

Dariusz LEPIARCZYK*, **Wacław GAWĘDZKI****,
Jerzy TARNOWSKI*

STANOWISKO DO BADAŃ ŁOŻYSK ŚLIZGOWYCH Z WYKORZYSTANIEM BILANSU CIEPLNEGO

LABORATORY STAND FOR TESTS OF SLIDE BEARINGS BASED ON HEAT BALANCE

Słowa kluczowe:

łożysko ślizgowe, model energetyczny, bilans cieplny, współczynnik tarcia

Key words:

slide bearings, energetic model, heat balance, friction coefficient

Streszczenie

W pracy przedstawiono konstrukcję stanowiska laboratoryjnego do badań łożysk ślizgowych z wykorzystaniem bilansu cieplnego. Zamieszczono opis zabudowanych na stanowisku torów pomiarowych momentu tarcia oraz pomiaru temperatury. Stanowisko umożliwi realizację badań dowolnie wybranych skojarzeń materiałowych współpracujących ślizgowo. Istnieje możliwość energe-

* AGH Akademia Górniczo-Hutnicza, Katedra Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, e-mail: ledar@agh.edu.pl.

** AGH Akademia Górniczo-Hutnicza, Katedra Metrologii, al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, e-mail: waga@agh.edu.pl.

tycznego wyznaczania wartości współczynników tarcia na kontakcie czopa i panewki.

WPROWADZENIE

Duże znaczenie w konstrukcji maszyn i urządzeń mechanicznych mają skojarzenia ślizgowe współpracujących elementów [L. 2, 3]. Szczególnie dotyczy to różnych rodzajów sprzęgieł oraz łożysk ślizgowych, co uzasadnia potrzebę poszukiwania nowych materiałów i rozwiązań konstrukcyjnych [L. 5, 6, 7].

Różnorodność dostępnych obecnie na rynku rodzajów łożysk ślizgowych stwarza problem ich optymalnego zastosowania i prawidłowego doboru. Powszechnie używane są łożyska ślizgowe z taśm bimetalowych i monolitycznych, spiekane z proszków metali, wykonane z jednolitego metalu (brązu, mosiądzu, żeliwa) lub tworzyw sztucznych. Jednocześnie w doborze łożysk pojawiają się trudności ze względu na brak dokładnych wartości parametrów tribologicznych używanych na skojarzenia materiałowe.

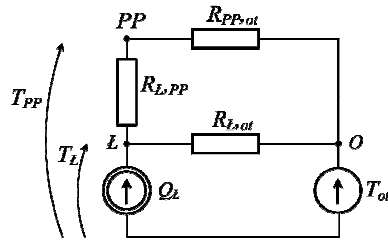
W celu ujednoczenia zasad doboru i uzyskania podstawowych parametrów współpracy opracowano model i zbudowano stanowisko laboratoryjne. Umożliwia ono badanie różnych skojarzeń materiałowych w aspekcie zmian oporów ruchu, a także temperatury współpracy badanego łożyska. W wyniku prowadzonych badań istnieje możliwość określenia wartości współczynników tarcia. Pomiar temperatury współpracy zapewnia optymalny dobór rodzaju skojarzenia i właściwą budowę łożyska ślizgowego.

Cel pracy

Głównym celem pracy jest przedstawienie energetycznego modelu pracy łożyska ślizgowego i zbudowanego do jego doświadczalnej weryfikacji stanowiska badawczego. Opracowany model współpracy czopa i panewki z wykorzystaniem bilansu cieplnego oraz zbudowane stanowisko umożliwiają wyznaczenie wartości współczynników tarcia i dobór materiałów skojarzeń ślizgowych.

ENERGETYCZNY MODEL PRACY ŁOŻYSKA ŚLIZGOWEGO

Na **Rys. 1** przedstawiono model analogu elektrycznego przepływu ciepła w układzie pracy łożyska ślizgowego w stanie ustalonym. W modelu elektrycznym procesów cieplnych przyjęto, że źródło prądowe jest analogiem mocy cieplnej Q_L generowanej przez łożysko, źródło napięciowe oraz napięcia są analogiem temperatury T . Rezystancje elektryczne R są analogiem rezystancji cieplnych. W modelu pominięto pojemności cieplne, gdyż układ pracy łożyska analizowany jest w ustalonym stanie pracy.



Rys. 1. Schemat modelu analogu elektrycznego przepływu ciepła w układzie pracy łożyska ślizgowego w stanie ustalonym

Fig. 1. The scheme of electric analogue of heat flow in the system of the slide bearing operation in the steady state

Na **Rys. 1** przyjęto następujące oznaczenia:

PP – punkt na wale, w którym mierzona jest temperatura T_{PP} ,

Q_L – moc cieplna wydzielana w badanym łożysku ślizgowym,

$R_{L,PP}$ – rezystancja cieplna pomiędzy łożyskiem ślizgowym a punktem PP na wale, w którym mierzona jest temperatura,

$R_{L,ot}$ – rezystancja cieplna łożyska ślizgowego względem otoczenia,

$R_{PP,ot}$ – rezystancja cieplna pomiędzy punktem PP na wale a otoczeniem,

T_{ot} – temperatura otoczenia,

T_L – średnia temperatura na styku czop–panew łożyska,

T_{PP} – temperatura w punkcie pomiarowym na wale.

Podczas obrotu czopa w panwi łożyska wydzielą się moc cieplna Q_L , określająca ilość ciepła wytwarzanego w łożysku przez tarcie w jednostkowym czasie:

$$Q_L = Q_p + Q_0 \quad (1)$$

Pierwszy składnik sumy Q_p to moc cieplna wydzielona w łożysku wskutek działania siły nacisku P prostopadle względem osi łożyska, którego czop obraca się względem panwi z prędkością v :

$$Q_p = P \cdot \mu \cdot v = P \cdot \mu \cdot \omega \cdot \frac{d}{2} \quad (2)$$

gdzie: μ jest współczynnikiem tarcia kinetycznego, d średnicą czopa łożyska, a ω prędkością kątową jego obrotów.

Drugi składnik sumy w (1) Q_0 to moc cieplna wydzielona w nieobciążonym siłą P łożysku ($P = 0$) wskutek oddziaływania momentu tarcia M_T w łożysku, podczas obrotów czopa w panwi z prędkością kątową ω :

$$Q_0 = M_T \cdot \omega \quad (3)$$

Uwzględniając (2) oraz (3) w (1) otrzymujemy:

$$Q_L = P \cdot \mu \cdot \omega \cdot \frac{d}{2} + M_T \cdot \omega \quad (4)$$

Wydzielana w łożysku moc cieplna Q_L wywołuje wzrost średniej temperatury T_L na styku czop–panew w odniesieniu do temperatury otoczenia T_{ot} o wartość [L. 1]:

$$\Delta T_L = T_L - T_{ot} = Q_L \cdot R_{Z,LO} \quad (5)$$

gdzie $R_{Z,LO}$ jest zastępczą rezystancją cieplną określaną od strony łożyska względem otoczenia (zastępcza rezystancja pomiędzy punktami L i O na **Rys. 1**).

Uwzględniając (4) w (5), można wyznaczyć wartość współczynnika tarcia łożyska:

$$\mu = \frac{\frac{\Delta T_L}{R_{Z,LO}} - \omega \cdot M_T}{P \cdot \omega \cdot \frac{d}{2}} \quad (6)$$

Ponieważ pomiar średniej temperatury T_L na styku czop–panew oraz wartości rezystancji zastępczej $R_{Z,LO}$ jest trudny w realizacji, wykonamy pomiar temperatury w łatwo dostępnym punkcie pomiarowym PP wybranym na wale w pobliżu czopu łożyska zgodnie z **Rys. 1**. Mamy wówczas:

$$R_{PPO} = \frac{\Delta T_{PP}}{Q_L} = \frac{T_{PP} - T_{ot}}{Q_L} = \frac{R_{PP,ot} \cdot R_{L,ot}}{R_{PP,ot} + R_{L,ot} + R_{L,PP}} \quad (7)$$

gdzie R_{PPO} jest wypadkową rezystancją cieplną pomiędzy punktami PP i O . Nie ma ona charakteru rezystancji zastępczej pomiędzy tymi punktami, tylko jest parametrem funkcji określającej przemianę wydzielonej w łożysku mocy cieplnej Q_L na różnicę temperatury wału względem otoczenia ΔT_{PP} .

Dzieląc stronami równania (5) i (7), otrzymujemy:

$$\frac{\Delta T_L}{R_{Z,LO}} = \frac{\Delta T_{PP}}{R_{PPO}} \quad (8)$$

Zależność (8) oznacza, że pomimo braku możliwości dokładnego wyznaczenia wartości temperatury łożyska T_L i rezystancji cieplnej łożyska względem otoczenia $R_{Z,LO}$, można precyzyjnie wyznaczyć ich ilorzaz (niezbędny w zależności (6)) poprzez pośredni pomiar temperatury T_{PP} względem temperatury otoczenia T_{ot} i rezystancji cieplnej R_{PPO} . Uwzględniając (8) w (6), uzyskujemy zależność do wyznaczania współczynnika tarcia w łożysku ślizgowym:

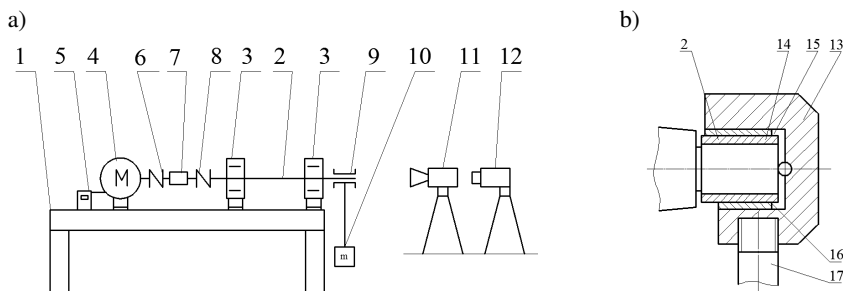
$$\mu = \frac{\frac{\Delta T_{PP}}{R_{PPO}} - \omega \cdot M_T}{P \cdot \omega \cdot \frac{d}{2}} \quad (9)$$

W celu wyznaczenia współczynnika tarcia łożyska ślizgowego należy przeprowadzić dwa eksperymenty pomiarowe. W pierwszym należy zmierzyć prędkość kątową ω wału, wartość momentu tarcia M_T unieruchomionej i nieobciążonej panwi łożyska ($P = 0$) oraz wywoływaną przez moment tarcia wartość temperatury w punkcie PP wału względem temperatury otoczenia ΔT_{PP} . Na podstawie (4) oraz (7) wyznaczana jest wartość rezystancji cieplnej R_{PPO} . W drugim eksperymencie należy obciążyć łożysko znaną siłą P oraz zmierzyć, przy tej samej prędkości obrotowej co w eksperymencie 1, wywoływaną przez obciążenie wału siłą P , wartość temperatury w punkcie PP wału względem temperatury otoczenia ΔT_{PP} . Na podstawie (9) wyznaczana jest wartość współczynnika tarcia łożyska ślizgowego.

OPIS STANOWISKA BADAWCZEGO

Konstrukcja stanowiska umożliwia badanie łożysk ślizgowych metodą energetyczną, opartą na przedstawionym w artykule modelu. Uzyskane wyniki badań pozwalają na wyznaczenie współczynnika tarcia kinetycznego w skojarzonych parach ślizgowych.

Schemat budowy wraz ze specyfikacją zamontowanych elementów stanowiska przedstawiono na **Rys. 2a**. Stanowisko składa się z ramy 1, na którym wałek 2 został podparty na dwóch łożyskach kulkowych 3. Wał jest napędzany przez silnik elektryczny MS80 1,1 kW, poz. 4 z regulowaną prędkością obrotową przez przetwornicę częstotliwości E1000 1,5 kW, poz. 5.



Rys. 2. Schemat stanowiska badawczego (a) oraz głowicy łożyska (b)

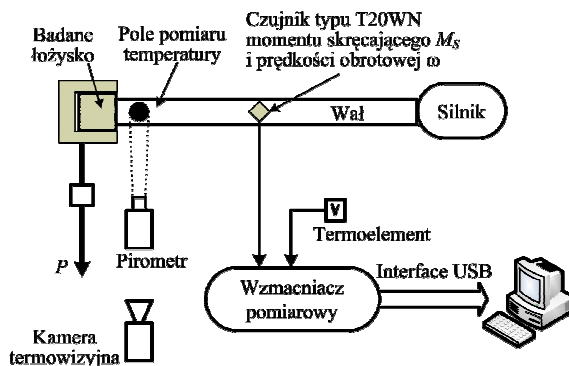
Fig. 2. The scheme of the test stand (a) and the head of slide bearings (b)

Napęd z silnika przekazywany jest przez sprzęgło mieszkowe 6 na momentomierz T20WN/10 Nm, poz. 7, a następnie przez sprzęgło mieszkowe 8 na wał 2.

Na czopie końcowym wału znajduje się głowica badawcza, przedstawiona na **Rys. 2b**. W skład głowicy badanego łożyska 9, wchodzi obudowa 13, w której osadzono ciasno pasowane, wymienne panewki 14. Na czop wału 2, wciśnięto tulejkę 15, wykonaną ze stali C45. Ruch obrotowy występuje na powierzchni ślizgowej 16, między panewką łożyska 14 i tulejką ślizgową 15. Obciążenie poprzeczne łożyska ślizgowego jest zadawane przez obciążnik 10, zamocowany na śrubie 17. Obciążenie określano na wadze elektronicznej WPT24C z dokładnością do 1 g.

BUDOWA TORÓW POMIAROWYCH

Na stanowisku badawczym zbudowano system pomiarowy, którego schemat przedstawiono na **Rys. 3**.



Rys. 3. Schemat torów pomiarowych na stanowisku badawczym

Fig. 3. The scheme of the measurement system installed in the test stand

Tor pomiaru momentu tarcia składa się z czujnika tensometrycznego T20WN umożliwiającego pomiar momentu skręcającego w zakresie do 10N m z dokładnością 0,2% i maksymalnej prędkości obrotowej 10000 obr./min. W czujniku momentu wbudowany jest optyczny przetwornik prędkości obrotowej, umożliwiający pomiar prędkości w zakresie do 3000 obr./min. Mierzący bezstykowo temperaturę Pirometr Raynger MX4 umożliwia pomiar temperatury w zakresie -30 do 900°C z dokładnością $\pm 1\%$ odczytu lub 1°C i możliwością regulacji współczynnika emisyjności w zakresie od 0,1 do 1 co 0,01, minimalna średnica pola pomiaru temperatury wynosi 19 mm przy odległości pirometru od obiektu 1,15 m. Kamera termowizyjna A320 służy do określania pola rozkładu temperatury w regulowanych zakresach temperatury: -20°C do 120°C , 0°C do 350°C , a opcjonalnie do 1200°C . Rozdzielczość matrycy kamery wynosi 320×240 pikseli, a dokładność pomiaru temperatury $\pm 2\%$ odczytu lub $\pm 2^{\circ}\text{C}$.

PODSUMOWANIE

Przedstawiony w artykule model przepływu ciepła w układzie pracy łożyska ślizgowego umożliwił wyprowadzenie zależności matematycznych, pozwalających wyznaczać współczynnik tarcia kinetycznego łożyska na bazie bilansu energetycznego. W opracowanej metodzie wykorzystywane są łatwo mierzalne różnice temperaturowe wału i otoczenia oraz moment tarcia badanego skojarzenia. Pomiary te zastąpiły trudno bądź nieprecyzyjnie mierzone temperatury czopa łożyska pomiarem temperatury wału. Opracowana metoda może znaleźć zastosowanie w diagnostyce i eksploatacji praktycznych rozwiązań skojarzeń ślizgowych, gdy klasyczne metody mechaniczne i inne są trudne lub niemożliwe do zastosowania. Weryfikację eksperymentalną opracowanego modelu wybranych par ślizgowych przedstawiono w pracy [L. 5].

LITERATURA

1. Gawędzki W.: Pomiary elektryczne wielkości nieelektrycznych. Wyd. AGH, Kraków 2010.
2. Ertuğrul D., Fazlı D.: Tribological and fatigue failure properties of porous P/M bearing. *International Journal of Fatigue*, Volume 30, Issue 4, April 2008.
3. Szczerek M., Wiśniewski M.: Tribologia i Tribotechnika. Wydawnictwo: Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji. Radom 2000.
4. Sensors and Amplifiers, Hottinger Baldwin Messtechnik, www.hbm.com.
5. Tarnowski J., Gawędzki W., Lepiarczyk D.: Badanie współczynnika tarcia łożyska ślizgowego z wykorzystaniem bilansu cieplnego. *Tribologia*, 6/2011 (240), s. 219–225.
6. Marklund P.; Larsson R.: Wet clutch friction characteristics obtained from simplified pin on disc test. *Tribology International* Volume: 41, Issue: 9–10, September, 2008, pp. 824–830.
7. Nyman P.; Mäki R.; Olsson R.; Ganemi B.: Influence of surface topography on friction characteristics in wet clutch applications. *Wear* Volume: 261, Issue: 1, July 20, 2006, pp. 46–50.

Summary

In the paper design of the laboratory test stand for slide bearings tests based on heat balance is presented. The description of friction torque and temperature measurement systems installed on the stand are given. The stand enables realization of any chosen material combination in sliding cooperation. There is possibility of energetic determination of friction coefficient in the bush and pivot contact.