

Ludwik KANIA* , Szczepan ŚPIEWAK*

WYZNACZANIE OPORÓW RUCHU ŁOŻYSKA TOCZNEGO WIEŃCOWEGO W OPARCIU O ROZKŁAD OBCIĄŻENIA WEWNĘTRZNEGO

THE DETERMINATION OF THE RESISTANCE TO MOTION OF A SLEWING BEARING BASED ON DISTRIBUTION OF THE INTERNAL LOAD

Słowa kluczowe:

łożyska wieńcowe, charakterystyka zastępcza, charakterystyka nośności statycznej, strefa kontaktu, moment tarcia

Key words:

slewing bearings, contact zone, equivalent characteristic, static limiting load curves, friction torque

Streszczenie

W artykule zaprezentowano oryginalną metodę wyznaczania momentu tarcia w łożyskach wieńcowych. Do analizy przedstawionych problemów wykorzystano metodę elementów skończonych i analityczny model tarcia tocznego. Obliczenia potrzebne do wyznaczenia rozkładu obciążenia wewnętrznego

* Politechnika Częstochowska, Instytut Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn, ul. Dąbrowskiego 73, 42-201 Częstochowa, tel. 34 325-06-33, e-mail: ludwik@imipkm.pcz.pl, e-mail: szczepan_spiewak@poczta.onet.pl.

w łożysku i maksymalnej wartości siły obciążającej elementy toczne łożyska były przeprowadzone za pomocą procedur wykorzystujących system ADINA [L. 8, 9]. Zamieszczono autorski model pozwalający na wyznaczanie współczynnika tarcia tocznego dla układu kulka-bieżnia łożyska. Przyjęte modele uwzględniają uwarunkowania techniczne przekazywania obciążenia zewnętrznego na elementy składowe łożysk wieńcowych podwójnych.

Wyznaczono charakterystyki momentu tarcia, które zaprezentowano na tle charakterystyk nośności statycznej, odpowiadających zadanej wartości luzu łożyskowego (Rys. 4).

WPROWADZENIE

Podstawowymi elementami pośredniczącymi w wysokosprawnej realizacji ruchu obrotowego przy odpowiednio zidentyfikowanym obciążeniu są łożyska toczne. Oprócz klasycznych łożysk ogólnego stosowania można wyróżnić pewne grupy łożysk o odmiennych cechach konstrukcyjnych. Przykładem takiej grupy łożysk są łożyska wieńcowe. Mają one wiele charakterystycznych własności, w tym szczególnie: duże wartości średnic tocznych d_t (dochodzące do kilku metrów), odmienny system mocowania pierścieni łożyskowych do korpusów i głowic (najczęściej za pomocą śrub mocujących umieszczonych w otworach wykonanych w poszczególnych pierścieniach łożyska), statyczny charakter pracy (najczęściej pracują jako wolnoobrotowe przy prędkościach obrotowych nieprzekraczających kilku obrotów na minutę), swoistość obciążenia (dostosowanie do przenoszenia dużych wartości sił osiowych Q , promieniowych H i charakterystycznego momentu wywrotnego M), znaczne wyężenie układu element toczny-bieżnia (praca w zakresie odkształceń plastycznych), duże liczby części tocznych (dochodzące nawet do kilkuset), w większości odmian nacięty na obwodzie jednego z pierścieni wieniec zębaty, duża względna podatność giętno-skrętna pierścieni łożyska w stosunku do podatności osadzenia i podatności strefy styku element toczny-bieżnia [L. 1].

W łożyskach wieńcowych, ze względu na stosunkowo dużą obciążalność, która znajduje odpowiednie przełożenie na odkształcalność strefy styku element toczny-bieżnia, generują się znaczące wartości oporów toczenia [L. 2]. Prawidłowe oszacowanie oporów toczenia ma duże znaczenie praktyczne przy projektowaniu maszyn, w których napęd będzie przekazywany za pośrednictwem łożyska wieńcowego. Powinno ono ułatwiać konstruktorowi dobór mocy jednostki napędowej. Ponadto znajomość oporu ruchu obrotowego łożysk umożliwia wyznaczenie teoretycznej sprawności mechanizmów obejmujących układ przeniesienia napędu. W innych przypadkach może posłużyć jako parametr pomocniczy w diagnostyce stanu bieżni eksploatowanego łożyska.

Korzystając z dobrze rozwiniętych metod numerycznych analizy strefy styku [L. 1], w tym jej ugięcia, postanowiono opracować metodykę, która umożli-

wiałyby określenie oporów ruchu obrotowego łożysk wieńcowych wynikających bezpośrednio ze znajomości wartości sił, które to ugięcie wywołują.

ZAŁOŻENIA METODY MODELOWEGO WYZNACZANIA OPORU TOCZENIA

Podstawowym parametrem opisującym opór ruchu obrotowego łożysk tocznych jest moment tarcia (tocznego). Definiowany jest on jako suma iloczynów sił tarcia i ich odległości od osi obrotu łożyska. Siły tarcia towarzyszące łożyskom tocznym zlokalizowane są w obszarze strefy styku części tocznych z bieżniami pierścieni łożyskowych oraz separatorów (elementów koszyka łożyskowego). Ich wartości uzależnione są głównie od rodzaju łożyska, jego rozmiarów, wartości i kierunku obciążenia, prędkości obrotowej oraz warunków zabudowy. Nie bez znaczenia są opory wywołane tzw. brodzeniem części tocznych i separatorów w smarze. Wartości strat brodzenia zależą między innymi od parametrów stosowanego smaru, sposobu jego podawania oraz temperatury pracy [L. 3]. Należy zaznaczyć, że składową momentu oporowego są również siły tarcia pomiędzy kołnierzami uszczelniającymi.

Mając na uwadze złożoność zjawisk wywołujących całkowity moment tarcia tocznego M_T , najlepiej jest rozdzielić go na dwie wartości, z których jedna, M_{T1} , będzie bezpośrednio wynikała z rozmiarów strefy styku element toczny–bieżnia, a druga, M_{T2} , będzie ujmować pozostałe składowe oporów [L. 3]. Taki podział upraszcza analizę, gdyż pozwala w obliczeniach potraktować priorytetowo jedną z wyszczególnionych wielkości. Można przyjąć takie założenie, dlatego że w łożyskach tocznych słabo obciążonych decydujące znaczenie mają skutki wywołane przez moment tarcia M_{T2} , natomiast w przypadku łożysk silnie obciążonych, przeciwnie, moment tarcia M_{T1} stanowi wartość decydującą.

Czołowi producenci łożysk wieńcowych instruuja, by wartości momentu tarcia M_{T1} łożyska nowego wyznaczać w oparciu o następujące zależności:

$$\text{KAYDON [L. 4]} \quad M_{T1} = 0,5\mu(4,4M + Qd_t + 2,2Hd_t) \quad (1)$$

$$\text{Rothe Erde [L. 5]} \quad M_{T1} = 0,5\mu(4,4M + Qd_t + 2,2Hd_t, 1,73) \quad (2)$$

gdzie: μ – współczynnik tarcia tocznego przyjmowany dla łożysk kulkowych: $\mu = 0,006$ (firma KAYDON) i $\mu = 0,004 \div 0,006$ (firma Rothe Erde).

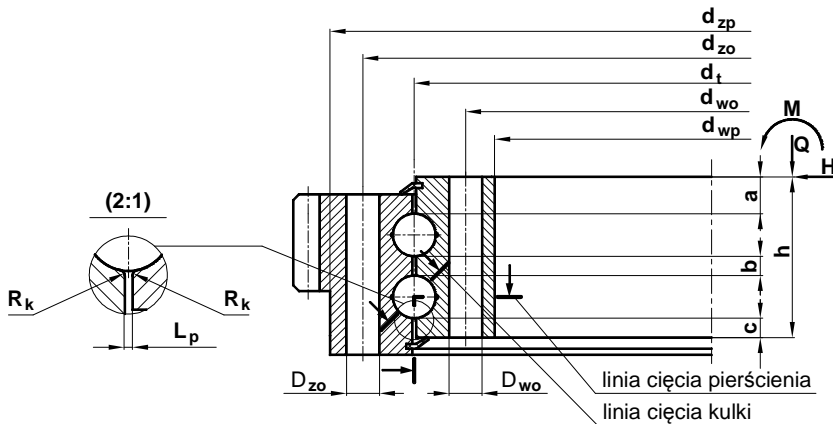
Należy zaznaczyć, że producent Rothe Erde zastrzega, że oszacowana zgodnie ze wzorem (2) wartość momentu tarcia w rzeczywistości obarczona jest niepewnością $\pm 25\%$.

Składowe obciążenia zewnętrznego łożysk wieńcowych zawarte we wzorach (1) i (2) są wielkościami, za pomocą których określa się charakterystyki

nośności statycznej łożysk wieńcowych. W nomenklaturze tej grupy łożysk nośność statyczna, z uwagi na wyszczególnione we wstępie pracy cechy użytkowe łożysk wieńcowych, stanowi główny parametr określający dopuszczalną obciążalność łożyska.

Zasadniczo nośność statyczna przedstawiana jest w postaci charakterystyki nośności statycznej, która określa relację wzajemnych zależności przeniesionego momentu wywrotnego M od siły osiowej Q dla założonej wartości siły promieniowej H . Przebieg charakterystyki nośności statycznej łożyska wieńcowego często stanowi główne kryterium decydujące o aplikacyjnym charakterze dostępnych typów łożysk wieńcowych. Wyznaczenie punktów charakterystyki nośności statycznej łożysk wieńcowych w praktycznych obliczeniach inżynierskich sprowadza się do wyznaczenia wartości reakcji działających na elementy toczne przy określonych składowych obciążeniach zewnętrznego (M , Q , H), takich, które nie spowodują przekroczenia wartości dopuszczalnej siły F_{dop} lub dopuszczalnych nacisków kontaktowych, jakie mogą działać na pojedynczy element toczny.

Obiektem aplikacji opracowanej metody wyznaczania momentu tarcia M_{T1} było łożysko wieńcowe podwójne (czteropunktowa strefa styku kulka-bieżnia w dwóch rzędach części tocznych) o następujących parametrach oznaczonych na **Rys. 1**: $d_t = 1000$ mm, $d_{zp} = 1150$ mm, $d_{zo} = 1094$ mm, $d_{wo} = 906$ mm, $d_{wp} = 850$ mm, $a = 22,5$ mm, $b = 11,25$ mm, $c = 11,25$ mm, $h = 115$ mm, $L_p = 6$ mm.



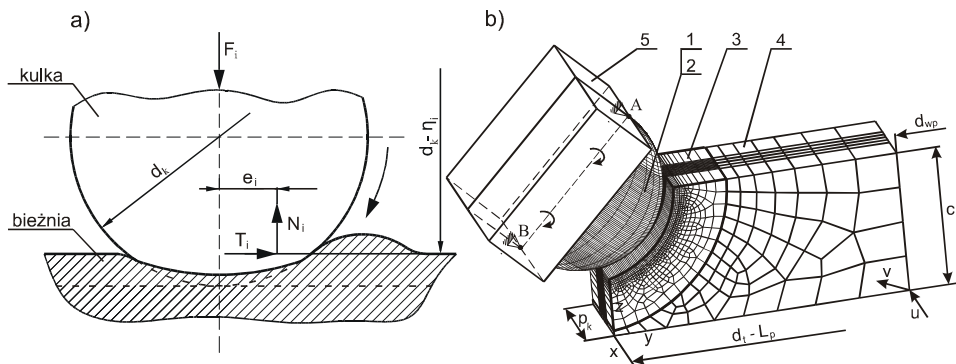
Rys. 1. Podstawowe wymiary łożyska wieńcowego podwójnego przyjętego do rozpatrzenia
Fig. 1. Basic diameters of the twin slewing bearing selected to examine

Pozostałymi wartościami opisującymi analizowane łożysko są: średnica kulki $d_k = 35$ mm, współczynnik przylegania [L. 1] kulki do bieżni $k_p = 0,96$, luz osiowy $L_o = 0,4$ mm [L. 3], nominalny kąt działania łożyska [L. 3] $\alpha_n = 45^\circ$, liczba kulki w rzędzie $n = 74$, liczba śrub mocujących poszczególne pierścienie

łożyska $n_{sr} = 36$, siła napięcia wstępnego śrub (M24-12.9) $S_w = 144$ kN oraz twardość powierzchniowa kulek 62 HRC i bieżni 58 HRC. W przeprowadzonej analizie wartość dopuszczalnego obciążenia kulki $F_{dop} = 117,8$ kN dla zadanych parametrów łożyska wyznaczono na podstawie wzorów Eschmanna [L. 6].

W celu efektywnego wyznaczenia sił działających na elementy toczne łożysk wieńcowych obliczenia najczęściej przeprowadza się dwuetapowo. Na pierwszym etapie rozpatruje się lokalny charakter powstających odkształceń na granicy stykających się elementów spowodowanych przemieszczeniami pierścieni łożyska. Istotne znaczenie w tym przypadku odgrywa stan i geometria warstwy wierzchniej oraz twardości elementów tocznych i bieżni łożyska. Na drugim etapie łożysko traktuje się globalnie, tzn. zakłada się działanie obciążenia zewnętrznego w postaci składowych M , Q , H (Rys. 1), oddziaływanie śrub mocujących pierścienie do struktur ich osadzenia oraz pozostałe czynniki, które można uwzględnić w przyjętej postaci modelu obliczeniowego.

Biorąc pod uwagę cechy łożysk wieńcowych, można przyjąć, że w określaniu oporów ruchu decydujące znaczenie będzie miała wartość składowej momentu tarcia M_{Ti} , którą należy bezpośrednio uzależnić od rozkładu sił działających na poszczególne elementy toczne. Ponieważ w rozpatrywanym przypadku łożysk mamy do czynienia z oporem toczenia, bazując na pracach [L. 3, 7], do dalszej analizy przyjęto klasyczny teoretyczny model jak na rysunku 2a.



Rys. 2. Analityczny (a) i numeryczny MES (b) model tarcia tocznego w łożysku wieńcowym
Fig. 2. Analytic (a) and FEM (b) model of friction for slewing bearing

Wykorzystując warunki równowagi przedstawionego układu z uwzględnieniem czteropunktowego styku kulki i bieżni, wzór na siłę tarcia tocznego dla kulki w łożysku wieńcowym można sformułować następująco:

$$T_i = \frac{2e_i}{d_k - \eta_i} N_i \quad (3)$$

Z przyjętego modelu wynika, że przesunięcie e_i wypadkowej reakcji N_i i zbliżenie pierścieni η_i są bezpośrednio zależne od wartości F_i . Numeryczny sposób określania wartości e_i oraz η_i omówiono w dalszej części artykułu. Poszukiwaną wartość M_{T1} obliczyć można ze wzoru:

$$M_{T1} = 0,5d_t \sum_i T_i \quad (4)$$

gdzie i określa liczbę aktywnych (poddanych ściskaniu) stref styku kulek z bieżniami łożyska, w których generują się siły tarcia toczonego T_i obliczane za pomocą wzoru (3).

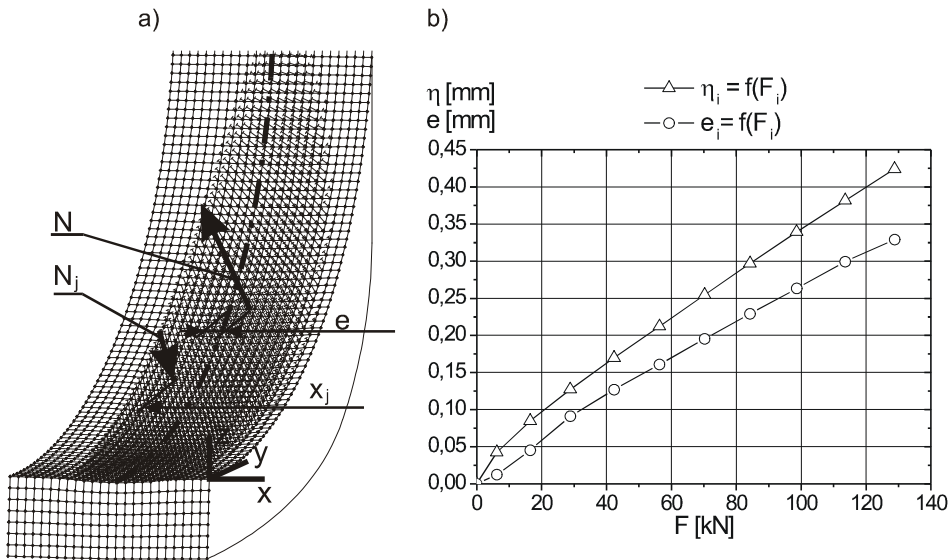
Przyjmując za punkt wyjścia do wyznaczenia wartości M_{T1} równania (3) i (4), należało określić stan deformacji bieżni powstający po przetoczeniu kuli wraz położeniem e_i wypadkowej reakcji bieżni N_i uzależnionej od wartości siły docisku F_i . W tym celu zbudowano model MES strefy styku kulki i bieżni łożyska wieńcowego podwójnego, który można jednocześnie wykorzystać do wyznaczenia charakterystyki strefy styku, tj. zależności pomiędzy ugięciem strefy styku (zbliżeniem pierścieni) η_i a wartością reakcji kulki F_i [**L. 1**], oraz do określenia wartości e_i . Na **Rys. 2b** przedstawiono siatkę modelu MES powstałą w wyniku wydzielenia z geometrycznej struktury łożyska wieńcowego segmentu wewnętrznego pierścienia łożyska oraz połowy objętości kulki, jak zaznaczono na **Rys. 1**. Bazując na wytycznych budowania modeli strefy styku zawartych w pracy [**L. 1**], przyjęto, że w prezentowanym modelu z uwagi na stosunkowo małe wartości krzywizn bieżni określonych po obwodzie pierścienia, segment pierścienia łożyska o kształcie toroidalnym zastąpiono segmentem o prostoliniowych krawędziach o długości równej obwodowej podziałce toczonej rozmieszczenia kulek p_k (**Rys. 2b**) mierzonej na średnicy zewnętrznej pierścienia wewnętrznego. Pozostałe krzywizny opisujące styk powierzchni kulki i bieżni łożyska pozostały niezmienione. W opracowanym modelu MES wyodrębniono pięć grup elementów skończonych, oznaczonych kolejno cyframi jak na **Rys. 2b**, o odmiennych parametrach materiałowych wynikających z przyjętej głębokości zalegania stref zahartowanych. W prezentowanym modelu skorzystano z wytycznych zawartych w pracy [**L. 1**] określających wskazania pożądanej głębokości zahartowania warstwy wierzchniej z przybliżonym zachowaniem stałej twardości. Grupy elementów skończonych 1 i 3 traktowano odpowiednio, jako zewnętrzne warstwy zahartowane kulki i bieżni i modelowano je, używając dwuliniowego modelu materiałowego ze wzmocnieniem izotropowym. Natomiast grupy 2 i 4 reprezentowały strefy nieutwardzone, dla których zdefiniowano liniowo-sprężystą postać modelu materiałowego. Grupę 5 stanowiły elementy pomocnicze, niezbędne do ograniczenia przemieszczeń węzłów znajdujących się w górnej powierzchni czaszy kulki. W przedstawionym przypadku umożliwiły to warunki brzegowe określone pomiędzy ich powierzchniami – zastosowano kontakt typu „glued” zdefiniowany w systemie ADINA [**L. 8**]. Dla ele-

mentów grupy 5 zdefiniowano liniowo-sprężystą postać modelu materiałowego. Moduł Younga grupy 5 zadano jako 10^4 razy większy niż dla pozostałych grup. Założono izotropowość i idealne kształty modelowanych elementów łożyska. W opracowanym modelu wartością wejściową do obliczeń, symulującą docisk bieżni do kulki, był wektor przemieszczeń \mathbf{v} (**Rys. 2b**), orientowany zgodnie z nominalnym kątem działania łożyska. Przemieszczenia grup 3 i 4 wymuszające symulacje obrotu kulki realizowano za pośrednictwem warunków brzegowych opisanych na ściankach bocznych tych grup związanych z wektorem przemieszczeń \mathbf{u} (**Rys. 2b**), którego wartość przyjęto jako połowę długości małej półosi elipsy styku b , obliczonej według równań szczegółowo opisanych w pracy [**L. 3**]. Cykl symulacji przebiegał następująco: w pierwszym kroku zadawano wartość przemieszczenia \mathbf{v}_i , w drugim kroku realizowane było przemieszczenie o stałej wartości \mathbf{u} w kierunku przeciwnym do zwrotu osi X (przyjętego układu współrzędnych), w trzecim przy niezmięnionej wartości \mathbf{v} bieżnia przemieszczała się o wektor $-\mathbf{u}$. Cykle tak prowadzonych obliczeń były wykonywane do chwili osiągnięcia granicznej wartości siły F_{dop} . Symulacja obrotu kulki względem bieżni łożyska była realizowana z udziałem węzłów grupy 5 oznaczonych jako A i B (**Rys. 2b**), którym odebrano możliwość przemieszczeń, przez co stanowiły one odpowiedniki podpór osi obrotu kulki. Dla kolejnych kroków odpowiadających wzrostowi wartości wektora \mathbf{v}_i obliczano wartości reakcji węzłów A i B, których wektorowa suma stanowiła wartości odpowiadające sile F_i . Wszystkie elementy skończone użyte do budowy modelu były elementami ośmiowęzłowymi typu 3D-Solid [**L. 8**]. W efekcie prowadzonych obliczeń uzyskiwano wartości reakcji w węzłach na granicy kontaktu kulki i bieżni, co przedstawiono w formie graficznej na rysunku 3a. Do wyznaczenia wartości e wykorzystano znane z mechaniki twierdzenie o środku sił równoległych, z którego wynika wzór:

$$e = \frac{\sum_j x_j N_j}{\sum_j N_j} \quad (5)$$

gdzie x_j jest odległością węzłów j skupiających poszczególne składowe N_j reakcji wypadkowej N .

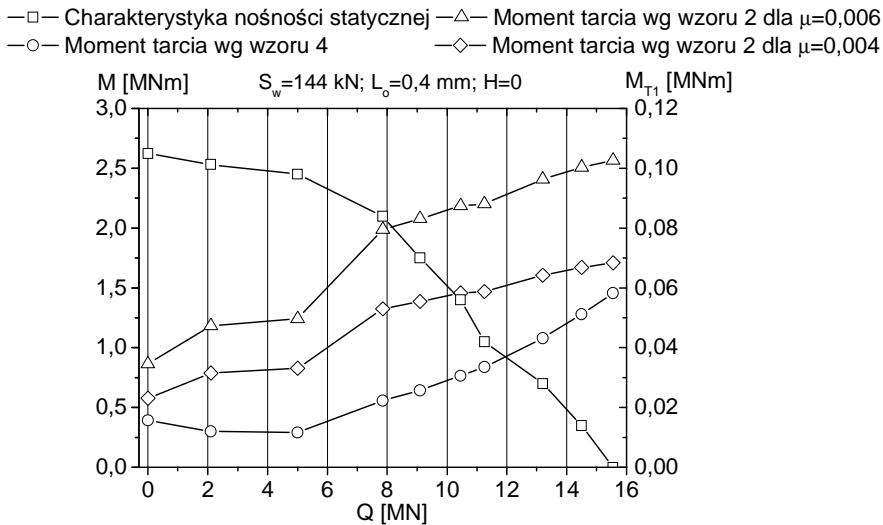
W oparciu o wzór (5) i obliczone wartości siły F_i wyznaczano charakterystykę położenia wypadkowej reakcji, tj. zależność $e_i = f(F_i)$, przy jednoczesnym wyznaczeniu charakterystyki strefy styku $\eta_i = f(F_i)$. Obie charakterystyki zamieszczono na **Rys. 3b**. W dalszej kolejności należało wyznaczyć wartości sił działających na poszczególne kulki łożyska F_k . W tym celu oparto się na założeniach drugiego etapu wyznaczania nośności statycznej łożysk wieńcowych [**L. 9**].



Rys. 3. Odształcona siatka modelu MES strefy kontaktowej bieżni (a) oraz charakterystyka zastępcza strefy styku i charakterystyka położenia e wypadkowej reakcji N (b)
 Fig. 3. Deformed FE mesh of contact zone of bearing race (a) and equivalent characteristic of contact zone ball-race and characteristic of position e of reaction magnitude N (b)

Z uwagi na wielokrotną statyczną niewyznaczalność układu sił działających na kulki, wynikającą między innymi z charakterystycznego ułożenia rzędów łożyska wieńcowego podwójnego oraz globalny charakter zjawisk mających wpływ na obciążalność strefy styku, w obliczeniach wykorzystano metodę elementów skończonych (MES). Pozwoliło to między innymi na pominięcie wielu uproszczeń związanych z klasycznymi analitycznymi metodami obliczania nośności łożysk wieńcowych [L. 1], z których najistotniejsza traktuje wzajemne przemieszczenia pierścieni jako ruch bryły sztywnej. Sposób tworzenia tego modelu i szczegółowy opis procedur wykonywania obliczeń do wyznaczenia charakterystyki nośności statycznej na podstawie rozkładów sił działających na kulki F_i przedstawiono w pracy [L. 9]. Dysponując rozkładami reakcji kulek F_i odpowiadających punktom charakterystyki nośności statycznej analizowanego łożyska, wyznaczono zgodnie ze wzorem (4) charakterystykę momentu tarcia M_{T1} , którą przedstawiono na **Rys. 4**.

W celu porównania wyników zaproponowanej metody z wynikami uzyskiwanymi w oparciu o wzory katalogowe [L. 4, 5] obliczono, zgodnie z równaniem (2), wartości momentu tarcia M_{T1} (**Rys. 4**), przyjmując skrajne wartości współczynników tarcia tocznego $\mu = 0,004$ i $\mu = 0,006$.



Rys. 4. Charakterystyki nośności statycznej i momentu tarcia M_{T1} łożyska wieńcowego podwójnego

Fig. 4. Characteristics of carrying capacity and friction torque M_{T1} of twin slewing bearing

PODSUMOWANIE

Największy moment tarcia tocznego w łożysku wieńcowym podwójnym generuje się dla wyznaczonej wartości dopuszczalnej siły Q_{max} , co wynika z równomiernego obciążenia wszystkich kulek łożyska, których wartości są bliskie wartościom sił F_{dop} . W odniesieniu do momentu tarcia obliczonego ze wzoru (2) wartości momentu uzyskane w obliczeniach według zaproponowanego algorytmu znacząco różnią się od wartości obliczanych zgodnie z wzorami katalogowymi. Tym niemniej kształt charakterystyki momentu wykazuje pewne podobieństwo zgodne z charakterem zjawiska. Stwierdzono zatem, że podawane we wzorze (2) zakresy współczynnika tarcia tocznego w przypadku łożysk wieńcowych podwójnych mogą być przeszacowane. Ponadto najprawdopodobniej stanowią wartość uśrednioną dla zakresu obciążalności strefy styku. Istotną zaletą zaproponowanej metody jest to, że uwzględnia ona rzeczywisty rozkład obciążenia kulek i jednocześnie pozwala wyznaczyć charakterystykę nośności statycznej łożyska. Należy zwrócić uwagę, że na skutek różnych czynników eksploatacyjnych powodujących zmiany kształtu bieżni i kulek łożyska, zmianie ulegną również wartości charakterystyki: $\eta = f(F)$ i $e = f(F)$. W związku z tym zaproponowana metoda będzie najbardziej adekwatna do łożysk nowo wyprodukowanych. W prezentowanym etapie pracy nie zamieszczono analizy wpływu sił promieniowych na wartości momentu tarcia M_{T1} . Problem ten będzie przedmiotem oddzielnej publikacji.

LITERATURA

1. Kania L.: Analiza obciążenia wewnętrznego łożysk tocznych wieńcowych w aspekcie ich nośności statycznej. Wydawnictwa Politechniki Częstochowskiej, Seria monografie, nr 111 Częstochowa 2005.
2. Gibczyńska T., Pytko S.: Łożyska toczne wieńcowe. Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne AGH, Kraków 1999.
3. Krzemiński-Freda H.: Łożyska toczne. PWN. Warszawa 1989.
4. Kaydon Corporation: Slewing Ring Turntable Bearings. Catalog 390. Muskegon 2008.
5. Rothe Erde: Slewing bearings. Rothe Erde GmbH. Dortmund 2007.
6. Brändlein J., Eschmann P., Hasbargen L., Weigand K.: Die Wälzlagerpraxis. Vereinigte Fachverlag GmbH, Mainz 1998 (wydanie 3 poprawione).
7. Naleszkiewicz J.: Mechanika techniczna – statyka. Wydanie drugie. Państwowe Wydawnictwo Naukowe. Warszawa 1953.
8. ADINA: Theory and Modeling Guide. Volume 1: ADINA. ADINA R&D, Inc., Watertown 2007.
9. Kania L., Krynke M., Śpiewak S.: Problemy obliczania nośności statycznej łożysk wieńcowych podwójnych. Przegląd Mechaniczny, 68 (2009), 12: 37-40.

Summary

The original method to determine the friction torque for twin slewing bearings is presented in the article. The finite element method and analytic model of rolling friction has been used for the analysis of presented problems. The calculation to determine the maximum contact force on the rolling element was done using a ADINA program [8, 9]. The copyrighted model that made it possible to determine the various friction coefficients for contact zone *ball-bearing race* in slewing bearings is attached. Accepted models allow the estimation of the technical conditions of acting external load on component parts of twin slewing bearings.

The profile of the carrying capacity and friction torque of twin slewing bearing for a constant value of bearing clearance is presented (Fig. 4).