

Marek KRYNKE

POLITECHNIKA CZĘSTOCHOWSKA, INSTYTUT MECHANIKI I PODSTAW KONSTRUKCJI MASZYN
ul. Dąbrowskiego 73, 42-200 Częstochowa

Analityczny model obliczeniowy łożysk tocznych wieńcowych**Mgr inż. Marek KRYNKE**

Jest doktorantem w instytucie Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Częstochowskiej. Tematyka pracy naukowej podejmowanej przez autora dotyczy zastosowania metod numerycznych CAD i MES w projektowaniu elementów maszyn. Zajmuje się zagadnieniami kontaktu w łożyskach tocznych oraz projektowaniem i obliczaniem łożysk tocznych wieńcowych. Jest autorem i współautorem kilkunastu publikacji z tego zakresu.



e-mail: krynke@imipkm.pcz.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono metodę obliczania nośności statycznej łożysk wieńcowych kulkowych dwurzędowych. Zaprezentowano analityczny model obliczeniowy bazujący na zastępowaniu części tocznych nieliniowymi sprężynami pomiędzy środkami krzywizn bieżni w ich przekroju osiowym. W rozważaniach uwzględniono występowanie w łożysku luzu osiowego i zmianę kąta działania elementów tocznych pod obciążeniem. Przeprowadzono analizę zmian obciążalności łożyska w zależności od obciążenia łożyska siłą promieniową.

Słowa kluczowe: łożyska toczne wieńcowe, kąt działania, rozkład obciążenia wewnętrznego.

The analytical calculation model of slewing bearings**Abstract**

The paper presents a method for calculating the static capacity of double row slewing ball bearings. An analytical calculation model based on replacement of the rolling elements with non-linear springs between the curves of the race center in the axial section is shown in Fig. 1. The result of the bearing load is displacement of the rings, defining the position of the curvature center of two races in relation to their initial position. Thus, action of external forces, followed by deformation of rolling elements, results in a change in their position and, consequently, deformation of springs located between the curvature race center. The considerations take into account the occurrence of the axial clearance in the bearing and variation of the contact angle of rolling elements under load. Figure 6 shows the scheme of program for automatic composing the characteristic of the bearing carrying capacity and also defines distribution of loads on individual rolling elements located along the circumference of the race. Also analysis of the bearing load capacity variation depending on the load bearing radial force is performed. The calculation algorithm discussed allows the preparation of the spatial characteristic of the slewing bearing load.

Keywords: slewing bearing, contact angle, load distribution.

1. Wstęp

Łożyska toczne wieńcowe, użyte jako urządzenia łączące dwie struktury maszyny roboczej, zazwyczaj podwozie z obracającym się nadwoziem, muszą spełniać kryteria bezpieczeństwa, radzić sobie z ekstremalnymi obciążeniami oraz czynnikami środowiskowymi przez cały okres użytkowania. W przeciwieństwie do łożysk tocznych ogólnego przeznaczenia, wykazują one kilka odrębności. Główne różnice polegają na przenoszeniu bardzo dużych złożonych obciążeń zewnętrznych przy stosunkowo niskich prędkościach eksploatacyjnych, wielokrotnie większych wymiarach (średnice toczne łożysk wieńcowych stosowanych w koparkach wielonaczyniowych osiągają nawet 20 m).

Łożyska wieńcowe są obliczane innymi metodami niż zwykłe łożyska toczne. Ze względu na specyficzny charakter pracy łożysk wieńcowych – powolne ruchy obrotowe lub oscylacyjne, łożyska

te oblicza się głównie na nośność statyczną uwarunkowaną maksymalnym dopuszczalnym naciskiem w strefie kontaktu najbardziej obciążonego elementu tocznego [1].

Nośność łożysk wieńcowych zwykle ogranicza maksymalną wartość obciążeń zewnętrznych projektowanego urządzenia, a poprawne jej określenie stanowi ważną część obliczeń maszyny roboczej. Dobór łożysk tocznych wieńcowych przeprowadza się najczęściej w oparciu o wykresy nośności statycznej zwane charakterystykami. Charakterystyki nośności statycznej wynikają z rozkładu obciążenia przypadającego na poszczególne elementy toczne wzdłuż obwodu bieżni łożyska. Obliczanie rozkładu obciążenia części tocznych wykonuje się za pomocą metod analitycznych i nowoczesnych metod numerycznych, przede wszystkim z użyciem metody elementów skończonych [1, 2]. Analityczne modele obliczeniowe opracowane są najczęściej przy założeniu nieodkształcalności pierścieni łożyska, co jest ich niewątpliwą wadą. Jednak pozwalają one zwykle na szybkie uzyskanie charakterystyki nośności łożyska, zwłaszcza w przypadkach korzystania z odpowiednich programów obliczeniowych. Obliczenia łożysk metodami wykorzystującymi MES, które uwzględniają podatność pierścieni, przeprowadza się na ogół w sposób iteracyjny. Dla zadanego obciążenia zewnętrznego określa się rozkład obciążenia wewnętrznego w łożysku. Obliczenia prowadzi się do osiągnięcia stanu granicznego tj. osiągnięcia maksymalnego naprężenia stykowego między elementami tocznymi a współpracującymi z nimi bieżniami łożyska. Są to obliczenia długotrwałe, dlatego do określenia początkowych wartości obciążenia, można wykorzystać wyniki obliczeń analitycznych. Zaprezentowana w niniejszym artykule metoda analityczna w szybki sposób pozwala na ustalenie dystrybucji obciążenia oraz kątów działania części tocznych wzdłuż bieżni i w ten sposób wyznaczenia charakterystyki nośności łożyska wieńcowego.

W pracy przedstawiono analityczny model obliczeniowy bazujący na zastępowaniu części tocznych nieliniowymi sprężynami pomiędzy środkami krzywizn współpracujących bieżni łożyskowych [3, 4]. Model obliczeniowy omówiono dla łożyska kulkowego dwurzędowego, który w łatwy sposób można uogólnić na inne typy łożysk wieńcowych (kulkowe czteropunktowe, wałeczkowe krzyżowe i wałeczkowe trzyczęściowe). Zaprezentowano przykładowy przestrzenny wykres nośności statycznej otrzymany dla łożyska wieńcowego kulkowego dwurzędowego.

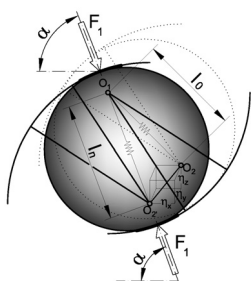
2. Kontakt między elementami tocznymi a bieżniami

W łożyskach wieńcowych kulkowych występują charakterystyczne zjawiska wynikające ze specyficznej geometrii strefy styku, odmiennej niż w zwykłych łożyskach tocznych. Dotyczy to zarówno naprężeń w stykających się elementach, jak i nacisków w strefie styku, a także rozmiarów strefy styku i zmian kąta działania pod wpływem obciążenia zewnętrznego.

Średnice krzywizn bieżni d_b oraz elementów tocznych d określają tzw. współczynnik przylegania kulki do bieżni k_p :

$$k_p = \frac{d}{d_b} \quad (1)$$

Producenci łożysk zalecają przyjmować wartość tego parametru pomiędzy 0,92 a 0,98. W stanie nominalnym, kiedy łożysko nie jest obciążone, kontakt pomiędzy elementem tocznym a bieżnią ma charakter punktowy. Kąt działania α jest zdefiniowany jako kąt zawarty między prostą łączącą punkty styku kulki z bieżniami a płaszczyzną prostopadłą do osi łożyska (rys. 1) [5].



Rys. 1. Nieliniowy kontakt kulki z bieżnią łożyska
Fig. 1. Nonlinear contact of the ball with a race of bearing

Modelowanie zagadnień lokalnych w zakresie styku kulek z bieżniami łożyska przeprowadzono m.in. w pracach [2, 3], wykorzystując metodę elementów skończonych. Używając tej metody można określić rozmiary powierzchni styku oraz wartość zbliżenia pomiędzy dwoma pierścieniami. Pozwala to na ustalenie nieliniowej charakterystyki elementu zastępującego kulki, przedstawionej na rysunku 4 [2].

Kluczowym krokiem prezentowanego modelu obliczeniowego, przeznaczonym głównie do łożysk kulkowych, jest zastępowanie ścisłanych kulek przez nieliniowe elementy sprężyste przenoszące obciążenia jednostronne pomiędzy środkami krzywizn bieżni [3]. W rezultacie, elementy toczone pod naciskiem, spełniają rolę sprężyny nieliniowej, pracującej tylko na rozciąganie. Jest to fizycznie i geometrycznie uzasadnione, bowiem pod obciążeniem bieżnie przesuwały się odsuwając jednocześnie ich środki krzywizn. W ten sposób poprzez deformację nieliniowej sprężyny symulują ścisłanie elementów toczone. Metoda ta pozwala ustalić nie tylko odpowiednie obciążenie styku, lecz również kąt działania elementów toczone z przemieszczenia środków krzywizn bieżni.

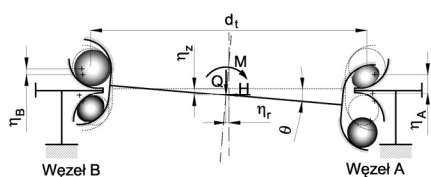
3. Metodyka obliczeń analitycznych łożyska kulkowego dwurzędowego

Zewnętrzne obciążenie przenoszone przez łożysko wieńcowe może być: osiowe Q , promieniowe H i pochodzące od momentu wyrotnego M . To złożone obciążenie powoduje że rozkład obciążenia na każdy element toczone zależy od pozycji którą zajmuje on w łożysku, od geometrycznych cech bieżni i od własności materiałowych. Jak już wspomniano, prędkość obrotowa tych łożysk jest niewielka, zatem odśrodkowe siły toczone mogą zostać pominięte. Kolejnymi założeniami jakie uczyniono są [4]:

- sztywne pierścienie: nie występują żadne zmiany kształtu albo sprężyste deformacje wewnętrznej lub zewnętrznej bieżni oprócz odkształceń w miejscach styku elementów toczone z bieżniami łożyska,
- idealne kształty pierścieni i elementów toczone,
- granicznym obciążeniem elementu toczonego jest siła wywołująca względne odkształcenie plastyczne $\delta_{pl dop}/d = 0,0002$ [1],
- zewnętrzny pierścień jest ustalony w przestrzeni.

Są trzy typy względnych przemieszczeń między bieżniami we wszystkich przypadkach obciążenia łożyska (rys. 3):

- przemieszczenie osiowe η_z ,
- przemieszczenie promieniowe η_r ,
- ukosowanie pierścieni θ (rys. 2).



Rys. 2. Model przemieszczenia pierścieni łożyskowych
Fig. 2. The model of bearing ring displacement

Te względne przemieszczenia definiują pozycję położenia środków krzywizn dwóch bieżni w ich przekroju osiowym względem

ich początkowych pozycji. Działanie sił zewnętrznych powoduje deformację elementów toczone, obejmującą zmianę ich położenia, tj. przemieszczenia i obrotu (translacja i rotacja) oraz odkształcenie. Zakładając liniowy proces tych zmian, otrzymujemy dla trójwymiarowego przypadku następujące równanie transformacyjne:

$$\begin{bmatrix} x' \\ y' \\ z' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} + t, \quad (2)$$

gdzie: x', y', z' – współrzędne po deformacji, x, y, z – współrzędne przed deformacją, t – wektor przemieszczeń (translacji) który zawiera w sobie ukosowanie pierścieni.

Współrzędne środków krzywizn bieżni wewnętrznej w lokalnych układach współrzędnych (rys. 3) w łożysku w stanie nominalnym (bez obciążenia) odpowiednio dla rzędu kulek nośnych (indeks 1) i podtrzymujących (indeks 2) mają następujące wartości:

$$\begin{aligned} x_1 &= l_{01} \cos(\alpha_{01}) & x_2 &= l_{02} \cos(\alpha_{02}) \\ y_1 &= 0 & y_2 &= 0 \\ z_1 &= -l_{01} \sin(\alpha_{01}) & z_2 &= l_{02} \sin(\alpha_{02}) \end{aligned}, \quad (3)$$

gdzie: l_{01}, l_{02} – początkowe odległości między środkami krzywizn bieżni (długość sprężyn), obliczane z następujących wzorów:

$$l_{01} = d_1 \left(\frac{1}{k_p} - 1 \right), \quad l_{02} = d_2 \left(\frac{1}{k_p} - 1 \right). \quad (4)$$

Współrzędne wektora przemieszczeń określono przy założeniu że kąty obrotu pierścieni θ są bardzo małe. Wpływ tego kąta na położenie elementu toczonego i jego kąta działania w łożysku wieńcowym (wysoki wskaźnik średnicowy) jest niewielki i może zostać pominięte. Zatem wzajemny obrót pierścieni (ukosowanie) zastępuje się wynikowymi dla niego przemieszczeniami osiowymi i promieniowymi, zaś współrzędne przemieszczeń bieżni w miejscach ich styku z kulkami opisują następujące zależności:

$$t_{1i} = \begin{bmatrix} \eta_x \\ \eta_y \\ \eta_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \eta_r \cos(\varphi_{1i}) \\ \eta_r \sin(\varphi_{1i}) \\ z_{1i} = \frac{\eta_B - \eta_A}{-a_1 - a_2} (a_{1i} - a_1) + \eta_A \end{bmatrix}, \quad (5a)$$

$$t_{2j} = \begin{bmatrix} \eta_x \\ \eta_y \\ \eta_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \eta_r \cos(\varphi_{2j}) \\ \eta_r \sin(\varphi_{2j}) \\ z_{2j} = \frac{\eta_B - \eta_A}{-a_1 - a_2} (a_{2j} - a_1) + \eta_A \end{bmatrix}, \quad (5b)$$

gdzie: i, j – nr kolejnych elementów toczone odpowiednio w rzędzie nośnym i podtrzymującym, $\varphi_{1i}, \varphi_{2j}$ – kąty położenia poszczególnych części toczone w rzędzie nośnym i podtrzymującym:

$$\varphi_{1i} = i \frac{360^\circ}{n_1}, \quad \varphi_{2j} = j \frac{360^\circ}{n_2}, \quad (6)$$

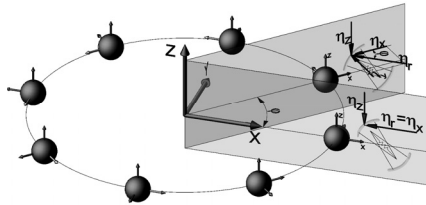
n_1, n_2 – liczby elementów toczone w rzędzie nośnym i podtrzymującym, a_{1i}, a_{2j} – promienie toczone w rzędach obliczeniowych:

$$a_{1i} = a_1 \cos(\varphi_{1i}), \quad a_{2j} = a_2 \cos(\varphi_{2j}). \quad (7)$$

Mając określone wektory przemieszczeń i początkowe położenie środków krzywizn bieżni, można obliczyć końcową długość

sprężyn l łączących środki tych krzywizn, która odpowiednio dla kulek w rzędzie nośnym i podtrzymującym wynosi:

$$l_1 = \sqrt{x_1'^2 + y_1'^2 + z_1'^2}, \quad l_2 = \sqrt{x_2'^2 + y_2'^2 + z_2'^2}. \quad (8)$$



Rys. 3. Pozycja elementów tocznych w globalnym układzie współrzędnych
Fig. 3. Position of rolling elements in the global coordinate system

Odształcenie, jakiemu w wyniku przemieszczenia bieżni ulegają sprężyny łączące ich środki krzywizn obliczono odejmując od jej końcowej długości, długość początkową. Uwzględniając warunek jednostronnego przenoszenia obciążenia (sprężyna jest rozciągana) deformacja kulki wynosi:

$$\eta_{1i} = \begin{cases} l_{1i} - l_{01} & \text{if } l_{1i} - l_{01} < 0 \\ 0 & \text{if } l_{1i} - l_{01} \geq 0 \end{cases}, \quad \eta_{2j} = \begin{cases} l_{2j} - l_{02} & \text{if } l_{2j} - l_{02} < 0 \\ 0 & \text{if } l_{2j} - l_{02} \geq 0 \end{cases}. \quad (9)$$

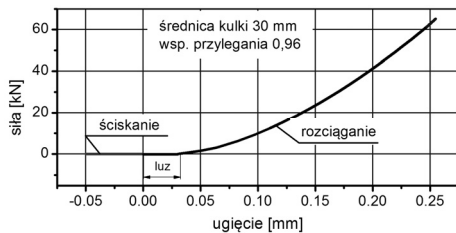
Zależność między deformacją kulki a jej obciążeniem dana jest wzorem:

$$\eta = cF^w, \quad (10)$$

gdzie: w – wykładnik potęgowy, w obliczeniach analitycznych łożysk ze sztywnymi pierścieniami przyjmowany zwykle dla kulek 2/3, c – stała uwzględniająca geometrię strefy styku i właściwości materiałowe, przyjmowana wg tabeli 1.

Tab. 1. Stała sprężystości c elementów tocznych w łożyskach wieńcowych
Tab. 1. The spring constant c of rolling elements in slewing bearings

	SKF	INA
kulki	$c = \frac{4,5 \cdot 10^{-4}}{\sqrt[3]{d}}$	$c = \frac{4,84 \cdot 10^{-4}}{\sqrt[3]{d}}$



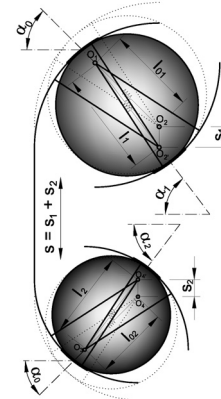
Rys. 4. Charakterystyka zastępcza elementu tocznego
Fig. 4. Replacement characteristic of the rolling element

W łożysku wieńcowym po pewnym czasie pracy pojawia się luz osiowy s wynikający z trwałych deformacji bieżni wywołanych odształceniami plastycznymi w strefie styku i ze zużycia bieżni. Skutkiem pojawienia się luzu jest m.in. zmniejszenie nośności łożyska w pewnym zakresie jego pracy. Zwykle też nowe łożyska są montowane z pewnym minimalnym luzem, co z kolei ma na celu zmniejszenie oporów ruchu w początkowej fazie pracy łożyska. W obliczeniach łożysk wieńcowych luz osiowy można wprowadzić bezpośrednio do nieliniowej charakterystyki poprzez przesunięcie jej tak jak na rysunku 4. Taki sposób modelowania luzu wymaga jednak jego rozdzielania na dwa luzy s_1 i s_2 w rzędach obliczeniowych tj. wprowadzenie luzu do rzędu nośnego i podtrzymującego. Założono podział wprost proporcjonalny do

średnicy elementów tocznych w poszczególnych rzędach łożyska zgodnie z zależnością:

$$\frac{s_1}{d_1} = \frac{s_1 + s_2}{d_1 + d_2}. \quad (11)$$

Luz osiowy zwiększa wartość o jaką przemieszczają się pierścienie łożyska, co z kolei wpływa na zmianę kąta działania elementów tocznych. Jak już wspomniano, części toczne zastępują się elementami w postaci nieliniowych sprężyn pomiędzy środkami krzywizn bieżni. Zatem luzy s_1 i s_2 należy wprowadzać do charakterystyk zastępczych w zmodyfikowanej postaci zgodnie z zależnością (11), co jest geometrycznie uzasadnione na rys. 5.



Rys. 5. Modelowanie luzu w łożysku kulkowym dwurzędowym
Fig. 5. Modeling of clearance in the double row slewing ball bearings

Rozpatrując trójkąty $O_1O_2O_2'$ oraz $O_3O_4O_4'$ i wykorzystując twierdzenie cosinusów otrzymano wartości luzów s_1' i s_2' , jakie należy wprowadzić do charakterystyk zastępczych sprężyn pomiędzy środkami krzywizn bieżni w ich przekroju osiowym. Luzy te opisane są poniższymi wzorami:

$$s_1' = \sqrt{s_1^2 + l_{01}^2 + 2s_1l_{01}\sin(\alpha_0)} - l_{01}, \quad (12a)$$

$$s_2' = \sqrt{s_2^2 + l_{02}^2 + 2s_2l_{02}\sin(\alpha_0)} - l_{02}. \quad (12b)$$

Wprowadzając luz do związków opisujących zależność pomiędzy zbliżeniem pierścieni a obciążeniem części tocznych otrzymano wzory pozwalające określić siły przenoszone przez poszczególne części toczne:

$$F_{1i} = \begin{cases} 0 & \text{if } l_{1i} < s_1' \\ \frac{1}{\left| \frac{l_{1i} - s_1'}{c_1} \right|^{w_1}} & \text{if } l_{1i} \geq s_1' \end{cases}, \quad F_{2j} = \begin{cases} 0 & \text{if } l_{2j} < s_2' \\ \frac{1}{\left| \frac{l_{2j} - s_2'}{c_2} \right|^{w_2}} & \text{if } l_{2j} \geq s_2' \end{cases}. \quad (13)$$

Kąt działania określono używając zależności opisującej kąt zwarty między prostą i płaszczyzną. Prosta jest zdefiniowana poprzez położenie dwóch środków krzywizn bieżni, natomiast płaszczyzną odniesienia jest płaszczyzna prostopadła do osi łożyska (XY na rys. 3). Zatem kąt działania poszczególnych elementów tocznych opisany jest następującymi zależnościami:

$$\alpha_{1i} = \arcsin\left(\frac{-z'_{1i}}{l_{1i}}\right), \quad \alpha_{2j} = \arcsin\left(\frac{z'_{2j}}{l_{2j}}\right). \quad (14)$$

Znając rozkład (dystrybucję) sił przenoszonych przez poszczególne części toczne w rzędach obliczeniowych łożyska, a także ich kąty działania można wyznaczyć wypadkową siłę osiową, promieniową i moment wywrotny obciążający łożysko wieńcowe.

Poszczególne siły zewnętrzne oblicza się ze wzorów:

$$Q = \sum_{i=1}^{n_1} F_{1i} \sin(\alpha_{1i}) - \sum_{j=1}^{n_2} F_{2j} \sin(\alpha_{2j}), \quad (15)$$

$$H = \sum_{i=1}^{n_1} F_{1i} \cos(\alpha_{1i}) \cos(\vartheta_{1i}) \cos(\varphi_{1i}) + \sum_{j=1}^{n_2} F_{2j} \cos(\alpha_{2j}) \cos(\vartheta_{2j}) \cos(\varphi_{2j}), \quad (16)$$

$$M = \sum_{i=1}^{n_1} F_{1i} a_{1i} \sin(\alpha_{1i}) - \sum_{j=1}^{n_2} F_{2j} a_{2j} \sin(\alpha_{2j}), \quad (17)$$

gdzie: ϑ – kąt zawarty między prostą łączącą środki krzywizn bieżni a płaszczyzną działania momentu wywrotnego (XZ na rys. 4):

$$\vartheta_{1i} = \arcsin\left(\frac{y'_{1i}}{l_{1i}}\right), \quad \vartheta_{2j} = \arcsin\left(\frac{y'_{2j}}{l_{2j}}\right). \quad (18)$$

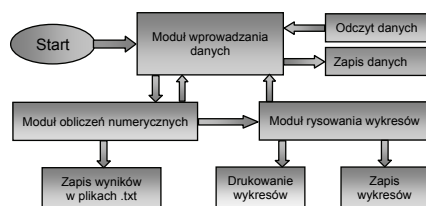
Ponadto, we wzorach 15-17 muszą być spełnione warunki:

$$F_{1i} \leq F_{1dop}, \quad F_{2j} \leq F_{2dop}, \quad (19)$$

gdzie: F_{1dop} , F_{2dop} – są granicznymi obciążeniami elementów tocznych w rzędzie nośnym i podtrzymującym, obliczanymi na podstawie wzorów empirycznych podanych w pracy Eschmana [6].

4. Obliczenia numeryczne

Projektanci łożysk wieńcowych potrzebują szybkiego narzędzia obliczeniowego, które pozwoliłoby im już na etapie projektowania na dobór odpowiednich parametrów geometrycznych i technologicznych łożyska wieńcowego. W tym celu opracowano system programów komputerowych do automatycznego sporządzenia charakterystyk nośności łożyska a także wyznaczania dystrybucji obciążeń na poszczególnych elementach tocznych rozmieszczonych wzdłuż obwodu jego bieżni. Program wykorzystuje opisany powyżej model obliczeniowy łożysk wieńcowych z koniecznymi uzupełnieniami wynikającymi z potrzeb algorytmu, a dotyczącymi zakresu obowiązywania poszczególnych przypadków modelu obliczeniowego. Program ma budowę modułową i jest zorganizowany wg schematu przedstawionego na rysunku 6.

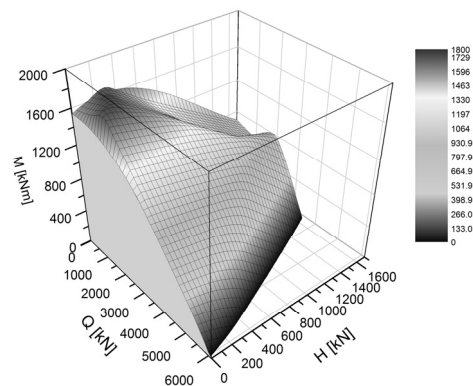


Rys. 6. Schemat blokowy programu do obliczania łożysk wieńcowych
Fig. 6. Block diagram of the program for calculations of slewing bearings

5. Wyniki obliczeń

Korzystając z przytoczonych algorytmów obliczeniowych oraz programu do obliczeń nośności obliczono i sporządzono charakterystykę nośności, uwzględniając zmiany kąta działania dla łożyska kulkowego dwurzędowego, które ma następujące parametry: średnica toczna $d_{t1} = 1400$ mm, $d_{t2} = 1396$ mm, średnica kulek

$d_l = 30$ mm, $d_2 = 25$ mm, liczba kulek $i = 126$, $j = 150$, współczynnik przylegania kulki do bieżni $k_p = 0,96$, nominalny kąt działania $\alpha = 45^\circ$, twardość bieżni 54 HRC. Przedstawiona metoda pozwoliła zbudować przestrzenny wykres nośności we współrzędnych (Q, H, M) , który zaprezentowano na rysunku 7.



Rys. 7. Przestrzenny wykres nośności łożyska wieńcowego $M = f(Q, H)$
Fig. 7. Spatial graph of slewing bearing capacity $M = f(Q, H)$

6. Wnioski

Przedstawiona metoda wyznaczania maksymalnego obciążenia elementów tocznych w dwurzędowym łożysku wieńcowym oraz opracowany na jej podstawie program obliczania nośności statycznej, pozwala na łatwe i szybkie określenie charakterystyki łożyska. Program ten nie wymaga żadnych dodatkowych interwencji oprócz zadania danych łożyska, z zakresu analizowanych parametrów oraz dokładności obliczeń. Mankamentem przyjętego modelu jest założenie nieodkształcalności pierścieni. Jednak dla łożysk związanych ze sztywnym i płaskim siedziskiem otrzymane wyniki mają dużą przydatność a ich dostępność znakomicie ułatwia we wstępnej fazie projektowanie łożysk wieńcowych. Jak już wspomniano, wyniki otrzymane na podstawie opracowanego systemu obliczeniowego mogą również zostać użyte do przybliżenia pierwszych iteracji obliczeń numerycznych modeli MES łożysk uwzględniających podatność pierścieni. Zaletą przedstawionej metodyki obliczeń jest jej uniwersalność, co ma znaczenie przy pisaniu kodu programu komputerowego. Zmiany które ograniczają się tylko do modelowania strefy styku pozwalają uogólnić zaprezentowany algorytm na inne typy łożysk wieńcowych.

7. Literatura

- [1] Mazanek E.: Zagadnienia konstrukcyjne i wytrzymałościowe w wielkogabarytowych łożyskach tocznych wieńcowych. Monografie, nr 105. Wydawnictwa Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2005.
- [2] Kania L.: Analiza obciążenia wewnętrznego łożysk tocznych wieńcowych w aspekcie ich nośności statycznej. Seria monografie, nr 111. Wydawnictwa Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2005.
- [3] Smolnicki T.: Fizyczne aspekty koherencji wielkogabarytowych łożysk tocznych i odkształcalnych konstrukcji wsporczych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2002.
- [4] Amasorrain J.I., Sagartzazu X., Damián J.: Load distribution in a four contact-point slewing bearing. Mechanism and Machine Theory, 38 (2003), 479-496.
- [5] Zupan S., Prebil I.: Carrying angle and carrying capacity of a large single row ball bearing as a function of geometry parameters of the rolling contact and the supporting structure stiffness. Mechanism and Machine Theory, 36 (2001), 10: 1087-1103.
- [6] Eschmann P., Hasbergen L., Weigand K.: Die Wälzlagerpraxis. Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen. Oldenburg Verlag - Wien, München (1987).