

NAPRĘŻENIA KONTAKTOWE W ELEMENTACH MASZYN W ŚWIETLE BADAŃ ZAGADNIENIA  
ELASTOHYDRODYNAMICZNEGO SMAROWANIA\*

JACEK STUPNICKI (WARSZAWA)

Oznaczenia

$E$  moduł Younga,

$E'$  zredukowany moduł Younga wyrażony przez wzór  $\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left[ \frac{1-\nu_p^2}{E_p} + \frac{1-\nu_w^2}{E_w} \right]$ ,

$F$  wartość naprężeń stycznych wywołujących 1 izochromę,

$n$  rząd izochromy,

$p_0$  maksymalne naciski według Hertza,

$R_p$  promień bieżni pierścienia,

$R_w$  promień bieżni walca,

$R$  promień zastępczego walca wyrażony następująco  $\frac{1}{R} = \frac{1}{R_p} + \frac{1}{R_w}$ ,

$\tau$  naprężenia styczne,

$\varkappa$  współczynnik redukcji maksymalnych naprężeń stycznych wyrażony przez  $\varkappa =$

$$= \frac{\tau_{\max} \text{ z olejem}}{\tau_{\max} \text{ bez oleju}},$$

$V_p$  prędkość bieżni pierścienia,

$V_w$  prędkości bieżni walca,

$\mu_0$  lepkość oleju pod ciśnieniem atmosferycznym i w temperaturze pomiarów,

$\alpha$  współczynnik wzrostu lepkości z ciśnieniem we wzorze  $\mu = \mu_0 e^{\alpha p}$ ,

$\beta$  współczynnik poślizgu wyrażony przez  $\beta = \frac{V_w}{V_p} - 1$ .

1. Wstęp

Badania prowadzone w szeregu ośrodków nad zagadnieniami elastohydrodynamicznego smarowania wykazują, że nieprzerwana warstwa oleju oddzielająca współpracujące powierzchnie elementów maszyn jest zjawiskiem występującym częściej niż się tego dawniej spodziewano. Do typowych elementów maszyn pracujących w warunkach elastohydrodynamicznego smarowania należą łożyska toczne, zęby kół zębatych, krzywki itp.

\*) III nagroda na Ogólnopolskim Konkursie na prace doświadczalne z mechaniki, zorganizowanym przez Oddział Gliwicki PTMTS w 1970 r.

Szereg ważnych czynników odróżnia elastohydrodynamiczne smarowanie od klasycznego smarowania hydrodynamicznego. Czynnikiemami tymi są: wpływ wysokiego ciśnienia na lepkość oleju, ściśliwość oleju, sprężyste odkształcenie powierzchni, szorstkość powierzchni i lokalne zmiany temperatury.

Kiedy pod wpływem ciśnienia powierzchnie ciał ulegają deformacji, zmienia się kształt szczeliny olejowej, co wpływa na rozkład ciśnień w warstwie oleju. Rozwiązanie zagadnienia musi jednocześnie spełniać równania hydrodynamiki uwzględniając zmianę własności cieczy z ciśnieniem i temperaturą, jak i równania sprężystości.

Zagadnienie jest złożone, a rozwijając je należy mieć stale na uwadze rząd wielkości charakterystycznych parametrów. Dla większości technicznie ważnych przypadków szerokość kontaktu wynosi  $B = 0,1 - 0,5$  mm, grubość warstwy  $h = (5 \div 20) \cdot 10^{-4}$  mm. Olej wchodząc w strefę kontaktu pod ciśnieniem atmosferycznym zostaje sprężony do  $p = 500 - 1500$  MN/m<sup>2</sup> i odprężony, w czasie  $t = (1 \div 5) \cdot 10^{-5}$  sek, co odpowiada prędkości toczenia  $V = 10$  m/sek. Pomimo tak krótkiego czasu, olej odbywa długą drogę pomiędzy współpracującymi powierzchniami. Stosunek szerokości pola styku do grubości warstwy wynosi bowiem  $\frac{B}{h} = 500 \div 1000$ , a lokalne nierówności powierzchni wpływają nań w sposób zasadniczy.

W literaturze naukowej ukazują się liczne publikacje poświęcone analizie elastohydrodynamicznego smarowania. Prace GRUBINA [11] i PETRUSEWICZA [12] stały się podstawą do analiz teoretycznych [2, 5, 6, 7, 8]. Charakteryzując je ogólnie można stwierdzić, że dla rozwiązania zagadnienia muszą być czynione daleko idące uproszczenia. W szczególności uproszczenia te polegają na przyjmowaniu własności olejów na podstawie badań statycznych, zaniechaniu efektów termicznych i odprowadzania ciepła, zaniechaniu wpływu obecności faz lotnych w oleju, co zasadniczo zmienia ściśliwość, i zaniechaniu różnic prędkości wzdłuż grubości warstwy oleju.

Powyższe fakty skłaniają do poszukiwań wyjaśnienia zagadnień kontaktu na drodze badań doświadczalnych, uwzględniających specyfikę zjawiska.

Z punktu widzenia zastosowań do projektowania łożysk tocznych, szczególne znaczenie ma określenie grubości warstwy w zależności od szeregu czynników takich, jak geometria kontaktu, wielkość obciążenia, prędkość toczenia i poślizgu, lepkość oleju itp. Zagadnieniu temu poświęcono szereg prac doświadczalnych [3, 4, 13] ujmujących wyniki w postaci wzorów lub wykresów określających potrzebne wartości w sposób jednoznaczny.

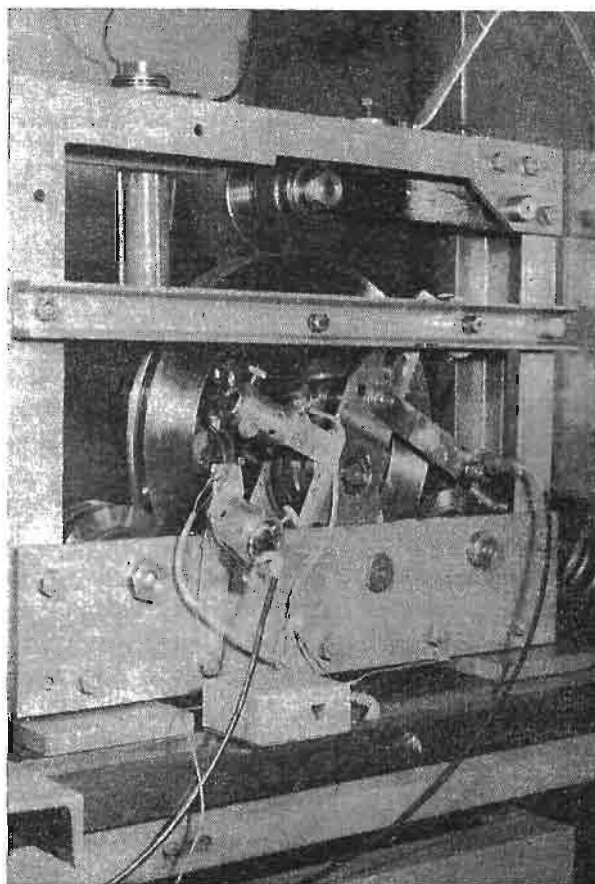
Drugim zagadnieniem jest określenie rozkładu ciśnień w warstwie oleju i odpowiadającego mu rozkładu naprężeń w ciałach stałych w funkcji wymienionych powyżej parametrów.

Zagadnienie to, szczególnie ważne z punktu widzenia wytrzymałości zmęczeniowej, interesującej zarówno projektantów łożysk tocznych, jak i przekładni zębatych, nie znalazło dotychczas zadowalającego rozwiązania. Z uwagi na bardzo małe wymiary badanego obszaru w stosunku do istniejących elementów pomiarowych, uzyskanie wyników na rzeczywistych konstrukcjach jest niemożliwe. Badania ograniczają się więc bądź do stwierdzenia wpływu grubości warstwy na trwałość konstrukcji [1, 13], bądź do wyznaczenia interesujących wielkości na modelach o zwiększonej strefie kontaktu drogą modyfikacji geometrii [10]. Wiąże się z tym odejście od charakterystycznych parametrów kontaktu takich, jak wielkość nacisku i czas przechodzenia oleju przez strefę kontaktu.

Autor w swojej wcześniejszej pracy [14] wykazał istnienie wpływu warstwy oleju na rozkład nacisków. Podane tam wyniki dotyczące rozkładu ciśnień i naprężeń w zależności od prędkości toczenia poślizgu i lepkości oleju oparte były na badaniach wykonanych przy małych ciśnieniach rzędu  $p = 30 \text{ MN/m}^2$ . Praca prezentowana obecnie omawia uzyskane ostatnio na ulepszonym stanowisku badawczym wyniki dotyczące wpływu warstwy oleju przy dziesięciokrotnie wyższych ciśnieniach.

## 2. Opis aparatury i technika pomiarów

Badania były przeprowadzone przy użyciu elastooptycznej metody pomiaru naprężeń, pozwalającej uzyskać w czasie mikrosekundy rozkład naprężeń w całym badanym obszarze. Użycie odpowiednich materiałów na modele walców współpracujących gwarantuje, że

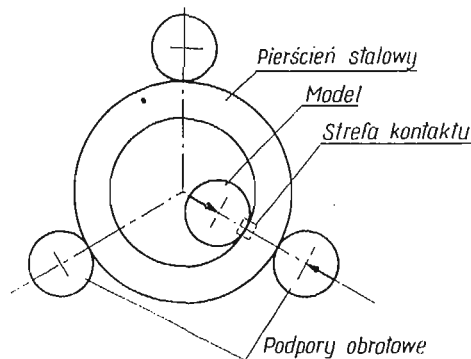


Rys. 1

pomiar jest bezinercyjny. Przy odpowiednio dobranym układzie optycznym można uzyskać dane o naprężeniach w punktach odległych o ułamki milimetra, co przy stosowaniu wszystkich innych metod analizy naprężeń jest nieosiągalne.

Rysunek 1 przedstawia ogólny widok, a rys. 2 schemat urządzenia pomiarowego. Zaprojektowane ono było w ten sposób, by mogło być umieszczone pomiędzy elementami układu optycznego polaryskopu.

Modele pomiarowe walców wykonane z plastyku CR-39 posiadały wymiary: średnica  $d_p = 120$  mm, grubość  $t_p = 18$  mm; obciążane były do  $p_0 = 30$  MN/m<sup>2</sup>. Modele wykonane ze szkła miały średnicę  $d_s = 125$  mm i grubość  $t_s = 25$  mm; obciążane były do  $p_0 = 210$  MN/m<sup>2</sup>, gdzie  $p_0$  oznacza maksymalne naciski w miejscu kontaktu według wzorów Hertza. Warunki kontaktu realizowane były przez docisk modeli do wewnętrznej powierzchni pierścienia stalowego o średnicy  $d_p = 260$  mm i średnicy zewnętrznej  $d_p = 400$  mm ułożyskowanego na trzech rolkach.



Rys. 2

zapewnienie, by osie modelu, pierścienia i rolek prowadzących były równoległe. Nawet niewielkie odchylenia tych osi od równoległości powodowały drgania układu i niestabilną pracę pierścienia.

Dowolny nacisk w miejscu kontaktu wywoływany był sprężyną połączoną przez element dynamometryczny z dźwignią, w której osadzono łożyska modelu walca.

Zarówno model walca, jak i pierścień były napędzane osobnymi silnikami dla umożliwienia badania w warunkach toczenia i toczenia z poślizgiem.

Pierścień napędzany był silnikiem prądu zmiennego przez pas klinowy. Zmienne przełożenie pozwalało uzyskiwać trzy prędkości obrotów odpowiadające prędkości wewnętrznej bieżni pierścienia  $V_p = 3,1$  m/sek,  $V_p = 8,8$  m/sek i  $V_p = 17,2$  m/sek. Model walca był napędzany silnikiem prądu stałego, który umożliwiał ciągłą zmianę prędkości bieżni walca od  $V_w = 0$  do  $V_w = 35,5$  m/sek.

Prędkości walca i pierścienia były mierzone za pomocą układu fotokomórek, których wskazania rejestrowano na taśmie oscylografu. Dokładność tego typu pomiarów prędkości oceniono na około 3%.

Na bieżnię walca i pierścienia natryskiwano olej. Stosowano kilka gatunków olejów przekładniowych, olej Hipol 10 i Hipol 15, Spirax 90 EP.

Obrazy izochrom odpowiadające dynamicznym naprężeniom uzyskiwano fotografując strefę kontaktu w świetle monochromatycznym ( $\lambda = 4470$  Å) pochodzącym z lampy błyskowej dużej mocy. Czas naświetlania filmu wynosił około 1 mikrosekundy.

Dla sprawdzenia prawidłowego działania aparatury i czułości optycznej materiału modelowego wykonano zdjęcia rozkładu izochrom obciążając wałek statycznie i w czasie toczenia z różnymi prędkościami. Otrzymane rozkłady izochrom statyczne i dynamiczne dla suchego kontaktu nie wykazywały różnic co świadczy, że materiały stosowane na walce w zakresie stosowanych prędkości toczenia nie wykazują histerezy sprężystej ani optycznej.

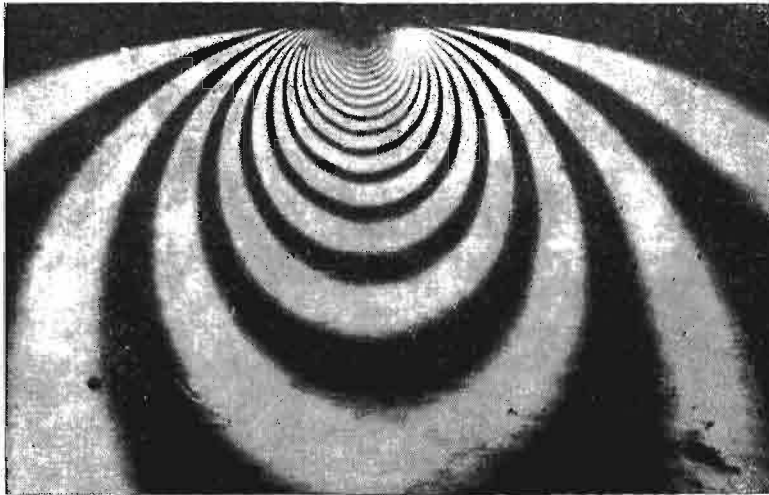
Rysunek 3 przedstawia rozkład izochrom dla suchego kontaktu przy użyciu walca szklanego. Obciążenie jednostkowe  $P = 160 \text{ KN/m}$  wywołuje maksymalne naciski według Hertza  $p_0 = 163 \text{ MN/m}^2$ .

Izochromy są to miejsca geometryczne punktów, w których naprężenia styczne  $\tau$  w płaszczyźnie modelu są stałe. Wartość naprężeń stycznych jest dana równaniem

$$\tau = nF,$$

gdzie  $n$  jest rzędem izochromy,  $F$  — stałą modelową.

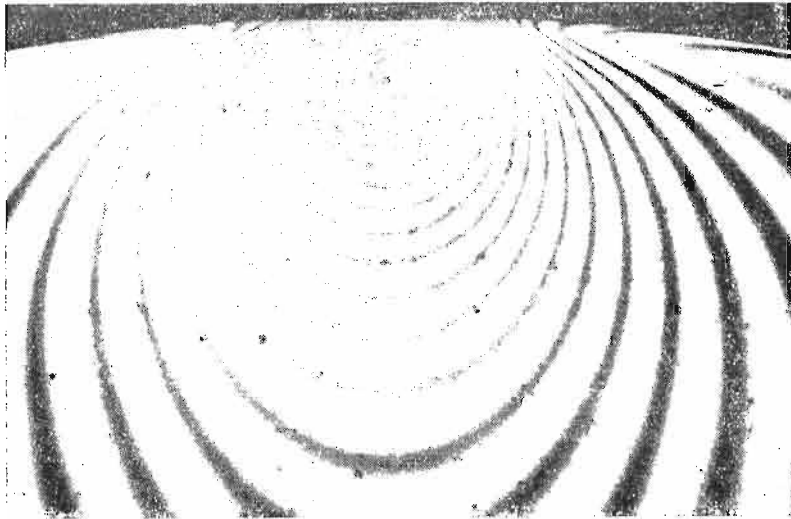
Największy rząd izochromy  $n_{\max}$ , a więc i  $\tau_{\max}$ , występuje nieco pod powierzchnią bieżni. Przy zastosowaniu techniki fotografowania izochrom, najmniejsza różnica w wartości izochrom, którą można odczytać wynosi 0,25 rzędu. Jeśli  $n_{\max}$  utrzymywać na poziomie 15 izochrom dokładność odczytu możemy ocenić na  $\pm 1,6\%$ .



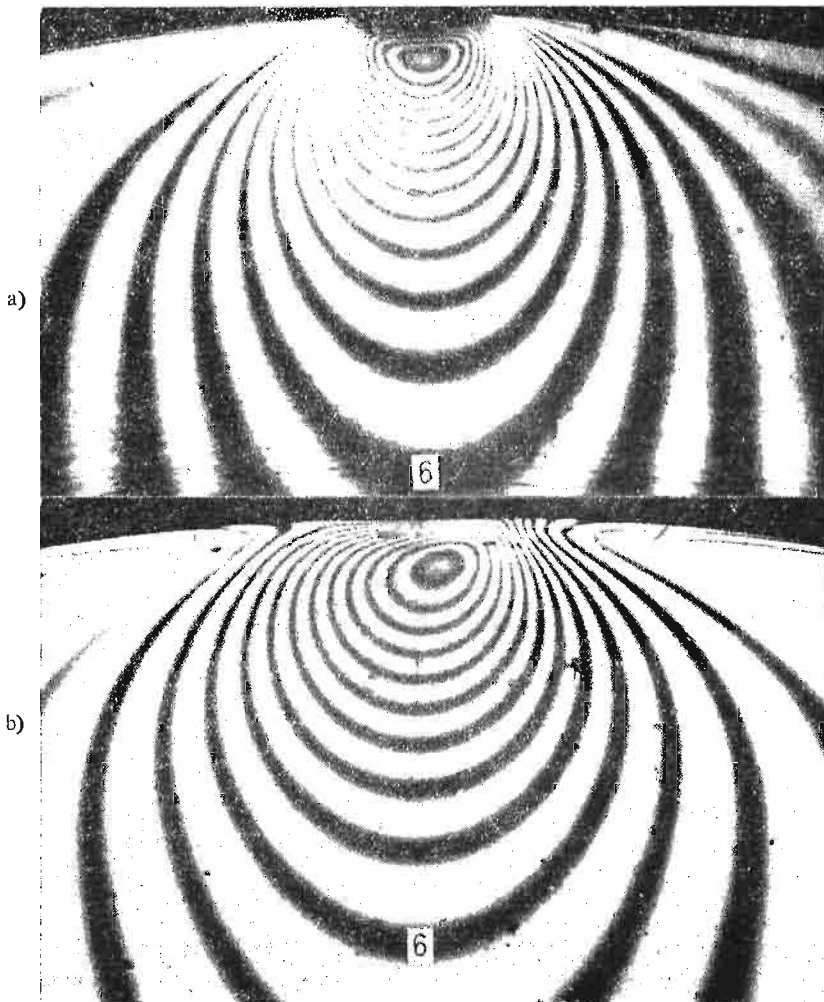
Rys. 3

We wcześniejszych badaniach autora [14] plastikowe modele walców miały budowę warstwową. Zewnętrzne warstwy wykonane były ze szkła organicznego, optycznie nieczułego, a warstwa wewnętrzna CR-39. Taka budowa modelu pozwalała wyznaczyć rozkład naprężeń w środkowej warstwie walca. Badania te wykazały, że dla rozważanych wymiarów pola styku i stosunku grubości modelu do grubości warstwy oleju wpływ boczny oleju może być zaniedbany.

Aby otrzymane wyniki mogły być porównywane z otrzymanymi przez innych autorów przyjęto stosowane zazwyczaj [9] bezwymiarowe współczynniki charakteryzujące warunki kontaktu.



Rys. 4



Rys. 5

[162]

Współczynniki te w omawianych pomiarach zmieniały się w następujących granicach:

$$\text{Parametr prędkości } U = \frac{\mu_0 V_p}{E'R} = 2 \cdot 10^{-10} \text{ do } 10 \cdot 10^{-10}.$$

$$\text{Parametr obciążenia } W = \frac{P}{E'R},$$

$$W = 10^{-4} \text{ dla modeli plastykowych,}$$

$$W = 1,05 \cdot 10^{-5} \text{ do } 1,42 \cdot 10^{-5} \text{ dla modeli szklanych.}$$

$$\text{Parametr materiałowy } G = \alpha E',$$

$$G = 160 \text{ dla modeli plastykowych,}$$

$$G = 2600 \text{ dla modeli szklanych.}$$

### 3. Wyniki

Rysunek 4 ukazuje rozkład izochrom w strefie kontaktu w czasie toczenia modelu z CR-39 ze smarowaniem bieżni. Widzimy wyraźną zmianę rozkładu izochrom w porównaniu do rozkładu izochrom kontaktu suchego (rys. 3). Musi to być efektem różnicy rozkładu nacisków pomiędzy walcem a pierścieniem, występujących dla kontaktu suchego i dla kontaktu w przypadku toczenia z olejem.

Rysunki 5a, b i 6a, b podają przykładowo dwa komplety obrazów izochrom uzyskanych dla plastykowych i szklanych modeli dla warunków kontaktu suchego i smarowanego, gdy pozostałe warunki takie, jak całkowite obciążenie, prędkość, poślizg w danym komplecie są te same.

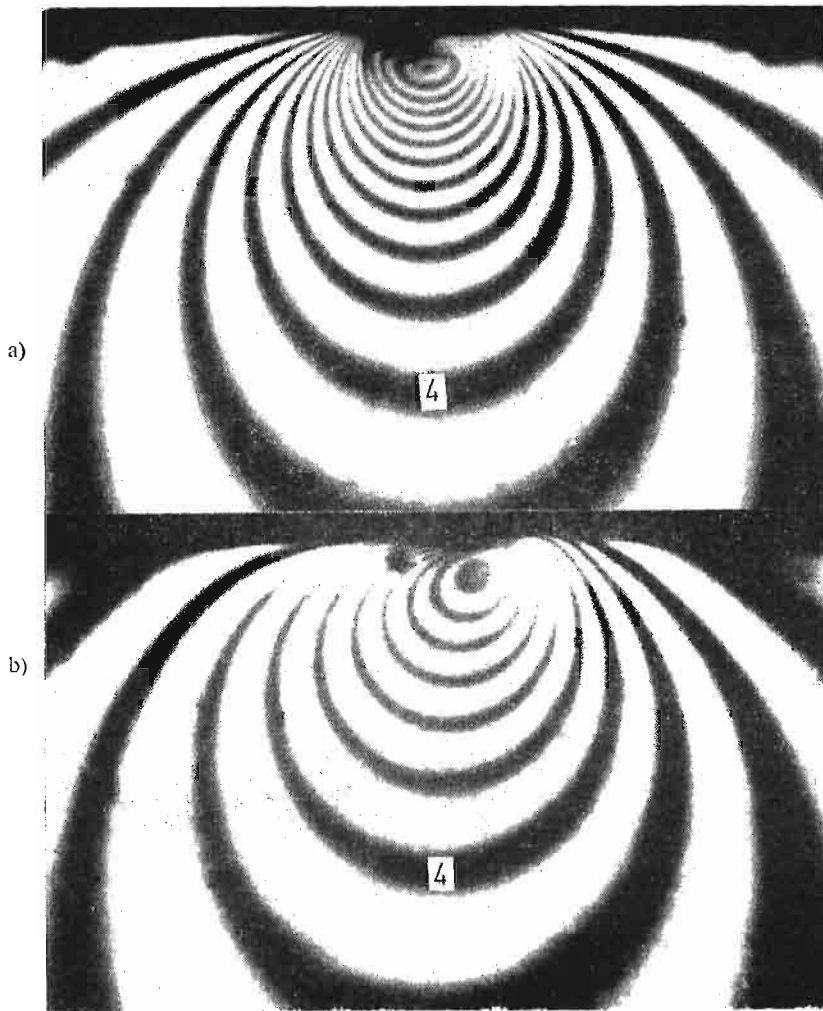
Porównanie rys. a) i b) każdego z kompletów pozwala nam wyciągnąć wniosek, że dla stosowanego w pomiarach zakresu parametrów rozkład ciśnień w warstwie oleju różni się znacznie od eliptycznego rozkładu Herta.

Rozkłady izochrom dla toczenia z olejem są niesymetryczne względem osi łączących środek walca i pierścienia. Isochromy są rozrzedzone przy wejściu w strefę kontaktu, a zgęszczone przy wyjściu. To wskazuje na inne gradienty wzrostu i spadku ciśnienia w warstwie oleju.

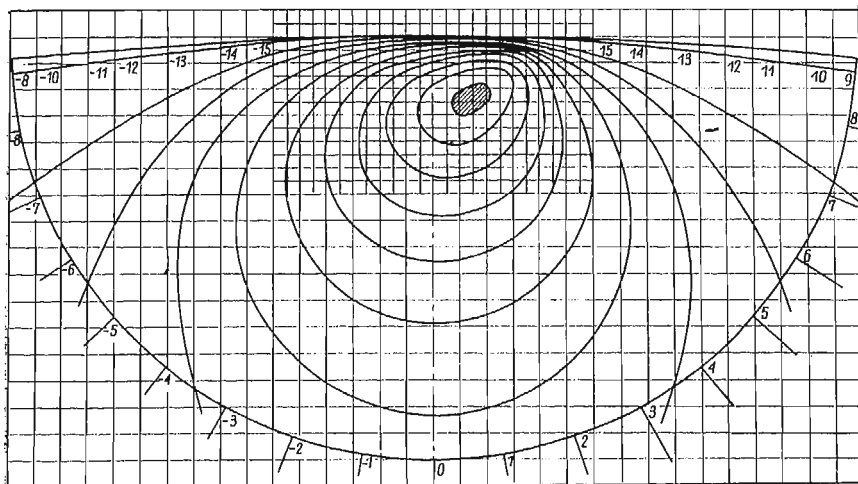
W warunkach smarowanego kontaktu maksymalny rząd izochrom  $n_{\max}$  jest niższy niż dla tego samego obciążenia dla suchego kontaktu. Ten fakt jest bardzo istotny, gdyż wskazuje, że obecność oleju w miejscu styku redukuje maksymalne naprężenia styczne  $\tau_{\max}$ . Dla kompletów podanych na rys. 5 i 6  $n_{\max}$  jest zmniejszone przez warstwę oleju odpowiednio o 20 i 33%.

Zmiana w rozkładzie izochrom w okolicy miejsca styku wskazuje, że powierzchnia przenosząca obciążenie w warunkach kontaktu smarowanego jest zwiększona 2–3 razy w stosunku do kontaktu suchego.

Ciekawych informacji dostarcza porównanie rozkładów izochrom pokazanych na rys. 5b i 6b. Obydwa uzyskane dla smarowania tym samym olejem przy tej samej prędkości toczenia różnią się obciążeniem i własnościami sprężystymi modelu. Rozkład izochrom na rys. 5b dla modelu plastykowego odpowiada analizie zjawiska przy założeniu odkształcalności walca i stałej lepkości oleju, podczas gdy rozkład izochrom na rys. 6b dla modelu szklanego odpowiada analizie, uwzględniającej odkształcalność walca i zmianę



Rys. 6

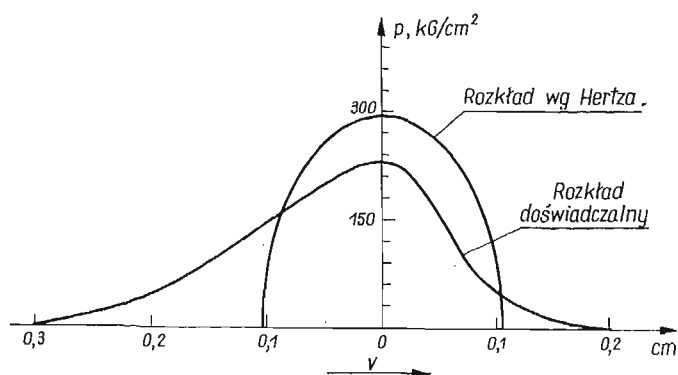


Rys. 7



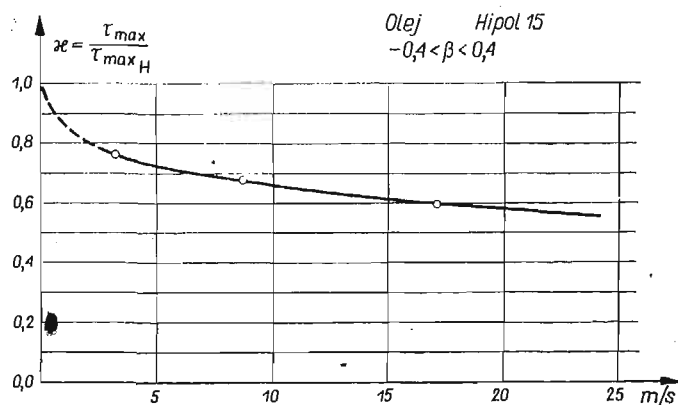
pod wpływem ciśnienia lepkości oleju (dla oleju mineralnego ciśnienie  $p_0 = 200 \text{ MN/m}^2$  wywołuje pięćdziesięciokrotny wzrost lepkości).

Charakter przebiegu izochrom w obydwu przypadkach jest podobny, dlatego możemy przyjąć, że pomimo różnic co do wartości ciśnienia, charakter zmiany ciśnienia wzdłuż brzegu walca jest podobny. Rozkład ciśnień na brzegu walca odpowiadający znanemu rozkładowi izochrom można wyznaczyć wieloma metodami. Posługując się metodą cha-



Rys. 8

rakterystyk [14] autor wyznaczył przebieg ciśnień dla podanego na rys. 7 obrazu izochrom. Odpowiadający przebieg ciśnień w warstwie oleju podaje rys. 8 w zestawieniu z teoretycznym rozkładem nacisków dla suchych gładkich walców.



Rys. 9

Na podstawie szeregu kompletów zdjęć izochrom możemy otrzymać informacje na temat wpływu parametrów toczenia na maksymalne naprężenia styczne. Jako współczynnik redukcji naprężeń stycznych przyjmijmy stosunek

$$\lambda = \frac{n_{max} \text{ z olejem}}{n_{max} \text{ bez oleju}} = \frac{\tau_{max} \text{ z olejem}}{\tau_{max} \text{ bez oleju}}$$

Na rys. 9–12 podano wykresy zmiany współczynnika  $\kappa$  otrzymane dla modeli szklanych, przy zachowaniu stałego obciążenia wywołującego według Hertza maksymalne naciski  $p_0 = 163 \text{ MN/m}^2$  i zastosowaniu olejów przekładniowych Hipol 15 i Spirax 90 EP o lepkości odpowiednio  $\mu_0 = 810 \text{ cP}$  i  $\mu_0 = 690 \text{ cP}$  w temperaturze około  $18^\circ\text{C}$ .

Wykres na rys. 9 podaje zmianę współczynnika  $\kappa$  w funkcji prędkości pierścienia  $V_p$  dla niewielkich poślizgów  $-0,4 < \beta < 0,4$ . Widać, że wpływ prędkości jest znaczny dla małych prędkości  $V_p < 4 \text{ m/sek}$ . Powyżej tej prędkości wartość współczynnika  $\kappa$  nie ulega dużym zmianom. Przebieg wykresu dla bardzo małych prędkości wymaga dalszego sprawdzenia. Wydaje się, że wartość współczynnika  $\kappa$  winna dążyć do 1 dla  $V_p \rightarrow 0$  i  $\beta = 0$ , ale wyniki w zakresie małych prędkości wykazują duże rozrzuty.

Wykresy podane na rys. 10, 11, 12 podają wpływ współczynnika poślizgu  $\beta = \frac{V_w}{V_p} - 1$  na wartość współczynnika  $\kappa$ . Każdy punkt zaznaczony na wykresach odpowiada kompletnemu zdjęciu podobnemu, jak na rys. 6. Dla małych prędkości (rys. 10) wzrost poślizgu powoduje wzrost wpływu oleju, co można tłumaczyć wzrostem średniej prędkości kontaktu  $V = \frac{V_w + V_p}{2}$ . Dla prędkości dużych (rys. 12) wartość współczynnika  $\kappa = 0,56$  wydaje się niezależna od poślizgu w całym badanym zakresie  $-1 < \beta < 1$ . Wartość  $\kappa = 0,56$  oznacza, że maksymalne naprężenia styczne w strefie kontaktu dla toczenia z olejem są mniejsze o około 44% od naprężeń dla kontaktu suchego.

#### 4. Wnioski

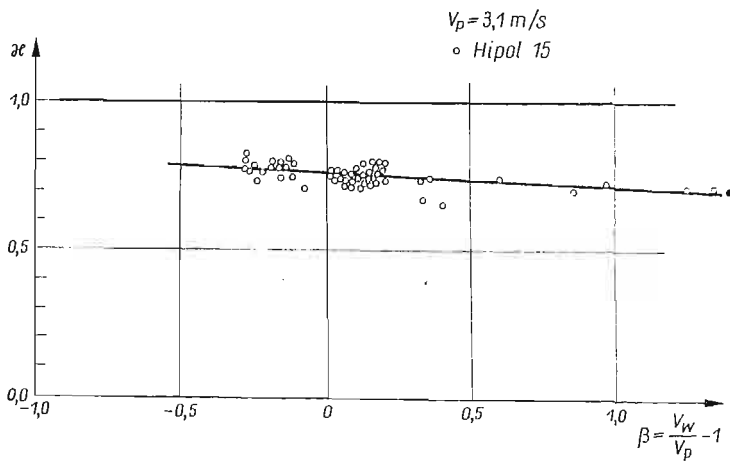
W wyniku przeprowadzonych pomiarów uzyskano rozkłady naprężeń w strefie kontaktu w zależności od prędkości toczenia, wielkości poślizgu, obciążenia oraz własności oleju. Stosowane w pomiarach prędkości toczenia odpowiadają prędkościom rzeczywistych konstrukcji, co ma podstawowe znaczenie z uwagi na czas przejścia oleju przez strefę kontaktu ( $t = 10^{-4} \text{ sek}$ ).

Zastosowanie na modele szkła pozwoliło na osiągnięcie nacisków w strefie kontaktu bliskich rzeczywistym spotykanym w kołach zębatych lub łożyskach toczyń. Materiał modelu posiadał moduł Younga niezbyt różniący się od modułów materiałów spotykanych w rzeczywistych konstrukcjach (brąz, żeliwo).

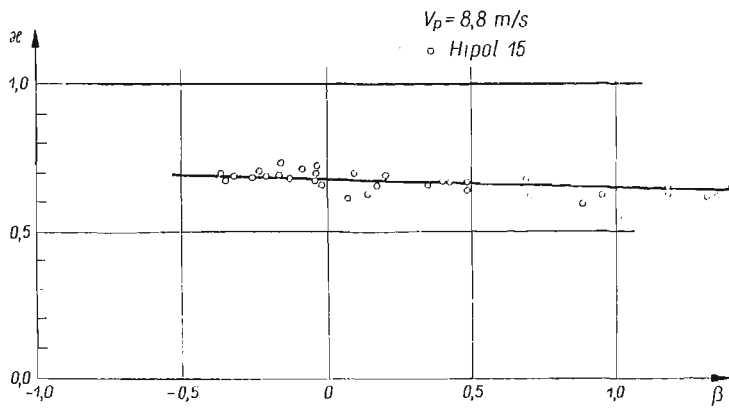
Uzyskane wyniki świadczą, że warstwa oleju wpływa na wielkość i rozkład naprężeń kontaktowych w sposób następujący:

1. Warstwa oleju pomiędzy powierzchniami elementów współpracujących zabezpiecza przed punktowym przenoszeniem obciążeń przez szczyty nierówności powierzchni, co pozwala traktować ciała jako gładkie oraz zmniejsza maksymalne naprężenia kontaktowe odgrywając rolę «poduszki» pomiędzy ciałami stałymi. Dla stosowanych w pomiarach warunków kontaktu zmniejszenie maksymalnych nacisków w stosunku do liczonych z wzoru Hertza wynosi 20%–40%. W pojedynczych przypadkach obserwowano zmniejszenie wyciężenia materiału w strefie kontaktu o około 50%.

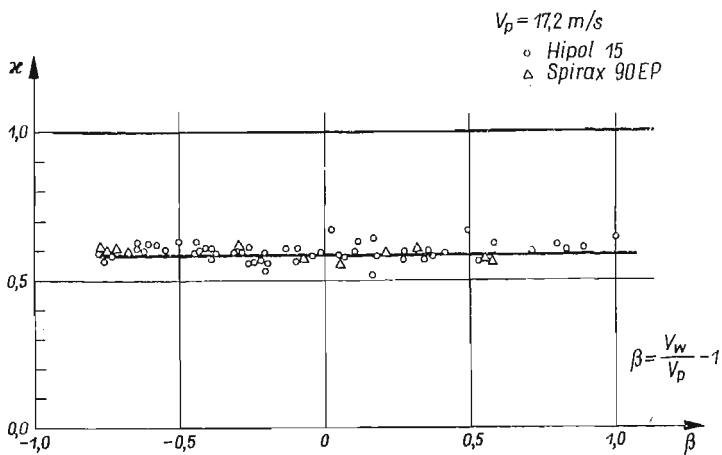
2. Rozkłady izochrom dla czystego toczenia wykazały, że punkt największego wyciężenia materiału nie ma tendencji do przesuwania się w kierunku brzegu walca.



Rys. 10



Rys. 11



Rys. 12

3. Wpływ warstwy oleju na naprężenia kontaktowe w strefie małych prędkości  $V_p < 4$  m/sek silnie zależy od prędkości toczenia. Dla prędkości większych ulega niewielkim zmianom (rys. 9).

4. Izochromy rozrzedzone w strefie wejścia, a zgęszczone w strefie wychodzenia z kontaktu wskazują, że gradienty wzrostu i spadku ciśnienia w warstwie oleju różnią się znacznie. Na żadnym obrazie izochrom nie zauważono jednak efektów przewidywanego teoretycznie ostrego drugiego maksimum ciśnienia w pobliżu wylotu.

#### Literatura cytowana w tekście

1. W. J. ANDERSON, *Elastohydrodynamic lubrication theory as a design parameter for rolling element bearings*, Pap. Amer. Soc. Mech. Eng., N. DE-19, (1970).
2. H. БЛОК, *Fundamental mechanical aspects of thin film lubrication*, Annals of the New York Academy of Sciences, 53, 779, (1950).
3. A. CAMERON, *Surface failure in gears*, J. Inst. Petrol, 40, 191 (1954).
4. A. W. CROOK, *The lubrication of rollers I*, Phil. Trans., A 250, 387 (1957).
5. A. W. CROOK, *The lubrication of rollers II. Film thickness with relation to viscosity and speed*, Phil. Trans., A 254, 223 (1961).
6. D. DOWSON, G. R. HIGGINSON, *A numerical solution to the elastohydrodynamic problem*, J. Mech. Engrs. Sci., 1 No 1, 6 (1959).
7. D. DOWSON, G. R. HIGGINSON, *New roller — bearing lubrication formula*, Engineering, Lond., 192, 195 (1961).
8. D. DOWSON, G. R. HIGGINSON, A. V. WHITAKER, *Elasto-hydrodynamic lubrication a survey of isothermal solutions*, J. Mech. Engrs. Sci., 4,2, 121 (1962).
9. D. DOWSON, *Thin Film Lubrication*, Proceedings Int. Symp. on Lubrication and Wear., Berkeley 1965.
10. D. DOWSON, M. D. LONFIELD, *The distribution of pressure and temperature in highly loaded lubricated contact*, Inst. Mech. Engrs, Lubrication and Wear Convention 1963.
11. А. Н. ГРУВИН, *Основы гидродинамической теории смазки нагруженных цилиндрических поверхностей*, Машгиз 1949.
12. А. Я. ПЕТРУСЕВИЧ, *Основные выводы из контактно гидродинамической теории смазки*, Издат. Акад. Наук СССР, 1951.
13. L. B. SIBLEY, J. C. BELL, F. K. ORCUTT, S. M. ALLEN, *A study of the influence of lubricant properties on the performance of aircraft gas turbine engine rolling contact bearings*, WADD Technical Report, 60, 189.
14. J. STUPNICKI, *Wpływ warstwy oleju na kinostatyczne naprężenia kontaktowe*, Arch. Budowy Maszyn, XII (1965), 48.

#### Резюме

#### КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ДЕТАЛЯХ МАШИН С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ЭЛАСТОГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ СМАЗКИ

Описаны опыты по нахождению распределения напряжений в области контакта стального кольца с моделями цилиндров из стекла или пластмассы CR-39, обкатываемыми по внутренней кромке кольца в условиях сухого трения или смазки. Как цилиндры, так и кольцо приводились отдельными двигателями, обеспечивающими произвольные условия качения и качения с проскальзыванием.

Максимальные напряжения в месте контакта по Герцу были равны  $p = 30$  Мнт/м<sup>2</sup> для пластмассовых цилиндров и  $p = 210$  Мнт/м<sup>2</sup> для стеклянных моделей.

Влияние смазки на распределение напряжений в области контакта исследовано путем сравнения изохром для случаев смазки и сухого трения, при одинаковых нагрузках и скоростях качения. В изучаемом диапазоне нагрузок и для употребляемых смазок отмечено значительное изменение распределения напряжений по отношению к распределению Герца.

#### S u m m a r y

#### CONTACT STRESSES IN MACHINE COMPONENTS IN THE LIGHT OF THE RECENT INVESTIGATION OF ELASTOHYDRODYNAMIC LUBRICATION

The paper describes some experiments, the object of which was to determine the stress distribution at the contact surface. Plastic and glass cylinders were rolled on the inner surface of a hardened steel ring under dry and lubricated conditions. The ring and the cylinder were driven by separate motors to enable the rolling and sliding contact.

The maximum pressure at the contact point was, according to the Hertz theory,  $p_0 = 30$  MN/m<sup>2</sup> for a plastic model and  $p_0 = 210$  MN/m<sup>2</sup> for a glass model.

Direct comparison, under a given load, of isochromatic patterns for dry and lubricated conditions show that the oil film exerts an influence on the stress distribution in the contact zone, the discrepancy with the Hertzian distribution being considerable.

POLITECHNIKA WARSZAWSKA

*Praca została złożona w Redakcji dnia 22 marca 1971 r.*

---