

ANALIZA STANU NAPRĘŻEŃ W KOLE PODATNYM Z DWOMA WIĘNCAMI ZĘBATYMI

Tomasz KUDASIK¹
Jacek PACANA²

STRESZCZENIE

W artykule tym przeprowadzono analizę stanu naprężeń w kole podatnym z dwoma wieńcami zębatymi: przekładniowym i sprzęgłowym. Obliczenia z wykorzystaniem MES przeprowadzono wstępnie na modelach dwuwymiarowych ustalając najkorzystniejszą wartość promienia na krzywej przejścia z wieńca zębatego na korpus cylindryczny oraz na modelach trójwymiarowych określając niebezpieczne obszary pod względem rozkładu naprężeń.

1. WPROWADZENIE

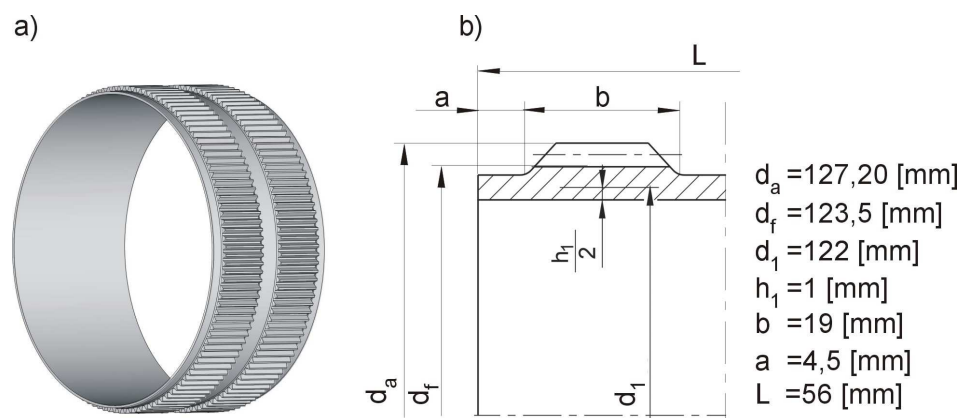
Koło podatne jest jednym z głównych elementów przekładni falowej najbardziej obciążonym i narażonym na uszkodzenia z powodu występowania w nim naprężeń zmiennych. Głównym tego powodem jest oddziaływanie generatora fal na koło. Generator obracając się wywołuje w kole podatnym zmienne stany naprężeń co w efekcie końcowym może doprowadzić do jego uszkodzenia. Powinno zatem mieć wystarczającą wytrzymałość zmęczeniową celem zapewnienia założonego czasu pracy, zwykle nie mniejszego niż 10000 godzin. Konieczne jest więc przeprowadzenie analizy stanu naprężeń w celu określenia stref niebezpiecznych aby następnie poprzez zmianę postaci konstrukcyjnej koła zmniejszyć wartość naprężeń.

¹ dr inż. Tomasz Kudasik – Politechnika Rzeszowska

² dr inż. Jacek Pacana – Politechnika Rzeszowska

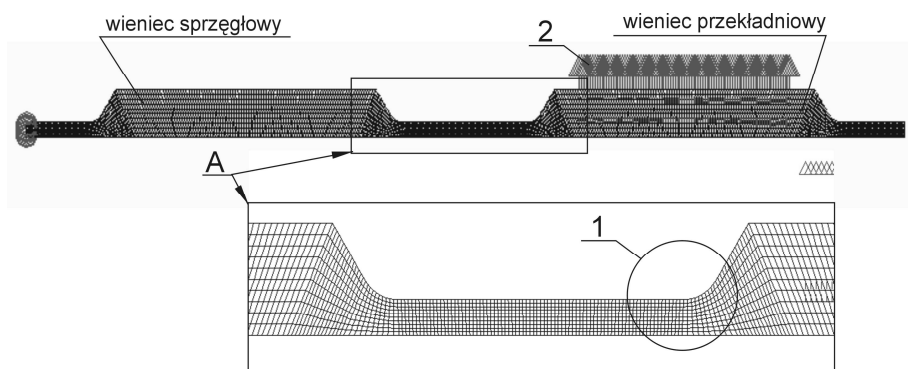
2. ANALIZA NUMERYCZNA NAPRĘŻEŃ NA PRZYKŁADZIE MODELU DWUWYMIAROWEGO

Ze względu na złożoność geometryczną konstrukcji koła, a w szczególności małe wymiary wieńca zębatego wyznaczanie rozkładu naprężeń staje się możliwe głównie na drodze numerycznej wykorzystując MES [1, 4, 5]. Analizie poddano koło podatne z dwoma wieńcami, którego podstawowe wymiary przedstawiono na rysunku 1 [2, 3].



Rys. 1. Koło podatne z dwoma wieńcami zębatymi: sprzęgłowym i przekładniowym

Model obliczeniowy tego koła pokazano na rys. 2. Przemieszczenia 2 przyłożono w wieńcu przekładniowym w węzłach leżących w warstwie obojętnej korpusu koła pod uzębieniem w obszarze odpowiadającym działaniu rolki generatora.

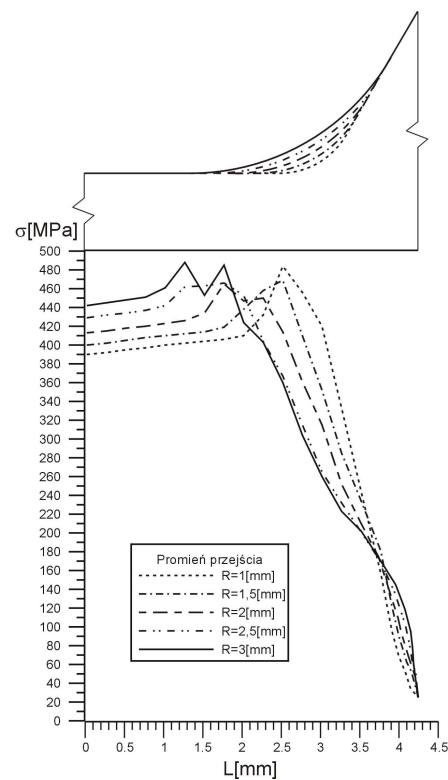


Rys. 2. Model koła podatnego z dwoma wieńcami (sprzęgłowym i przekładniowym): 1 – obszar występowania największych naprężeń σ_z

W tym przypadku największe naprężenia powstały w obszarze krzywej przejścia z wieńca przekładniowego na tuleję między wieńcami (1-rys. 2, $R = 1[\text{mm}]$). Przeprowadzono następnie obliczenia dla różnych promieni $R = 1 \div 3[\text{mm}]$ (rys. 3, rys. 4).



Rys. 3. Rozkład naprężeń zredukowanych σ_z dla promienia przejścia $R = 3[\text{mm}]$



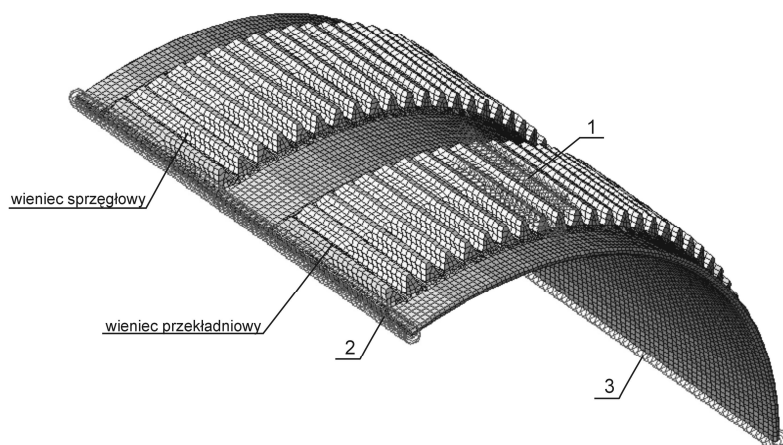
Rys. 4. Wykres rozkładu naprężeń zredukowanych σ_z dla promienia przejścia $R = 1 \div 3[\text{mm}]$

Na podstawie obliczeń stwierdzono, że największy spadek wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych uzyskano nie dla największego promienia lecz dla promienia pośredniego $R = 2$ [mm]. Dalsze zwiększenie promienia spowoduje ponowny wzrost naprężeń σ_z .

3. ANALIZA NUMERYCZNA NAPRĘŻEŃ NA PRZYKŁADZIE MODELU TRÓJWYMIAROWEGO

Ze względu na symetrię kształtu i obciążenia do analizy przyjęto jedynie ćwiartkę koła podatnego. W modelu obliczeniowym koła oddziaływanie generatora czterorolkowego na koło podatne odwzorowano zadając przemieszczenie wypadkowe o wartości $\Delta = 0.79764$ mm, skierowane pod kątem $\beta = 30^\circ$ odmierzanym od dużej osi generatora (rys. 5).

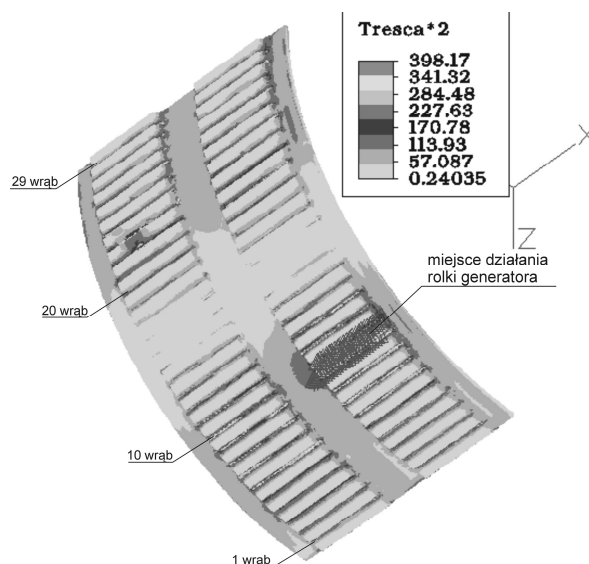
Przemieszczenia przykładano w każdym węźle warstwy obojętnej wieńca przekładniowego pod uzębieniem na długości równej szerokości rolki (symbole trójkątne, 1 – rys.5). Węzły siatki na szerokości koła podatnego w małej i dużej osi generatora zostały częściowo utwierdzone (symbole kołowe, 2, 3 – rys.5).



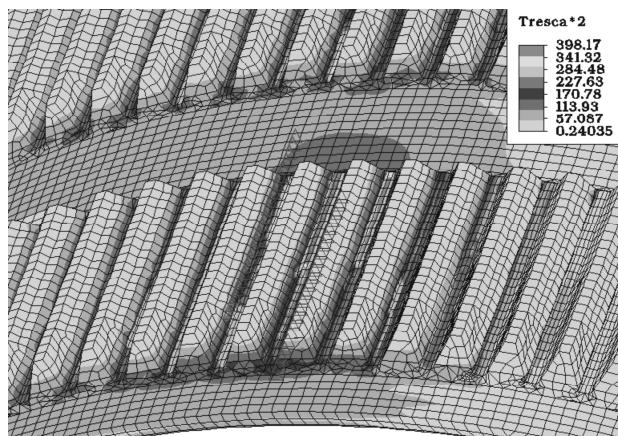
Rys. 5.. Model obliczeniowy koła podatnego z dwoma wieńcami zębatymi

Obliczenia zostały przeprowadzone dla przypadku gdy koło podatne odkształcane jest wyłącznie generatorem rolkowym. Biorąc pod uwagę fakt, że największe naprężenia w kole podatnym powstają na skutek działania generatora, pominięcie sił pochodzących od współpracy z kołami sztywnymi nie stanowi znaczącego uproszczenia.

Rozkład naprężeń zredukowanych na powierzchni modelu koła przedstawiono na rys. 6 i rys. 7. Największe naprężenia występują zarówno w miejscu działania rolki (na przejściu z wieńca przekładniowego na korpus cylindryczny – 10 wręb) jak i w obszarze małej osi generatora (29 wręb).



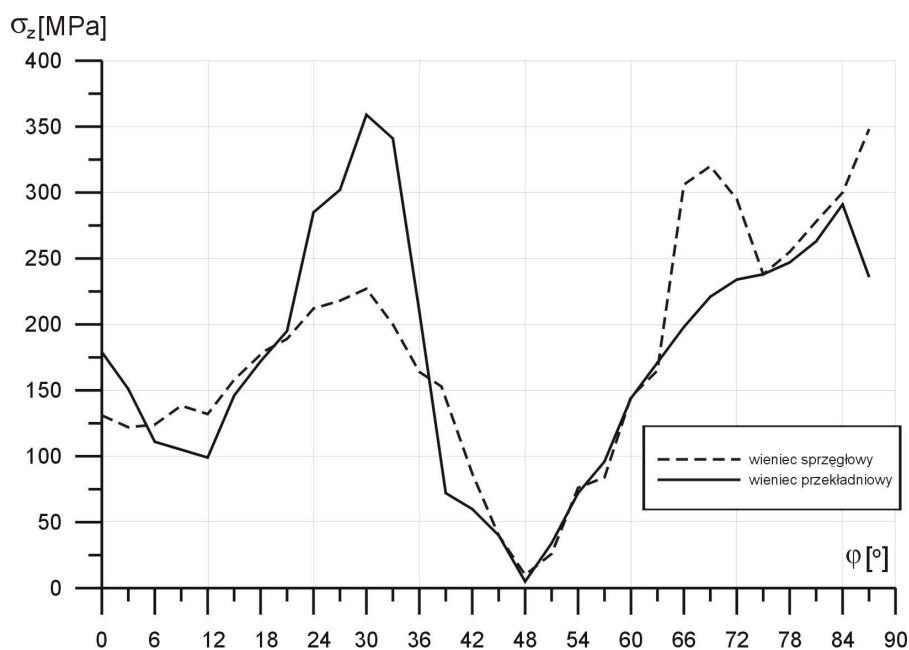
Rys. 6. Rozkład naprężeń zredukowanych σ_z na powierzchni modelu koła z dwoma wieńcami, [MPa]



Rys. 7. Rozkład naprężeń zredukowanych σ_z w obszarze działania rolki generatora

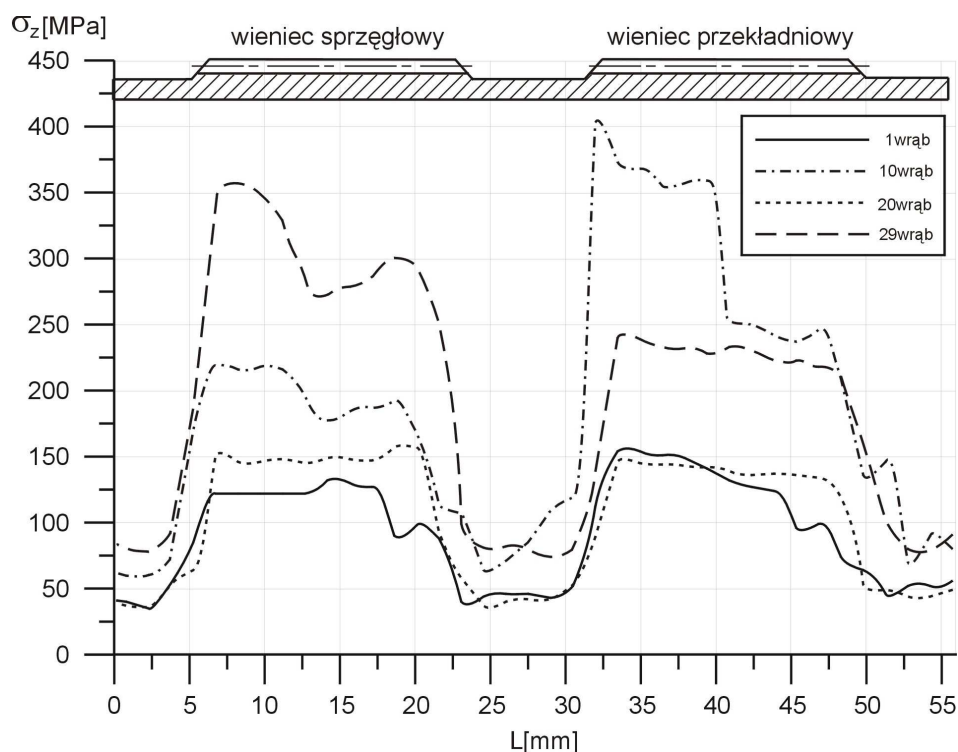
Na rys. 8 przedstawiono wykres zmiany wartości naprężeń zredukowanych w kolejnych wrębach międzyzębnych wieńca przekładniowego

i sprzęgłowego w zakresie kąta $\varphi = 0^\circ \div 90^\circ$. W przypadku wieńca przekładniowego rozkład naprężeń jest podobny do uzyskanego w wyniku obliczeń przeprowadzonych na modelu dwuwymiarowym, w płaskim stanie odkształcenia. Różnica wartości naprężeń w miejscu działania rolki jest wynikiem nieuwzględnienia w modelu płaskim krzywej przejścia z wieńca na korpus cylindryczny koła. Jest to bowiem obszar występowania największych koncentracji naprężeń. W przypadku wieńca sprzęgłowego naprężenia w obszarze działania generatora ($\varphi = 21^\circ \div 38^\circ$) są znacznie mniejsze w porównaniu z wieńcem przekładniowym. Sytuacja jest odwrotna w pobliżu małej osi generatora ($\varphi = 63^\circ \div 75^\circ, 84^\circ \div 90^\circ$) gdzie w wieńcu sprzęgłowym widoczny jest znaczny wzrost wartości naprężeń zredukowanych.



Rys. 8 Wykres rozkładu naprężeń zredukowanych σ_z w przekroju poprzecznym wieńca przekładniowego i sprzęgłowego

Rozkłady naprężeń zredukowanych σ_z w przekrojach wzdłużnych przechodzących przez 1, 10, 20 i 29 wręb przedstawiono na rys. 9 Uzyskane wyniki potwierdzają wcześniejsze wnioski sformułowane na podstawie obliczeń przeprowadzonych dla modeli płaskich.



Rys. 9 Wykres rozkładu naprężeń zredukowanych σ_z w przekrojach wzdłużnych przechodzących przez 1, 10, 20 29 wręb międzyzębny

Największe spiętrzenie naprężeń σ_z występują w obszarze krzywej przejścia z wieńca przekładniowego na środkowy korpus cylindryczny w miejscu działania rolki (10 wręb). Stosunkowo wysokie gradienty naprężeń σ_z występują również w pobliżu małej osi generatora w wieńcu sprzęgłowym (29 wręb).

4. WNIOSKI

Analizę przeprowadzono w celu wstępnego określenia stanu naprężeń w kole podatnym z dwoma wieńcami. Ustalono strefy występowania niebezpiecznych gradientów naprężeń głównie w miejscu oddziaływania rolki generatora w wieńcu przekładniowym, w małej osi generatora jak i na krzywej przejścia z wieńca przekładniowego na korpus cylindryczny. Na podstawie uzyskanych wyników następnym krokiem będzie podjęcie próby zminimalizowania niebezpiecznych naprężeń w wymienionych strefach poprzez zmianę postaci konstrukcyjnej koła podatnego.

LITERATURA

- [1] Algor ViziCad – Geometric Modeling and Visualization. Pittsburgh 1990,
- [2] Kudasik T.: Konstrukcyjne uwarunkowania rozkładu naprężeń w kołach podatnych zębatych przekładni falowych. Rozprawa doktorska, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów 2005.
- [3] Mijał M.: Synteza falowych przekładni zębatych. Zagadnienia konstrukcyjno-technologiczne. Oficyna Wyd. Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 1999.
- [4] Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T.: Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław.
- [5] Zienkiewicz O. C.: The Finite Element Method. Butterworth Heinemann, Oxford, 2000.

STRESS ANALYSIS IN FLEXIBLE WHEEL WITH DOUBLE TOOTHED RIM

This paper presents results of the stress distribution in flexible gear with double toothed rim. The evaluation of stress distribution was performed with commercial FEA software. In the first step a two-dimensional, and next, the three-dimensional analysis was performed. The dangerous areas of wheel of harmonic drive were marked and described.