

Michał JUZEK¹

Opiekun naukowy: Grzegorz WOJNAR²

WPLYW BUDOWY WEWNĘTRZNEJ KOŁA ZĘBATEGO NA CZĘSTOTLIWOŚCI MODALNE

Streszczenie: W pracy przedstawiono wyniki badań z wykorzystaniem geometrycznego modelu koła zębatego oraz metody elementów skończonych. Celem badań było wyznaczenie częstotliwości modalnych oraz określenie wpływu wybranych modyfikacji konstrukcji wewnętrznej koła na ich wartości. Analiza wyników wykazała znaczący wpływ konstrukcji wewnętrznej koła na wartości częstotliwości modalnych analizowanych kół.

Słowa kluczowe: drgania przekładni zębatej, wibroaktywność przekładni, częstotliwości modalne kół zębatych

IMPACT OF THE INTERNAL CONSTRUCTION OF A GEAR ON MODAL FREQUENCIES

Summary: The paper presents the results of research with the use of the geometric model of the gears and the finite element analysis. The aim of the research was to determine the modal frequencies and the impact of selected modifications of the gear internal structure on the obtained values of modal frequencies. The analysis results showed a significant influence of the internal gear structure on the modal frequency values of the analyzed gears.

Keywords: gearbox vibrations, gearbox vibroactivity, modal frequencies of gears

1. Wstęp

Przekładnie zębate stanowią kluczowy podzespół wielu układów przeniesienia napędu i dzięki licznym zaletom z powodzeniem znajdują zastosowanie w wielu środkach transportu [1,2]. Pomimo stopniowo zwiększającej się liczbie alternatywnych napędów środków transportu, w szczególności pojazdów samochodowych, często mylnie uważanych za rozwiązania niewymagające konieczności stosowania różnego rodzaju przekładni zębatych, zauważalny jest

¹mgr inż., Politechnika Śląska, Wydział Transportu i Inżynierii Lotniczej, email: michal.juzek@polsl.pl

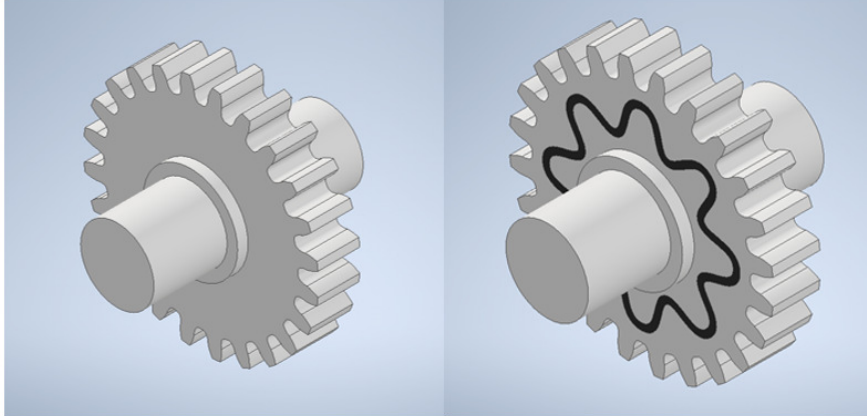
²dr hab. inż. prof. PŚ., Politechnika Śląska, Wydział Transportu i Inżynierii Lotniczej, email: grzegorz.wojnar@polsl.pl

wzrost zgłoszeń patentowych wiodących firm z branży układów przeniesienia napędu dotyczących innowacyjnych rozwiązań konstrukcyjnych kół zębatych oraz pozostałych elementów przekładni. W przypadku środków transportu niezwykle istotnym jest dążenie do projektowania cichych pod względem drgań i hałasu układów napędowych. Wynika to nie tylko z potrzeby zapewnienia wymaganej wytrzymałości i niezawodności przeniesienia napędu będącego kluczowym układem środka transportu, ale również ma na celu zwiększenie komfortu pasażerów oraz pozostałych użytkowników.

Tematyka wiobroaktywności przekładni podejmowana jest w wielu światowych publikacjach naukowych. Zawarte w nich prace badawcze skierowane są na poszukiwanie możliwości ograniczenia emisyjności drganiowej przekładni w wielu obszarach takich jak modyfikacje konstrukcji elementów wewnętrznych przekładni, wpływ kształtu i uźebrowania korpusu, czy dobór charakterystyk sprzęgieł podatnych [3-5]. Należy jednak zaznaczyć, że jednym z głównych obszarów będącym źródłem drgań w trakcie pracy przekładni jest strefa zazębienia[1,2]. Ograniczenie transmisji drgań z ww. obszaru na pozostałe elementy przekładni może skutkować znaczącym obniżeniem emisyjności drgań i hałasu całej przekładni. W tym celu poszukuje się rozwiązań umożliwiających tłumienie drgań już na odcinku strefa zazębienia – korpus przekładni, a do ich oceny coraz częściej wykorzystywane są modele geometryczne przekładni oraz analizy MES [6-9]. Jednym z takich rozwiązań jest opisana w zgłoszeniu patentowym P.435585 innowacyjna konstrukcja koła zębatego, którego zaletą jest możliwość ograniczenia transmisji drgań ze strefy zazębienia na pozostałe elementy przekładni. W pracy przedstawiono wyniki badań mających na celu ustalenie oraz porównanie częstotliwości modalnych koła o klasycznej budowie względem koła modyfikowanego według zgłoszenia patentowego P.435585.

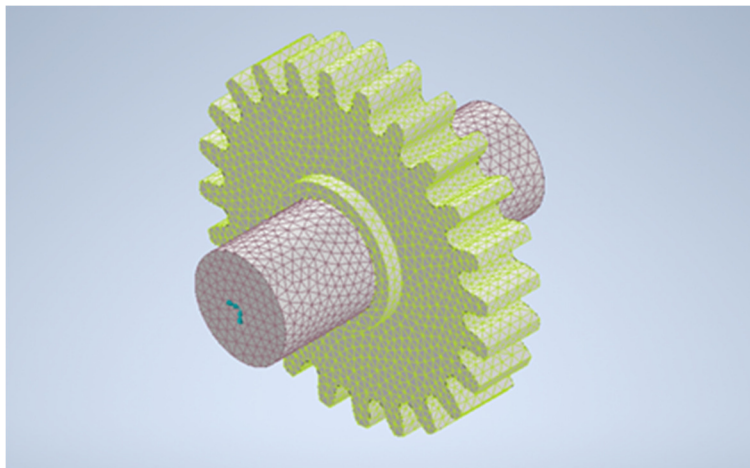
2. Opis wykonanych badań

W celu wyznaczenia częstotliwości modalnych analizowanych konstrukcji kół zębatych wykorzystano utworzone w środowisku CAD ich trójwymiarowe modele. Do symulacji wykorzystano koło zębate o klasycznej wewnętrznej budowie oraz innowacyjne rozwiązanie zaproponowane w zgłoszeniu patentowym oznaczonym numerem P.435585. Innowacyjność rozwiązania polega na modyfikacji jego wewnętrznej części skutkującej rozdzieleniem piasty koła oraz wieńca zębatego. Podział koła zrealizowany jest za pomocą rowka, którego kształt zbliżony jest do krzywej sinusoidalnej, o osi odciętych stanowiącej okrąg umieszczony koncentrycznie względem osi obrotu koła. Rowek rozdzielający wypełniony jest materiałem o znacznie większym współczynniku tłumienia drgań niż materiał, z którego wykonano pozostałe części koła. Taka konstrukcja koła zębatego ma na celu ograniczenie propagacji drgań powstałych w strefie zazębienia na pozostałe elementy przekładni oraz umożliwia częściową kompensację ochyłek wykonania skutkujących nierównomiernym rozkładem obciążenia na szerokości zazębienia.



Rysunek 1. Modele badanych kół zębatych wraz z fragmentem wału. Po lewej koło o klasycznej budowie, po prawej koło o innowacyjnej konstrukcji według zgłoszenia patentowego P.435585

Utworzone w środowisku CAD modele kół zębatych przebadano z wykorzystaniem oprogramowania Autodesk Nastran, w celu wyznaczenia częstotliwości modalnych obu konstrukcji. W zdefiniowanym modelu jako materiał koła wykorzystano stal o oznaczeniu AISI 5160 434, natomiast jako materiał podatny stanowiący wypełnienie rowka kauczuk nitrylowy. Dla każdego badanego modelu utworzono siatkę oraz zadano identyczne warunki brzegowe. Zwrócono uwagę również na powierzchnię kontaktu części składowych modyfikowanego koła z materiałem podatnym wypełniającym rowek. Jako rodzaj kontaktu między ww. elementami zdefiniowano funkcję *bonded*, czyli „związany”, odwzorowując opisaną w zgłoszeniu patentowym konstrukcję. Analizowane konstrukcje kół osadzono na identycznych geometrycznie wałach, którym przypisano te same właściwości materiałowe.



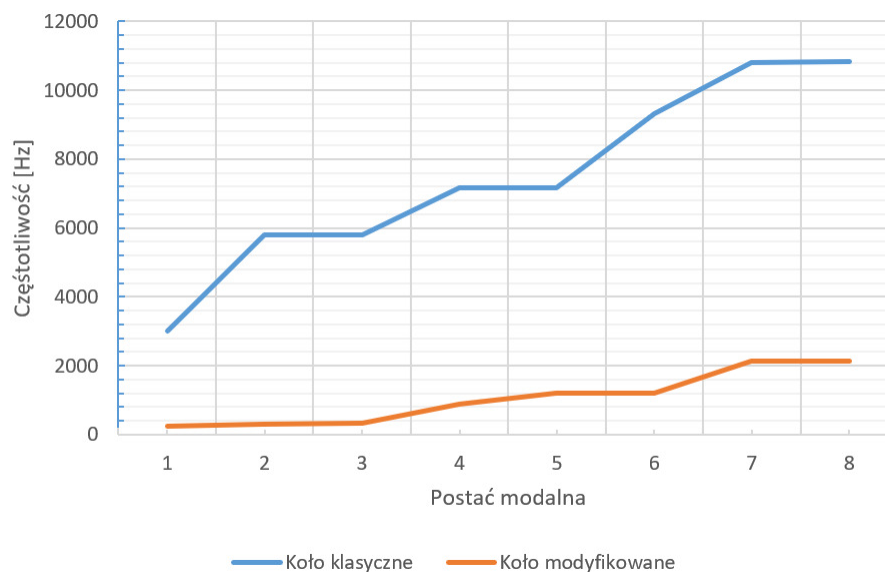
Rysunek 2. Przykładowa siatka utworzona w oprogramowaniu Autodesk Nastran.

3. Wyniki przeprowadzonych badań

Dla każdego analizowanego modelu koła zębatego wyznaczono pierwszych osiem postaci własnych. Rezultaty uzyskane w wyniku przeprowadzonych symulacji przedstawiono poniżej. W tabeli nr 1 zestawiono uzyskane częstotliwości kolejnych postaci dla obu badanych rozwiązań konstrukcyjnych koła. Uzyskane wartości zilustrowano także na rysunku nr 3.

Tabela 1. Częstotliwości kolejnych postaci własnych

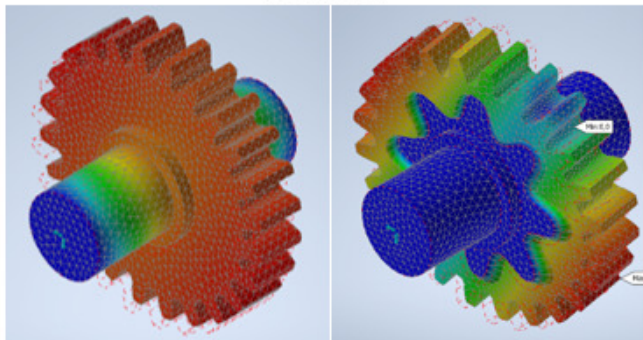
Postać modalna	Częstotliwość [Hz]	
	Koło klasyczne	Koło modyfikowane
1	3006	245
2	5797	301
3	5807	315
4	7163	894
5	7180	1190
6	9323	1192
7	10812	2124
8	10822	2130



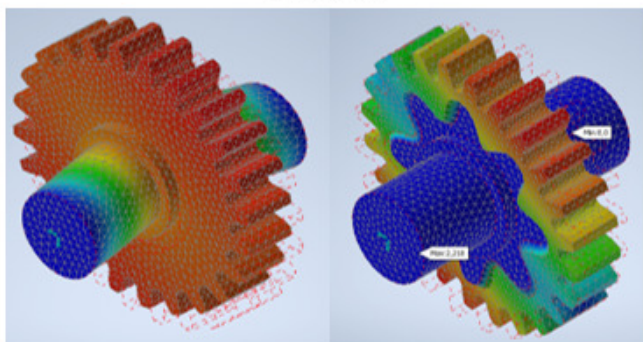
Rysunek 3. Wykres przedstawiający częstotliwości kolejnych postaci własnych

Na rysunku nr 4 przedstawiono graficznie przemieszczenia elementów analizowanych konstrukcji kół dla wybranych wyznaczonych postaci własnych.

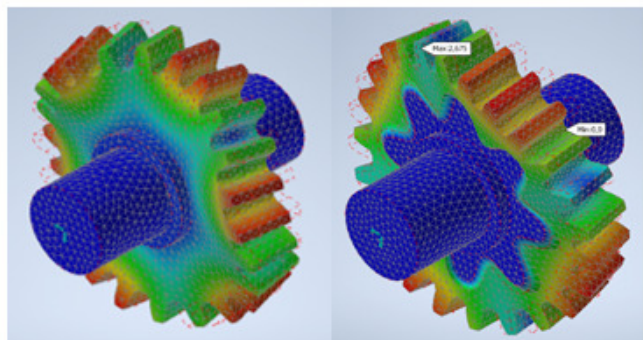
Postać 2



Postać 3



Postać 8



Rysunek 4. Graficzne przedstawienie wybranych wyników – przemieszczenia badanych elementów

4. Podsumowanie

Analiza otrzymanych w wyniku przeprowadzanych badań częstotliwości modalnych obu konstrukcji wykazała znaczne różnice między klasyczną budową koła

zębatego, a jego modyfikowaną wersją według opisu zawartego w zgłoszeniu patentowym. Rozbieżności uzyskanych wartości częstotliwości modalnych dla poszczególnych postaci osiągały poziom rzędu wielkości. Fakt ten jest szczególnie istotny w przypadku zastosowania koła modyfikowanego, ponieważ w trakcie pracy przekładni częstotliwości zaszeregowania mogą zbliżyć się do wyznaczonych wartości częstotliwości modalnych, a taka sytuacja może skutkować niepożądanym zwiększeniem wibroaktywności przekładni. Ponadto z uwagi na fakt, iż przedstawiona w pracy analiza została wykonana dla wybranego przypadku geometrycznego rowka rozdzielającego oraz wybranych materiałów koła i wypełnienia rowka, zaleca się wykonanie dalszych badań w celu ustalenia amplitud oraz widm drgań w zależności od przenoszonego obciążenia oraz pozostałych parametrów pracy przekładni. Poszerzone analizy rozwiązania konstrukcyjnego koła pozwolą na dokładniejszą ocenę słuszności zastosowania koła modyfikowanego w określonym przypadku.

LITERATURA

1. ŁAZARZ B.: Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej jako podstawa projektowania. Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji, Katowice-Radom 2001.
2. WILK A., ŁAZARZ B., MADEJ H.: Wibroaktywność przekładni zębatych. Wpływ cech konstrukcyjnych i zużycia elementów na wibroaktywność układów napędowych z przekładniami zębatymi. Wydawnictwo Naukowe Instytut Technologii Eksploatacji. Katowice-Radom 2009.
3. Figlus T., Wilk A., Madej H.: A study of the influence of ribshape on the geartransmissionhousingvibroactivity. *Transport Problems* 5(2010)1, 63-69.
4. ŁAZARZ B., PERUŃ G.: Influence of constructionfactors on the vibrationalactivity of the gearing. *Transport Problems* 7(2012)2, 95-102.
5. WOJNAR G.: Minimization of dynamicforces in gearmeshing by selection of the flexiblecouplingsparameters, *Journal of Kones. Powertrain and Transport* 17(2010)3, 497-504.
6. WANG G., CHEN L., YU L., ZOU S.: Research on the dynamictransmission error of a spurgearpair with eccentricities by finite element method. *Mechanism and Machine Theory* 109(2017), 1-13.
7. YANJUN P., NING Z., PENGYUAN Q., MENGQI Z., WANG, L., RUCHUAN, Z.: Anefficient model of loaddistribution for helicalgears with modification and misalignment. *Mechanism and Machine Theory* 121(2018),151-168.
8. SHUTING LI.:Effects of machiningerrors, assemblyerrors and toothmodifications on loadingcapacity, load-sharing ratio and transmission error of a pair of spurgears.*Mechanism and Machine Theory* 42(2007), 698-726.
9. KORKA Z., GILLICH N.: Modal Analysis of Helical Gear Pairs with VariousRatios and HelixAngles. *RomanianJournal of Acoustics and Vibration* 2/2017, vol. XIV, 91-96.