

MES w badaniu obciążenia wewnętrznego w łożyskach toczyńnych

FEM in research of internal load of rooling bearings

AGNIESZKA CHUDZIK
ANNA JACH *

Materiały z XX SKWPIE, Jurata 2016 r.
DOI: 10.17814/mechanik.2016.7.117

W pracy przedstawiono wyniki analizy numerycznej przeprowadzonej na modelu najbardziej zbliżonym do rzeczywistej konstrukcji elementów łożyska toczyńnego w warunkach pracy. Zaprezentowano modelowanie integralnej części strefy styku. Obliczenia wykonano metodą elementów skończonych, z wykorzystaniem profesjonalnego pakietu ANSYS.

SŁOWA KLUCZOWE: naprężenia kontaktowe, łożyska toczyńne, styk części toczyńnych, ciśnienie, naprężenie

The paper presents the results of the numerical analysis carried out on the model closest to the real construction of the bearing components in rolling conditions. Presented modeling integral part of the contact zone reinforcement using MES, professional package ANSYS.

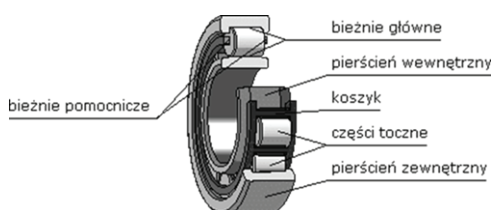
KEYWORDS: contact stress, rolling bearings, contact of the rolling, pressure, stress

W ostatnich latach dynamiczny rozwój informatyki oraz technik komputerowych spowodował, że MES stała się narzędziem powszechnie stosowanym w wielu dziedzinach nauki, a zwłaszcza w obliczeniach wytrzymałościowych. W praktyce inżynierskiej badania wytrzymałości materiałów i konstrukcji są oparte na wyznaczaniu naprężeń i przemieszczeń za pomocą analizy matematycznej. W celu otrzymania rozwiązania wprowadza się różnego rodzaju uproszczenia, nie uwzględnia się rzeczywistych kształtów konstrukcji. Stosuje się przybliżone metody rozwiązania np. dla modeli zastępczych. Rozwiązania ściśle można otrzymać tylko dla stosunkowo prostych modeli obliczeniowych.

Rozwój informatyki, a zatem i MES, spowodował, że można było odejść od modelu ciągłego konstrukcji i podzielić ją na skończoną liczbę ściśle zdefiniowanych elementów, tzw. elementów skończonych. Właściwy dobór i podział modelu na elementy skończone ma decydujący wpływ na otrzymane wyniki.

W celu uzyskania efektu ruchu obrotowego elementów maszyn niezbędne jest uzyskanie stałego położenia osi obrotu (*stałość położenia osi rozumie się jako stałość położenia względem nieruchomego punktu odniesienia, nieruchomej podstawy, często względem ruchomych elementów*).

W projektowaniu maszyn i urządzeń stałe położenie osi obrotu osiąga się poprzez zastosowanie łożysk toczyńnych. Elementy wirujące maszyn osadzone są na wałach lub osiach, a te osadzone są w łożyskach. Przykład łożyska toczyńnego przedstawiono na rys. 1.



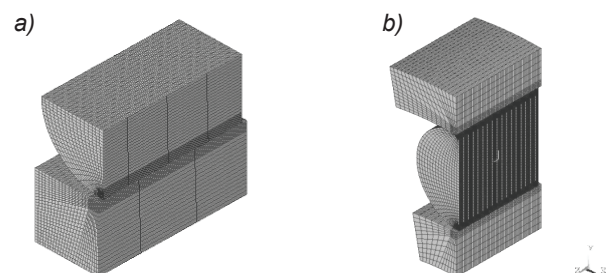
Rys. 1. Łożysko toczyńne walczkowe jednorzędowe [5]

W analizie zjawisk zachodzących nie tylko w pojedynczym styku węzła toczyńnego, ale dla wielu styków, zastosowanie znalazła MES. Metoda jest zwłaszcza przydatna, gdy istnieje konieczność wielokrotnego powtarzania obliczeń. Zastosowanie MES do obliczania obciążeń i naprężeń w łożysku toczyńnym wymaga odpowiedniego modelowania elementów toczyńnych.

W przypadku gdy głównym celem analizy było zbadanie zjawisk zachodzących w pojedynczym styku elementu toczyńnego z bieżnią łożyska, naukowcy zazwyczaj do obliczeń stosowali model bryłowy fragmentu łożyska, w skład którego wchodził element toczyńny i wycinek jednego z pierścieni łożyska (często zastępowany bryłą o płaskiej powierzchni) lub, w przypadku układów symetrycznych, ich części – połowy albo ćwiartki [1]. Znajomość nacisków i odpowiadających im napięć podpowierzchniowych jest niezbędna do prognozowania trwałości zmęczeniowej. Od przyjętej metody obliczeniowej zależy poprawność otrzymanych wyników, a więc także prognozowanie trwałości łożyska.

Model numeryczny

W pracy zaprezentowano wyniki obliczeń nacisków i naprężeń podpowierzchniowych w stykach połączeń kontaktowych łożysk toczyńnych – dla modelu najbardziej zbliżonego do modelu rzeczywistego konstrukcji. Na rys. 2a zaprezentowano numeryczny model bryłowy wykonany dla zastępczych danych – według modelu Hertza [2, 3], a na rys. 2b – model bryłowy wykonany dla wymiarów rzeczywistych łożyska. W obu przypadkach przy modelowaniu wykorzystuje się warunki symetrii. Analizę numeryczną przeprowadzono dla łożyska, którego waleczki wykonano z korekcją zbliżoną do korekcji logarymicznej.



Rys. 2. Numeryczny model bryłowy 3D: a) według modelu Hertza, b) rzeczywisty model bryłowy

Obliczenia numeryczne

Do przeprowadzenia obliczeń numerycznych zbudowane zostały trójwymiarowe modele numeryczne, pozwalające uwzględnić kształt tworzących waleczka oraz skończoną długość waleczka. Strefa styku waleczka z bieżnią została rozwiązana poprzez utworzenie par kontaktów oraz wprowadzenie odpowiednich parametrów w strefie kontaktu. Badane modele numeryczne podzielono na 8-węzłowe elementy bryłowe typu SOLID185 oraz elementy w strefie kontaktu

* Dr inż. Agnieszka Chudzik (achudzik@p.lodz.pl); dr inż. Anna Jach (anna.jach@p.lodz.pl) – Politechnika Łódzka, Katedra Dynamiki Maszyn

CONTA174 i TARGE170. Obliczenia przeprowadzono z wykorzystaniem profesjonalnego pakietu programu ANSYS.

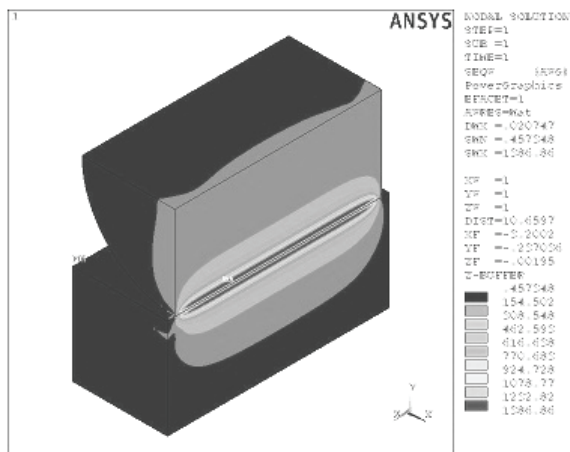
Obliczenia przeprowadzono dla elementów wykonanych z materiału idealnie sprężystego: $E = 2,08 \cdot 10^5$ MPa, $\nu = 0,3$. Model do obliczeń opracowano dla łożyska NU 213 ECP.

Przyjęto obciążenie promieniowe wałeczka $F = 12\,456$ N.

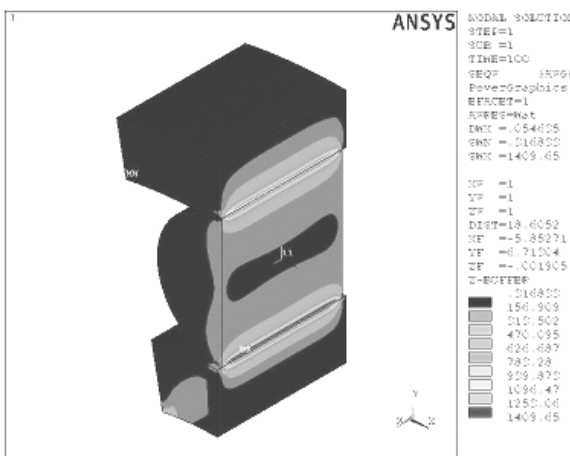
W wyniku obliczeń MES otrzymano rozkłady naprężeń zredukowanych liczonych według hipotezy Hubera-Misesa oraz naprężeń podpowierzchniowych.

Wyniki

Autorom prezentowanej pracy zależało na otrzymaniu możliwie najbardziej dokładnych informacji o charakterze rozkładu nacisków występujących na powierzchni styku, dlatego do obliczeń numerycznych zbudowano modele numeryczne (3D), pozwalające uwzględnić zarówno kształt tworzących wałeczka czy bieżni, jak i skończoną długość wałeczka. Wyniki obliczeń przedstawiono w postaci map naprężeń liczonych według hipotezy Hubera-Misesa-Henkego.



Rys. 3. Mapa naprężeń Hubera-Misesa-Henkego w styku – model z rys. 2a



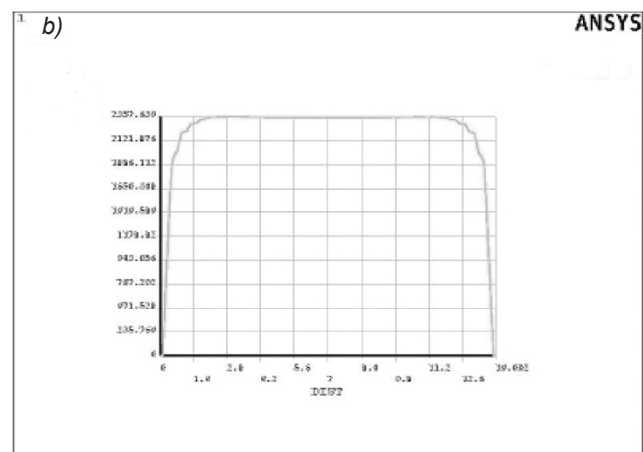
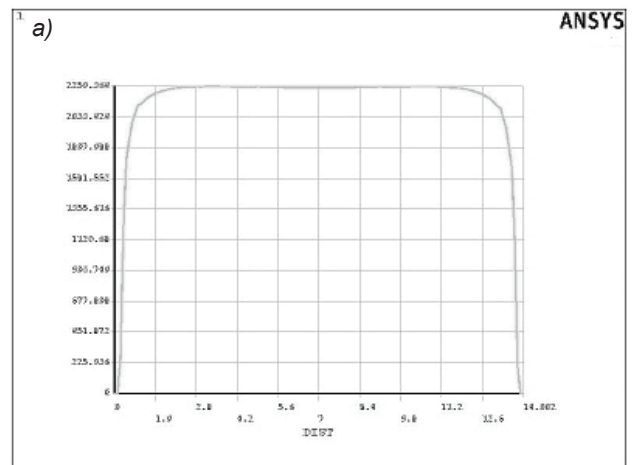
Rys. 4. Mapa naprężeń Hubera-Misesa-Henkego w styku – model z rys. 2b

Maksymalne naprężenia zredukowane σ_{\max} wzdłuż dużej osi wałeczka przedstawiono na rys. 3 dla modelu z rys. 2a i na rys. 5 dla modelu z rys. 2b, a rozkłady nacisków w styku odpowiednio na rys. 5a–b. Z obliczeń numerycznych wynika, że wartości σ_{\max} liczonych według hipotezy Hubera-Misesa-Henkego w styku są porównywalne:

- dla modelu 2a $\sigma_{\max} = 1386$ MPa,
- dla modelu 2b $\sigma_{\max} = 1409$ MPa.

Wartości nacisków w styku wynoszą:

- dla modelu 2a $\sigma = 2259$ MPa,
- dla modelu 2b $\sigma = 2357$ MPa.



Rys. 5. Rozkłady nacisków w styku: a) model z rys. 2a, b) model z rys. 2b

Podsumowanie

W przypadku złożonych węzłów tocnych, takich jak łożysko toczne, konieczne jest budowanie złożonych modeli brylowych współpracujących elementów, uwzględniających zjawiska kontaktowe zachodzące w stykach [2]. Zastosowana do obliczeń metoda elementów kontaktowych pozwoliła zbadać strefę kontaktu wałeczka z bieżnią. W przypadku prowadzenia obliczeń z wykorzystaniem MES bardzo ważny jest podział modelu konstrukcji na odpowiednio dobrane elementy skończone. Charakter rozkładu nacisków na powierzchni kontaktu wałeczka z bieżnią przedstawiony na rys. 5 sugeruje, że dla obu modeli wyniki są porównywalne. Analiza otrzymanych wyników maksymalnych naprężeń σ_{\max} dla modelu 2a oraz 2b wykazała, że otrzymane wyniki są zgodne. Metoda opisana w pracy doskonale nadaje się do wyznaczania rozkładów nacisków i odpowiadających im naprężeń podpowierzchniowych w styku niehertzowskim o złożonej geometrii współpracujących powierzchni.

LITERATURA

- Chudzik A., Jach A. „Analiza numeryczna powstawania lokalnych koncentracji naprężeń w badaniu obciążenia wewnętrznego w łożyskach tocnych”. *Mechanik*. Nr 7/2014, CD.
- Chudzik A., Warda B. „Fatigue life prediction of the radial roller bearing with the correction of roller generators”, *International Journal Mech. Science*, Vol. 89, 2014, pp. 299–310.
- De Mul J.M., Kalker J.J., Fredriksson B. „The contact between arbitrarily curved bodies of finite dimensions”. *ASME Journ. Tribol.* Vol. 108, 1986, pp. 140–148.
- User's Guide ANSYS.
- <http://e-zipk.ia.polsl.pl>.