

Dr inż. Agnieszka CHUDZIK  
Dr inż. Anna JACH  
Politechnika Łódzka  
Wydział Mechaniczny  
Katedra Dynamiki Maszyn

DOI: 10.17814/mechanik.2015.7.221

## WPLYW FKN W ANALIZIE NAPRĘŻEŃ W STREFIE KONTAKTU W ŁOŻYSKACH TOCZNYCH

*Streszczenie: W pracy przedstawiono wpływ współczynnika sztywności kontaktowej FKN na wyniki obliczeń naprężeń w strefie kontaktu w łożyskach tocznych. Obliczenia analityczne wg wzorów zalecanych w literaturze zakładają daleko idące uproszczenia – między innymi nie uwzględniają wpływu chropowatości współpracujących powierzchni. Zastosowanie MES pozwala uwzględnić sztywność chropowatych powierzchni.*

### INFLUENCE OF THE FKN FACTOR IN THE ANALYSIS OF CONTACT AREA PRESSURES OF ROLLING BEARINGS

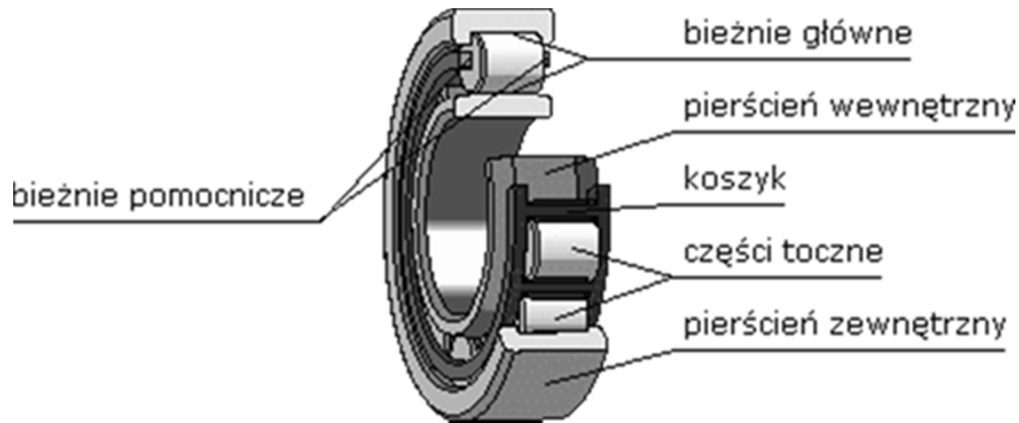
*Abstract: The paper shows the influence of Normal Penalty Stiffness Factor FKN on the results of the numerical analysis of contact pressures in rolling bearings. Analytical calculations, when performed according to the formulas recommended in the literature, assume far going simplifications which do not take into account influence of surface roughness. Usage of Finite Element Method FEM allowed to take it into consideration.*

*Słowa kluczowe: współczynnik sztywności kontaktowej FKN, obciążenie wewnętrzne, łożyska toczne*

*Keywords: Normal Penalty Stiffness Factor FKN, contact pressures, rolling bears, contact of the rolling*

## 1. WPROWADZENIE

Integralną częścią elementów maszyn i urządzeń, gdzie zachodzi tarcie toczne, są pary kinematyczne, czyli łożyska toczne. Łożysko walcowe jednorzędowe przedstawione na rys. 1 jest przykładem łożyska tocznego. Nośność dynamiczna  $C$ , trwałość  $L$  oraz nośność statyczna  $C_0$  (bardzo małe prędkości obrotowe) to wielkości charakteryzujące zdolność łożyska do trwałego przenoszenia obciążeń przy określonej prędkości obrotowej.



Rys. 1. Elementy łożyska tocznego wałeczkowego jednorzędowego [http://e-zipk.ia.polsl.pl]

Prognozowanie trwałości nie byłoby możliwe bez znajomości stanu wyężenia materiału współpracujących powierzchni elementów tocznych [1]. Badania rozkładów naprężeń podpowierzchniowych, kontaktowych w złożonych węzłach tocznych, w szczególności charakteryzujących się występowaniem w stykach współpracujących elementów niehertzowskich rozkładów nacisków prowadzone są od lat przez wielu naukowców [2, 4, 6, 7, 9, 10, 12]. Z analizy literatury wynika, że naprężenia podpowierzchniowe liczone według wzorów podanych w literaturze różnią się od otrzymanych w badaniach doświadczalnych. Jedną z przyczyn jest brak uwzględnienia wpływu chropowatości współpracujących powierzchni.

W obliczeniach analitycznych naprężeń, odkształceń występujących pod wpływem obciążenia, pracy w połączeniach kontaktowych wg wzorów Hertza zakłada się, że współpracujące powierzchnie są idealnie gładkie. P. Grudziński [3] i P. Romanowicz [8] podjęli próbę uwzględnienia współczynnika sztywności kontaktowej FKN, dzięki czemu uwzględnili sztywność styku chropowatości współpracujących powierzchni.

W pracy przedstawiono zastosowanie metody elementów skończonych MES do obliczeń sił i odkształceń wewnętrznych w połączeniach kontaktowych łożysk tocznych, uwzględniając fakt, że powierzchnie współpracujące nie są idealnie gładkie. Dzięki zastosowaniu tej metody można zaobserwować zjawiska zachodzące w strefie styku części tocznych i dzięki temu podjąć próbę określenia trwałości połączenia.

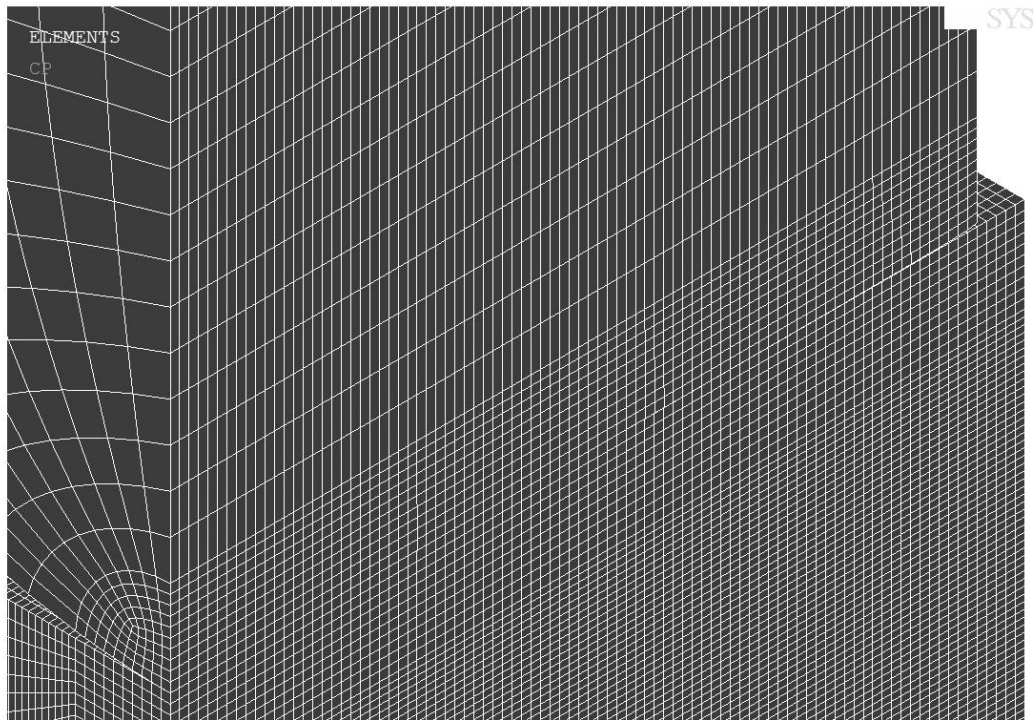
## 2. MODEL NUMERYCZNY

Do analizy numerycznej strefy styku zbudowano bryłowy model numeryczny łożyska tocznego wałeczkowego jednorzędowego przedstawiony na rys. 2, wykorzystując profesjonalny pakiet programu ANSYS [13]. Zastosowanie MES pozwala na zbudowanie modelu jak najbardziej zbliżonego do modelu rzeczywistego (styk wałeczka z bieżniami). Do analizy numerycznej zamodelowano segment bieżni i 1/4 wałeczka. Model dyskretny zbudowano przy użyciu 8-węzłowych elementów typu SOLID i elementów kontaktowych CONTA174 i TARGE170. Do obliczeń wykorzystano warunki symetrii. W obszarze styku zagęszczono podział na elementy.

Do obliczeń przyjęto następujące dane:

- średnica wałeczka:  $D_w = 18 \text{ mm}$ ,
- długość tworzącej:  $l = 17 \text{ mm}$ ,
- średnica bieżni:  $d = 58,5 \text{ mm}$ ,
- obciążenia styku:  $F = 16\,000 \text{ N}$ .

Obliczenia numeryczne wykonano, przyjmując: moduł Younga  $E = 2,08 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ , współczynnik Poissona  $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$ . W wyniku obliczeń za pomocą MES otrzymano rozkłady naprężeń kontaktowych.



Rys. 2. Bryłowy model numeryczny 3D

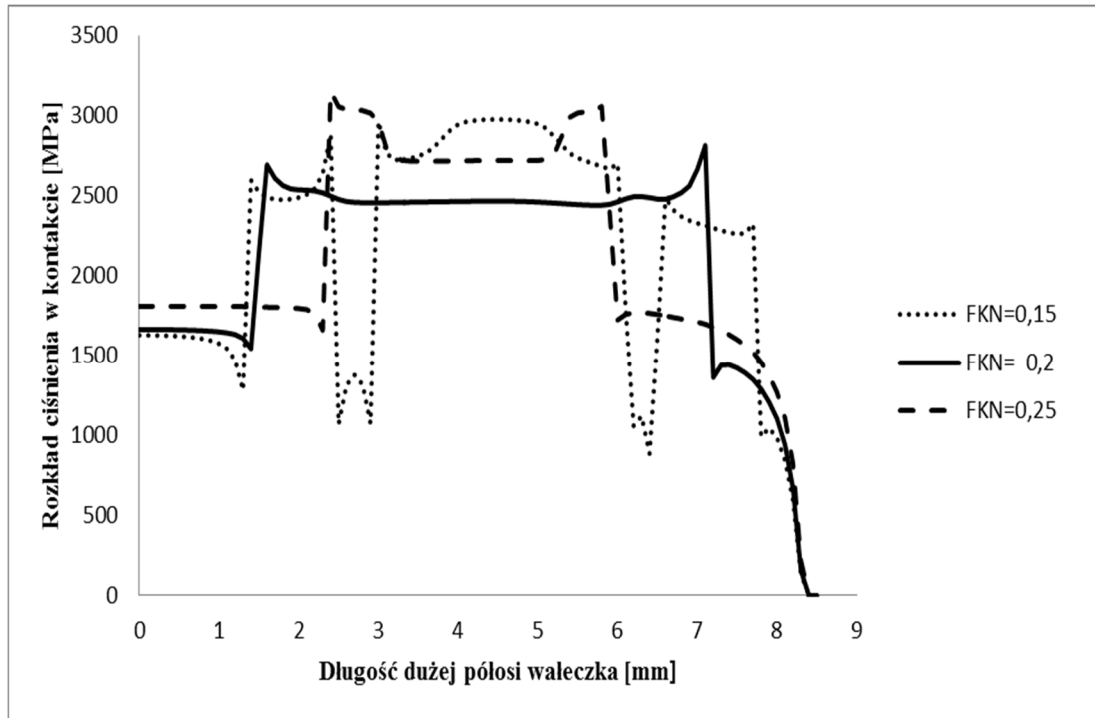
### 3. OBLICZENIA MES

Wykorzystując MES, wykonano wiele obliczeń dla różnych wartości współczynnika FKN uwzględniającego sztywność styku w kontakcie. Dzięki temu uwzględniono i zbadano wpływ chropowatości powierzchni materiałów elementów konstrukcji. Obliczenia wykonano dla  $FKN = 0,15$ ,  $FKN = 0,2$ ,  $FKN = 0,25$  oraz dla  $FKN > 1$ . Wyniki obliczeń numerycznych przedstawiono w postaci charakterystyk rozkładu ciśnienia w strefie kontaktu pierścienia wewnętrznego i wałeczka – pokazane zostały na rys. 3 i 4.

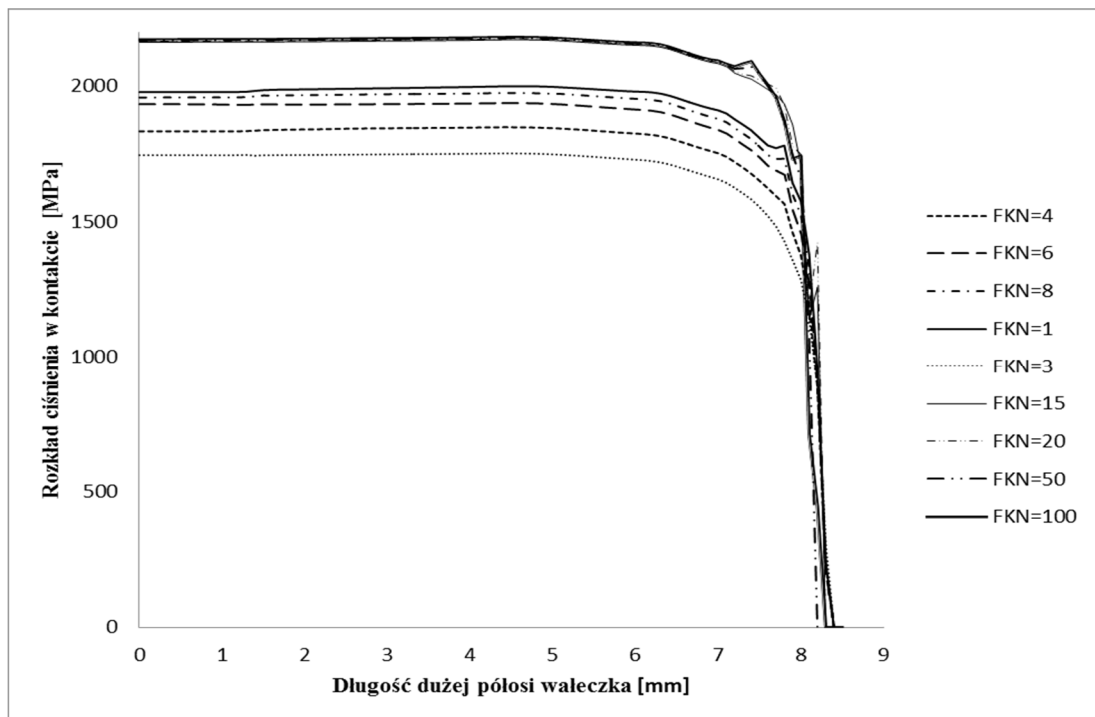
### 4. PODSUMOWANIE

Znajomość nacisków i odpowiadających im naprężeń podpowierzchniowych jest niezbędna do wyznaczania, prognozowania trwałości zmęczeniowej – im większe są wartości nacisków w spiętrzeniach, tym mniejsza prognozowana trwałość zmęczeniowa. Przyjęta metoda obliczeniowa decyduje zatem o poprawności otrzymanych wyników. Okazuje się, że stosując metody analityczne, otrzymano wartości nacisków i odpowiadające im wartości odkształceń dużo niższe od wartości uzyskanych w wyniku badań doświadczalnych [3, 10, 11]. Wynika to z faktu, że w obliczeniach analitycznych zakłada się, że powierzchnie współpracujących

elementów są idealnie gładkie. Zastosowanie MES, programu ANSYS pozwoliło wprowadzić współczynnik sztywności kontaktowej FKN.



Rys. 3. Rozkład ciśnienia w kontakcie pierścienia wewnętrznego i wałeczka dla  $FKN < 1$



Rys. 4. Rozkład ciśnienia w kontakcie pierścienia wewnętrznego i wałeczka dla  $FKN > 1$

Dzięki temu można było zaobserwować wpływ chropowatości powierzchni na wyniki obliczeń. P. Grudziński [3] w swojej pracy dokumentuje, że wprowadzając mały współczynnik FKN, otrzymano wyniki dobrze pokrywające się z wynikami badań doświadczalnych, natomiast duże wartości  $FKN = 100$  odpowiadają powierzchniom idealnie gładkim. Celem autorów artykułu było pokazanie wpływu współczynnika FKN na wyniki obliczeń. Analiza charakterystyk przedstawionych na rys. 3 i 4 pozwoliła wyciągnąć następujące wnioski. Dzięki możliwości zmiany współczynnika FKN można mieć wpływ na wyniki obliczeń. Dla FKN w zakresie od 1-20 zaobserwowano znaczące zmiany w wartości ciśnienia w kontakcie styku współpracujących powierzchni. Dla  $FKN > 50$  nie ma wpływu na wyniki obliczeń. Wyniki przedstawiono na rys. 4. Dla  $FKN < 1$  otrzymano charakterystyki przedstawione na rys. 3, z których wynika, że kontakt współpracujących elementów jest niepełny. Nie uzyskano potwierdzenia wyników zaprezentowanych w pracy [3]. Zastosowanie MES pozwala zbudować model najbardziej zbliżony do rzeczywistego, uwzględnić dane i warunki pracy współpracujących elementów. Analiza otrzymanych charakterystyk potwierdziła wpływ współczynnika FKN na wyniki obliczeń.

## LITERATURA

- [1] 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.
- [2] Krzemiński-Freda H, Warda B.: *Correction of the roller generators in spherical roller bearings*, Wear 192, 1996, pp. 29-39.
- [3] Grudziński P.: *Badania sił i odkształceń kontaktowych w toczonym połączeniu prowadnicowym obrabiarki przy uwzględnieniu chropowatości powierzchni*, XXIII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Tom I, Rzeszów – Przemysł 2007.
- [4] de Mul J.M., Kalker J.J., Fredriksson B.: *The contact between arbitrarily curved bodies of finite dimension*, ASME Journ. Tribol, Vol. 108, 1986, pp. 140-148.
- [5] Hahn G.T., Bhargava V., Chen Q.: *The cyclic stress-strain properties, hysteresis loop shape, and kinematic hardening of two high-strength bearing steels*, Metallurgical and Materials Transactions A, Vol. 21A, 1990, pp. 653-665.
- [6] Kania L.: *Analiza obciążenia wewnętrznego w łożyskach tocznych wieńcowych w aspekcie ich nośności statycznej*, Politechnika Częstochowska, seria Monografie nr 111, Częstochowa 2005.
- [7] Kania L., Pytlarz R., Reszka P.: *Modelowanie strefy styku kulkowych łożysk wieńcowych oraz analiza numeryczna współczynnika twardości*, Modelowanie Inżynierskie 41, Gliwice 2011, s. 157-164.
- [8] Romanowicz P.: *Analiza zmęczeniowa wybranych elementów maszyn pracujących w warunkach kontaktu tocznego*, rozprawa doktorska, Politechnika Krakowska, Kraków 2009.
- [9] Waligóra W.: *Badania jakości łożysk wałeczkowych*, Politechnika Poznańska, Rozprawy, nr 128, Poznań 1981.
- [10] William J.A.: *Engineering Tribology*, Oxford Science Publications, Oxford 1994.
- [11] Shi Xi, Policarpou A.A., *Measurements and Modeling of Normal Contact Stiffness and Contact Damping at the Meso Scale*, Transcription of the ASME, Journal Of Vibration and Acoustic, Vol. 127, 2005, pp. 52-60.

- [12] Xintao Xia, Shichao Zhu, Chenhui Jia & Rongjun Niu: *Analysis of Contact Stress between Cylindrical Roller and Outer Ring Raceway with Taper Error Using ANSYS*, Modern Applied Science, Vol. 6, No. 12, pp. 86-90.
- [13] User's Guide ANSYS.
- [14] <http://e-zipk.ia.polsl.pl>