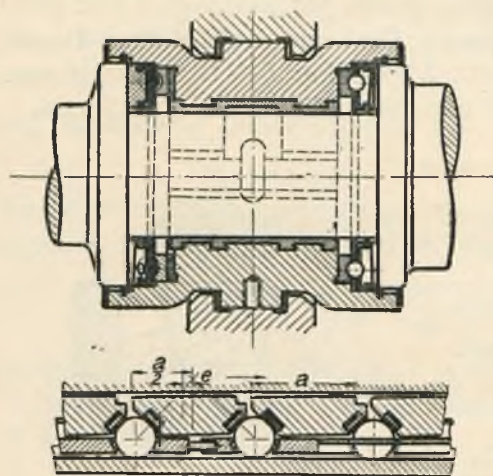
Rys. 70 i 71.

Stopka, wykonana według rys. 70, może się wahać naokoło krawędzi  $k$ , albo według rys. 71, naokoło kulistej powierzchni  $k$ ; do otworów z naciętym gwintem wkręcamy śruby, które przytrzymują stopki od poruszania się naokoło obwodu grzebienia, dając jednak możliwość wahanía się naokoło krawędzi względnie kulistej powierzchni (rys. 78). AEG wykonuje stopki według rys. 70 i 71. Pierwsza Berneńska opiera stopkę na stalowej kulce (rys. 72), BBC natomiast na dwóch kulkach (rys. 73). Łożysko według tego rysunku jest kombinowano-oporowo-nośne. Pomysłową konstrukcją daje Kingsbury w wykonaniu firmy Westinghouse (rys. 74). Stopki mogą się wahać naokoło kulistej po-



Rys. 72.

wierzchni sworznia, tkwiącego w stopce. Sworzeń opiera się na kołysce  $d$ , która opiera się ze swej strony na drugiej kołysce  $c$ . Przez tę konstrukcję mamy pewność, że ciśnienie rozkłada się równomiernie na

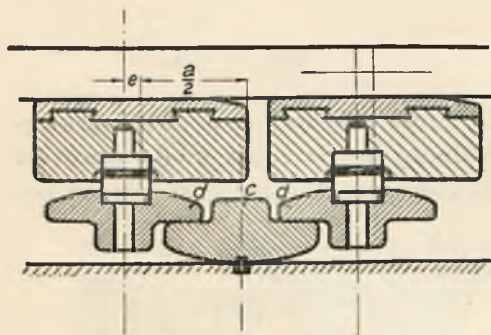


Rys. 73.

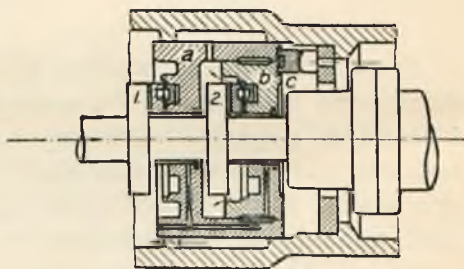
wszystkie stopki. Podobną myśl widzimy w konstrukcji Pierwszej Berneńskiej (rys. 72), gdzie kulki są umieszczone między przesuwalnymi dokładkami, oraz w konstrukcji BBC (rys. 73), gdzie kulki mogą się również odpowiednio przesunąć, regulując tym samym nacisk na stopki. Jeżeli posuw osiowy jest bardzo znaczny i wymaga dużych średnic tarczy grzebieniowej możemy nacisk rozłożyć na dwie tarcze, o czym już było wspomniane na str. 81. Aby nacisk rozkładał się równomiernie wykonujemy (rys. 75) podpory  $a$  i  $b$  (na które naciskają stopki)

przesuwalnymi w kierunku osiowym. Podpory te ze swej strony opierają się na trzech kołyskach  $c$ , równomiernie rozmieszczonych na obwodzie. Przez tę konstrukcję otrzymujemy równomierne rozłożenie siły  $P$  na podpory  $a$  i  $b$ .

Na rys. 76 przedstawiono łożysko oporowo-nośne według systemu Michella w wykonaniu firmy Frankfurter Maschinenbau A. G. (vormals Po-



Rys. 74.



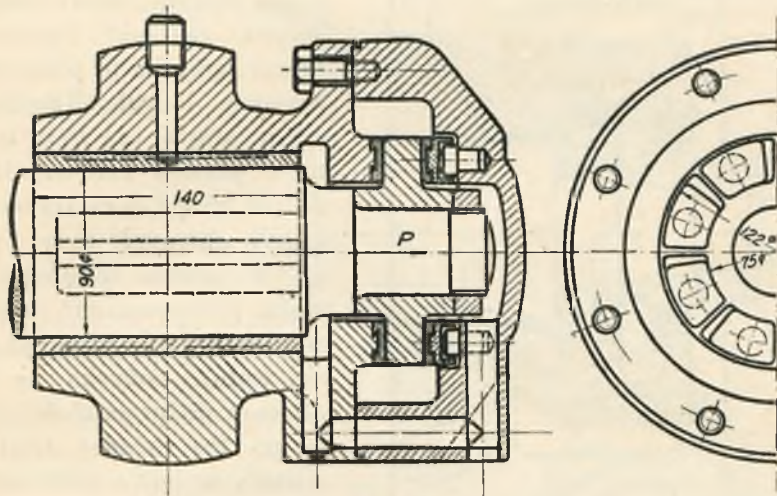
Rys. 75.

korny u. Wittekind), Frankfurt a/M. Posuw osiowy działa na prawo. Małe naciski z przeciwnej strony może to łożysko również podjąć.

Na rys. 77 widzimy łożysko oporowe w wykonaniu Ć. K. D. dla  $P = 6000$  kg,  $n = 3000$ . Pierścień grzebieniowy jest nasadzony na wał i posiada dwie powierzchnie naciskowe. Większa powierzchnia służy do uchwycenia posuwu osiowego w kierunku na na prawo, mniejsza do

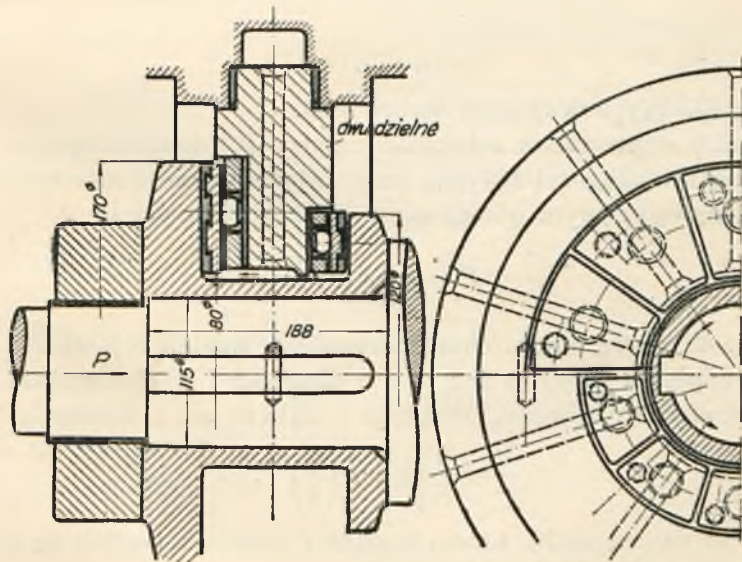
przeniesienia mniejszych nacisków w kierunku przeciwnym, wzgl. do ustalenia wirnika w przepisany miejscu osłony.

Rys. 78 przedstawia łożysko oporowe według AEG. Stopka tego łożyska przedstawiona jest na rys. 71. Łożysko oporowe jest organicznie



Rys. 76.

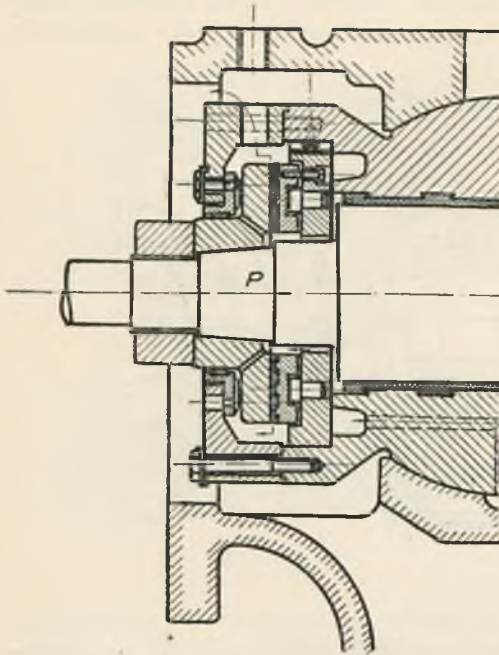
związane z panewką łożyska nośnego i wahania wału naokoło osi, przechodzącej przez oś symetrii łożyska nośnego, prostopadle do płaszczy-



Rys. 77.

zny rysunku, przenoszą się również na łożysko oporowe, nie wpływając ujemnie na działanie tego łożyska. Pokrywa A musi być mocno przy-

ciśniena, aby panewka łożyska nośnego nie przesunęła się razem z łożyskiem oporowym w prawo. Wahliwość łożyska przez to nieco ucierpi.



Rys. 78.

Należy tu wspomnieć o łożyskach nośnych »Nomy« szwedzkiego wyrobu, które miały częściowo zastąpić łożyska kulkowe. Łożyska te pracowały na zasadzie łożysk Michella, przy czym stopki nie były ustawiane w płaszczyźnie prostopadłej do osi czopa, lecz rozmieszczone po obwodzie koła, opisanego z punktu leżącego na osi wału. (Wspomniane koło leży w płaszczyźnie prostopadłej do osi wału). Łożyska te należą obecnie do przeszłości. Fabryka po 1<sup>1/2</sup> rocznej działalności została w roku 1937 zlikwidowana. Zbyt krótki okres czasu na gruntowne wypróbowanie przydatności tej zresztą dosyć pomysłowej konstrukcji.

### Uzupełnienie

Do str. 13. Wyprowadzenie wzoru (12).

Schiebel<sup>1)</sup> wyprowadza zależność między  $P_0$  (dopuszczalnym obciążeniem jednostki długości łożyska przy założeniu nieskończonej długości czopa), a dopuszczalnym obciążeniem  $P$  przy długości  $l$ :

$$P = \left(\frac{2}{3}c\right) \cdot P_0, \quad (\text{I})$$

gdzie  $c$  jest pewną stałą, charakteryzującą spadek ciśnienia z powodu bocznego odpływu oliwy w łożysku o długości  $l$  w porównaniu z łożyskiem nieskończenie długim. Wartość  $c$  oblicza się z równania:<sup>2)</sup>

$$\frac{1}{c} = \frac{4}{5} \left[ 1 + a \left( \frac{d}{l} \right)^2 \right], \quad (\text{II})$$

gdzie  $a$  jest pewną stałą, której wartości liczbowe podane są na str. 13. W dalszym ciągu Schiebel określa:<sup>3)</sup>

$$P_0 = 6\eta u \cdot \left[ \frac{r}{R-r} \right]^2 \cdot k, \quad (\text{III})$$

<sup>1)</sup> (31), str. 12, wzór (16). <sup>2)</sup> (31), str. 27, wzór (56). <sup>3)</sup> (31), str. 25, wzór (52).

gdzie wielkość  $k$  wynika z zależności

$$c' = k \sqrt{\varepsilon - 1} \quad (\text{IV})$$

(patrz uwaga na str. 13). Wprowadzamy (II) i (III) do (I) i otrzymujemy

$$P = 5 k \eta u \frac{l}{1 + a \left(\frac{d}{l}\right)^2} \cdot \left[\frac{d}{D-d}\right]^2 \quad (\text{V})$$

albo wprowadzając

$$u = \frac{\pi d n}{60}$$

$$P = \frac{\pi}{12} k \eta n \frac{d \cdot l}{1 + a \left(\frac{d}{l}\right)^2} \cdot \left[\frac{d}{D-d}\right]^2 \quad (\text{VI})$$

Oznaczamy (rys. 79)

$$\varepsilon = \frac{R-r}{e}$$

oraz określamy długość łuku, mierzoną od minimum  $h$  tj. od  $h_0$ :

$$x = \nu \cdot \alpha$$

Wtedy

$$h = (R-r) - e \cos \alpha = (\varepsilon - \cos \alpha) \cdot e$$

Minimum  $h$  mamy przy  $\alpha = 0$ :

$$h_0 = (R-r) - e = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} (R-r) = (\varepsilon - 1) \cdot e$$

albo

$$\frac{1}{\varepsilon} = 1 - \frac{2 h_0}{D-d} \quad (\text{VII})$$

Wprowadzamy (IV) i (VII) do (VI):

$$P = \frac{\pi}{12} c' \eta n \cdot \frac{d \cdot l}{1 + a \left(\frac{d}{l}\right)^2} \cdot \left(\frac{d}{D-d}\right)^2 \cdot \sqrt{\frac{D-d}{2 h_0} - 1} \quad (\text{12})$$

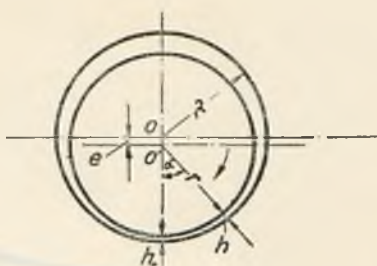
Do str. 13. Wyprowadzenie wzoru (13).

Schiebel<sup>1)</sup> stwierdza, że

$$\mu = \frac{3}{2c} \mu_0 \quad (\text{VIII})$$

tj. określa zależność współczynnika tarcia czopa o długości  $l$  od współczynnika tarcia czopa o nieskończonej długości. Poza tym wprowadza<sup>2)</sup>:

<sup>1)</sup> (31), str. 13.    <sup>2)</sup> (31), str. 28.



Rys. 79.

$$\mu = 0,6 k' \left[ 1 + a \left( \frac{d}{l} \right)^2 \right] \frac{D-d}{d} \quad (\text{IX})$$

Z równań (V) i (IX) otrzymujemy

$$P\mu^2 = 1,8 \cdot k (k')^2 \cdot \eta u l \left[ 1 + a \left( \frac{d}{l} \right)^2 \right] \quad (\text{X})$$

Oznaczamy przez

$$c'' = k (k')^2$$

i określamy  $\mu$  z równania (X):

$$\mu = \sqrt{1,8 c'' \cdot \frac{\eta u l}{P} \cdot \left[ 1 + a \left( \frac{d}{l} \right)^2 \right]} \quad (\text{13})$$



nr. 2

DRUKARNIA  
KASY IMIENIA MIANOWSKIEGO  
WARSZAWA, PAŁAC STASZICA