ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1989

Seria: MECHANIKA z. 91 Nr kol. 1026

XIII MIĘDZYNARODOWE KOLOKWIUM
"MODELE W PROJEKTOWANIU I KONSTRUOWANIU MASZYN"

13th INTERNATIONAL CONFERENCE ON
"MODELS IN DESIGNING AND CONSTRUCTIONS OF MACHINES"

25-28.04.1989 ZAKOPANE

Bogdan ZASTEMPOWSKI

Zakład Podstaw Konstrukcji Maszyn Technologicznych
Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy

MODEL DYNAMICZNY ŁOŻYSKA HYDROSTATYCZNEGO Z AUTOMATYCZNĄ REGULACJĄ DŁAWIENIA W UKŁADZIE ZASILANIA

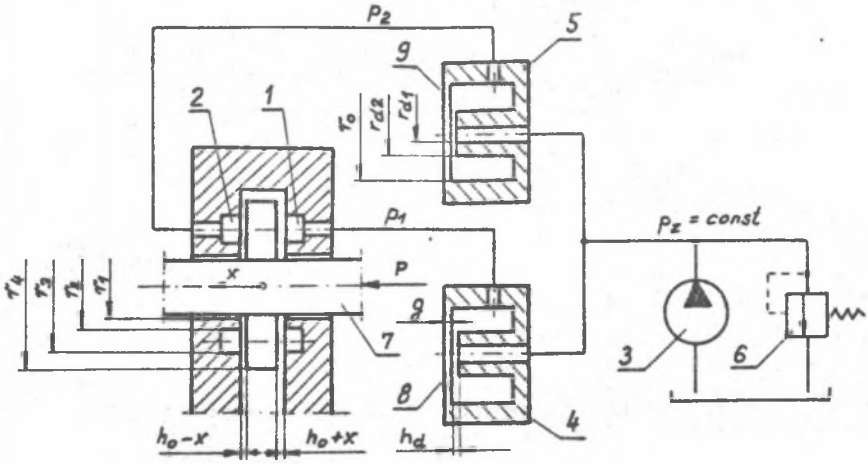
Streszczenie. W artykule przedstawiono model dynamiczny łożyska hydrostatycznego z zaworami dławiącymi o sterowanym oporze hydraulicznym w funkcji ciśnienia. Analizowano własności statyczne (sztywność) łożyska. Własności dynamiczne łożyska oceniono na podstawie charakterystyki czasowej łożyska otrzymanej w wyniku przeprowadzonych badań symulacyjnych.

1. Wprowadzenie

Komory łożysk hydrostatycznych zasilane mogą być przez układy o różnych strukturach. W dużych łożyskach hydrostatycznych ekonomicznie jest zasilać każdą komorę łożyska bezpośrednio z oddzielnej pompy. Natomiast wyszystkie komory małych i średnich łożysk hydrostatycznych zasilane są najczęściej z jednej pompy. Każda komora łożyska musi być wówczas połączona z pompą poprzez zawór dławiący. Najczęściej stosowane są układy zasilania z zaworami o stałych oporach hydraulicznych. Zastępując w układzie zasilania łożysk zawory o stałych oporach hydraulicznych zaworami o zmiennych oporach otrzymuje się tzw. układy zasilania z automatyczną regulacją dławienia [1]. Opory hydrauliczne tych zaworów mogą być sterowane w funkcji położenia wału lub w funkcji ciśnienia w komorze łożyska. Układy zasilania łożysk hydrostatycznych z zaworami sterowanymi w funkcji ciśnienia są najczęściej stosowane, szczególnie zawory z odkształcalną płytką [2].

2. Opis układu

Wzdłużne łożysko hydrostatyczne z zaworami szczelinowymi przedstawiono na rys. 1. Komory 1 i 2 zasilane są z jednej pompy 3 poprzez zawory dławiące szczelinowe 4 i 5. Pompa pracuje przy stałym ciśnieniu ustalonym zaworem przelewowym 6. Wzrost obciążenia P przyłożonego do wału 7 spowoduje przemieszczenie wału względem powierzchni oporowych łożyska. Zwiększy się wysokość szczeliny przy komorze 1 oraz zmniejszy się wysokość szczeliny komory 2. Zmiana wysokości szczelin spowoduje zmianę ciśnień w komorach łożyska. Zmniejszy się



Rys. 1. Łożysko hydrostatyczne z automatyczną regulacją dławienia w funkcji ciśnienia
Fig. 1. Hydrostatic bearing with automatic control by throtting in pressure function

ciśnienie w komorze 1 i wzrośnie ciśnienie w komorze 2. W zaworach 4 i 5 zdławienie przepływu zachodzi w płaskich szczelinach ograniczonych z jednej strony odkształcalnymi płytkami 8 i 9. Dla rozpatrywanego przypadku obciążenia - zmniejszy się wysokość szczeliny w zaworze 4, a wzrośnie w zaworze 5. Odpowiednio zwiększy się opór hydrauliczny zaworu 4, a zmniejszy zaworu 5. Zmiany oporów hydraulicznych zaworów 4 i 5 spowodują dodatkowy wzrost ciśnienia w komorze 2 oraz dodatkowy spadek ciśnienia w komorze 1. Równowaga przy zadanym obciążeniu P w takim łożysku wystąpi przy mniejszym przemieszczeniu wału niż w łożyskach z zaworami o stałym oporze hydraulicznym. Należy więc oczekiwać, że łożyska hydrostatyczne z zaworami o zmiennym oporze hydraulicznym sterowanym w funkcji ciśnienia charakteryzują się większą sztywnością niż analogiczne łożyska z zaworami o stałych oporach.

3. Model matematyczny

W zaworach dławiących oraz w szczelinach łożyska występuje przepływ laminarny. Opór hydrauliczny R_d zaworu szczelinowego wyznacza się z zależności:

$$R_d = \frac{6\mu \ln \frac{r_{d2}}{r_{d1}}}{\pi h_d^3} \qquad (1)$$

r_{d1}, r_{d2} - promienie szczeliny zaworu dławiącego (rys. 1),
h_d - wysokość szczeliny zaworu na promieniu średnim $(r_{d1}+r_{d2})/2$,
μ - lepkość dynamiczna oleju.

Wysokość szczeliny zaworu można opisać zależnością [3]:

$$h_d = h_{dp} + \frac{(1-\nu^2) r_0^4}{E g^3}(c_1 p_z + c_2 p_k) \tag{2}$$

p_z, p_k - ciśnienie zasilania pompy, ciśnienie w komorze,
h_{dp} - początkowa wysokość szczeliny dla $p_z=p_k=0$,
g - grubość płytki (rys. 1),
r_0 - promień zamocowania płytki (rys. 1),
ν, E - współczynnik Poissona, moduł Younga,
c_1, c_2 - bezwymiarowe stałe określające ugięcie płytki [3].

Przy braku obciążenia działającego na wał obie szczeliny zaworu dławiącego mają równą wysokość $h_d=h_{dp}+h_{do}$. Opór hydrauliczny zaworu dławiącego dla takiego przypadku oznaczono symbolem R_{do}, ciśnienie w obu komorach łożyska wynosi:

$$p_0 = p_z \frac{R_{so}}{R_{so}+R_d}$$

R_{so} - opór hydrauliczny szczeliny łożyska [4] przy obciążeniu P=0.
Wprowadzono oznaczenia identyfikujące zawór szczelinowy

$$\alpha = \frac{c_2}{c_1} \qquad \gamma = \frac{h_{dp}}{h_{do}} \qquad \varkappa = \frac{R_{do}}{R_{so}} \tag{3}$$

Zawór szczelinowy o zmiennym oporze dla $\alpha = 0$ przechodzi w zawór o stałym oporze hydraulicznym. Wartości parametru $\gamma = 0$ odpowiada zawór o wysokości początkowej szczeliny $h_{dp}=0$. Zwykle przyjmuje się $\varkappa = 1$, wówczas łożysko hydrostatyczne ma maksymalną sztywność przy zerowym przemieszczeniu (obciążeniu) łożyska. Dla przyjętej wartości współczynnika $\varkappa$ wyznacza się wysokość szczeliny h_{do}, a następnie inne parametry geometryczne zaworu, np. grubość płytki.

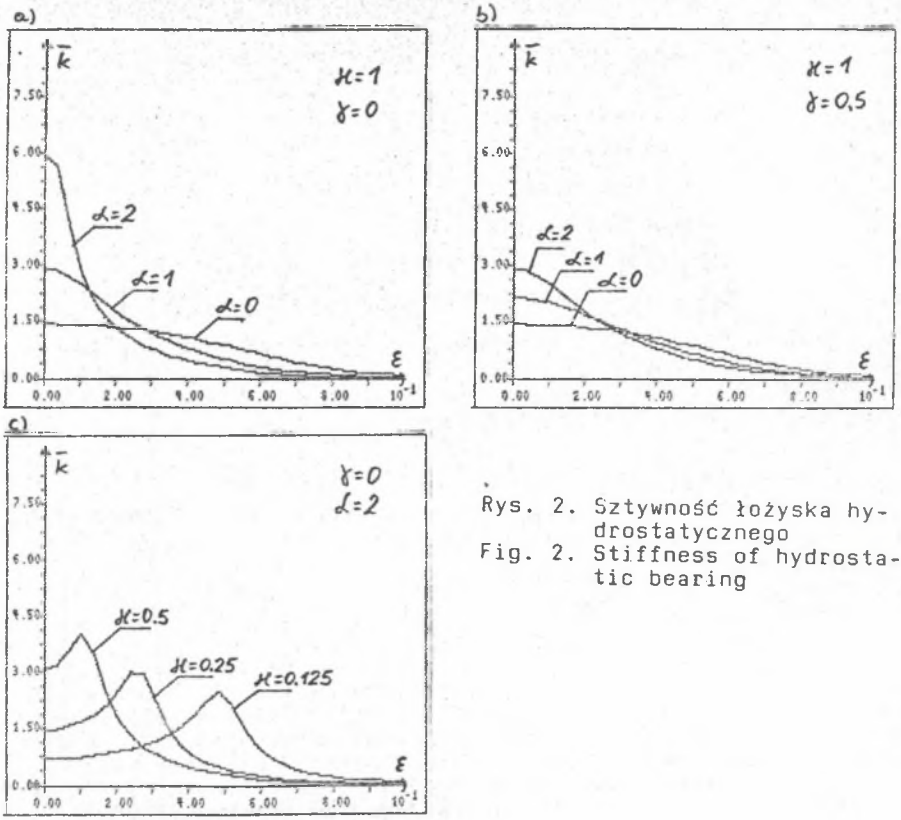
Model dynamiczny łożyska opisuje nieliniowy układ równań różniczkowych złożony z: równań bilansu przepływu (4 i 5) oraz równania ruchu (6):

$$\frac{p_z-p_1}{R_{do}}\left(1+\alpha\frac{p_1-p_0}{(\gamma+1)(p_z+\alpha p_0)}\right)^3 - \frac{p_1}{R_{so}}\left(1+\frac{x}{h_0}\right)^3 = \frac{V}{B}\frac{dp_1}{dt} + F_e\frac{dx}{dt} \tag{4}$$

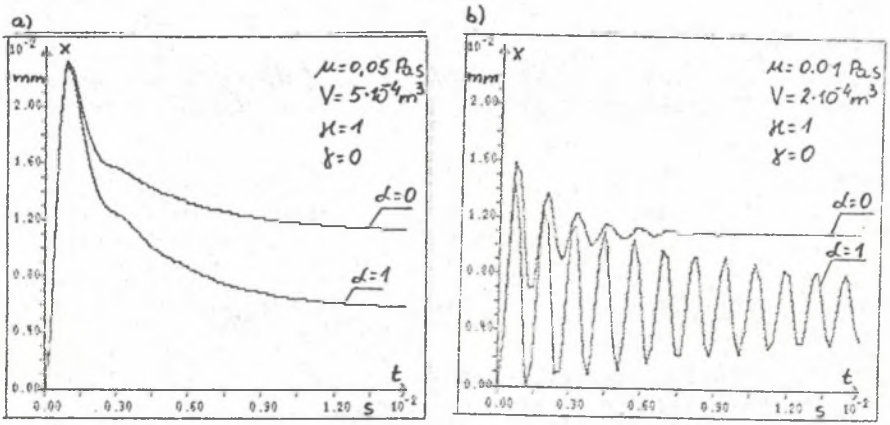
$$\frac{p_z-p_2}{R_{do}}\left(1+\alpha\frac{p_2-p_0}{(\gamma+1)(p_z+\alpha p_0)}\right)^3 - \frac{p_2}{R_{so}}\left(1-\frac{x}{h_0}\right)^3 = \frac{V}{B}\frac{dp_2}{dt} - F_e\frac{dx}{dt} \tag{5}$$

$$P-(p_2-p_1)F_e - b_{vo}\left[\left(1-\frac{x}{h_0}\right)^{-3}+\left(1+\frac{x}{h_0}\right)^{-3}\right]\frac{dx}{dt} = m\frac{d^2x}{dt^2} \tag{6}$$

x, t - przemieszczenie wału, czasu,
P, m - siła działająca na wał, masa wału,
F_e - powierzchnia efektywna łożyska [4],
b_{vo} - tłumienie od efektu wyciskania oleju w szczelinie łożyska [4],
h_0 - wysokość szczeliny łożyska przy P = 0,



Rys. 2. Sztywność łożyska hydrostatycznego
Fig. 2. Stiffness of hydrostatic bearing



Rys. 3. Charakterystyka czasowa łożyska hydrostatycznego
Fig. 3. Step function response of hydrostatic bearing

V - objętość komory łożyska,
B - moduł sprężystości objętościowej oleju.

4. Wyniki obliczeń i wnioski

Wyniki analizy powyższego modelu przedstawiono w formie graficznej (rys. 2, 3). Na rys. 2 przedstawiono w postaci bezwymiarowej sztywność k łożyska w funkcji przemieszczenia względnego $\varepsilon = x/h$. Wraz ze wzrostem współczynnika α wzrasta znacznie sztywność łożyska w otoczeniu punktu $\varepsilon = 0$ (rys. 2a,b). Szczególnie korzystne jest stosowanie zaworów dławiących szczelinowych o zerowej początkowej wysokości szczeliny $h_{dp} = 0$ ($\gamma = 0$); łożyska uzyskują wówczas największą sztywność (rys. 2a). Łożyska z zaworami o zmiennym oporze ($\alpha \neq 0$) posiadają wyższą sztywność od analogicznych łożysk z zaworami o stałym oporze ($\alpha = 0$), tylko w pewnym przedziale przemieszczenia względnego ε. Gdy $R_{do} = R_{so}$ ($\mathcal{H} = 1$), przedziałem tym jest otoczenie punktu $\varepsilon = 0$ (rys. 2a,b). Chcąc uzyskać maksymalną sztywność w otoczeniu innego punktu, należy stosować inną proporcję pomiędzy oporem zaworu R_{do} a oporem szczeliny R_{so} (rys. 2c).

Przeprowadzono badania symulacyjne analizowanego łożyska hydrostatycznego na bazie modelu opisanego równaniami (4÷6). Badania symulacyjne prowadzono dla łożyska o następujących parametrach: $r_1 = 0{,}050$ m, $r_2 = 0{,}055$ m, $r_3 = 0{,}075$ m, $r_4 = 0{,}080$ m (rys. 1), $h_p = 5\ 10^{-5}$ m, $p_z = 3$ MPa, $B = 1200$ MPa, $\mathcal{H} = 1$, m = 50 kg. Badano charakterystyki czasowe (rys. 3) łożyska, otrzymane po wymuszeniu siłowym w postaci funkcji skoku jednostkowego $P = 10^4$ N. Dla porównania przedstawiono charakterystyki czasowe analogicznego łożyska z zaworami o stałych oporach ($\alpha = 0$) [5]. Przy zasilaniu łożyska typowymi olejami hydraulicznymi ($\mu = 0{,}05$ Pas) procesy przejściowe mają w obu łożyskach podobne przebiegi, które są szybko tłumione mimo przyjętej znacznej objętości komory ($V = 5\ 10^{-4}$ m^3) (rys. 3a). Niekorzystne jest zasilanie łożyska z zaworami o zmiennych oporach, cieczami o małej lepkości ($\mu = 0{,}01$ Pas). Uzyskuje się wówczas proces przejściowy słabo tłumiony nawet przy mniejszej objętości komór ($V = 2\ 10^{-4}$ m^3) (rys. 3b).

LITERATURA

[1] K. HAPEK: Łożysko hydrostatyczne z automatyczną regulacją dławienia. Przegląd Mechaniczny nr 5, 1972.

[2] D. LEWANDOWSKI: Właściwości podpory hydrostatycznej z automatycznie regulowanymi dławikami. Konferencja "Łożyskowanie Gazowe i Hydrostatyczne" Łódź 1985.

[3] B. ZASTEMPOWSKI: Model zaworu dławiącego szczelinowego. Sympozjon "Modelowanie w Mechanice", Gliwice 1987.

[4] B. ZASTEMPOWSKI: Przepływ przez szczeliny łożysk hydrostatycznych wzdłużnych w warunkach normalnych i kawitacyjnych. Sympozjon "Modelowanie w Mechanice", Gliwice 1985.

[5] B. ZASTEMPOWSKI: Procesy przejściowe w łożysku hydrostatycznym. Międzynarodowe Sympozjum "Komputerowe wspomaganie konstruowania obrabiarek i procesów obróbki skrawaniem", Wrocław 1988.

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА С АВТОМАТИЧЕСКИМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ ДРОССЕЛИРОВАНИЯ В СИСТЕМЕ ПИТАНИЯ

Резюме

В статье представлено динамическую модель гидростатического подшипника с дросселирующими клапанами с управлением гидростатическим сопротивлением являющимся функцией давления. Сделан анализ статических свойств (жёсткость) подшипника. Динамические свойства подшипника определено на основе временной характеристики полученой в результате проведённых имитационных исследований.

DYNAMIC MODEL OF HYDROSTATIC BEARING WITH AUTOMATIC CONTROL BY THROTTLING IN SUPPLYING SYSTEM

Summary

In the paper dynamic model of hydrostatic bearing with throttle valves with control hydrostatic resistance in pressure function is presented. Static properties (stiffness) of bearing are analysed. Dynamic properties are estimated on the basis of step function response of bearing getting as results of simulation researches.

Recenzent: doc. dr inż. K. Reich

Wpłynęło do Redakcji 15.XII.1988 r.