

Jarosław SĘP*, Leszek TOMCZEWSKI*

NOŚNOŚĆ I ODPORNOŚĆ NA ZUŻYCIE ŁOŻYSK ŚLIZGOWYCH ZE ŚRUBOWYM ROWKIEM NA CZOPIE

LOAD CARRYING CAPACITY AND WEAR RESISTANCE OF SLIDING BEARINGS HAVING A JOURNAL WITH A HELICAL GROOVE

Słowa kluczowe:

łożysko ślizgowe, nośność, zużycie, olej, zanieczyszczenie, śrubowy rowek

Key words:

sliding bearing, load carrying capacity, wear, oil, contaminant, helical groove

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki badań nośności i odporności na zużycie łożysk ślizgowych ze śrubowym rowkiem na czopie. Nośność badano przy smarowaniu olejem czystym, natomiast odporność na zużycie przy smarowaniu olejem zanieczyszczonym. Stwierdzono, że śrubowy rowek na czopie zmniejsza zużycie (ponaddwukrotnie) węzła ślizgowego przy zanieczyszczonym oleju.

* Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, Katedra Technologii Maszyn i Organizacji Produkcji, ul. Powstańców Warszawy 8, 35-959 Rzeszów, tel. (17) 865-15-12, e-mail: jsztmiop@prz.edu.pl, e-mail: ltktmiop@prz.edu.pl.

Śrubowy rowek na czopie zwiększa również wydatek oleju i powoduje zmniejszenie nośności. Uzyskane wyniki są skorelowane z bezwymiarowym parametrem w postaci ilorazu pola przekroju poprzecznego rowków do pola prostokąta o bokach równych szerokości łożyska i minimalnej wysokości szczeliny smarowej.

WPROWADZENIE

Jedną z przyczyn przedwczesnego uszkodzania łożyskowań ślizgowych są znajdujące się w oleju twarde cząstki zanieczyszczeń. Zanieczyszczenia pojawiają się w oleju już na etapie jego produkcji, jednak dopiero proces eksploatacji powoduje znaczne zwiększenie ich liczby [L. 1]. Rozmiary fizycznych zanieczyszczeń w oleju mogą dochodzić do 200 μm [L. 2] i są znacznie większe od minimalnej wysokości szczeliny smarowej. W takiej sytuacji klasyczne łożyskowanie ślizgowe składające się z miękkiej panewki i współpracującego z nią twardego czopa jest narażone na zniszczenie w przypadku obecności w oleju twardych zanieczyszczeń.

Systematyczne badania wpływu zawartych w oleju zanieczyszczeń na zużywanie tribologiczne rozpoczęły się w latach pięćdziesiątych ubiegłego wieku [L. 3, 4]. Zagadnienie wpływu zawartych w oleju zanieczyszczeń na zjawiska i procesy zużyciowe w łożyskach ślizgowych jest badane również współcześnie, czego przykładem są prace [L. 5–10]. Rezultaty tych prac jednoznacznie wskazują, że zawarte w oleju twarde cząstki zanieczyszczeń intensyfikują procesy zużyciowe. Cząstki zanieczyszczeń mogą być wbijane w warstwy wierzchnie, przetaczane pomiędzy trącymi elementami lub rozkruszone.

Jedną z możliwości zmniejszenia niszczącego działania zanieczyszczeń jest zmiana konstrukcji czopa. Przeprowadzone badania [L. 11, 12] wskazują, że wytworzenie na czopie powierzchniowej warstwy dwuskładnikowej skutkuje pięciokrotnym zmniejszeniem wrażliwości łożyska na niszczące działanie zanieczyszczeń. Powierzchniową warstwę dwuskładnikową tworzył materiał podstawowy (stal) i ułożona w nim w śrubowym rowku miedź. Proces wytwarzania warstwy był przeprowadzany w taki sposób, aby w strefie styku materiałów powstawał trójkątny rowek. Podczas ruchu obrotowego czopa śrubowy rowek intensyfikował osiowy przepływ oleju [L. 13] oraz był miejscem lokowania zanieczyszczeń [L. 14]. Dzięki tym zjawiskom mniej zanieczyszczeń dostawało się do strefy styku tarcowego co skutkowało zmniejszeniem zużycia.

Te interesujące z praktycznego i naukowego punktu widzenia wyniki uzasadniają dalsze badania nad łożyskami współpracującymi z czopem ze śrubowym rowkiem. Celem artykułu jest prezentacja wyników badań eksperymentalnych dotyczących wpływu geometrii rowka na nośność łożyska i wydatek oleju oraz zużycie w przypadku obecności w oleju twardych cząstek zanieczyszczeń. Ponadto zostanie podjęta próba wyznaczenia wskaźnika opisującego rowek

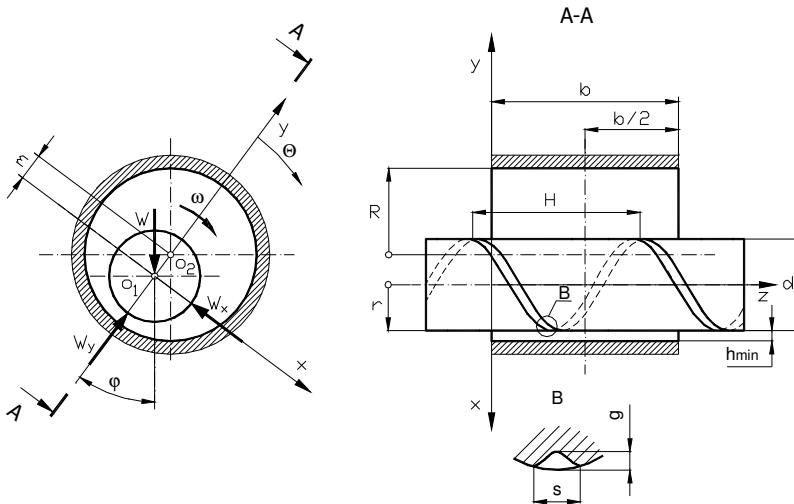
oraz linię śrubową, który będzie skorelowany z charakterystykami łożyska i jego zużyciem.

ŁOŻYSKO Z CZOPEM ZE ŚRUBOWYM ROWKIEM

Schemat łożyska z czopem ze śrubowym rowkiem przedstawiono na **Rys. 1**.

Śrubowy rowek na powierzchni czopa powoduje istotne zmiany geometrii szczeliny smarowej. W przypadku hydrodynamicznych łożysk ślizgowych skutkuje to zmianą warunków przepływu oleju i w konsekwencji ma wpływ na charakterystyki łożyska. Geometria szczeliny zmienia się szczególnie w miejscu najmniejszej wysokości, a zmiana ta jest też bardzo znacząca dla przepływu oleju. W związku z tym do rozważań zaproponowano opisujący szczelinę bezwymiarowy wskaźnik, który następnie zestawiono z wynikami przeprowadzonych badań eksperymentalnych.

Wskaźnik ten (I_1) charakteryzuje dokładniej szczelinę smarową w miejscu jej najmniejszej wysokości. Rozważany będzie w płaszczyźnie prostopadłej do osi x (**Rys. 1**) przechodzącej przez szczelinę w miejscu jej najmniejszej wysokości.



Rys. 1. Łożysko ślizgowe z czopem ze śrubowym rowkiem: $D(R)$ – średnica (promień) panewki, $d(r)$ – promień czopa, b – szerokość łożyska, H – skok linii śrubowej rowka, s – szerokość rowka, głębokość rowka, m – mimośrodkowość środka czopa względem środka panewki, W – nośność łożyska, φ – kąt położenia linii środków, Θ – współrzędna kątowa mierzona od miejsca, gdzie wysokość szczeliny smarowej jest największa, ω – prędkość kątowa czopa, h_{\min} – minimalna wysokość szczeliny smarowej

Fig. 1. Journal bearing with helical groove: R – sleeve radius, $d(r)$ – journal diameter (radius), b – bearing length, H – spiral lead of the groove, s – groove width, g – groove depth, m – journal eccentricity, W – load carrying capacity, φ – attitude angle, Θ – coordinate in circumferential direction as measured from the point where bearing interspace thickness is maximum, ω – journal angular velocity, h_{\min} – minimum of bearing interspace thickness

Opisany będzie ilorazem pola przekroju poprzecznego rowków do pola prostokąta o bokach równych szerokości łożyska b i minimalnej wysokości szczeliny smarowej. Zatem dla trójkątnego kształtu rowka:

$$I_1 = \frac{s \cdot g \cdot b}{h_{\min} \cdot b} = \frac{s \cdot g}{2 \cdot H \cdot h_{\min}} \quad (1)$$

Wskaźnik ten zostanie zestawiony ze wskaźnikami opisującymi zmiany nośności, wydatku oleju oraz zużycia.

METODYKA BADAŃ

Badania łożysk ślizgowych z czopem ze śrubowym rowkiem zrealizowano na dwóch stanowiskach. Na pierwszym przebadano wpływ rowka na nośność i wydatek oleju. Testy te prowadzono przy smarowaniu olejem czystym, a w łożysku występowało tarcie płynne. Natomiast na drugim ze stanowisk zastosowano smarowanie olejem, do którego celowo wprowadzono zanieczyszczenia. W takich warunkach realizowano badania zużycia.

W celu sprawdzenia uniwersalności proponowanego wskaźnika (I_1) badania na obu stanowiskach zrealizowano, stosując różne oleje, parametry testu oraz geometrie łożyskowań.

Badania nośności i wydatku oleju

Badania wpływu śrubowego rowka na czopie na nośność i wydatek oleju przeprowadzono przy smarowaniu olejem bez zanieczyszczeń, na stanowisku, którego schemat przedstawiono w pracy [L. 1]. Były one istotnym uzupełnieniem badań zużycia, gdyż rowek na czopie może skutkować zmniejszeniem nośności, ale także zwiększaniem wydatku.

Badania przeprowadzono w warunkach tarcia płynnego. Po przyłożeniu obciążenia i stabilizacji termicznej dokonywano pomiaru przemieszczenia panewki i na tej podstawie obliczano mimośrodowość względną oraz h_{\min} . Dawało to możliwość obliczenia wskaźnika I_1 . Wskaźnik ten zestawiano ze wskaźnikiem I_2 obrazującym zmniejszenie nośności spowodowane rowkiem na czopie. Matematycznie wskaźnik ten jest ilorazem nośności łożyska z rowkiem (W_r) i nośności łożyska z czopem gładkim (W_g).

$$I_2 = \frac{W_r}{W_g} \quad (2)$$

Ponadto w trakcie testów dokonywano pomiarów wydatku oleju. W celu zobrazowania wpływu rowka na wydatek oleju wskaźnik I_1 zestawiano ze wskaźnikiem I_3 obrazującym zmiany wydatku oleju spowodowane rowkiem na

czopie. Matematycznie wskaźnik ten jest ilorazem wydatku oleju dla łożyska z rowkiem (Q_r) i wydatku oleju dla łożyska z czopem gładkim (Q_g).

$$I_3 = \frac{Q_r}{Q_g} \quad (3)$$

Pozostałe parametry testu:

- środek smarowy – olej LAN 46,
- średnica czopa (d) – 60 mm,
- szerokość łożyska (b) – 42 mm,
- prędkość kątowna czopa (ω) – 25 rad/s.

Badania zużycia

Badania zużycia tribologicznego w warunkach obecności w oleju twardych zanieczyszczeń przeprowadzono na stanowisku ZAN na Politechnice Gdańskiej. Stanowisko jest szczegółowo opisane w pracy [L. 11].

Przyjęto następujące warunki testu badawczego na stanowisku ZAN:

- prędkość obrotowa czopa $n = 600$ obr/min (prędkość tarcia $v = 1,65$ m/s),
- nacisk nominalny $p = 1,57$ MPa,
- całkowity czas trwania testu $t = 20$ h (droga tarcia $s_f = 120000$ m),
- czynnik smarujący: olej silnikowy o lepkości SAE 40,
- zanieczyszczenia: proszek Al_2O_3 o średniej średnicy ziaren 21 μm ,
- stężenie zanieczyszczeń w oleju 0,5 g/l.

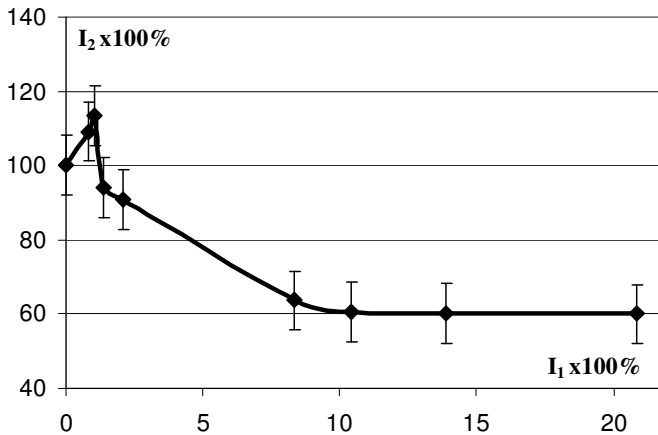
Podstawą wyznaczenia zużycia czopa oraz panwi stalowych były profilogramy powierzchni ślizgowej w przekroju osiowym. Na ich podstawie wyznaczano zużycie objętościowe. Miarą zużycia panwi bimetalowych był pomiar masy przed i po próbie. Na podstawie ubytku masy obliczano zużycie objętościowe panwi.

WYNIKI BADAŃ I ICH ANALIZA

Wyniki obliczeń wskaźnika I_1 zestawione z wynikami pomiarów i obliczeń wskaźnika I_2 (obrazującego zmniejszenie nośności) przedstawiono na **Rys. 2**.

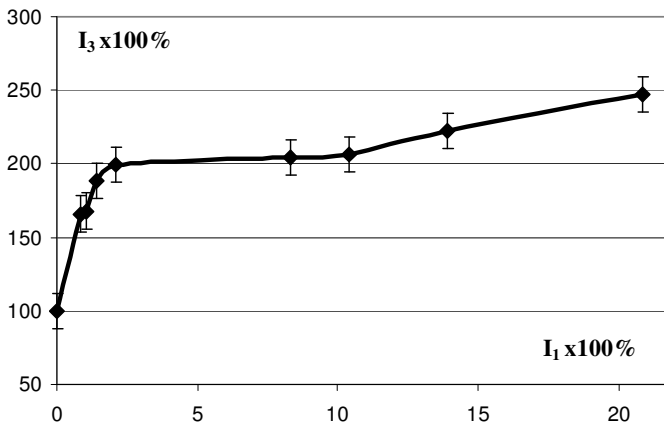
Analiza przedstawionych na **Rys. 2** wyników badań wskazuje, że nośność łożyska zależy od wymiarów rowka i skoku linii śrubowej. Rowek o niewielkich wymiarach (I_1 do 0,01) zwiększa nośność łożyska. Jest to efekt zjawisk przepływowych w filmie olejowym, które przedstawiono w pracach [L. 13, 14]. Jednakże gdy wskaźnik I_1 przekracza wartość 0,01, ujawnia się negatywny wpływ rowka na nośność. Przy jego wartości 0,1 nośność łożyska z rowkiem wynosi 60% nośności łożyska z gładkim czopem. To uwarunkowanie musi być wzięte pod uwagę przy badaniach łożyska z czopem ze śrubowym rowkiem.

Wyniki badań wpływu rowka na wydatek oleju przedstawiono na **Rys. 3**.



Rys. 2. Wpływ pola przekroju poprzecznego rowka (I_1) na nośność (I_2) przy smarowaniu olejem czystym

Fig. 2. The influence of journal groove cross section area (I_1) on load carrying capacity (I_2) – lubrication with clean oil



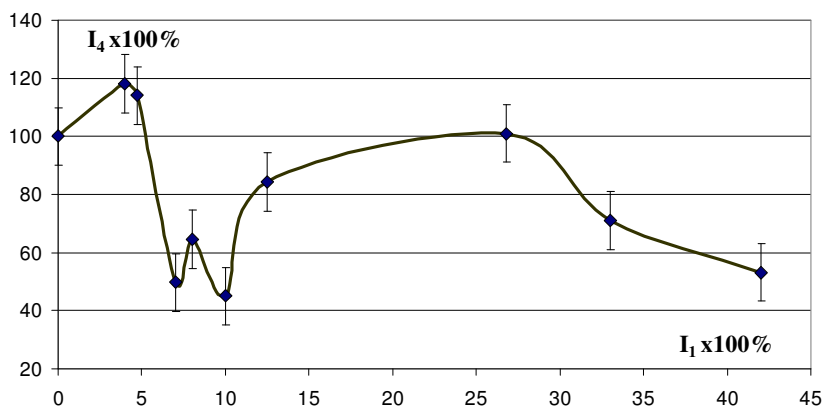
Rys. 3. Wpływ pola przekroju poprzecznego rowka (I_1) na wydatek oleju (I_3) – smarowanie olejem czystym

Fig. 3. The influence of journal groove cross section area (I_1) on oil flow rate (I_3) – lubrication with clean oil

Analiza przedstawionych na **Rys. 3** wyników badań uwidacznia, że śrubowy rowek na czopie intensyfikuje przepływ oleju przez łożysko. Już dla parametru I_1 równego 0,02 intensywność przepływu oleju przez łożysko jest dwukrotnie większa niż w przypadku łożyska klasycznego. Intensyfikacja przepływu oleju jest istotnym czynnikiem, który może mieć wpływ na łatwiejsze usuwanie zanieczyszczeń poza łożysko, skutkując zmniejszeniem zużycia.

Zaprezentowane wyniki (**Rys. 2, 3**) wskazują ponadto na skorelowanie zaproponowanego parametru ze zmianami nośności i wydatku oleju spowodowanymi przez rowek.

Wyniki badań wpływu rowka na zużycie w warunkach smarowania olejem zanieczyszczonym przedstawiono na **Rys. 4 i 5**. Są one również przedstawione w postaci bezwymiarowej w postaci wykresu współczynnika I_4 wyznaczonego dla czopa (**Rys. 6**) oraz panewki (**Rys. 7**) w zależności od współczynnika I_1 .

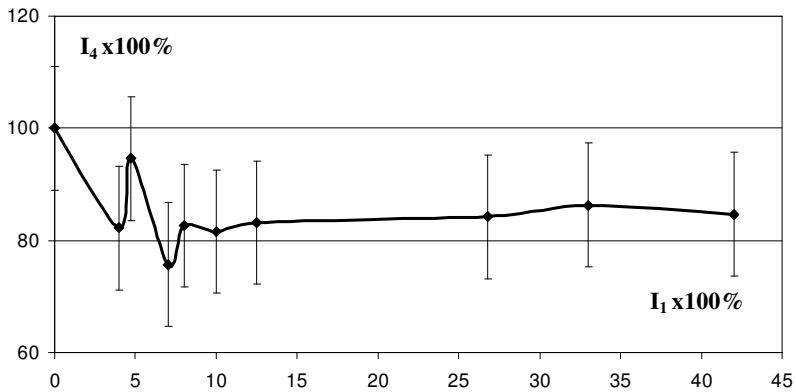


Rys. 4. Wpływ pola przekroju poprzecznego rowka (I_1) na zużycie czopa (I_4) – olej zanieczyszczony

Fig. 4. The influence of journal groove cross section area (I_1) on journal wear (I_4) – contaminated oil

Analiza przedstawionych na **Rys. 4** oraz **5** wyników badań wskazuje, że śrubowy rowek na czopie może znacząco zmniejszyć zużycie tribologiczne w przypadku obecności w oleju twardych cząstek zanieczyszczeń. W prowadzonych badaniach zużycie czopa zależało od wymiarów rowka i skoku linii śrubowej. Rowek o zbyt małych wymiarach nie zapewniał pozytywnych rezultatów, a nawet skutkowało niewielkim zwiększeniem zużycia. Dopiero gdy parametr I_1 opisujący rowek i linię śrubową przekroczył wartość 0,03 uwiadaczniło się zmniejszenie zużycia. Dla wartości rozważanego parametru wynoszącej 0,08–0,1 zużycie czopa ze śrubowym rowkiem wynosiło około 50% zużycia czopa klasycznego. Należy jednak pamiętać, że wówczas łożysko charakteryzuje się mniejszą nośnością niż w przypadku braku rowka. Wyniki badań wskazują również, że parametr I_1 jest skorelowany z zużyciem czopa.

Zużycie panewek współpracujących z czopem ze śrubowym rowkiem przy smarowaniu olejem zanieczyszczonym jest również mniejsze, niż ma to miejsce w przypadku klasycznego łożyskowania. Jednak po przekroczeniu przez wskaźnik I_1 wartości 0,05 zużycie panewki stabilizuje się na wartości około 80% zużycia panewki współpracującej z gładkim czopem.



Rys. 5. Wpływ pola przekroju poprzecznego rowka na czopie (I_1) na zużycie panewki (I_4) – olej zanieczyszczony

Fig. 5. The influence of journal groove cross section area (I_1) on sleeve wear (I_4) – contaminated oil

Śrubowy rowek na czopie intensyfikuje zatem osiowy (wzdłuż osi z) przepływ oleju przez łożysko. Ułatwia to zanieczyszczeniom wydostawanie się na zewnątrz łożyska. Dodatkowo rowek jest miejscem lokowania cząstek. Dzięki temu wrażliwość łożyska z modyfikowanym czopem na niszczące działanie zawartych w oleju jest mniejsza niż łożyska klasycznego. Jednak towarzyszy temu zmniejszenie nośności. To istotny element ograniczający ewentualne zastosowania rozważanej konstrukcji. Uzyskane pozytywne efekty uzasadniają jednak dalsze badania ukierunkowane na minimalizowanie negatywnego wpływu rowka na nośność oraz minimalizowanie wymiarów rowka zapewniającego zmniejszanie zużycia.

WNIOSKI

1. Śrubowy rowek na czopie powoduje zmniejszenie jego zużycia w przypadku obecności w oleju twardych zanieczyszczeń zależne od wymiarów rowka i skoku linii śrubowej. W prowadzonych badaniach uzyskano maksymalnie dwukrotne zmniejszenie zużycia w porównaniu z czopem klasycznym.
2. W prowadzonych badaniach modyfikacja czopa skutkowała również 20% zmniejszeniem zużycia panewki przy zanieczyszczeniu oleju twardymi cząstkami.
3. Śrubowy rowek zmniejsza również nośność łożyska (do 40% w prowadzonych badaniach) oraz zwiększa wydatek oleju (ponaddwukrotnie w prowadzonych badaniach).

4. Wszystkie uzyskane wyniki badań są skorelowane z bezwymiarowym parametrem w postaci ilorazu pola przekroju poprzecznego rowków do pola prostokąta o bokach równych szerokości łożyska i minimalnej wysokości szczeliny smarowej.

LITERATURA

1. Sęp J.: Właściwości filmu olejowego w poprzecznych łożyskach ślizgowych z nietypową geometrią czopa. Politechnika Rzeszowska, Rzeszów 2006.
2. Szczerek, M., Wiśniewski M.: Tribologia i Tribotechnika. Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2000.
3. Roach A.E.: Performance of oil-film bearings with abrasive-containing lubricant. *Transactions ASME*, 73, 1951, pp. 677–686.
4. H.G. Rylander H. G.: Effects of solid inclusions in sleeve-bearing oil supply. *Mech. Eng.*, 74, 1952, pp. 963–966.
5. Williams J.A., Hyncica A.M.: Mechanisms of abrasive wear in lubricated contacts. *Wear*, 152, 1992, pp. 57–74.
6. Wikström V., Höglund E., Larsson R.: Wear of bearing liners at low speed rotation of shafts with contaminated oil. *Wear*, 162–164, 1993, pp. 996–1001.
7. Khonsari M.M., Pascovici M.D., Kucinski B.V.: On the scuffing failure of hydrodynamic bearings in the presence of an abrasive contaminant. *Trans. ASME, J. Tribology*, 121, 1999, pp. 90–96.
8. Pascovici M.D., Khonsari M.M.: Scuffing failure of hydrodynamic bearings due to an abrasive contaminant partially penetrated in the bearing over-layer. *Trans. ASME, J. Tribology*, 123, 2001, pp. 430–433.
9. Duchowski J.K., Collins K.G.: Experimental evaluation of filtration requirements for journal bearings operating under different contaminant levels. *Lubrication Engineering*, 58, 2002, pp. 34–39.
10. Tomimoto M.: Experimental verification of a particle induced friction model in journal bearings. *Wear*, 254, 2003, pp. 749–762.
11. Sęp J., Kucaba-Pietal A.: Experimental testing of journal bearings with two-component surface layer in the presence of an oil abrasive contaminant. *Wear*, 249, 2001, pp. 1090–1095.
12. Sęp J.: Zużycie łożyskowań ślizgowych ze zmodyfikowaną konstrukcją czopa w przypadku zanieczyszczenia oleju cząstkami ściernymi. *Tribologia* nr 6(240), 2011, s. 201–219.
13. Sęp J.: Journal bearing with an intensive axial oil flow- computer simulations. *Scientific Problems of Machine Operation and Maintenance*, 43, 2008, pp. 7–19.
14. Sęp J.: Charakterystyki zużyciowe łożysk ślizgowych z czopem z powierzchniową warstwą dwuskładnikową. *Zagadnienia Eksploatacji Maszyn*, 116, 1998, s. 571–582.
15. Sęp J.: Journal bearing with an intensive axial oil flow- experimental investigation. *Scientific Problems of Machine Operation and Maintenance*, 43, 2008, pp. 21–29.
16. Sęp J.: Three-dimensional hydrodynamic analysis of a journal bearing with a two-component surface layer. *Tribology International*, 38, 2005, pp. 97–104.

Summary

Hard particles in lubricating oil are one of the reasons for premature failures of slide bearings. Contaminants appear in oil in the production process, but their volume considerably increases during operation. The paper presents the results of tests concerning a slide-bearing with a helical groove on the journal. Nine variants of journals were investigated. The aim of these tests is the experimental investigation of the effect of the groove geometry on the bearing load capacity and oil flow rate and wear in the presence of abrasive particles in the lubricating fluid. The attempt was also done in order to determine the index describing the groove and helical line, and this index can be correlated with bearing characteristics and its wear. The helical groove on the journal bearing causes a decrease in its wear even in the case of the presence of hard contaminants in the lubricating oil, depending on groove dimensions and lead of the screw line. In the conducted research, wear was smaller by a factor of two at its maximum than for a conventional journal. The helical grooves presence also decreases the bearing load capacity (up to 40% in the research) and increases the oil flow rate (more than 2x). All obtained results of investigations are correlated with a non-dimensional parameter, which is the ratio of the cross-sectional area of the grooves to the area of rectangle of the sides of the bearing width and the minimum oil clearance thickness.