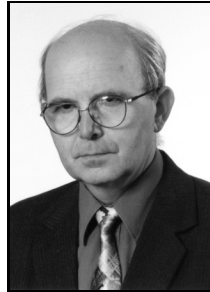


**Ludwik KANIA, Szczepan ŚPIEWAK**POLITECHNIKA CZĘSTOCHOWSKA, INSTYTUT MECHANIKI I PODSTAW KONSTRUKCJI MASZYN  
ul. Dąbrowskiego 73, 42-201 Częstochowa**Wpływ wybranych parametrów konstrukcyjnych na nośność statyczną łożysk tocznych wieńcowych podwójnych****Dr hab. inż. Ludwik KANIA**

Profesor nadzwyczajny w Instytucie Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Częstochowskiej. Jest autorem licznych publikacji z zakresu projektowania łożysk tocznych wieńcowych. Współpracuje z firmą ZAFAMA, czołowym producentem łożysk wieńcowych w Polsce. Zajmuje się problematyką CAD, podstaw konstrukcji maszyn oraz optymalizacji. Jest autorem lub współautorem kilkunastu podręczników akademickich.



e-mail: ludwik@imipkm.pcz.pl

**Mgr inż. Szczepan ŚPIEWAK**

Doktorant w Instytucie Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Częstochowskiej. Jego zainteresowania naukowe dotyczą modelowania i projektowania łożysk tocznych wieńcowych, w szczególności stosowanych w siłowniach wiatrowych. Jest autorem kilku publikacji z zakresu tej tematyki.



e-mail: szczepan\_spiewak@poczta.onet.pl

**Streszczenie**

W artykule przedstawiono analizę wpływu luzu międzypierścieniowego i kształtu zakończenia bieżni łożyska wieńcowego podwójnego na jego nośność statyczną. Wykorzystano modelowanie numeryczne za pomocą metody elementów skończonych. Uzyskano oryginalne wyniki, które zaprezentowano w formie graficznej. Określono pewne wytyczne odnośnie luzu między pierścieniowego i kształtu zakończenia bieżni łożyska wieńcowego podwójnego, które mogą być wykorzystane w projektowanych strukturach łożysk wieńcowych podwójnych a także innych typów łożysk wieńcowych.

**Słowa kluczowe:** łożyska wieńcowe, charakterystyka zastępcza, charakterystyki nośności statycznej, strefa kontaktu.

**The effect of selected constructional parameters on the static carrying capacity of twin slewing bearings****Abstract**

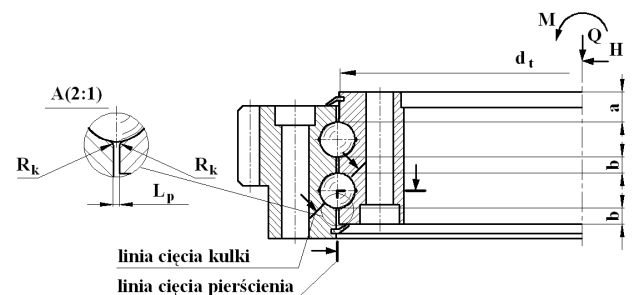
The effect of selected constructional parameters of twin slewing bearings on their static carrying capacity is presented in the paper. The radial gap between internal and external bearing rings and shape of bearing race profile is analyzed. To the analysis of the problem, the finite element method has been used. The bearing balls are modeled with superelements [7]. Computation was realized in two stages. In the first computation stage the models of contact zone *ball – bearing race* in elastic-plastic state of material have been developed. The meshing zones of balls and segments of bearing rings are presented in Fig. 1. The method presented in work [8] has been used. In particular models, values of radial gap between bearing rings and shape of edge of bearing race have been changed as in the Tab. 2. To obtain equivalent characteristics of *ball – bearing race* system, the iteration computations have been used. These characteristics have been used to specify characteristics of elastic truss elements which are being used in superelements. In the second computation stage, the characteristics of the carrying capacity of slewing bearing have been computed. The numerical model of twin slewing bearing presented in Fig. 3 has been used. Exemplary computations have been made for the twin slewing bearing SL023.50.2000 produced by Wuxi Lida Gear Manufacturing Co. (China). Parameters of analyzed bearing are presented in Tab. 1. The results of computation are presented in graphical form in Fig. 4 and Fig. 7. The effect of radial gap between bearing rings on equivalent characteristic of contact zone and on characteristic of bearing carrying capacity has been proved, recommended values of radial gap have been given. The method presented in the article can be used to the analysis of twin- and other kinds of slewing bearings.

**Keywords:** slewing bearings, contact zone, equivalent characteristic, static limiting load curves.

**1. Wstęp**

Grupa łożysk tocznych wieńcowych różni się w istotny sposób od łożysk tocznych zwykłego użytku. Zasadnicze różnice między łożyskami wieńcowymi, a pozostałymi grupami łożysk tocznych

są następujące: duże wartości średnic tocznych (dochodzące do kilku metrów), odmienny systemem mocowania ich pierścieni do korpusów i głowic (najczęściej za pomocą zespołów śrub mocujących), statyczny charakter pracy (najczęściej pracują jako wolnoobrotowe przy prędkościach obrotowych nie przekraczających kilku obrotów na minutę), specyfika obciążenia (duże wartości sił osiowych  $Q$ , promieniowych  $H$  i swoistego momentu wywrotnego  $M$ ), duże liczby części tocznych (dochodzące nawet do kilkuset), nacięty na obwodzie jednego z pierścienia wieniec zębaty [1]. Na rynku łożysk wieńcowych od kilku lat pojawił się nowy typ, a mianowicie łożysko wieńcowe podwójne (rys. 1).



Rys. 1. Podstawowe wymiary łożyska wieńcowego podwójnego  
Fig. 1. Basic diameters of the twin slewing bearing

Stanowi on specjalną odmianę zawierającą w sobie cechy geometryczne łożyska wieńcowego jednorzędowego o tzw. styku cztero-punktowym, ale o zdwojonej (wzdłuż wysokości pierścieni) liczbie rzędów tocznych. Istotną cechą tej konstrukcji jest jednolitość obu pierścieni, co sprawia, że z mechanicznego punktu widzenia jest to układ statycznie niewyznaczalny. W katalogach oferowanych produktów ich wytwórcy najczęściej nie zamieszczają charakterystyk nośności statycznej (zależność przenoszonego momentu wywrotnego  $M$  od siły osiowej  $Q$  dla założonej wartości siły promieniowej  $H$ ) łożysk podwójnych oferując jedynie ich wykonanie w ramach specjalnych zamówień, co z pewnością podnosi ich koszty.

W ogólnodostępnej literaturze również zauważalny jest niedobór informacji na temat metodyki projektowania łożysk wieńcowych podwójnych. Jednak łożyska te znajdują coraz szersze zastosowanie, np. w układach obrotu zarówno śmigła jak i całej gondoli zespołu elektrowni wiatrowych. Istniejąca tendencja do preferowania pozyskiwania energii elektrycznej ze źródeł odnawialnych, a więc między innymi z ruchu mas powietrza, powoduje szerokie zainteresowanie zakładaniem tzw. farm wiatrowych, co pociąga za sobą konieczność udoskonalania konstrukcji elektrowni wiatrowych. Prowadzi to tym samym do szukania możliwych optymalnych rozwiązań konstrukcyjnych węzłów obrotu stosowanych w siłowniach wiatrowych, z użyciem m.in. wspomnianego

łożyska wieńcowego podwójnego. Niniejsza praca ma na celu bliższe przyjrzenie się problemowi odpowiedniego kształtowania elementów łożysk podwójnych.

## 2. Parametry łożysk wieńcowych

Do podstawowych parametrów konstrukcyjnych charakteryzujących łożyska wieńcowe zalicza się: wskaźnik średnicowy (określany jako stosunek średnicy tocznej łożyska  $d_t$  (rys. 1) do średnicy kulki  $d_k$ ), współczynnik wypełnienia rzędu łożyska  $w_w$  (iloraz sumy średnic wszystkich kulek w rzędzie do obwodu odpowiadającego średnicy  $d_t$ ), współczynnik przylegania kulki do bieżni  $k_p$  (iloraz promienia kulki do promienia bieżni określonego w płaszczyźnie przekroju zawierającej wzdłużną oś symetrii łożyska), kąt działania  $\alpha$  (kąt zawarty między prostą łączącą punkty styku kulki z bieżniami, a płaszczyzną prostopadłą do wzdłużnej osi symetrii łożyska, luz osiowy  $l_o$  (definiowany jako największe względne przesunięcie jednego z pierścieni łożyska po kierunku podłużnej osi symetrii łożyska bez wywierania obciążenia), i promieniowy  $l_r$  (określany analogicznie do luzu osiowego z tym, że przesunięcia określa się w kierunku promieniowym [2]) oraz pozostałe wymiary w tym luz międzypierścieniowy  $L_p$  (rys. 1).

Wymienione parametry pozwalają w jednoznaczny sposób określić stan geometryczny stref styku kulek i bieżni i w rezultacie oszacować nośność statyczną łożysk wieńcowych. Należy zaznaczyć, że niektóre z wymienionych wielkości w warunkach eksploatacji ulegają niejednokrotnie trwałym zmianom w stosunku do wcześniej założonych wartości nominalnych na skutek istnienia złożonego stanu obciążenia i naturalnego zużycia łożyska. Zmiany te z kolei przekładają się na zmiany charakterystyk nośności zaprojektowanych łożysk. Wymusza to konieczność prowadzenia analiz zjawisk zachodzących w węzłach tocznych łożysk wieńcowych w celu znalezienia optymalnych wartości parametrów geometrycznych łożyska.

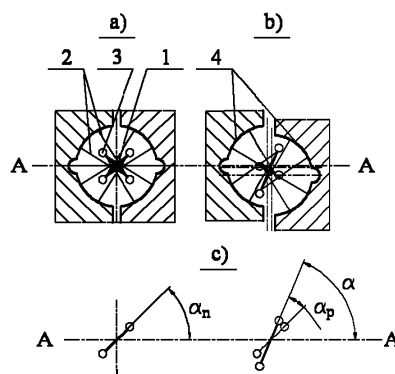
W dotychczasowych pracach autorów, np. [3, 4], przykładowo zawarty jest szereg ogólnych wytycznych do właściwego doboru parametrów geometrycznych łożyska, omówiono wpływ współczynnika przylegania kulki do bieżni na odkształcalność strefy styku itp. Uzyskane przez autorów wyniki analiz mogą być wykorzystane również, jako wartości wejściowe przy projektowaniu łożysk wieńcowych podwójnych, których specyficzne cechy jak luz osiowy i jego wpływ na nośność łożyska analizowano np. w pracy [5]. Nie oznacza to jednak rozwiązania wszystkich problemów konstrukcyjnych. Z uwagi na odmienną konstrukcję łożyska podwójnego można postawić pytanie, jaki jest wpływ luzu międzypierścieniowego  $L_p$  (zaznaczonego na rysunku 1) oraz kształtu zakończenia krawędzi bieżni na wspomnianą odkształcalność strefy styku i tym samym na nośność statyczną w łożysku podwójnym. W związku z tym zdecydowano się przeprowadzić opisaną poniżej analizę tych wielkości.

## 3. Modelowanie strefy styku

Z uwagi na wspomnianą powyżej konieczność analizy strefy styku, rozwiązanie zagadnienia doboru luzu  $L_p$  czy kształtu zakończenia krawędzi bieżni na etapie projektowania łożyska wieńcowego podwójnego sugeruje zastosowanie metod numerycznych. Do modelowania numerycznego wykorzystano metodę elementów skończonych, a obliczenia wykonano za pomocą systemu ADINA [6].

Ze względu na duże rozmiary pierścieni, które podlegają zginaniu i skręcaniu, odkształceniom w miejscach mocowania śrubami do struktur podparcia, wreszcie typowym dla łożysk odkształceniom w strefach styku części tocznych z bieżniami łożyska (duża liczba par kontaktowych) modelowanie numeryczne elementów tocznych, jako elementów bryłowych o odpowiednio gęstej siatce elementów skończonych staje się kłopotliwe. Aby uniknąć nadmiernego wzrostu rozmiaru zadania, a w głównej mierze procesu rozwiązywania wielokrotnego zadania kontaktowego i w konsekwencji znacznego wydłużenia czasu obliczeń, w modelach MES łożysk wieńcowych kulki zastępuje się tzw. superelementami,

wprowadzonymi do metodyki obliczania łożysk wieńcowych przez Smolnickiego [7]. Superelement użyty w niniejszej pracy w zmodyfikowanej formie, przedstawiono schematycznie na rysunku 2. Stanowi on układ dwóch par elementów belkowych o dużej sztywności 2 połączonych przegubowo w miejscu położenia środków krzywizn 3 bieżni łożyska 4 z pojedynczym elementem prętowym 1. Element prętowy ma ściśle określoną długość i wartości przekroju porzecznego oraz odpowiednio zdefiniowaną charakterystykę materiałową  $\sigma$ - $\varepsilon$  [4] i pełni rolę nieliniowej sprężyny. Za pośrednictwem tej charakterystyki symuluje się odkształcenia zachodzące w obszarze styku pary kontaktowej. Należy podkreślić, że taki układ elementów skończonych uwzględnia ciągłą zmianą kąta działania łożyska. Powodem tej zmiany jest występujący luz między kulkami a bieżniami jak również deformacje pierścieni i kulek wywołane obciążeniem zewnętrznym. Dostępna jest zatem możliwość ciągłego monitorowania wartości kąta działania łożyska, co obrazuje rysunek 2c.



Rys. 2. Idea superelementu: a) stan nieobciążony b) stan wywołany obciążeniem c) zmiany kąta działania łożyska

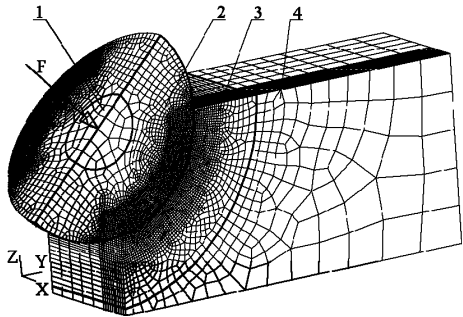
Fig. 2. Idea of the superelement: a) unload state b) state under load, c) changes of acting angle of bearing

Wyjściową wielkością do wyznaczania charakterystyki materiałowej stanowi charakterystyka zastępcza strefy styku statycznie obciążonej kulki (określa się ją, jako zależność zbliżenia pierścieni łożyskowych  $\eta$  w funkcji siły obciążającej pojedynczy element toczny  $F$ ). Sposób jej wyznaczania opisano w pracy [8].

Bazując na powyższych wytycznych zbudowano siatki modeli mes stref kontaktowych (jak na rys. 3) odpowiadające następującym założeniom:

- obszar dyskretyzacji kulki stanowiła  $1/4$  objętości jej struktury,
- obszar dyskretyzacji bieżni stanowił klinowy wycinek struktury pierścienia wewnętrznego łożyska o kącie równym połowie podziałki kątowej rozmieszczenia kulek w rzędzie łożyska (z odwzorowaniem jego rzeczywistych krzywizn),
- przyjęto założenia o izotropowości i idealizacji kształtów modelowanych krzywizn kulki i bieżni,
- modelowany obszar dyskretyzacji pierścienia wybrano z uwagi na to, że w rzeczywistym łożysku bieżnia pierścienia wewnętrznego ulega szybszemu zużyciu,
- między czaszą kulki, a wycinkiem bieżni pierścienia zdefiniowano odpowiednie warunki wzajemnego kontaktu z uwzględnieniem sił tarcia,
- na zewnętrzne powierzchnie modelu nałożono odpowiednie warunki brzegowe wynikające z symetrii kulki i ciągłości struktury rzeczywistego pierścienia łożyska,
- obciążenie symulowano za pomocą krokowo narastającej siły skupionej, przyłożonej do węzła centralnego kulki, zorientowanej po kierunku nominalnego kąta działania łożyska (na górną powierzchnię kulki nałożono odpowiednie warunki przemieszczeń zgodne z przemieszczeniem węzła centralnego z zadaniem obciążeniem),
- w modelowanych obiektach od granicy strefy styku na pewnej objętości utworzono odpowiednio gęstą siatkę elementów skończonych, tak by obejmowały one strefę o największym wyężeniu materiału (punkt Bielajewa),

- w tworzonych modelach wydzielono cztery grupy elementów skończonych bryłowych typu 3D-solid o ściśle określonych objętościach z założenia stanowiących jednorodne struktury wynikające z głębokości zalegania stref utwardzonych kulek i bieżni łożyska [1] o nieco odmiennych właściwościach materiałowych: 1-wewnętrzny miękki rdzeń kulki, 2-zewnętrzna zahartowana warstwa kulki, 3-zewnętrzna utwardzona warstwa bieżni, 4-nieutwardzony rdzeń pierścienia łożyskowego.



Rys. 3. Siatka modelu mes strefy styku kulki z bieżnią  
Fig. 3. The FE mesh of contact zone of ball with bearing race

Modelowane w niniejszej pracy łożysko jest łożyskiem wieńcowym o tzw. bieżniach twardych, w którym zewnętrzne struktury są utwardzone cieplnie, a pozostałe stanowią nieutwardzony rdzeń. Dlatego utworzono wymienione cztery grupy elementów skończonych. Tego typu model wynika między innymi z analizy eksperymentalnej uszkodzeń łożysk z utwardzonymi bieżniami w pracy [7], która wskazuje, że uproszczone modele obliczeniowe mogą prowadzić do pewnego przeszacowania charakterystyk nośności łożysk.

Sposób modelowania kulek i bieżni łożyska z uwzględnieniem przybliżonego rozkładu twardości prezentowany był przez autorów w pracy [8]. Rozpatrywano wówczas łożysko o średnicy tocznej 305 mm z kulką o średnicy 20 mm. Nie określono jednak liczbowego poziomu skutków uproszczenia traktującego cały model par kontaktowych, jako układ dwóch obiektów o wyłącznie sprężystych stanach materiałów w stosunku do stanu sprężysto-plastycznego. W obecnej pracy na wstępie obliczeń dokonano takiej weryfikacji. Stwierdzono, że pominięcie w numerycznym modelowaniu zmiennego rozkładu twardości w przypadku łożyska z kulką 20 mm dla maksymalnego dopuszczalnego  $F_{dop}$  obciążenia powoduje 5% przeszacowanie sumarycznych przemieszczeń charakterystyki zastępczej. W przypadku prezentowanego w tym opracowaniu łożyska (tabela 1) będzie to wartość 8,5%. W dalszych obliczeniach założono stany sprężysto-plastyczne warstw utwardzonych przyjmując, podobnie jak w pracy [8], ich dwuliniowe charakterystyki materiałowe. Do konstrukcji dwuliniowej charakterystyki wykorzystano tzw. modelowe granice sprężystości [8] wynoszące odpowiednio dla twardości 58 HRC  $R_{sM} = 1136,8$  MPa i dla 62 HRC  $R_{sM} = 1316,1$  MPa.

Graniczne obciążenie kulki  $F_{dop}$  określono w oparciu o kryterium dopuszczalnych deformacji plastycznych w strefie kontaktu kulka-bieżnia wynoszących  $0,0002 d_k$ . Przy przyjętej twardości bieżni obu rzędów łożyska, odpowiadającej 660 HV, po uwzględnieniu geometrii styku punktowego otrzymano wartość obciążenia granicznego kulek  $F_{dop} = 225,7$  kN, zgodnie z zależnościami przedstawionymi w pracy [4].

#### 4. Wyniki przykładowych obliczeń

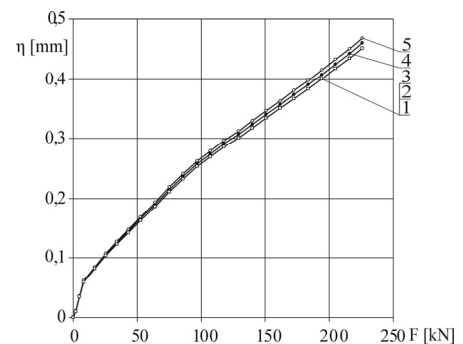
W przykładowej analizie wykorzystano parametry katalogowe łożyska wieńcowego podwójnego typu SL023.50.2000 produkowanego przez firmę Wuxi Lida Gear Manufacturing Co. w Chinach. Parametry rozpatrywanego łożyska przedstawia rysunek 1 a ich wartości zamieszczono w tabeli 1. Obliczenia deformacji strefy styku i charakterystyk zastępczych przeprowadzono wykorzystując kolejno budowane modele, w których zmieniano parametry geometryczne wyszczególnione w tabeli 2. Otrzymane charakterystyki strefy styku przedstawia rysunek 4.

Tab. 1. Parametry modelowanego łożyska  
Tab. 1. Parameters of modeled bearings

Lp.	Nazwa parametru	Wartość
1	Średnica toczna łożyska $d_t$ , mm (rys.1)	2000
2	Średnica kulki $d_k$ , mm	50
3	Wymiar $a$ , mm (rys. 2)	35
4	Wymiar $b$ , mm (rys. 2)	17,5
5	Wskaźnik średnicowy	40
6	Liczba śrub mocujących pierścień wewnętrzny	54
7	Liczba śrub mocujących pierścień zewnętrzny	54
8	Liczba kulek w rzędzie łożyska $i_k$	104
9	Współczynnik wypełnienia rzędu $w_w$	0,828
10	Współczynnik przylegania kulki do bieżni $k_p$	0,96
11	Nominalny kąt działania $\alpha_n$ [°]	45
12	Twardość powierzchniowa kulek	62 HRC
13	Twardość powierzchniowa bieżni	58 HRC
14	Zacisk wstępny śrub mocujących, kN	106
15	Klasa wytrzymałości śrub mocujących	10.9

Tab. 2. Wykaz analizowanych parametrów przykładowego łożyska  
Tab. 2. List of analyzed parameters of demonstration bearing

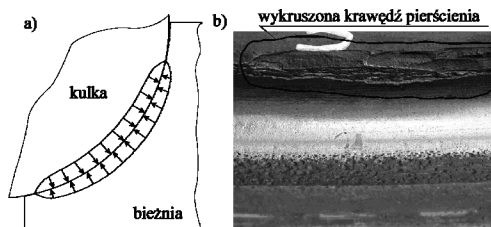
Numer modelu.	Wartość luzu między pierścieniowego $L_p$ , mm	Wartość promienia zakończenia bieżni $R_k$ , mm
1	2	0
2	4	0
3	4	1
4	8	0
5	10	0



Rys. 4. Charakterystyki zastępcze strefy styku kulka-bieżnia (numery jak w tab.2)  
Fig. 4. Equivalent characteristics of contact zone ball-race (numbers as tab. 2)

Charakterystyki te w dużym stopniu determinują nośność łożyska. Zwiększenie luzu międzypierścieniowego powodujące skrócenie szerokości segmentu pierścienia łożyska skutkuje wzrostem podatności strefy styku. Jest to przyczyną zmian charakterystyk strefy styku, co przedstawia rysunek 4.

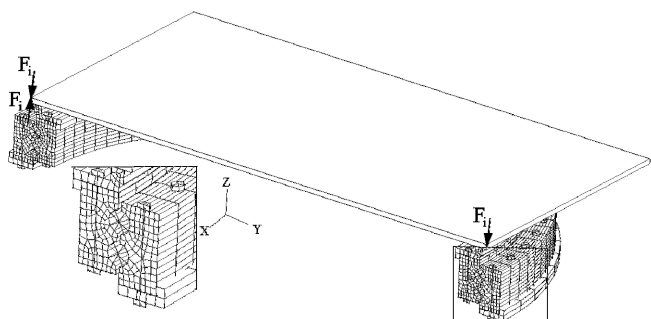
Oczywistym jest, że zaokrąglenie krawędzi profilu bieżni nie wpływa na charakterystykę zastępczą. Jego stosowanie może być przydatne z innych powodów. Otóż w silnie obciążonej strefie styku kulki z bieżnią łożyska wieńcowego przy dużych wartościach współczynnika przylegania otrzymuje się duże rozmiary strefy styku w płaszczyźnie przekroju osiowego pierścienia łożyska. Na rysunku 5a przedstawiono rozkład nacisków w strefie styku przy jej granicznym obciążeniu. W obciążonym łożysku dochodzi do dużych zmian kąta działania [5], i strefa styku może przemieścić się do krawędzi pierścienia łożyska. Skutkuje to często wykruszeniem fragmentu bieżni łożyska (rys. 5b) i przyspieszonym jego zużyciem. Dlatego pożądanym jest, aby obszar potencjalnej strefy styku był jak największy, co można uzyskać na drodze zmniejszenia luzu międzypierścieniowego.



Rys. 5. Obszar obciążenia strefy styku (a), uszkodzony fragment bieżni łożyska (b)  
Fig. 5. Region of the loading of contact zone (a), bearing race failure (b)

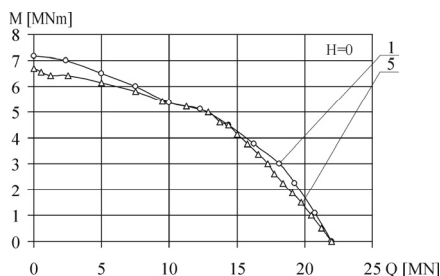
Gdy jednak nie jest to możliwe, można zastosować zaokrąglenie profilu bieżni. Należy podkreślić, że z uwagi na dużą różnicę krzywizn profilu bieżni i promienia zaokrąglenia i tak wystąpią spiętrzenia nacisków na zaokrąglonej krawędzi, ale zmniejszy się prawdopodobieństwo szybkiego wykruszenia pierścienia.

W celu obliczenia charakterystyk nośności łożyska zbudowany został model MES całego łożyska wieńcowego podwójnego (rys. 6), który odpowiadał założonym uprzednio parametrom.



Rys. 6. Siatka modelu łożyska wieńcowego podwójnego  
Fig. 6. The FE mesh of twin slewing bearing

Ze względu na symetrię osiową, obliczenia wykonywano dla połowy struktury łożyska nadając węzłom znajdującym się w płaszczyźnie symetrycznego podziału odpowiednie warunki brzegowe przemieszczeń, co omówiono szczegółowo w pracy [4]. W modelu uwzględniono między innymi oddziaływania kontaktowe struktur zamocowania, rozmieszczenie śrub mocujących, zbliżoną do rzeczywistej podatność pierścieni oraz korpusów. Do modelowania przedstawionej konstrukcji użyto elementów typu 3D-Solid. Śruby modelowano elementami belkowymi. Działanie obciążenia zewnętrznego (momentów wywrotnych  $M$  i sił osiowych  $Q$ ) symulowano dobierając odpowiednie wartości sił  $F_i$  (rys. 6). Szczegółowy opis modelu łożyska i sposobu prowadzenia obliczeń zamieszczono w pracy [9].



Rys. 7. Wybrane charakterystyki nośności statycznej dla analizowanych parametrów (numery jak w tab. 2)  
Fig. 7. Selected characteristics of carrying capacity for analyzed parameters of bearings (numbers as in tab. 2)

Następnie wyznaczono charakterystyki nośności statycznej łożyska o kolejno zmienianych parametrach pierścieni z tab. 2. Charakterystyki nośności łożyska dla skrajnych analizowanych wartości luzu międzypierścieniowego przedstawiono na rysunku 7. Dla przypadków oznaczonych w tabeli 2 jako 1,2,3 nośność statyczna prezentowanego łożyska nie wykazuje szczególnych zmian. Za-

ważalne różnice w charakterystykach nośności otrzymano dopiero dla przypadków 4 i 5. Spowodowane to jest zmianami charakterystyki zastępczej strefy styku, w tym pewnym wzrostem jej podatności.

## 5. Podsumowanie

Z przeprowadzonej analizy doboru luzu międzypierścieniowego jak również geometrii zakończenia bieżni na przykładzie łożyska wieńcowego podwójnego, wykonanej głównie w oparciu o analizę strefy styku wynika, że wielkości te mają stosunkowo niewielkie przełożenie na kształt charakterystyki statycznej łożyska. Rozpatrywane wartości luzu w zakresie do 4 mm nie powodują wyraźnych zmian nośności modelowanego łożyska. Jest to korzystne w przypadku bieżni utwardzonych z uwagi na zwiększony rozmiar strefy styku. Luz międzypierścieniowy należy dobierać w taki sposób by obszar strefy styku kula-bieżnia w warunkach eksploatacji nie obejmował krawędzi pierścienia łożyska. Konieczna jest dodatkowa analiza zmian kąta działania łożyska. Dla luzu międzypierścieniowego w zakresie dochodzącym do 10 mm bieżnia łożyska zaczyna niekorzystnie zwiększać swoją podatność, co z kolei przekłada się na zmniejszenie nośności statycznej łożyska dla dużych wartości momentu wywrotnego. Jednak w praktyce dobór luzu międzypierścieniowego nie może być determinowany wyłącznie nośnością statyczną. Należy mieć na uwadze również względy technologiczne wykonania elementów łożyska oraz ich montażu. Nie bez znaczenia jest też przebieg eksploatacji łożyska. Zwiększający się na skutek zużycia elementów łożyska luz promieniowy i osiowy może w przypadku źle dobranego luzu międzypierścieniowego doprowadzić do kolizji obu pierścieni zwłaszcza przy dużych wartościach składowej promieniowej obciążenia łożyska.

Opracowana metodyka analizy zjawisk zachodzących w obciążonych łożyskach wieńcowych będzie wykorzystana do analizy innych parametrów konstrukcyjnych pierścieni łożyska wieńcowego podwójnego w celu określenia ich poprawnych rozmiarów i proporcji wymiarowych. Może być także wykorzystana w analizie innych typów łożysk wieńcowych.

## 6. Literatura

- [1] Mazanek E.: Zagadnienia konstrukcyjne i wytrzymałościowe wielkogabarytowych łożyskach tocznych wieńcowych. Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2005.
- [2] Krzemiński-Freda H.: łożyska toczne. PWN, Warszawa 1989.
- [3] Przegląd Mechaniczny. Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich, nr 15/1988.
- [4] Kania L.: Analiza obciążenia wewnętrznego w łożyskach tocznych wieńcowych w aspekcie ich nośności statycznej. Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2005.
- [5] Kania L., Śpiewak S.: Wpływ luzu łożyskowego na nośność statyczną łożysk wieńcowych kulkowych podwójnych. XXIII Konferencja Naukowa Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych, Zakopane 25-28 stycznia 2010.
- [6] ADINA, Theory and Modeling Guide.: ADINA. ADINA R&D. Inc. Watertown. Volume 1, 2004.
- [7] Smolnicki T.: Fizyczne aspekty koherencji wielkogabarytowych łożysk tocznych i okształcalnych konstrukcji wsporczych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2002.
- [8] Kania L., Śpiewak S.: Wyznaczanie charakterystyk zastępczych kulek w numerycznym modelowaniu łożysk tocznych wieńcowych. Pomiar Automatyka Kontrola, nr 6/2009.
- [9] Kania L., Krynke M., Śpiewak S.: Problemy obliczania nośności statycznej łożysk wieńcowych podwójnych. Przegląd Mechaniczny nr 12/2009.