

УДК 629.113
UDK 629.113

WPLYW OBCIĄŻENIA NA WŁASNOŚCI STATYCZNE ŁOŻYSKA ŚLIZGOWEGO
W OLEJOWEJ POMPIE ZĘBATEJ

ZŁOMAŃCZUK Elżbieta, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska

ВПЛИВ НАВАНТАЖЕННЯ НА СТАТИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ
В МЕХАНІЗМАХ НАСОСУ ДЛЯ ОЛИВИ

ЗЛОМАНЧУК Ельжбета, Жешовська Політехніка, Жешув, Польща

THE EFFECT OF LOAD ON THE STATIC PROPERTIES OF SLIDE BEARINGS
OF OIL PUMP GEAR

ZLOMANCZUK Elzbieta, Rzeszow University of Technology, Rzeszow, Poland

WSTĘP

Pompy są urządzeniami służącymi do przenoszenia cieczy. Są to maszyny, w których następuje przekazanie energii od wału czynnego silnika napędowego do przepływającej przez nią cieczy [1]. Wśród wielu typów pomp na szczególną uwagę zasługują olejowe pompy zębate, ponieważ pełnią istotną rolę w układzie smarowania różnego rodzaju silników. Służą one przede wszystkim do podawania oleju do powierzchni trących silnika. Wszechstronne pompy zębate poradzą sobie doskonale z pompowaniem każdego rodzaju cieczy niezależnie od lepkości czy temperatury, tj. asfalt, żywice czy plastik.

Obecnie olejowe pompy zębate, są bardzo rozpowszechnione, mają zastosowanie w różnych gałęziach przemysłu, tj.: spożywczym, naftowym, lakierniczym, chemicznym, petrochemicznym, ważne znaczenie mają także w budownictwie, w przemyśle cukierniczym oraz papierniczym. Ich istotną zaletą jest prosta konstrukcja pozwalająca na łatwą obsługę. Do ich naprawy nie wymaga się specjalistycznych urządzeń. Obecnie pompy zębate uznawane są jako urządzenia wysoko zaawansowane technologicznie o bardzo wysokich właściwościach eksploatacyjnych.

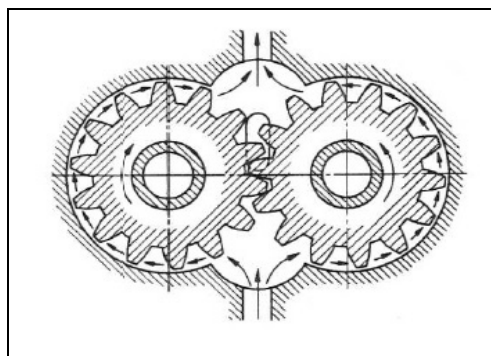
KLASYFIKACJA I CHARAKTERYSTYKA OLEJOWYCH POMP ZĘBATYCH

Olejowe pompy zębate to urządzenia służące do transportu cieczy. Ich działanie polega na wytworzeniu różnicy ciśnień pomiędzy stroną ssawną a stroną tłoczną pompy. Służą one do przetłaczania cieczy z przestrzeni o ciśnieniu niższym do przestrzeni o ciśnieniu wyższym. Ze względu na niezawodność działania oraz prostą konstrukcję, pompy zębate znajdują coraz szersze zastosowanie w współczesnej technice. Szczególnymi zaletami pomp zębatych jest ich wszechstronność i duża wytrzymałość na różnego rodzaju uszkodzenia [3].

Ze względu na sposób działania olejowe pompy zębate można podzielić na [1]:

- pompy o zazębieniu zewnętrznym,
- pompy o zazębieniu wewnętrznym.

Pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym zbudowane są z dwóch kół zębatych ciasno osadzonych w korpusie (rys.1). Współpracujące koła zębate podczas obracania się w kierunku roboczym zabierają ciecz z komory ssawnej do wolnych przestrzeni znajdujących się między zębami i dalej transportowana jest ona wraz z obrotem wału do przestrzeni tłocznej [3].



Rys. 1. Pompa oleju o zazębieniu zewnętrznym [10]

Pompa o zazębieniu wewnętrznym zbudowana jest z dwóch kół zębatach umieszczonych w korpusie urządzenia. Transportuje olej w przestrzeniach między zębami współpracujących ze sobą kół zębatach, które znajdują się w specjalnej obudowie ze ścianami bocznymi. Taka konstrukcja jest bardzo precyzyjna, odległości między ścianami bocznymi a kołami zębatach są bardzo dokładne, zęby kół zębatach są wykonane z bardzo dużą dokładnością. Pompy zębatach o zazębieniu wewnętrznym umiejscowione są blisko lustra oleju. Wykonane są z wysokiej jakości stali węglowej. Dużą zaletą tych urządzeń jest prosta konstrukcja wykonania oraz wysoka niezawodność. Pompy olejowe o zazębieniu wewnętrznym są znacznie droższe w wykonaniu i obsłudze w porównaniu z pompami o zazębieniu zewnętrznym. Pompy olejowe o zazębieniu wewnętrznym stosuje się w silnikach, które potrzebują większych ilości oleju w układzie smarowania. Przykład takiej konstrukcji pokazano na rysunku nr 2.

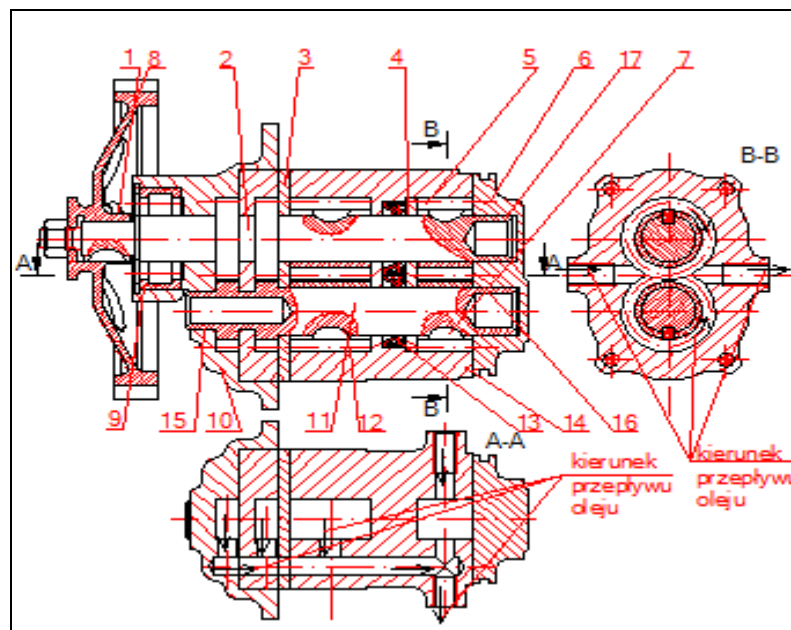


Rys. 2. Pompa olejowa o zazębieniu wewnętrznym [9]

OCENA PROBLEMU PRACY OLEJOWEJ POMPY ZĘBATEJ

Przedmiotem badań jest pompa olejowa o zazębieniu zewnętrznym stosowana w konstrukcjach lotniczych w silnikach turbinowych. Pompa olejowa zbudowana jest z dwóch wałków: czynnego i biernego. Wałek czynny napędzany jest przez przekładnię z paskiem zębatach, natomiast wałek bierny napędzany jest od wałka czynnego. Pompa olejowa składa się z głównej sekcji podającej ciśnienie, zamkniętej z jednej strony pokrywą a z drugiej strony pierścieniem uszczelniającym, oraz z trzech sekcji pomocniczych. Sekcje pomocnicze mają za zadanie zabezpieczyć przed wyciekami oleju na zewnątrz. Koła zębatach głównej sekcji osadzone są na wałkach przy pomocy wpustów czółenkowych. Do podparcia wału głównego zastosowane są dwa łożyska wałeczkowe i ślizgowe.

Po 150 h pracy pompy olejowej, główna obudowa pompy ciśnieniowej wykazała duże zużycie łożyska ślizgowego. Dokonano analizy problemu badając właściwości łożyska ślizgowego zastosowanego w zębatach pompie olejowej silnika lotniczego. Na rys.3 przedstawiony został schemat konstrukcji omawianej zębatach pompy olejowej.



Rys. 3. Schemat konstrukcji pompy zębatej: 1 – pierścień osadzony sprężynujący W30, 2 - wał czynny, 3 - podkładka dystansowa, 4 - podkładka dystansowa, 5 - koło zębate głównej sekcji, 6 - pokrywa, 7 - wpust czółenkowy 3 x 3,7, 8 - koło pasowe, 9 - łożysko walcowe bez pierścienia wewnętrznego w wykonaniu specjalnym, 10 - korpus łożyskowy, 11 - wał bierny, 12 - koło zębate sekcji pomocniczej, 13 - pierścień uszczelniający, 14 - korpus, 15 - łożysko ślizgowe, 15 - łożysko ślizgowe, 16 - łożysko ślizgowe, 17 - łożysko ślizgowe

W skład pompy wchodzi dwa wały: czynny i bierny. Na wałach osadzone są koła zębate. Olej zasysany jest w wolne przestrzenie znajdujące się pomiędzy zębami współpracujących kół zębatach po stronie ssawnej i dalej jest transportowany wraz z obrotem wału na stronę tłoczną. Wał czynny wraz z osadzonymi na nim elementami znajduje się w dwóch łożyskach tocznym i ślizgowym. Natomiast łożyska wału biernego są łożyskami ślizgowymi.

MODEL FIZYCZNY I MATEMATYCZNY ŁOŻYSKA ŚLIZGOWEGO

Celem niniejszego artykułu jest zbadanie wpływu obciążenia na parametry pracy łożyska za pomocą modelu fizycznego i matematycznego. W badaniu określono wpływ zmiany obciążenia czopa łożyskowego na parametry pracy łożyska, tj. mimośrodowość względną, maksymalną temperaturę, minimalną wysokość filmu smarnego oraz maksymalne ciśnienie.

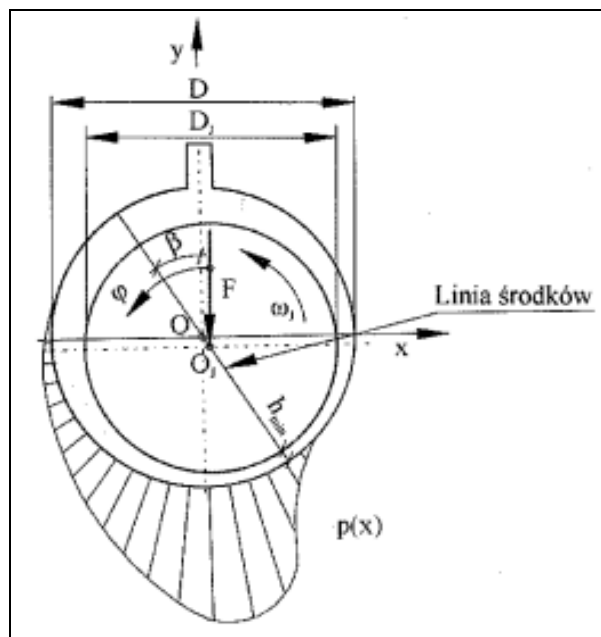
Model fizyczny

Badanie przeprowadzono przyjmując adiabatyczny model łożyska ślizgowego. W modelu tym zakłada się, że całe ciepło wytworzone w łożysku jest odprowadzane przez przepływający olej, czop łożyskowy oraz obudowa czopa nie biorą udziału w wymianie ciepła. W niniejszym artykule do modelu fizycznego przyjęto następujące założenia [4,5,6,7]:

- przepływ oleju jest laminarny,
- oś czopa jest równoległa do osi panewki,
- elementy konstrukcji łożyska są nieodkształcalnymi idealnie gładkimi powierzchniami,
- olej jest płynem newtonowskim o zmiennej lepkości,
- temperatura oleju na zasilaniu jest stała ($T_z = \text{const}$),
- wartość ciśnienia oleju na zasilaniu oraz wartość ciśnienia otoczenia są stałe.

Podczas pracy łożyska ze smarowaniem hydrodynamicznym w stanie ustalonym występuje tarcie płynne. Dla zadanych wielkości: obciążenie F , prędkość obrotowa czopa łożyskowego N , czop w panewce zajmuje położenie, które można opisać za pomocą mimośrodowości względnej ϵ jak również przez kąt β , określający położenie linii środków czopa i panewki. Wielkościami opisującymi właściwości stanu ustalonego są:

h_{\min} - minimalna wysokość filmu olejowego rozkładu ciśnienia i temperatury $T(\varphi, z)$.



Rys. 4. Geometria poprzecznego łożyska ślizgowego [2]: β – kat położenia linii środków czopa i panewki, h_{\min} - minimalna wysokość filmu olejowego, ϵ - współrzędna kątowa, ω_j - prędkość kątowa czopa łożyskowego, D_j - średnica czopa łożyskowego, D - średnica panewki [5]

Model matematyczny

Zjawiska zachodzące w szczelinie smarnej w układzie między czopem łożyskowym a filmem olejowym i panewką opisano za pomocą zespołu równań [4,5,6,7]:

- zachowania pędu,
- zachowania masy (równanie ciągłości),
- zachowania energii.

Przyjęto model płynu newtonowskiego, zakładając:

- przepływ jest laminarny,
- siły masowe drobin oleju są pomijalnie małe,
- przepływ oleju odbywa się w dwóch kierunkach: obwodowym i osiowym, nie ma zaś przepływu w kierunku promieniowym,
- olej jest cieczą newtonowską,
- olej jest nieściśliwy,
- współczynnik ciepła właściwego i współczynnik przewodności cieplnej oleju są wartościami stałymi.

Do opisu zjawisk w filmie olejowym zastosowane jest równanie Reynoldsa (równanie rozkładu ciśnienia w szczelinie smarowej):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{1}{2} (u_1 + u_2) \frac{\partial h}{\partial x} + \left(\frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (1)$$

gdzie: u_1 - prędkość liniowa powierzchni czopa [m/s], u_2 - prędkość liniowa powierzchni panewki [m/s], x - współrzędna w kierunku prędkości liniowej u_1 - powierzchni czopa,

z - współrzędna normalna do u_1 , η - lepkość dynamiczna smaru [Pa·s], h - wysokość szczeliny smarowej [m], t - czas [s], p - ciśnienie w warstwie oleju [Pa].

Powyższe równanie jest niejednorodnym równaniem różniczkowym dwóch zmiennych o pochodnych cząstkowych, opisującym rozkład ciśnień w filmie olejowym w adiabatycznym poprzecznym łożysku ślizgowym, w zależności od prędkości u_1 i u_2 od miejscowej i czasowej zmiany wysokości warstwy oleju oraz lepkości oleju η [2,6,7].

CHARAKTERYSTYKI STATYCZNE

Badany model adiabatyczny został opisany za pomocą [4,5]:

- wielkości zadanych,
- wielkości zakładanych,
- wielkości wynikowych.

Wielkości zadane przyjęto jak w tabeli 1, wielkości wynikowe: ε - mimośrodowość względna, h_{\min} - minimalna wysokość filmu olejowego, β - kąt położenia linii środków czopa i panewki, p_{\max} - maksymalne ciśnienie w łożysku, T_{\max} - maksymalna temperatura filmu olejowego, wyznaczono dla następujących wielkości zadanych: F - obciążenie łożyska, N_j - prędkość obrotowa czopa, D - średnica panewki, D_j - średnica czopa, $\Psi = C_R/R$ - luz względny łożyskowy, właściwości oleju takie jak: lepkość dynamiczna η , gęstość środka smarnego - ρ , c_p - ciepło właściwe, temperatura zasilania i otoczenia oraz ciśnienie zasilania: T_o, T_z, p_z .

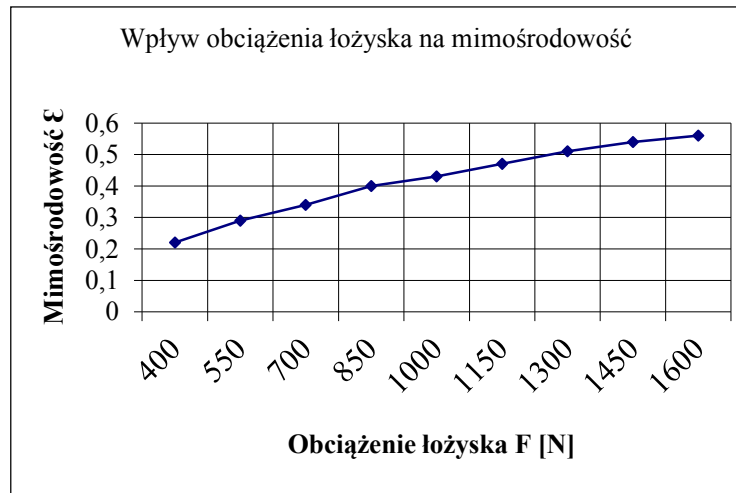
Tabela 1. Dane do przykładu obliczeniowego

Lp.	Parametry	Wielkości zadane
1.	Średnica nominalna czopa [m]	$D_J = 17,726 \cdot 10^{-3}$
2.	Średnica nominalna panewki [m]	$D = 17,780 \cdot 10^{-3}$
3.	Obciążenie łożyska [N]	$F = 400 - 1600$
4.	Prędkość obrotowa czopa [obr./min]	$N_J = 3500$
5.	Lepkość dynamiczna [Pa·s]	$\eta_0 = 0,110$
6.	Chropowatość zewnętrzna czopa [m]	$R_{ZJ} = 1,6 \times 10^{-6}$
7.	Chropowatość wewnętrzna panewki [m]	$R_{ZB} = 2 \times 10^{-6}$
8.	Ciepło właściwe [J/(kg·K)]	$c_p = 2000$
9.	Gęstość środka smarnego [kg/m ³]	$\rho = 900$
10.	Kąt opasania	$\Omega = 330^\circ$
11.	Luz względny czop – panewka [%]	$\Psi = 3,03$
12.	Szerokość względna panewki	$B = 1$
13.	Temperatura zasilania i otoczenia oraz ciśnienie zasilania [N/m ²]	$T_O = 40^\circ \text{C}$, $T_Z = 60^\circ \text{C}$, $p_Z = 1,3 \cdot 10^5$

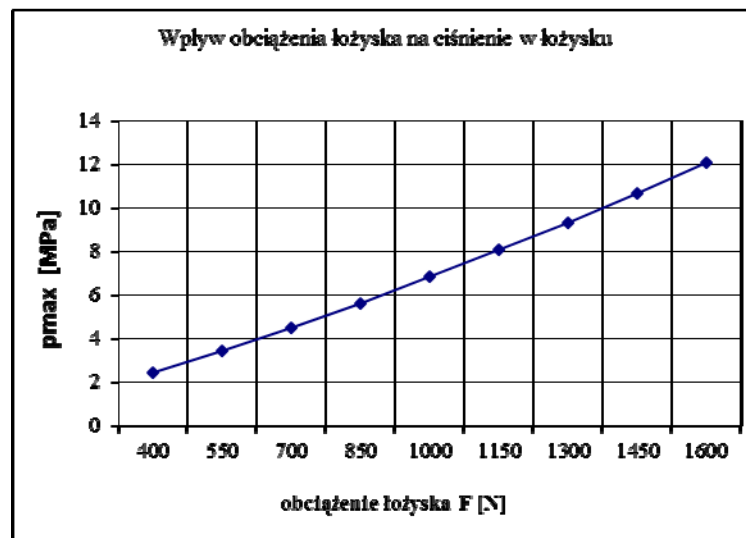
Obliczeń dokonano przyjmując wielkości zadane jako wielkości wejściowe, przyjmując wielkości wynikowe: położenie czopa względem panewki mimośrodowość (ε), β – kąt położenia linii środków czopa i panewki, maksymalne ciśnienie w filmie olejowym oraz maksymalna temperatura filmu olejowego (p_{\max} , T_{\max}) i minimalna wysokość filmu olejowego (h_{\min}). Do wyznaczenia zbioru rozwiązań dopuszczalnych przyjęto następujące ograniczenia brzegowe do: $T_{\max} = 100$ [°C], $p_{\max} = 8$ [MPa], $h_{\min} = 10$ [μm]. Wyniki badań przedstawiono w tabeli 2 oraz na wykresach (rys. 5-8).

Tabela 2. Przykład obliczeniowy

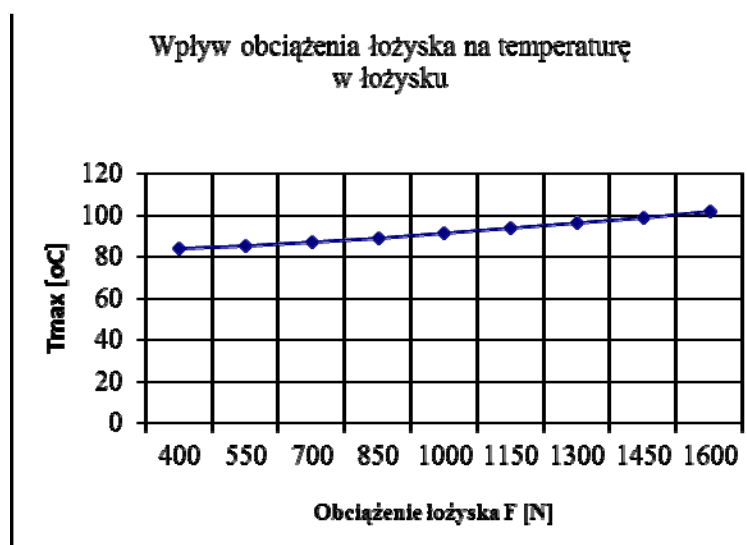
Obciążenie łożyska [N]	Mimośrodowość ε	Maksymalne ciśnienie w filmie olejowym p_{\max} [MPa]	Maksymalna temperatura w filmie olejowym T_{\max} [°C]	Minimalna wysokość filmu olejowego h_{\min} [μm]	Kąt położenia linii środków czopa i panewki B
F = 400	$\varepsilon = 0,226$	2,428	84,527	20,9	70,538
F = 550	$\varepsilon = 0,291$	3,422	85,746	19,15	68,132
F = 700	$\varepsilon = 0,349$	4,472	87,301	17,57	65,702
F = 850	$\varepsilon = 0,401$	5,588	89,211	16,18	63,319
F = 1000	$\varepsilon = 0,439$	6,825	91,517	15,16	61,306
F = 1150	$\varepsilon = 0,477$	8,061	93,912	14,13	59,278
F = 1300	$\varepsilon = 0,515$	9,298	96,398	13,1	57,234
F = 1450	$\varepsilon = 0,544$	10,638	99,094	12,31	55,497
F = 1600	$\varepsilon = 0,568$	12,045	101,96	11,67	53,955



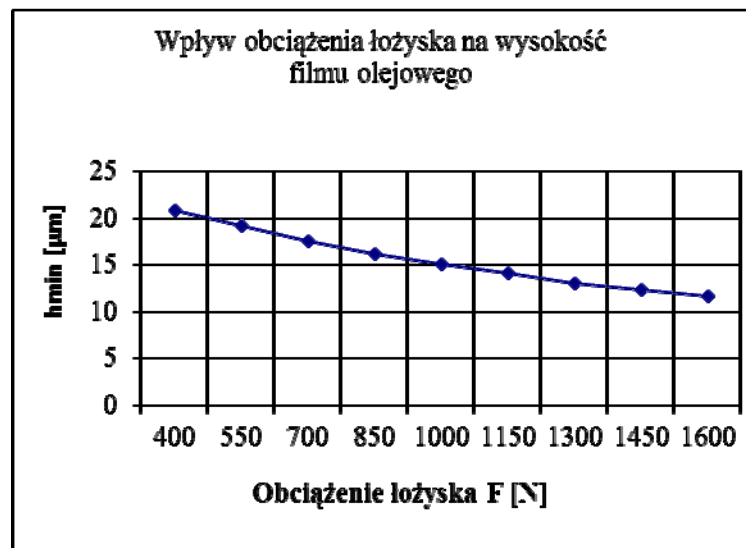
Rys. 5. Charakterystyki statyczne: $\epsilon = \epsilon(F)$



Rys. 6. Charakterystyki statyczne: $p = p_{max}(F)$



Rys. 7. Charakterystyki statyczne: $T = T_{max}(F)$



Rys. 8. Charakterystyki statyczne: $h_{\min} = h_{\min}(F)$

ANALIZA WYNIKÓW

Na rysunkach 5-8 przedstawiono w formie wykresów charakterystyki statyczne łożyska ślizgowego, analizując przebiegi tych funkcji można zauważyć, że:

- Wzrost obciążenia F powoduje wzrost ciśnienia p_{\max} w łożysku, dla funkcji $p = p_{\max}(F)$, $p_{\max} = 8$ [MPa] jest wartością graniczną przy obciążeniu $F = 1150$ [N].
- Wraz ze wzrostem obciążenia zaobserwować można niewielki wzrost temperatury oleju T_{\max} w łożysku, funkcja $T = T_{\max}(F)$, osiąga wartość graniczną $T_{\max} = 100^{\circ}\text{C}$ dla obciążenia $F = 1600$ N, maleje natomiast minimalna wysokość filmu olejowego h_{\min} , funkcja $h_{\min} = h_{\min}(F)$ osiąga wartość graniczną dla $h_{\min} = 10$ μm.
- Ze wzrostem obciążenia rośnie mimośrodowość względna, dla obciążenia $F = 1450$ [N] na rys. 5, funkcja $\varepsilon = \varepsilon(F)$ osiąga wartość $\varepsilon_{\lim} = 0,54$ [μm].

LITERATURA

- [1] Błaszczak A.: Pompy spełniające specjalne wymagania ruchowe. Wyd. Politechniki Łódzkiej, Łódź 2011.
- [2] Hebda M.: Procesy tarcia, smarowania i zużywania maszyn. Wyd. Instytutu Technologii Eksploatacji – PBI, Warszawa 2007.
- [3] Juin E.M.: Pompy zębate. Główne parametry i ich obliczanie. Państwowe Wydawnictwo Techniczne, Warszawa 1958.
- [4] Mazurkow A.: Właściwości statyczne i dynamiczne, metoda projektowania łożysk ślizgowych z panewką pływającą. Wyd. Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2009.
- [5] Mazurkow A.: Łożyskowanie ślizgowe podstawy teoretyczne właściwości uszkodzenia. Wyd. Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2013.
- [6] Sęp J.: Zastosowanie programu MATLAB do rozwiązywania problemów w hydrodynamicznej teorii smarowania. Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej nr 177 (Mechanika z. 53), Rzeszów 2000.
- [7] Sęp J.: Właściwości filmu olejowego w poprzecznych łożyskach ślizgowych z nietypową geometrią czopa. Wyd. Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2006.
- [8] DIN 31652, Teil 1, 2, 3: Hydrodynamische Radial – Gleitlager im stationarem Betrieb.
- [9] <http://autokult.pl/13330,transport-oleju-w-silniku-pompy-olejowe-wideo>
- [10] <https://www.google.pl/>

STRESZCZENIE

ZŁOMAŃCZUK Elżbieta. Wpływ obciążenia na własności statyczne łożyska ślizgowego w olejowej pompie zębatej / ZŁOMAŃCZUK Elżbieta // Wisnyk Narodowego Uniwersytetu Transportu. – K. : NTU, 2016. – № 35.

W artykule przedstawiono wpływ obciążenia czopa łożyskowego na własności statyczne łożyska ślizgowego w olejowej pompie zębatej. W pracy przedstawiono klasyfikację i charakterystykę pomp zębatych oraz ocenę problemu pracy olejowej pompy zębatej. Dalej zbudowano model fizyczny i matematyczny łożyska ślizgowego w celu zbadania wpływu obciążenia czopa łożyskowego na parametry pracy łożyska ślizgowego.

Badanie przeprowadzono przyjmując adiabatyczny model łożyska ślizgowego. Badany model został opisany za pomocą wielkości wejściowych, zadanych oraz wynikowych. Obliczeń charakterystyk dokonano przyjmując jako wielkości wynikowe: położenie czopa względem panewki (ϵ - mimośrodowość, β - kąt położenia linii środków czopa i panewki), maksymalne ciśnienie i temperaturę w filmie olejowym oraz minimalną wysokość filmu olejowego. Do wyznaczenia zbioru rozwiązań dopuszczalnych zostały przyjęte ograniczenia dla temperatury, ciśnienia i minimalnej wysokości filmu olejowego.

РЕФЕРАТ

ЗЛОМАНЧУК Ельжбета. Вплив навантаження на статичні властивості підшипників ковзання в механізмах насосу для оливи / ЗЛОМАНЧУК Ельжбета // Вісник Національного транспортного університету. Серія “Технічні науки”. Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2016. – Вип. 2 (35).

У цій статті представлено вплив статичного навантаження на властивості підшипника ковзання в шестерні насосу для оливи. У статті подано класифікацію і характеристики зубчастих насосів, а також оцінку експлуатації шестеринчастого насосу для оливи. Побудовано фізичну і математичну модель підшипника ковзання з метою вивчення впливу статичного навантаження підшипника на параметри підшипника ковзання. Дослідження проведено за умови адиабатичної моделі підшипника ковзання. Дана модель описана з використанням вхідних і вихідних значень. Розрахунок характеристик виконано з огляду на отримані значень. Для того, щоб визначити набір можливих рішень були прийняті граничні значення температури, тиску і мінімальної висоти масляної плівки.

ABSTRACT

ZLOMANCZUK Elzbieta. The effect of load on the static properties of slide bearings of oil pump gear. Visnyk National Transport University. Series “Technical sciences”. Scientific and Technical Collection. – Kyiv. National Transport University, 2016. – Issue 2 (35).

This paper presents of load bearing journal on the properties of static bearing slide in oil pump gear. In the paper presents the classification and characteristics of gear pumps as well as evaluating the problem of oil operation of the gear pump. Next the model of the physical and mathematical slide bearing in order to examine the load of the bearing journal on the parameters of the sliding bearing. The study was conducted assuming adiabatic model of a plain bearing. The tested model was described by the size of the input and output setpoint. The calculations were made assuming the characteristics of the resulting size: the position of carrier with respect to the acetabulum (ϵ - eccentricity, β - the angle of the line means the bushing and bearings), maximum pressure and temperature in the oil film, and the minimum height of the oil film. To determine the set of feasible solutions have been adopted limits for temperature, pressure and a minimum height of the oil film. The results of the study are presented in a table and graphs.

AUTOR:

ZŁOMAŃCZUK Elzbieta, Mgr inż., Politechnika Rzeszowska, Al. Powstańców Warszawy 12, tel.: +48 17 865 1100, 35-959, Rzeszów, Polska.

АВТОР:

ЗЛОМАНЧУК Ельжбета, Магістр інженер, Жешовська Політехніка, Бульвар Повстанців Варшави 12, tel.: +48 17 865 1100, 35-959, Жешув, Польща.

AUTHOR:

ZLOMANCZUK Elzbieta, Master engineer, Rzeszow University of Technology, Warsaw Insurgents Boulevard 12, tel.: +48 17 865 1100, 35-959, Rzeszow, Poland.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Мусійко В. Д., кандидат технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри дорожніх машин, Київ, Україна.

Міхальскі Я., Професор, Доктор хабілітований, Жешовська Політехніка, Кафедра двигунів внутрішнього згорання і транспорту, Жешув, Польща.

REVIEWERS:

Musiiko V. D., Ph.D in Technical Science, Professor, National Transport University, Head of Department of Road Machines, Kyiv, Ukraine

Michalski J., Prof. DSc, Rzeszow Polytechnic, Rzeszow University of Technology, Department of Internal Combustion Engines and Transport, Rzeszow, Poland.