

PROBLEMY NIEKONWENCJONALNYCH UKŁADÓW I, OŻYSKOWYCH

Łódź, 15-16 maja 1997 r.

Stanisław Strzelecki
Institut Konstrukcji Maszyn P.L.

SYMULACJA KOMPUTEROWA TORU ŚRODKA CZOPA ŁOŻYSKA WIELOPOWIERZCHNIOWEGO OBCIĄŻONEGO DYNAMICZNIE

SŁOWA KLUCZOWE

Łożyska ślizgowe wielopowierzchniowe, obciążenie dynamiczne, smarowanie termohydrodynamiczne

STRESZCZENIE

Referat przedstawia symulację komputerową toru środka czopa łożysk wielopowierzchniowych obciążonych dynamicznie. Znajomość toru środka czopa pozwala na wyznaczenie podstawowych parametrów pracy łożyska jak: minimalna grubość filmu smarowego, maksymalne wartości ciśnienia i temperatury niezbędne w procesie projektowania łożysk.

WSTĘP

Wirniki maszyn szybkoobrotowych łożyskowane są w łożyskach wielopowierzchniowych, które zależnie od obciążenia i prędkości obrotowej mają od 2 do 8 powierzchni ślizgowych [1,2]. Podstawy teoretyczne geometrii, obliczeń charakterystyk statycznych i dynamicznych oraz toru środka czopa można znaleźć w literaturze [1,2,3] jednak brak jest informacji dotyczących programów wyznaczania charakterystyk lub toru środka czopa przy obciążeniu dynamicznym łożyska. Dynamicznie obciążone łożyska charakteryzują się zmiennymi w czasie: wartością i czasem obciążenia lub prędkości obrotowej czopa i panewki [4]. W procesie projektowania łożysk ślizgowych, prawidłowy dobór parametrów geometrycznych i konstrukcyjnych jest ułatwiony gdy znany jest tor środka czopa. Znajomość tonu czopa pozwala na wyznaczenie maksymalnej wartości ciśnienia i temperatury oraz minimalnej grubości filmu smarowego ułatwiając proces konstruowania łożyska. Rozkłady ciśnienia i temperatury wyznaczone dla ekstremalnych położeń czopa umożliwiają analizę naprężeń i odkształceń zespołu łożyska [5,6,7].

Brak informacji dotyczących metod i procedur wyznaczania toru środka czopa łożysk wielopowierzchniowych powoduje konieczność opracowania programów komputerowych celem wykorzystania ich w procesie projektowania tych łożysk.

Przedstawiono program symulacji komputerowej toru środka czopa dla łożysk cylindrycznych i wielopowierzchniowych. Symulacja przeprowadzana jest w warunkach założonego zewnętrznego obciążenia dynamicznego.

METODA WYZNACZANIA TORU ŚRODKA CZOPA

Praca łożyska obciążonego zmiennie jest badana przez porównanie sił hydrodynamicznych powstających w danym położeniu i przy danej prędkości środka czopa do obciążenia zewnętrznego w danym momencie [1].

Przyrównując siłę hydrodynamiczną \bar{W} do przyłożonego obciążenia \bar{F} otrzymuje się

$$\bar{F} = \bar{W} \left(\frac{L}{D}, \varepsilon, \alpha, \dot{\varepsilon}, \dot{\alpha} \right), \quad (1)$$

gdzie: L - długość łożyska, D - średnica łożyska, ε - mimośrodowość, α - kąt położenia czopa, $\dot{\varepsilon}$ i $\dot{\alpha}$ - pochodne mimośrodowości i kąta położenia względem czasu.

Dla wyznaczenia wypadkowej siły hydrodynamicznej niezbędna jest znajomość pola ciśnień, które obliczane jest w oparciu o rozwiązanie równań: geometrii filmu smarowego, równania Reynoldsa, energii i lepkości.

Geometrię łożysk wielopowierzchniowych omówiono w [1,2,3] i wyznaczana jest z zależności:

$$H(\varphi, z) = \bar{H}(\varphi, z) - \varepsilon \cos(\varphi - \alpha) \quad (2)$$

gdzie: $\bar{H}(\varphi, z)$ - kształt filmu olejowego dla współśrodkowego położenia czopa i panewki, φ - współrzędna obwodowa, a α kąt położenia linii środków.

Dla adiabatycznego filmu smarowego równanie rozkładu ciśnienia ma postać:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{H^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right] + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{H^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right] = 6 \cdot H^{\frac{3}{2}} \cdot \eta^{\frac{1}{2}} \cdot \left[H_{\varphi} - 2 \cdot \varepsilon \cdot \cos(\varphi - \alpha) - 2 \cdot \dot{\alpha} \cdot \sin(\varphi - \alpha) \right], \quad (3)$$

gdzie: p - ciśnienie hydrodynamiczne, z - współrzędna osiowa, η - lepkość środka smarowego, H_{φ} - pochodna grubości filmu smarowego względem φ

Równanie (3) zastąpiono równaniem różnic skończonych. Opracowany program [1,4] rozwiązuje iteracyjnie równanie (3) wraz z równaniami energii i lepkości [2]. Siły hydrodynamiczne wynikające z ciśnienia w filmie smarowym w połączeniu z danym obciążeniem zewnętrznym dają możliwość obliczenia mimośrodowości i kąta położenia czopa czyli wyznaczają jego drogę w funkcji kąta obrotu.

Do wyznaczenia drogi środka czopa zastosowano metodę RungeKutta [3].

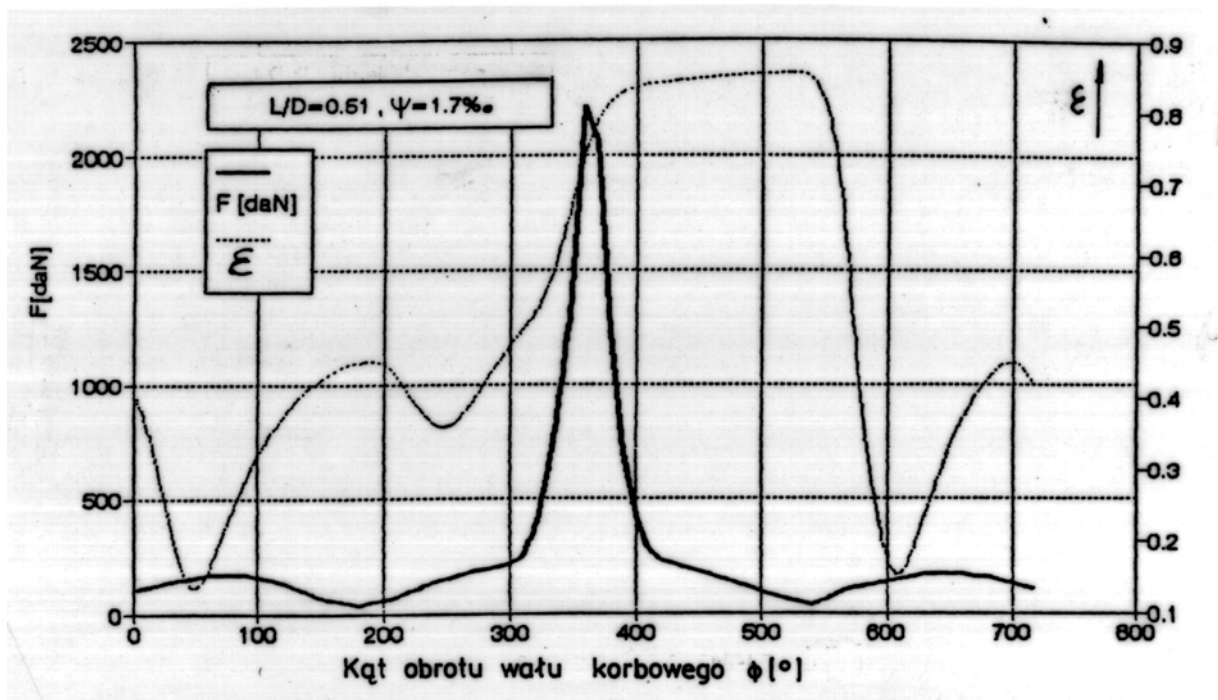
Wykres toru środka czopa otrzymywany jest za pomocą podprogramu znajdującego się w strukturze głównego programu obliczeń lub za pomocą programu MATLAB. Wykorzystanie programu MATLAB wymaga odpowiedniego przygotowania wyników programu rozwiązującego równania: Reynoldsa, energii, lepkości i geometrii filmu smarowego. W tym celu opracowano program [2,3] przygotowujący dane wejściowe czyli tablice wartości ε i α , do programu MATLAB. Wykorzystanie programu MATLAB umożliwi wykonywanie na jednym wykresie więcej niż jednego przebiegu toru środka czopa łożyska obciążonego dynamicznie.

WYNIKI OBLICZEŃ

Symulację komputerową toru środka czopa przeprowadzono przykładowo dla kilku rodzajów łożysk wielopowierzchniowych zakładając różne obciążenia dynamiczne. W przypadku łożyska 4-o powierzchniowego [3,8] przyjęto zmienne obciążenie o przebiegu pokazanym na rys. 1 a zmienne obciążenie łożyska 6-o powierzchniowego opisano funkcją harmoniczną postaci

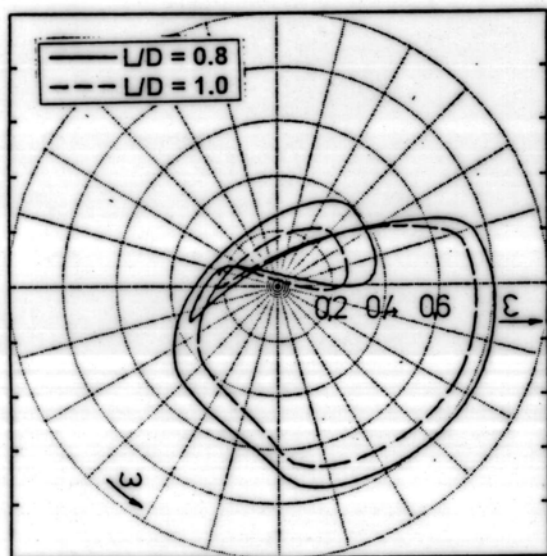
$$F = F_0 \cdot \cos\omega t \quad (4)$$

o stałym kierunku. Założono $F_0 = 341,5$ N.

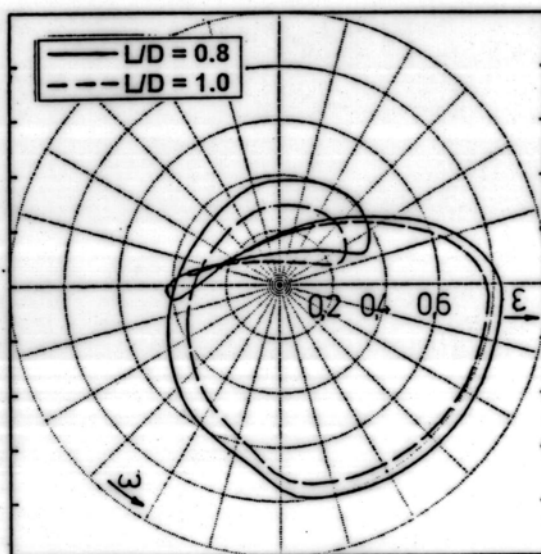


Rys. 1 Zmienne obciążenie łożyska i obliczona mimośrodowość w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla łożyska cylindrycznego [6].

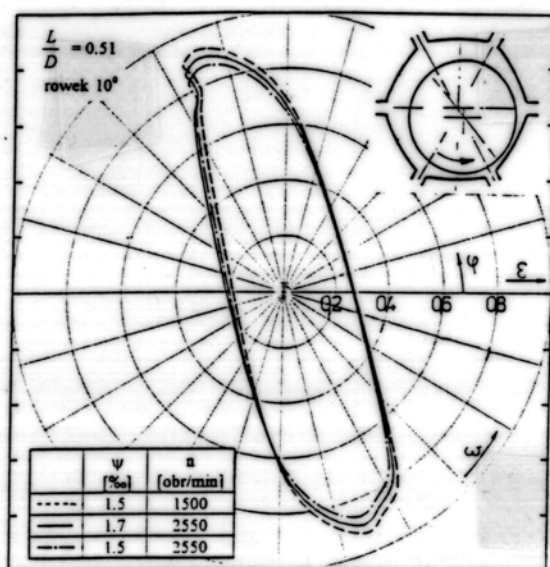
Rys. 2- 7 przedstawiają tory środka czopa dla różnych łożysk wielopowierzchniowych łącznie z łożyskiem cylindrycznym dla $\psi = 1.70$ oraz 2000 obr/min.



Rys. 5. Tory środka czopa w łożysku z trzema powierzchniami roboczymi



Rys.6. Tory środka czopa w łożysku cztero - powierzchniowym



Rys. 7. Tor środka czopa dla różnych wartości luzu łożyskowego i prędkości obrotowych łożyska sześć - powierzchniowego

WNIOSKI

Opracowane programy symulacji komputerowej toru środka czopa pozwalają na wyznaczenie toru środka czopa oraz ekstremalnych wartości parametrów filmu smarowego w postaci minimalnej jego grubości, maksymalnego ciśnienia i temperatury dla łożysk cylindrycznych i wielopowierzchniowych. Przykładowe wyniki obliczeń potwierdzają zastosowanie programów do analizy podstawowych parametrów łożysk wielopowierzchniowych i ich wykorzystania w procesie konstrukcji łożyska.

Czas opracowywania przebiegów toru środka czopa przy zastosowaniu programu MATLAB jest rzędu kilku sekund, co przy możliwościach wykonywania kilku przebiegów na jednym rysunku przemawia za stosowaniem programu MATLAB w wizualizacji wyników programu podstawowego wyznaczającego parametry toru tj. wartości mimośrodowości i kąta położenia linii środków.

LITERATURA

1. Someya T., Strzelecki S.: Operating parameters of dynamically loaded six-lobe bearing. Proc. of the Vth International Symposium INTERTRIBO'96, Stara Lesna-Tatraska Lomnica, April 23-26, 1996. 224-227.
2. Strzelecki S.: Dynamic characteristics of multilobe journal bearings with nonisothermal oil film. Theoretical and experimental investigations. Fellowship of JSPS, University of Tokyo, Japan, 1980-81, (niepublikowane)
3. Strzelecki S.: Dynamically Loaded 4-Lobe Journal Bearing. Proceedings of the Vth International Symposium INTERTRIBO '93, Bratislava, 1993, pp.163-167.
Strzelecki S.: The journal centre trajectory of dynamically loaded three-lobe bearing. Journal of Kones 1996. KONES'96. 22nd International Scientific Conference on Combustion Engines. Zakopane, September 11 - 14, 1996
4. Strzelecki S., Szkurłat J.: Metody obliczania toru środka czopa łożysk ślizgowych obciążonych dynamicznie. Materiały X Konferencji Metody i Środki Wspomagania Komputerowego. Instytut Konstrukcji Maszyn Politechniki Warszawskiej. Warszawa, 1995.
5. Strzelecki S., Szkurłat J.: Journal centre trajectories for the different solutions of Reynolds equation. Proc. of the Vth International Symposium INTERTRIBO'96. Tribological Problems in Exposed Friction Systems. Slovak republic, The High Tatras, April 23-26, 1996. Bratislava 1996.
6. Strzelecki S., Szkurłat J.: Maximum pressure and wear of dynamically loaded cylindrical bearing. Proc. of the Vth Tribological Conference, 6-7 June, Budapest, 1996
7. Hahn W.: Das zylindrische Gleitlager endlicher Breite unter zeitlich veränderlicher Belastung. Diss. T.U. Karlsruhe, 1957.

COMPUTER SIMULATION OF THE JOURNAL CENTRE TRAJECTORY OF A DYNAMICALLY LOADED MULTILOBE JOURNAL BEARING

Summary

The knowledge of the journal centre trajectory allows the determination of the basic operating parameters of journal bearing, i.e. minimum oil film thickness, maximum values of pressure and temperature of oil film necessary in the process of bearing design. The paper introduces the method of numerical simulation of journal trajectory for the dynamic load of the cylindrical and multilobe journal bearings. Isothermal and adiabatic oil film as well as parallelism of sleeve and journal axis were considered.

Praca wykonana w ramach Badań Własnych I6/0181/202B.W/97

Recenzent: Prof. dr inż. Zbigniew Lawrowski