

PROBLEMY NIEKONWENCJONALNYCH UKŁADÓW ŁOŻYSKOWYCH

Łódź 09-10 maja 1995 roku

Andrzej Dziurski, Ludwik Kania, Eugeniusz Mazanek
(*Politechnika Częstochowska*)

PROBLEMATYKA WYZNACZANIA OBSZARU DOPUSZCZALNYCH OBCIĄŻEŃ ŁOŻYSK TOCZNYCH WIEŃCOWYCH

SŁOWA KLUCZOWE

maszyny robocze ciężkie, łożyska wieńcowe, nośność

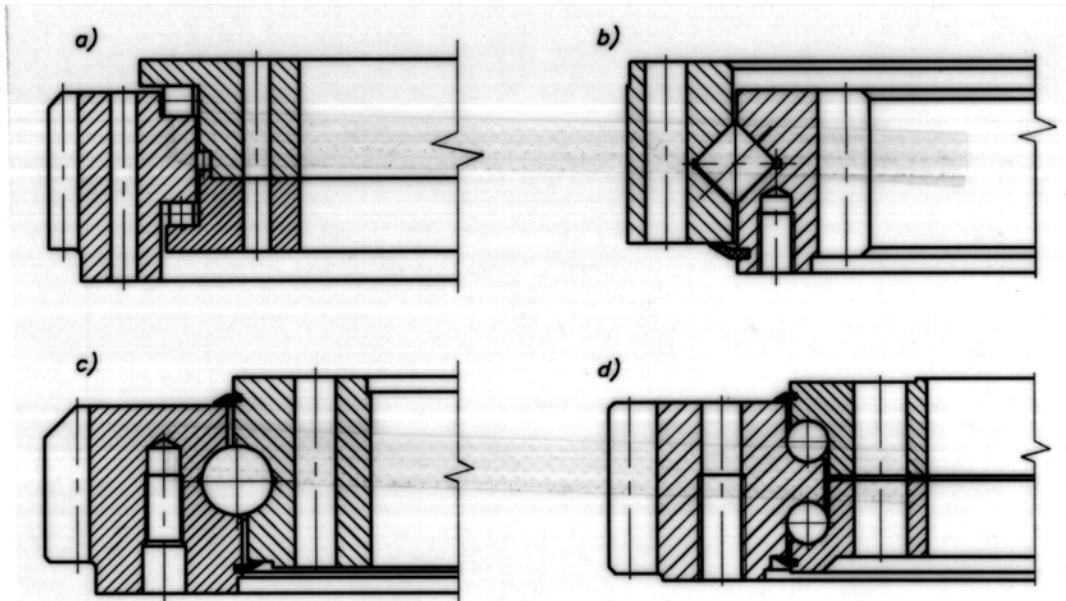
STRESZCZENIE

W referacie przedstawiono zagadnienia związane z obliczaniem nośności łożysk tocznych wieńcowych. Omówiono podstawowe cechy charakterystyczne tych łożysk oraz założenia budowy modeli obliczeniowych. Szczególny nacisk położono na wpływ podatności pierścieni łożyskowych na nośność łożyska wieńcowego. Na przykładzie łożyska wieńcowego wałeczkowego trzyrzędowego przedstawiono różnice w obliczaniu nośności przy założeniu sztywnych pierścieni łożyskowych oraz podatnych pierścieni i ich mocowania.

WPROWADZENIE

Łożyska toczne wieńcowe stosowane są przede wszystkim w maszynach roboczych ciężkich jako podzespoły w mechanizmach obrotu takich urządzeń jak koparki żurawie itp. Charakterystyczną cechą łożysk wieńcowych jest ich zdolność do przenoszenia obciążenia zewnętrznym momentem M , zwanym momentem wyrotnym. Moment ten stanowi jedną z trzech składowych uogólnionych obciążenia zewnętrznego. Pozostałe składowe to siła osiowa Q i siła promieniowa H . Taki sposób obciążania łożysk wieńcowych powoduje konieczność stosowania odmiennych niż w łożyskach ogólnego stosowania metod do obliczania ich nośności. Sporządza się tzw. charakterystyki łożysk. Zwykle są to wykresy w układzie współrzędnych (M, Q) , które określają dopuszczalne pole pracy łożyska rozumiane jako mogące równocześnie oddziaływać na łożysko składowe obciążenia M i Q . Trzecia składowa H jest najczęściej traktowana jako dodatkowy parametr eksploatacyjny. Obok zdolności do przenoszenia momentu wyrotnego łożyska wieńcowe posiadają następujące cechy odróżniające je od pozostałych łożysk: duże średnice łożysk rzędu kilku metrów (spotyka się konstrukcje kilkunastometrowe), wymiary części tocz

nych znacznie mniejsze od wymiarów łożyska (zwykle średnice części tocznych są 50 i więcej razy mniejsze od średnicy łożyska), mocowanie łożysk do konstrukcji wsporczych za pomocą zespołów śrub mocujących, małe prędkości obrotowe, zwykle nie przekraczające rzędu 10 obr./min. Istnieje wiele rozwiązań konstrukcyjnych łożysk wieńcowych. Najbardziej typowe pokazuje rysunek 1. W łożyskach wałeczkowych trzyczęściowych siła promieniowa przenoszona jest przez boczny rząd wałeczków, w pozostałych łożyskach wszystkie trzy składowe obciążenia zewnętrznego oddziałują na te same części toczne.



Rys. 1. Przekroje typowych łożysk wieńcowych: a) wałeczkowe trzyczęściowe, b) wałeczkowe jednorzędowe, c) kulkowe jednorzędowe, d) kulkowe dwurzędowe

MODEL OBLICZENIOWY ŁOŻYSKA WIEŃCOWEGO ZE SZTYWNYMI PIERŚCIENIAMI ŁOŻYSKOWYMI

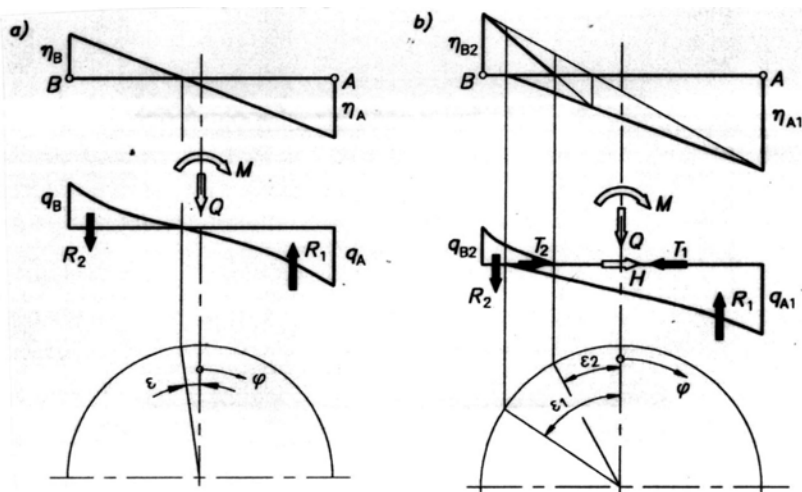
W celu określania nośności łożysk wieńcowych opracowano model obliczeniowy oparty o następujące założenia upraszczające [1], [2]:

- pierścienie łożyska mają nieograniczoną sztywność na zginanie i skręcanie, - wymiary części tocznych są jednakowe a bieżnie mają idealne kształty,
- odkształcenia występują jedynie w miejscach styku części tocznych z bieżniami, - materiały części tocznych i bieżni są jednorodne i izotropowe.

Najbardziej kontrowersyjnym jest pierwsze z przytoczonych założeń. Przyjmuje się, że stosowanie rozwiązań otrzymanych za pomocą tego modelu jest możliwe tam, gdzie łożyska mają stosunkowo sztywne pierścienie przymocowane do bardzo sztywnych konstrukcji wsporczych. Warunki te spełniają względnie dobrze łożyska zainstalowane w koparkach czy małych żurawiach.

Na rysunku 2a pokazano model dla łożyska trzyczęściowego [1], a na rysunku 2b - dla pozostałych łożysk [2]. Obciążenie wewnętrzne części tocznych zastępuje się obciążeniem ciągłym i całkuje wzdłuż obwodu łożyska. Najbardziej obciążone części toczne znajdują się w tzw. węzłach łożyska. Kryterium do obliczenia wartości siły granicznej dla węzłowej kulki lub wałeczka o średnicy d stanowi dopuszczalne względne odkształcenie plastyczne wynoszące $d_{pl\ dop}/d = 0,0002$ [3]. Rząd części tocznych, które przenoszą głównie

obciążenia od siły Q nazywa się rzędem nośnym, drugi z rzędów to rząd podtrzymujący. Model pozwala na uwzględnienie w łożyskach takich parametrów eksploatacyjnych jak luz łożyskowy, czy zacisk wstępny [4]. Łożyska wieńcowe kulkowe wyróżniają się ponadto specyficzną geometrią strefy styku kulki z bieżnią. Otóż promień bieżni r_b w przekroju osiowym jest niewiele większy od promienia kulki r . Tzw. współczynnik przylegania $k_p = r/r_b$ wynosi w łożyskach krajowych $k_p = 0,96$. Jest to przyczyną zmiany geometrii łożyska pod obciążeniem, przede wszystkim z uwagi na zmianę kąta działania łożyska. Zagadnienie to omówiono w pracy f 51.

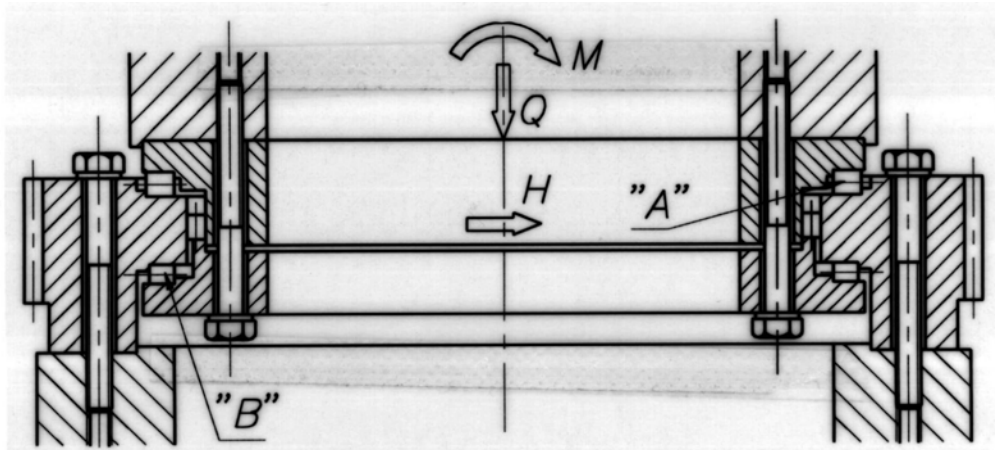


Rys.2. Schematy modelu obliczeniowego: a) dla łożysk trzyrzędowych, b) dla pozostałych łożysk, h - zbliżenie pierścieni, g - obciążenie wewnętrzne łożyska, R,T - składowe reakcje bieżni

MODEL ŁOŻYSKA Z PODATNYMI PIERŚCIENIAMI

Jak wspomniano wyżej, przy obliczaniu nośności łożysk przyjmuje się, że pierścienie łożyskowe są sztywne na zginanie i skręcanie, co uzasadnione jest tym, że pierścienie są przykręcone dużą liczbą śrub do konstrukcji wsporczych o zdecydowanie większej sztywności, co powoduje również usztywnienie samych pierścieni. Przy wyznaczaniu nośności łożyska uwzględniane są więc tylko odkształcenia wynikające z wytrzymałości kontaktowej układu bieżnia - część toczna - bieżnia.

Błąd czynionego założenia można wykazać opierając się na analizie pracy łożyska wieńcowego obciążonego siłą osiową Q i momentem wywrotnym M dużej wartości. Jeśli, jak pokazano na rysunku 3, obciążenie zewnętrzne przyłożone jest do pierścienia wewnętrznego, to powoduje to docisk pierścienia zewnętrznego do ustroju nośnego na części obwodu poprzez rząd nośny części tocznych. Na wzajemne przemieszczenia pierścieni w tym obszarze składają się więc odkształcenia kontaktowe oraz odkształcenia pierścieni będące wynikiem ich ściskania, które ze względu na znaczny przekrój pierścieni podlegający ściskaniu są od pierwszych o wiele mniejsze. Natomiast w pozostałej części obwodu pierścieni, jako efekt działania momentu wywrotnego następuje "odrywanie" obydwu pierścieni od ustrojów nośnych, a w związku z tym oprócz odkształceń kontaktowych w rzędzie podtrzymującym na przemieszczenie wzajemne pierścieni złożą się również odkształcenia pierścieni wskutek ich zginania i skręcania oraz występującego także i tutaj ściskania. Na powstanie tych odkształceń pozwalają podatne śruby, ulegając wydłużeniu wskutek przenoszonych sił rozciągających.

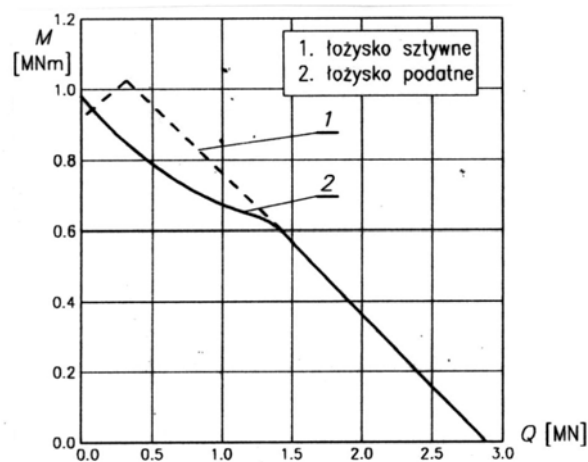


Rys.3. Łożysko wieńcowe wałeczkowe trzyrzędowe

W konsekwencji takiej pracy łożyska udział odkształceń kontaktowych rzędu podtrzymującego w całkowitym wzajemnym przemieszczeniu pierścieni jest nieduży, a więc i siły przenoszone przez części toczne są znacznie mniejsze niż wynikałoby to z założenia o idealnej sztywności pierścieni. Stąd też nośność łożysk wieńcowych jest w dużym stopniu ograniczona podatnością pierścieni oraz podatnością śrub mocujących.

Udowodnienie powyższej tezy było możliwe dzięki zastosowaniu modelu podatnego pierścienia, zbudowanego z elementów dyskretnych w postaci belki wspornikowej z obciążeniem ciągłym o rozkładzie parabolicznym, wynikającym z przenoszonych przez łożysko obciążeń. Belka na wolnym końcu była obciążona siłą poprzeczną i momentami gnącym i skręcającym, stanowiącymi wraz z reakcjami utwierdzenia oddziaływanie pozostałych części pierścienia oraz siłą przyłożoną również na wolnym końcu, reprezentującą napięcie śruby mocującej łożysko do ustroju nośnego maszyny roboczej. Zamodelowano w ten sposób pierścienie łożyska trzyrzędowego wałeczkowego. Określono ugięcia poszczególnych elementów dyskretnych w zależności od przenoszonych obciążeń. Otrzymano układ równań opisujący znaczące odkształcenia zachodzące w łożysku jako funkcje obciążeń wewnętrznych w łożysku, a składające się na wzajemne przemieszczenie pierścieni, a więc: zmniejszenie średnicy części tocznych, ugięcia pierścieni wskutek ich zginania i skręcania oraz wydłużenia śrub mocujących. Rozwiązanie układu równań dla granicznych wartości wzajemnych przemieszczeń stanowi rozkład obciążeń wzdłuż bieżni pierścieni łożyskowych, pozwala to zatem na określenie nośności łożyska.

Obliczenia przeprowadzono dla przykładowego wałeczkowego łożyska trzyrzędowego, dopuszczalny obszar pracy łożyska przedstawiono na rysunku 4.



Rys.4. Obszar dopuszczalnych obciążeń przykładowego łożyska wałeczkowego trzyrzędowego z pierścieniami podatnymi (2) i sztywnymi (1)

Na rysunku 4 pokazano też wykres nośności (linia przerywana) łożyska z pierścieniami nieskończenie sztywnymi. Jak wynika z rysunku nośność łożyska bez uwzględnienia podatności jego pierścieni jest zawyżona w szerokim zakresie pracy; różnice sięgają 15%.

Otrzymane wyniki wskazują, że nie można zaniedbywać wpływu podatności pierścieni na nośność łożyska. Należy jednak pamiętać, że zastosowany tu model jest bardzo uproszczony i nie oddaje w pełni złożoności zagadnienia. W celu dokładnego ujęcia omawianych problemów są prowadzone prace nad zastosowaniem do modelowania łożysk wieńcowych metody elementów skończonych pozwalającej na wierne odwzorowanie procesów zachodzących w czasie pracy łożyska

LITERATURA

1. Dziurski A., Kania L., Mazanek E.: Metoda obliczania nośności statycznej łożysk wieńcowych trzyczęściowych z uwzględnieniem luzu łożyskowego. *Archiwum Budowy Maszyn* 1980, 27, (4), s.469-486.
2. Dziurski A., Kania L., Mazanek E.: Charakterystyki łożysk wieńcowych. *Przegląd Mechaniczny* 1990, 49, (20), s. 51-60.
3. Palmgren A.: *Łożyska toczne*. PWT, Warszawa 1951.
4. Dziurski A., Kania L., Mazanek E.: Wpływ luzów łożyskowych i zacisków wstępnych na cechy eksploatacyjne łożysk wieńcowych. *Zagadnienia Eksploatacji Maszyn* 1990, 25, (4) s. 393-405.
5. Dziurski A., Kania L., Mazanek E.: Zmiany kąta działania łożyska wieńcowego kulkowego jednorzędowego spowodowane obciążeniem i ich wpływ na nośność łożyska. *Zagadnienia Eksploatacji Maszyn* 1993, 28, (4) s. 433-446.

CONSIDERATION ON CALCULATION OF LIMITING LOAD AREA OF SLEWING RIMMED BEARINGS

SUMMARY

In the paper some problems connected with calculation of load carrying capacity of the slewing rimmed bearings are considered. Basic typical features of these bearings as well as assumptions of calculational models are discussed. But particular stress is laid on bearing ring flexibility effect on the capacity. Differences in calculations of the capacities of bearings with alternatively rigid and flexible rings are presented for an exemplary three row roller slewing rimmed bearing.

Recenzja: prof. dr hab. inż. Jan Burcan