

WYZNACZANIE ROZKŁADU OBCIĄŻENIA W TRZYRZĘDOWYM, ROLKOWYM ŁOŻYSKU WIELKOGABARYTOWYM

ADAM MARCINIEC

Politechnika Rzeszowska

W pracy podano metodę wyznaczania rozkładu sił działających na elementy toczne trzyrzędowego, rolkowego łożyska wielkogabarytowego z uwzględnieniem luzu osiowego łożyska i przy założonym odkształceniu pierścieni modelującym wpływ odkształceń ustrojów nośnych. Przedstawiono wpływ wielkości luzu oraz odkształceń ustrojów nośnych na rozkład obciążenia na obwodzie bieżni łożyska.

1. Wstęp

Łożyska wielkogabarytowe stosowane są w mechanizmach obrotu żurawi, koparek, dźwigów, anten radarowych itd., tzn. w urządzeniach wymagających przenoszenia dużych obciążeń przy małej prędkości obrotowej.

Wielkościami charakteryzującymi zdolność łożyska do przenoszenia obciążenia są: nośność spoczynkowa i trwałość. Jak dowodzą doświadczenia eksploatacyjne i badania eksperymentalne, obie te wielkości w głównej mierze zależą od rozkładu wzdłuż obwodu bieżni sił działających na elementy toczne oraz od ich maksymalnych wartości.

Według klasycznych metod obliczania łożysk rozkład obciążeń wzdłuż obwodu przybiera kształt cosinusoidalny [1, 4, 5, 7, 11]. Metody klasyczne opierają się na założeniu że stosunkowo podatne pierścienie łożyska współpracują ze sztywnymi konstrukcjami nośnymi. Jednakże w realnych warunkach ustroje nośne ulegają pewnym odkształceniom, co w istotny sposób wpływa na rozkład obciążenia a tym samym na nośność i trwałość łożyska, zwłaszcza jeśli łożysko ma duże wymiary [6, 9, 11].

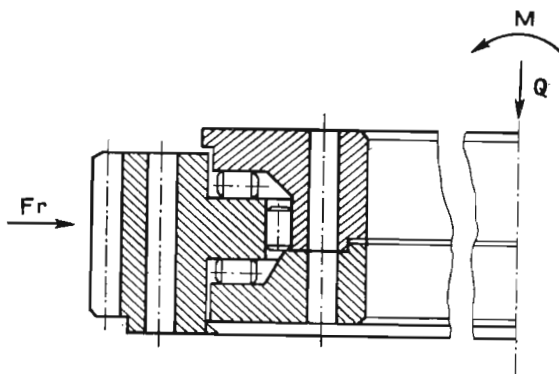
Odształcenia ustrojów nośnych powodują wzrost sił działających na jedne elementy toczne a odciążenie innych. W efekcie obciążenie przenoszone jest jedynie przez pewne odcinki łuków na obwodzie bieżni — im krótsze są te odcinki tym większa jest na nich koncentracja obciążenia. Jeżeli ustrój nośny stanowi rama złożona z podłużnych i poprzecznych belek wówczas spiętrzenie nacisków występuje w węzłach ramy tzn. w miejscach o największej sztywności. Producenci łożysk wielkogabarytowych [10] zalecają stosowanie konstrukcji wsporczych o jak największej sztywności giętnej i skrętnej. W praktyce jednak jest to trudne do zrealizowania, zwłaszcza w maszynach budowlanych, gdzie istnieją ograniczenia dotyczące wymiarów i ciężaru konstrukcji. Należy zatem, przy określaniu

rozkładu sił działających na elementy toczone łożyska uwzględnić wpływ odkształcalności konstrukcji nośnych. Maksymalne siły przenoszone przez niektóre elementy toczone, jak się później okaże, osiągają wtedy wartości nawet kilkakrotnie większe niż w przypadku konstrukcji sztywnych. Nośności łożyska nie można więc określać przy założeniach dotychczas stosowanych. Łożysko trzeba rozpatrywać jako element systemu składającego się z dolnej i górnej konstrukcji nośnej, oraz właściwego łożyska.

Celem niniejszego opracowania jest wyznaczenie rozkładu sił działających w trzyrzędowym, rolkowym łożysku wielkogabarytowym z uwzględnieniem luzu i przy założonym odkształceniu pierścieni modelującym wpływ odkształceń górnego i dolnego ustroju nośnego.

2. Założenia

Rozważane łożysko przedstawiono na rys. 1. Trzy pierścienie zamykają wewnątrz dwa rzędy rolek usytuowanych promieniowo i jeden rząd rolek usytuowanych osiowo. Układ trzech bieżni pozwala jednoznacznie wyznaczyć obciążenie poszczególnych rzędów. Siły osiowe przejmuje jako obciążenie ściskające górny rząd rolek, moment — oba rzędy rolek usytuowanych promieniowo a siły promieniowe — rząd rolek o osiach równoległych do osi łożyska.



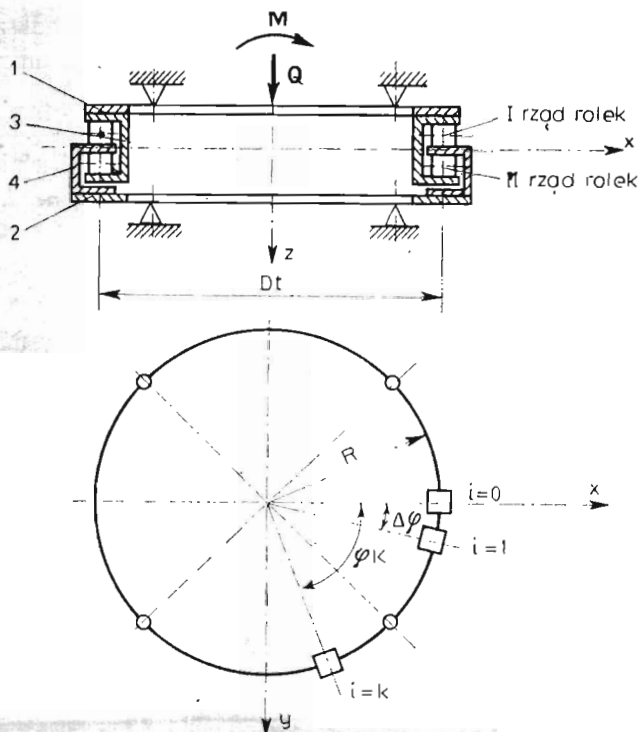
Rys. 1. Trzyrzędowe, rolkowe łożysko wielkogabarytowe

Obliczenia tego typu łożyska można sprowadzić do obliczenia:

- dwurzędowego łożyska osiowego o kącie działania $\alpha = 90^\circ$, obciążonego siłą osiową Q i momentem M .
- jednorzędowego łożyska poprzecznego obciążonego siłą promieniową Fr .

Metody obliczania łożyska poprzecznego z uwzględnieniem luzu są znane [1], a ponieważ odkształcenia ustrojów nośnych odbywające się głównie w płaszczyźnie prostopadłej do płaszczyzny działania łożyska poprzecznego nie mają wpływu na rozkład obciążenia w tym rzędzie, więc dalej zajmiemy się tylko łożyskiem dwurzędowym o kącie działania $\alpha = 90^\circ$.

Rozważmy więc łożysko dwurzędowe, uwzględniając w obliczeniach luz osiowy łożyska i odkształcenia ustrojów nośnych. Schemat systemu: ustrój nośny dolny — łożysko — platforma obrotowa przedstawiono na rys. 2. Obciążenie zewnętrzne w postaci siły osio-



Rys. 2. Schemat systemu:

ustrój nośny dolny — łożysko — platforma obrotowa

- | | |
|-----------------------|-----------------------------------|
| 1. — rama nośna górna | 3. — pierścień wewnętrzny łożyska |
| 2. — rama nośna dolna | 4. — pierścień zewnętrzny łożyska |

wej Q i momentu M przyłożone jest do konstrukcji nośnej górnej czyli platformy obrotowej. Obie konstrukcje nośne potraktujemy jako pierścienie wsparte na określonej liczbie podpór odpowiednio rozmieszczonych na obwodzie. Przyjęto, że w każdym z rzędów łożyska o kącie działania 90° mieści się jednakowa liczba rolek — n o takich samych wymiarach. Założono również, że powierzchnie stykających się elementów są idealnie gładkie oraz mają idealne kształty geometryczne.

Zależność pomiędzy siłą działającą na rolę wykonaną ze stali a jej sumarycznym odkształceniem sprężystym w obu miejscach zetknięcia ze stalowymi bieżniami, przyjęto w postaci liniowej na podstawie przybliżonej zależności empirycznej podanej w [3]:

$$P = Cf, \quad (1)$$

gdzie stała C wyrażona jest wzorem:

$$C = 1,06 \cdot 10^4 \sqrt[3]{d_w} l_w \left[\frac{N}{mm} \right],$$

gdzie:

d_w — średnica wałeczka w mm,

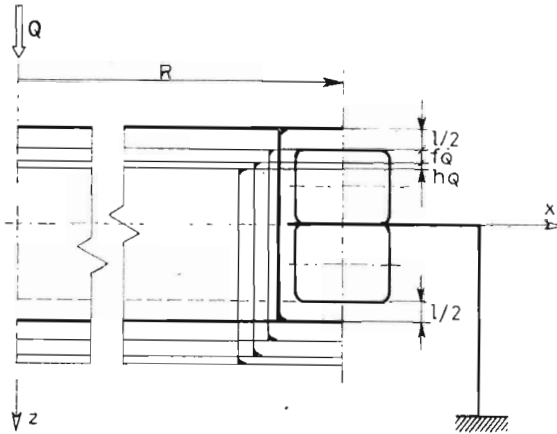
l_w — czynna długość wałeczka w mm.

Zależność ta może obowiązywać również w zakresie bardzo małych odkształceń plastycznych, czyli zgodnie z ISO 76 wówczas, gdy sumaryczna wartość odkształcenia plastycznego bieżni i elementu tocznego nie przekracza wartości 0,0001 średnicy elementu tocznego ($\delta_p \leq 0,0001 \cdot d_w$).

W związku z tym, że zależność (1) jest liniowa możemy zastosować zasadę superpozycji, tj. wyznaczyć oddzielnie odkształcenia pochodzące od siły Q i oddzielnie pochodzące od momentu M , a następnie je zsumować i obliczyć maksymalną siłę działającą na rolkę.

3. Łożysko obciążone siłą osiową Q

Pierścień wewnętrzny łożyska osadzonego między sztywnymi ramami i obciążony tylko siłą osiową przemieści się wzdłuż osi z o $0,5l$ na skutek istnienia luzu — l oraz o wiel-



Rys. 3. Schemat obrazujący przemieszczenia bieżni łożyska obciążonego siłą osiową

kość odkształcenia rolek — f_Q . Obciążenie przenosi wtedy tylko górny rząd rolek. Przemieszczenia pierścieni: zewnętrznego i wewnętrznego względem siebie mierzone w połowie długości i -tej rolki wyniosą wówczas, odpowiednio dla obu rzędów:

$$b_{1Qi} = f_Q + \frac{l}{2}, \quad (2)$$

$$b_{2Qi} = -b_{1Qi}.$$

Wartość f_Q można wyznaczyć z warunku równowagi statycznej pierścienia wewnętrznego uwzględniając zależność (1):

$$f_Q = \frac{Q}{nC}. \quad (3)$$

Założmy teraz, że ramy zarówno górna jak i dolna wraz z pierścieniami łożyska ulegają pewnym odkształceniom. W związku z tym bieżnie pierścienia zewnętrznego w miejscu

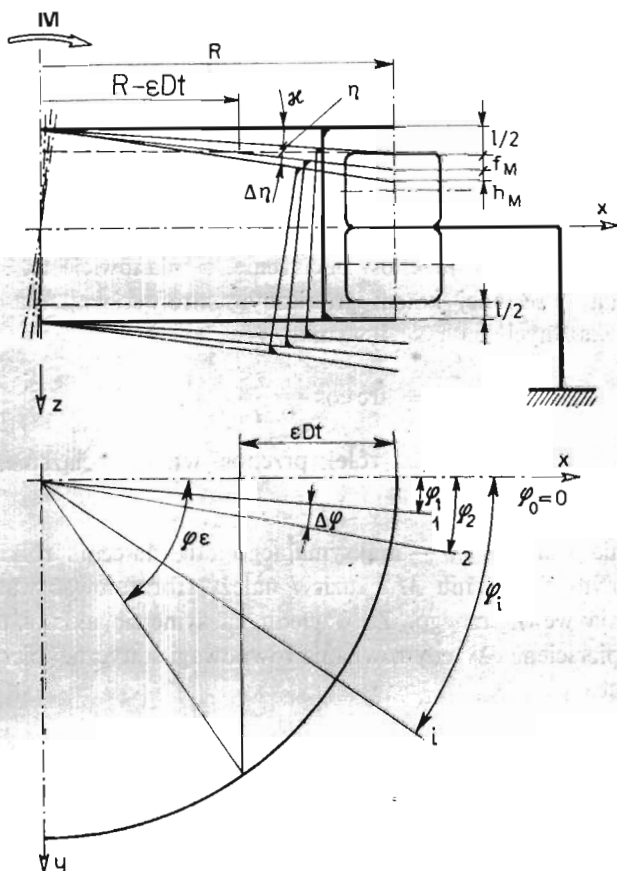
odpowiadającym i -tej rolce przemieszczą się o wielkość ugięcia ramy dolnej u_{di} w kierunku zgodnym ze zwrotem osi z , natomiast bieżnie pierścienia wewnętrznego przemieszczą się o u_{gi} w kierunku przeciwnym do zwrotu osi z . Przemieszczenia te mogą być zadane za pomocą określonej funkcji $u_i = u(\varphi_i)$ lub w postaci tablic zawierających przemieszczenia bieżni odpowiadające i -tej rolce $\{u_i\}$. Uwzględniając ugięcia ram zależności (2) można przedstawić w postaci:

$$b_{1Qi} = f_Q + h_Q - u_{Qi} + \frac{l}{2}, \quad (4)$$

$$b_{2Qi} = -b_{1Qi},$$

gdzie: $u_{Qi} = u_{Qgi} + u_{Qdi}$ oznacza sumaryczne ugięcie ram: górnej i dolnej w miejscu i -tej rolki przy obciążeniu siłą osiową Q , natomiast h_Q — dodatkowe przemieszczenie pierścienia wewnętrznego wzdłuż osi z , gwarantujące zachowanie warunku równowagi statycznej tego pierścienia. Taką postać zależności (4) przyjęto ze względu na zastosowanie metody iteracyjnej do rozwiązania rozważanego zagadnienia.

4. Łożysko obciążone momentem M



Rys. 4. Schemat obrazujący przemieszczenie bieżni łożyska obciążonego momentem M

Pierścień wewnętrzny łożyska obróci się pod wpływem działania momentu M względem pierścienia zewnętrznego o kąt \varkappa na skutek istnienia luzu, a następnie na skutek odkształcenia rolek i bieżni o kąt η . Z rys. 4 wynika zależność:

$$f_M + \frac{l}{2} = R \sin(\varkappa + \eta).$$

Maksymalne odkształcenie rolek — f_M wystąpi w płaszczyźnie działania momentu M , czyli dla współrzędnych $\varphi_i = 0$ i $\varphi_i = \Pi$.

W łożysku bezluzowym maksymalne odkształcenie rolki wynosi:

$$f_{Mb} = R \sin \eta,$$

natomiast odkształcenie i -tej rolki, której położenie na obwodzie pierścienia łożyska określone jest współrzędną kątową:

$$\varphi_i = i \Delta \varphi,$$

gdzie: $\Delta \varphi = \frac{2\Pi}{n}$, a n — liczba rolek w jednym rzędzie wynosi:

$$f_i = f_{Mb} \cos \varphi_i.$$

Z warunku równowagi statycznej pierścienia wewnętrznego łożyska można wyznaczyć wartość maksymalnego odkształcenia rolki w łożysku bezluzowym:

$$f_{Mb} = \frac{M}{CR \sum_{i=0}^{n-1} \cos^2 \varphi_i}. \quad (5)$$

Rozkład obciążenia łożyska z luzem jest inny niż łożyska bezluzowego. Istnienie luzu powoduje, że tylko część rolek przenosi obciążenie, a mianowicie te, które znajdują się w strefie obciążenia określonej kątem granicznym strefy obciążenia φ_ε . Z zależności geometrycznych pokazanych na rys. 4 wynika, że:

$$\varphi_\varepsilon = \arccos \frac{0,5l}{0,5l + f_M}. \quad (6)$$

W związku z tym, że mniejsza liczba rolek przenosi wtedy obciążenie, będzie:

$$f_M > f_{Mb}.$$

W celu wyznaczenia wartości f_M — maksymalnego odkształcenia rolki dla określonego łożyska przy zadanym obciążeniu M i luzie l należy sformułować warunek równowagi statycznej pierścienia wewnętrznego. Ze względu na symetrię układu można rozpatrzyć tylko 1/4 obwodu pierścienia. Wtedy równanie równowagi statycznej pierścienia wewnętrznego ma następującą postać:

$$\frac{1}{4} M = \sum_{i=0}^{n_\varepsilon} P_i R \cos \varphi_i, \quad (7)$$

przy czym:

$$P_i = C(\operatorname{sgn}(M))^2 \left[\left(f_M + \frac{l}{2} \right) \cos \varphi_i - \frac{l}{2} \right],$$

oraz:

$$n_s = \text{INT} \left(\frac{\varphi_s}{\Delta\varphi} \right).$$

... Po podstawieniu tych wielkości do równania (7) otrzymujemy:

$$f_M = \frac{M}{4CR \sum_{i=0}^{n_s} \cos^2 \varphi_i} + \frac{l}{2} \left[\frac{\sum_{i=0}^{n_s} \cos \varphi_i}{\sum_{i=0}^{n_s} \cos^2 \varphi_i} - 1 \right]. \quad (8)$$

Wyznaczenie wzorów jawnych określających wartości f_M z równania (8) nie jest możliwe, ponieważ występująca po prawej stronie wielkość n_s jest funkcją f_M , $n_s = n_s(f_M)$. W celu rozwiązania tego równania zastosowana zostanie metoda iteracji. Pierwszym krokiem będzie wyznaczenie z równania (5) wartości maksymalnego odkształcenia rolki w łożysku bezluzowym, następnym — wyznaczenie z warunku geometrycznego (6) dla tej wartości $f_M = f_{Mb}$ granicznego kąta strefy obciążenia w łożysku z luzem φ_s . Z kolei dla tej wartości kąta φ_s określana zostaje z równania (8) wartość f_M , dla której ponownie wyznaczana zostaje wartość φ_s z równania (6) itd., aż do momentu gdy różnica pomiędzy kolejnymi wartościami f_M tzn. wartościami wyliczonymi w kolejnych krokach będzie mniejsza od założonej wartości błęd:

$$\Delta f_M \leq \sigma_f = k_f f_{Mb}.$$

Przemieszczenia bieżni łożyska z luzem przy sztywnych ramach w przypadku obciążenia momentem wynoszą:

$$\begin{aligned} b_{1Mi} &= (\text{sgn}(M))^2 \left(f_M + \frac{l}{2} \right) \cos \varphi_i, \\ b_{2Mi} &= -b_{1Mi}. \end{aligned} \quad (9)$$

Uwzględnienie ugięć ram ($u_{Mi} = u_{M\theta i} + u_{Md i}$) podobnie jak w przypadku obciążenia siłą osiową powoduje konieczność wprowadzenia do zależności (9) również wielkości $h_{Mi} = h_M \cdot \cos \varphi_i$, którą należy traktować jako dodatkowy kąt obrotu $\Delta\eta$ pierścieni względem siebie, mającego zapewnić równowagę statyczną pierścienia wewnętrznego. Wówczas przemieszczenia pierścieni będą wynosić:

$$\begin{aligned} b_{1Mi} &= (\text{sgn}(M))^2 \left(f_M + \frac{l}{2} + h_M \right) \cos \varphi_i - u_{Mi}, \\ b_{2Mi} &= -b_{1Mi}. \end{aligned} \quad (10)$$

5. Łożysko obciążone siłą osiową Q i momentem M

Przemieszczenia bieżni przy obciążeniu równocześnie siłą osiową i momentem będą wynosić:

$$\begin{aligned} b_{1i} &= b_{1Qi} + b_{1Mi} - \frac{l}{2}, \\ b_{2i} &= -b_{1i}. \end{aligned} \quad (11)$$

O odkształceniach rolek decydują przemieszczenia bieźni pomniejszone o wielkość luzu istniejącego w każdym z rzędów. Dla rozróżnienia te przemieszczenia będą nazywane zbliżeniami bieźni. Wynoszą one:

$$f_{1i} = b_{1i} - \frac{l}{2},$$

$$f_{2i} = b_{2i} - \frac{l}{2} = -b_{1i} - \frac{l}{2} = -f_{1i} - l. \quad (12)$$

Po podstawieniu zależności (4), (10) i (11) otrzymujemy:

$$f_{1i} = f_Q + h_Q + (\operatorname{sgn}(M))^2 \left(f_M + h_M + \frac{l}{2} \right) \cos \varphi_i - u_i,$$

$$f_{2i} = -f_{1i} - l, \quad (13)$$

gdzie:

$$u_i = u_{Qi} + u_{Mi}.$$

Odkształcenie i -tej rolki m -tego rzędu; gdzie $m = 1, 2$ wynosi:

$$\bar{f}_{mi} = f_{mi} \quad \text{dla} \quad f_{mi} > 0,$$

$$\bar{f}_{mi} = 0 \quad \text{dla} \quad f_{mi} \leq 0. \quad (14)$$

Siłę nacisku na i -tą rolkę m -tego rzędu zgodnie z zależnością (1) można zapisać:

$$P_{mi} = C \bar{f}_{mi}. \quad (15)$$

W zależnościach określających wartość siły P_{mi} występują dwie nieznanne wielkości h_Q i h_M (wzór (13)), które zostaną wyznaczone z warunków równowagi statycznej pierścienia wewnętrznego;

$$Q = \sum_{i=0}^{n-1} (P_{1i} - P_{2i}), \quad (16)$$

$$M = \sum_{i=0}^{n-1} (P_{1i} - P_{2i}) R \cos \varphi_i. \quad (17)$$

Układ równań zostanie rozwiązany metodą iteracji. Pierwszym krokiem jest wyznaczenie dla $h_Q = 0$ i $h_M = 0$ różnic pomiędzy obciążeniem zewnętrznym przyłożonym do pierścienia (czyli Q i M) a reakcją wynikającą z sumy nacisków na rolki obu rzędów (czyli Q' i M') określoną na podstawie zależności (16) i (17):

$$\Delta Q = Q - Q', \quad (18)$$

$$\Delta M = M - M'. \quad (19)$$

Wykorzystując różnice ΔQ i ΔM wyznaczone są wartości h_Q i h_M :

$$h_Q = \frac{\Delta Q}{n_{obc} C}, \quad (20)$$

$$h_M = \frac{\Delta M}{CR \sum_{i=0}^{n_{obc}} \cos^2 \varphi_i} \quad (21)$$

gdzie: n_{obc} — liczba obciążonych elementów tocznych łożyska.

Następnie obliczane są wartości zbliżeń bieżni tj. f_{1i} i f_{2i} , które z kolei użyte zostaną do wyznaczenia wartości ΔQ i ΔM w kolejnym kroku iteracji:

$$\begin{aligned} f_{1i} &= f'_{1i} + h_Q + h_M \cos \varphi_i, \\ f_{2i} &= -f_{1i} - l, \end{aligned} \quad (22)$$

gdzie: f'_{1i} — zbliżenie bieżni z poprzedniego kroku iteracji.

Proces iteracji trwa do momentu kiedy wartości ΔQ i ΔM będą mniejsze od zakładanych wartości błędów: δ_Q, δ_M :

$$\begin{aligned} \Delta Q &\leq \delta_Q = k_Q Q, \\ \Delta M &\leq \delta_M = k_M M. \end{aligned} \quad (23)$$

W ten sposób określone zostają siły działające na każdą rolkę w obu rzędach łożyska. O nośności spoczynkowej decyduje maksymalna siła działająca na element toczny łożyska, którą można łatwo znaleźć:

$$P_{\max} = \max \{P_{mi}\}.$$

W celu sprawdzenia warunku wytrzymałości należy określić wartość maksymalnego naprężenia stykowego i porównać z dopuszczalnym naprężeniem Hertza dla rozpatrywanych materiałów bieżni i rolki. Zgodnie z pracą [7] dla styku rolki ze stali łożyskowej z płaską bieżnią z tego materiału maksymalne naprężenie stykowe wynosi:

$$\sigma_{\max} = 191 \sqrt{\frac{2P_{\max}}{d_w l_w}} \quad [\text{MPa}], \quad (24)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} P_{\max} &\text{ — w [N],} \\ d_w &\text{ — w [mm],} \\ l_w &\text{ — w [mm].} \end{aligned}$$

6. Opis programu

Dla tak sformułowanych zależności opracowano program komputerowy pozwalający na wyznaczenie sił działających na każdą z rolek dwóch rzędów łożyska przenoszących obciążenie pochodzące od siły osiowej i momentu przy uwzględnieniu luzu osiowego i przy założonych odkształceniach pierścieni modelujących wpływ odkształceń ustrojów nośnych: górnego i dolnego. Ugięcia wprowadzane są w postaci tablicy, której każdy element podaje wartość sumarycznego ugięcia obu ram pod wpływem obciążenia siłą osiową i momentem w miejscu odpowiadającym i -tej rolce:

$$u_i = u_{Mi} + u_{Qi} = u_{Mgi} + u_{Mdi} + u_{Qgi} + u_{Qdi}.$$

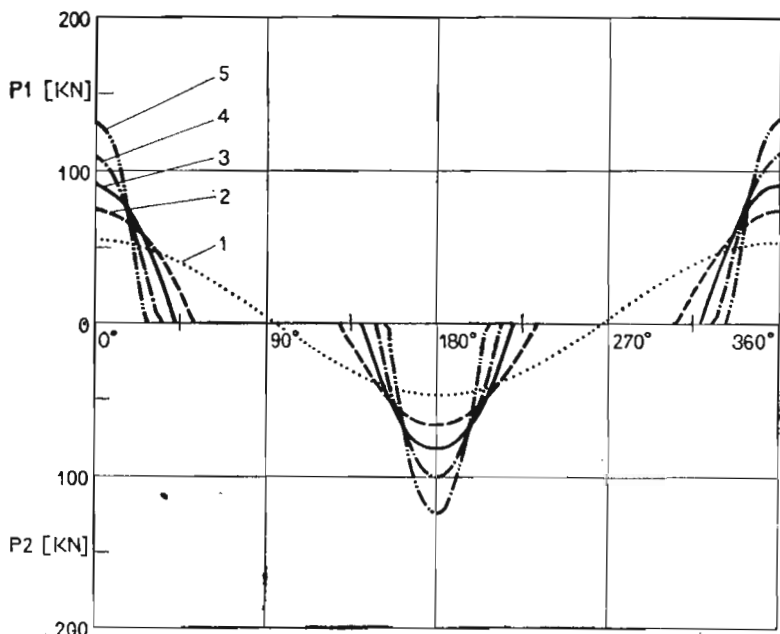
Taki sposób zadawania ugięć konstrukcji nośnych pozwala na analizę obciążenia elementów tocznych łożyska usytuowanego pomiędzy ramami dowolnej konstrukcji. Możliwe jest także zadanie ugięć za pomocą funkcji $u_i = u(\varphi_i)$. Program pozwala na porównanie nacisków na rolki łożyska przy określonych ugięciach konstrukcji nośnych z naciskami przy sztywnych ramach.

Za pomocą programu określana jest również maksymalna siła działająca na rolkę w obu rzędach osiowych a następnie wyznaczane jest maksymalne naprężenie kontaktowe dla tej rolki, na podstawie którego sprawdzany jest warunek wytrzymałości styku rolki z bieżnią.

Program umożliwia zatem sprawdzenie poprawności doboru łożyska ze względu na warunek wytrzymałości. Ponadto pozwala również na śledzenie zmiany obciążenia na obwodzie bieżni w funkcji luzu i odkształceń ustrojów nośnych. Wykorzystując ten program można więc tak dobrać parametry geometryczne i montażowe łożyska a także tak uźbrować ustroje nośne aby ich odkształcenia wywoływały najbardziej korzystny rozkład obciążenia na obwodzie bieżni łożyska.

7. Przykłady obliczeniowe

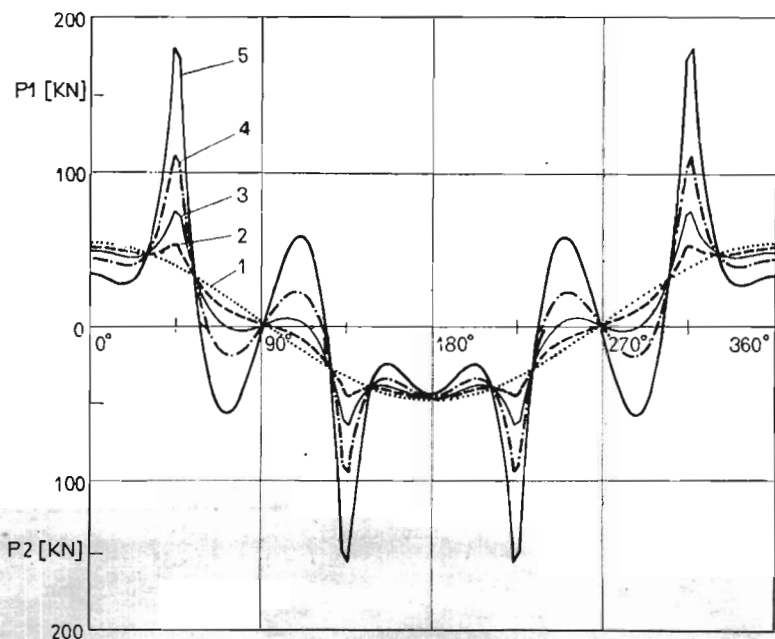
Wykorzystując program komputerowy przeprowadzono analizę wpływu luzu osiowego łożyska i odkształceń ustrojów nośnych na rozkład obciążenia na obwodzie bieżni łożyska. Do obliczeń przyjęto łożysko rolkowe dwurzędowe o kącie działania $\alpha = 90^\circ$ o następujących parametrach: średnica toczenia łożyska $D_t = 2500$ mm, liczba rolek w każdym



Rys. 5. Wykres rozkładu obciążenia w obu rzędach łożyska dla obu ram sztywnych i różnych wartości luzu osiowego: 1. $l = 0$, 2. $l = 0.10$ mm, 3. $l = 0.25$ mm, 4. $l = 0.50$ mm, 5. $l = 1.0$ mm

z rzędów $n = 156$, średnica rolki — $d_w = 40$ mm, długość rolki — $l_w = 61$ mm. Obciążenie w postaci siły osiowej $Q = 500$ kN i momentu $M = 5000$ kNm przyłożone jest do platformy obrotowej.

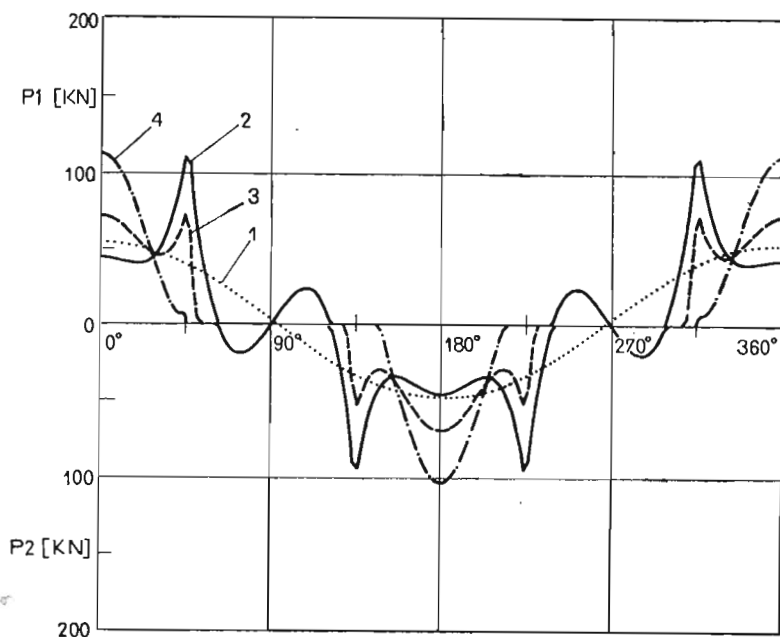
Na rys. 5 przedstawiono wpływ wielkości luzu osiowego łożyska l na rozkład obciążenia na obwodzie bieżni w obu rzędach łożyska: P_1 , P_2 , przy założeniu, że ustroje nośne są idealnie sztywne. Widać, że w takim przypadku luz ma niekorzystny wpływ na rozkład obciążenia — im większy luz tym większa maksymalna siła obciążająca rolkę P_{max} . Kiedy luz wynosi $l = 1$ mm to maksymalna siła działająca na element toczny jest 2.4 razy większa niż gdy $l = 0$.



Rys. 6. Wykres rozkładu obciążenia w obu rzędach łożyska dla luzu $l = 0$ i różnych wartości strzałki ugięcia ramy dolnej: 1. $u = 0$, 2. $u = 0.011$ mm, 3. $u = 0.027$ mm, 4. $u = 0.055$ mm, 5. $u = 0.110$ mm

Na rys. 6 przedstawiono wykres rozkładów sił działających na elementy toczne na obwodzie bieżni dla ram o różnych sztywnościach przy luzie $l = 0$. Do obliczeń przyjęto, że rama górna jest absolutnie sztywna, natomiast dolna — w postaci pierścienia o jednakowej na całym obwodzie sztywności: giętej i skrętnej — podparta jest na czterech podporach rozmieszczonych co 90° na obwodzie, symetrycznie względem płaszczyzny działania momentu M . Odształcalność ramy charakteryzuje maksymalna strzałka ugięcia — u , czyli maksymalne ugięcie ramy występujące na obwodzie bieżni. Widać, że wraz ze wzrostem ugięcia ramy rosną wartości maksymalnych sił obciążających elementy toczne. Na wykresach piki obciążenia występują w miejscach podparcia, czyli tam gdzie sztywność jest maksymalna. Z analizy wykresów wynika, że łożysko rolkowe o takiej konstrukcji jest bardzo wrażliwe na odkształcenia ustrojów nośnych. Już bowiem przy ugięciu $u =$

= 0.110 mm wartość maksymalnej siły działającej na element toczy wzrasta 3.31 raza w stosunku do przypadku, gdy $u = 0$. Nośność takiego łożyska w dużo większym więc stopniu zależy od sztywności ustrojów nośnych niż od luzu. Aby zapewnić w miarę równomierny rozkład obciążenia należy stosować bardzo sztywne ustroje nośne.



Rys. 7. Wykres rozkładu obciążenia w obu rzędach łożyska dla różnych wartości luzu i strzałki ugięcia ramy dolnej:

- | | |
|-----------------------------------|---------------------------------|
| 1. $l = 0$; $u = 0$, | 2. $l = 0$; $u = 0.055$ mm, |
| 3. $l = 0.19$ mm; $u = 0.055$ mm, | 4. $l = 0.5$ mm; $u = 0.055$ mm |

Z rys. 7 przedstawiającego rozkład obciążenia w obu rzędach łożyska dla różnych wartości luzu i strzałki ugięcia wynika, że w pewnym zakresie swoich wartości luz wpływa korzystnie na rozkład obciążenia przy odkształcalnych ramach.

Rozpatrując rozkład obciążenia w przypadku uwzględnienia samego luzu zauważamy, że maksymalne obciążenie występuje na rolkach leżących w płaszczyźnie działania momentu. Natomiast przy uwzględnieniu jedynie ugięć ustroju nośnego najbardziej obciążone są rolki leżące nad podporami. Analizując łączny wpływ obu tych czynników, przy takim usytuowaniu podpór jak w rozpatrywanym przypadku zauważamy, że wzrost luzu spowoduje zmniejszenie obciążenia rolek leżących nad podporami a zwiększenie obciążenia rolek leżących w płaszczyźnie działania momentu. A zatem można dobrać tak wartość luzu, aby dla określonych odkształceń ustroju nośnego uzyskać najkorzystniejszy rozkład obciążenia tzn. taki, aby wartości sił działających na rolki leżące nad podporami oraz w płaszczyźnie działania momentu były sobie równe (krzywa 3 dla $l = 0.19$ mm). Wzrost luzu powyżej tej wartości powoduje już tylko zwiększenie obciążenia elementów toczy leżących w płaszczyźnie działania momentu (krzywa 4 dla $l = 0.5$ mm).

Należy zaznaczyć, że obliczenia prowadzone są przy założeniu, że odkształcenia odbywają się w zakresie sprężystym. W rzeczywistości, jeśli siły maksymalne osiągają tak duże wartości jak np. na wykresach 6, należy się liczyć z odkształceniami sprężysto-plastycznymi. Zagadnienie odkształceń stykowych w zakresie sprężysto-plastycznym wybiega jednak poza zakres obecnej pracy i w zamierzeniach autora stanowić ma jej kontynuację.

Literatura

1. A. DZIURSKI, L. KANIA, E. MAZANEK, *Metoda obliczania nośności statycznej łożysk trzyczęściowych wieńcowych z uwzględnieniem luzu łożyskowego*, Arch. Bud. Masz., 37, 4, 1980.
2. H. BOCHMANN, *Die Abplattung von Stahlkugeln und Zylindern durch den Meßdruck*, Dissertation Dresden 1927.
3. P. ESCHMAN, L. HASBERGEN, K. WEIGAND, *Die Wälzlagerpraxis*, München. Oldenburg Verlag 1953.
4. T. GIBCYŃSKA, *Wyznaczanie sztywności walczkowych łożysk wieńcowych*, Przegląd Mechaniczny, 14, 1973.
5. А. М. Казанский, *Методы расчета крупногабаритных подшипников для опорно-поворотных устройств*, Вестник Машиностроения, 7, 1961.
6. А. М., Казанский, *О закономерностях распределения контактных нагрузок опорно-поворотных устройств*, Вестник Машиностроения, 11, 1978.
7. H. KRZEMIŃSKI-FREDA, *Łożyska toczne*. PWN, W-wa 1985.
8. A. PALMGREN, *Łożyska toczne*, PWT, W-wa 1951.
9. R. PALLINI, J. RUMBARGER, *Failure analysis and redesign of large-diameter stacker/reclaimer slew bearings*. Lubric, Eng. 35, 12, 692 - 697, 1979.
10. *Prospekty i informacje techniczne firmy Rothe Erde*.
11. B. PRITTS, L. MAYERS, *Large diameter bearings*, *Machine Design*, 48, 24, 1976.

Резюме

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ КОНТАКТНЫХ НАГРУЗОК В ТРЕХРЯДНОМ РОЛИКОВОМ КРУПНОГАБАРИТНОМ ПОДШИПНИКЕ

В работе представлен метод расчёта контактных нагрузок действующих на тела качения трёхрядного, роликового, крупногабаритного подшипника с учетом осевого зазора и деформируемости рам. Сделано анализ влияния зазора и деформаций рам на распределение контактных нагрузок на окружности дорожек качения подшипника.

Summary

LOAD DISTRIBUTION CALCULATION IN LARGE DIAMETER THREE-ROW ROLLER BEARING

The paper presents the method of load distribution calculation in large-diameter three-row roller bearing with regard to axial clearance and load-carrying structure deformation. An effect of axial clearance and load-carrying structure deformation on load distribution is also discussed.

Praca wpłynęła do Redakcji dnia 6 kwietnia 1988 roku.