

Grzegorz PERUŃ

WPŁYW WYBRANYCH CZYNNIKÓW KONSTRUKCYJNYCH I EKSPLOATACYJNYCH NA WIBROAKTYWNOŚĆ PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

Streszczenie. W artykule zaprezentowano wybrane wyniki obliczeń, których celem było określenie wpływu kilkunastu czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na zjawiska dynamiczne zachodzące w przekładniach zębatych. Wpływ tych czynników na wibroaktywność został wyznaczony na podstawie badań symulacyjnych prowadzonych z wykorzystaniem modelu stanowiska FZG dla przekładni badanej z uwzględnieniem różnych warunków eksploatacyjnych.

DER EINFLUSS DER GEWÄHLTEN KONSTRUKTIONS- UND BETRIEBSFAKTOREN AUF SCHWINGUNGSAKTIVITÄT DES RÄDERGETRIEBES

Zusammenfassung. Der Artikel präsentiert Ergebnisse der Berechnungen, deren Ziel war die Bezeichnung des Einflusses der Konstruktions- und Betriebsfaktoren auf dynamische Phänomene gelangend in Zahnradgetrieben. Der Einfluss der Faktoren war mit Ausnutzung des Modells der FZG Prüfstand mit Berücksichtigung verschiedener Exploitationsbedingungen bestimmt.

1. WPROWADZENIE

Aktywność wibroakustyczna przekładni zębatych, zaliczanych do złożonych, nieliniowych generatorów drgań mechanicznych, stanowi od lat cel badań wielu ośrodków naukowych i badawczych. Z dotychczasowych badań wynika m.in., że korpus przekładni generuje hałas głównie na skutek pobudzenia do drgań przez wały i łożyska. Redukcję drgań i hałasu można więc osiągnąć zarówno przez kształtowanie korpusu przekładni, jak i przez odpowiedni dobór parametrów konstrukcyjnych kół zębatych, łożysk i innych elementów. Istotne znaczenie w procesie optymalizacji konstrukcji przekładni ma również uwzględnienie warunków jej eksploatacji.

Ograniczenie wibroaktywności podyktowane jest coraz wyższymi wymaganiami ekonomicznymi, konstrukcyjnymi i eksploatacyjnymi, stawianymi przed przekładniami

zębataymi. Skutkuje to koniecznością rozwiązania przez konstruktorów coraz bardziej skomplikowanego zadania, na które składa się nieustannie rosnąca liczba często przeciwstawnych kryteriów. Rozwiązanie tego zadania w wielu przypadkach staje się możliwe jedynie w wyniku zastosowania technik symulacyjnych.

W obliczeniach symulacyjnych skorzystać można ze znanych z literatury modeli przekładni zębatach. Zakres ich możliwości badawczych jest różny i wynika często z pierwotnego zastosowania tych modeli. Przedstawione wyniki obliczeń symulacyjnych uzyskano z autorskiego modelu dynamicznego stanowiska z przekładniami pracującymi w układzie mocy krążącej (FZG), który, dzięki swojej złożoności, umożliwia prowadzenie badań szerokiej grupy czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych oraz pozwala na wyznaczenie m.in. sił w zazębieniu przekładni, a także sił i przyspieszeń drgań w łożyskach [6, 11]. Nie pomija również istotnych parametrów opisujących konstrukcję przekładni oraz wzajemnych sprzężeń, czego nie umożliwiają mniej rozbudowane modele. Analiza wyników uzyskanych z wykorzystaniem modelu pozwala wyznaczyć drogi optymalizacji konstrukcji przekładni zębatach pracujących w układach napędowych.

2. METODA BADAŃ

Podstawę obliczeń stanowiły zestawy danych wejściowych, zawierające informacje o wszystkich uwzględnionych w modelu parametrach określonych na stanowiskach FZG. Planując realizację badań założono, że zmiany analizowanych czynników konstrukcyjnych, technologicznych oraz eksploatacyjnych (z wyłączeniem prędkości obrotowej i obciążenia), odnoszą się wyłącznie do przekładni badanej stanowiska.

W obliczeniach symulacyjnych założono również, że współpracujące koła obarczone są odchyłkami podziałki zębów o wartościach wygenerowanych z użyciem generatora liczb losowych o rozkładzie normalnym. Maksymalne wartości odchyłek podziałek, a także wartości odchyłek położenia zarysu, przyjmowano na podstawie normy PN-ISO 1328-1:2000 i odpowiadały one dopuszczalnym wartościom określonym dla danej klasy. Podstawowe parametry kół zębatach zamontowanych w przekładni badanej stanowiska, które uwzględniono w obliczeniach symulacyjnych, zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1
Uwzględnione w badaniach numerycznych parametry kół zębatach

Przekładnia badana stanowiska FZG	
Liczba zębów zębownika, z_1 [-]	16
Liczba zębów koła, z_2 [-]	24
Moduł, m [mm]	4,5
Nominalny kąt przyporu, α_0 [°]	20
Odległość osi współpracujących kół, a_w [mm]	91,5
Współczynnik korekcji zębownika, x_1 [-]	0,316
Współczynnik korekcji koła, x_2 [-]	0,048
Szerokość zazębienia, b [mm]	20
Czołowy wskaźnik zazębienia, ε_α [-]	1,428

Podczas obliczeń symulacyjnych, spośród wszystkich wyznaczanych wielkości do dalszej analizy rejestrowano przebiegi czasowe m.in.:

- prędkości obrotowej i momentu obrotowego silnika;
- całkowitej siły międzyzębnej w przekładni badanej;
- sił międzyzębnych przenoszonych przez pojedyncze pary zębów w przekładni badanej stanowiska FZG, wraz z numerami zębów znajdujących się w przyporze;
- sił i prędkości drgań poprzecznych w łożyskach przekładni badanej.

W wyniku każdej symulacji uzyskano przebiegi czasowe żądanych wielkości podczas pracy przekładni, z okresu pięciu obrotów koła po zakończonym rozbiegu. Dla zachowania porównywalności wyników zapis każdorazowo rozpoczynano od chwili wejścia w przypór pierwszego zęba zębniaka z pierwszym zębem koła. Obliczenia wykonywano przy założeniach, że minimalna liczba próbek, przypadająca na okres współpracy zębów na podziałce zasadniczej, wynosi 1000 oraz obliczenia prowadzone są, niezależnie od rodzaju zazębienia, w 25 punktach na szerokości koła.

Analizę zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładni prowadzono przede wszystkim na podstawie wartości sił dynamicznych w zazębieniach, w poszczególnych elementarnych przekrojach kół, które wraz z numerami zębów, pozwoliły na wyznaczenie sumarycznych sił międzyzębnych, przenoszonych przez kolejne współpracujące pary zębów. Wartości sił międzyzębnych określonych dla wszystkich par zębów znajdujących się w przyporze pozwoliły na obliczenie całkowitej siły międzyzębnej.

Na podstawie wyznaczonych sił przenoszonych przez kolejne pary zębów oraz całkowitej siły międzyzębnej obliczano wartości współczynników dynamicznych. Do oceny wibroaktywności wykorzystano także wartości średnie sił oraz wartości skuteczne prędkości drgań poprzecznych w łożyskach przekładni.

3. WYBRANE WYNIKI BADAŃ

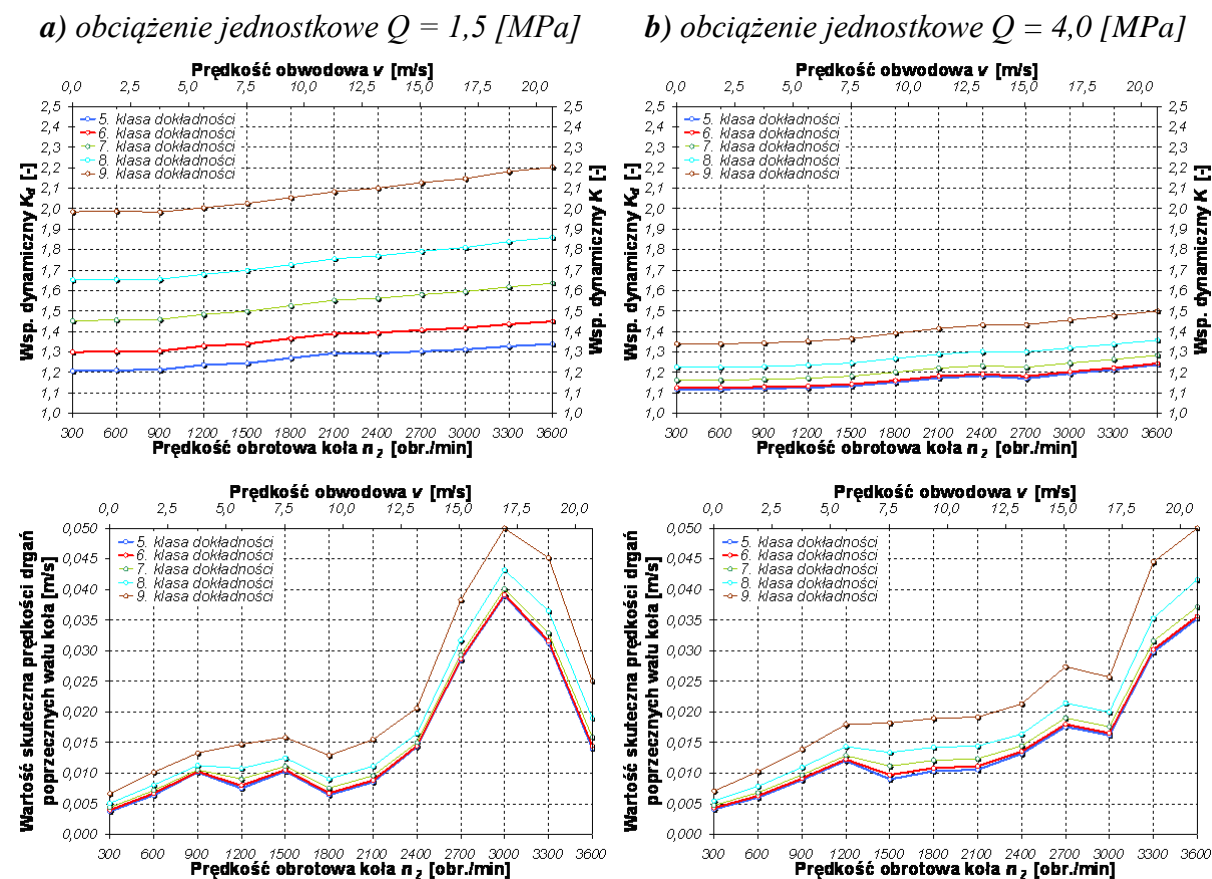
Wartości nadwyżek dynamicznych w istotny sposób zależą od klasy dokładności wykonania kół zębatych. Z tego powodu badania numeryczne przeprowadzono w szerokim zakresie prędkości obrotowych i obciążeń. Wartości obciążenia jednostkowego Q wynosiły od 1,5 do 4,0 [MPa]. Dla każdej wartości obciążenia jednostkowego obliczenia wykonano dla dziesięciu prędkości obrotowych wału koła, równomiernie rozłożonych w przedziale $n_2 \approx 300 - 3000$ [obr/min]. Odpowiadało to prędkościom wału zębniaka z zakresu $n_1 \approx 450 - 4500$ [obr/min].

Rozpatrzono wpływ klasy dokładności wykonania na dynamikę pracy przekładni w następujących przypadkach:

- przekładnia z odchyłkami podziałki f_{pt} ;
- przekładnia z ujemną sumaryczną odchyłką położenia zarysu zębów $f_{Ha1} + f_{Ha2}$;
- przekładnia z dodatnią sumaryczną odchyłką położenia zarysu zębów $f_{Ha1} + f_{Ha2}$;
- przekładnia obciążona jednocześnie odchyłkami podziałki f_{pt} oraz ujemną sumaryczną odchyłką położenia zarysu zębów $f_{Ha1} + f_{Ha2}$;
- przekładnia obciążona jednocześnie odchyłkami podziałki f_{pt} oraz dodatnią sumaryczną odchyłką położenia zarysu zębów $f_{Ha1} + f_{Ha2}$.

Obliczenia przeprowadzono dla wartości odchyłek określonych klasami dokładności od 5. do 9., czyli klas najczęściej stosowanych w przekładniach zębatych. Dla każdej klasy dokładności przyjęto taki sam rozkład odchyłek podziałek zębów.

Wpływ klasy dokładności oraz prędkości obrotowej i obwodowej na wartości współczynników dynamicznych oraz wartości skuteczne prędkości drgań poprzecznych wału zębnika i wału koła, w przypadku zazębienia prostego, przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Wpływ klasy dokładności oraz prędkości obrotowej na wartości współczynników dynamicznych oraz wartości skuteczne prędkości drgań poprzecznych wałów; obciążenie: a) $Q = 1,5$ [MPa], b) $Q = 4,0$ [MPa] [11]

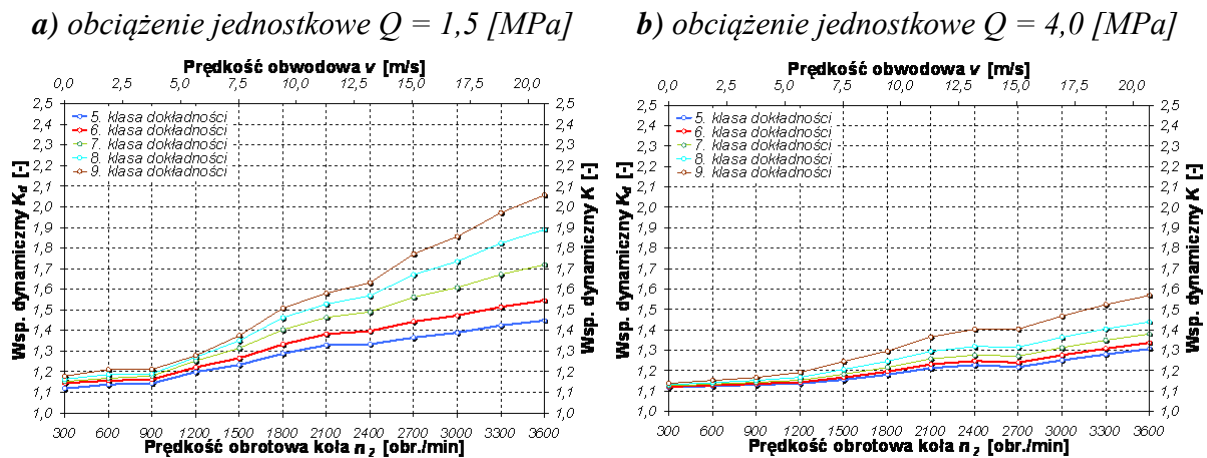
Bild. 1. Der Einfluss der Klasse der Genauigkeit und der Drehzahl auf die Werte dynamischer Koeffizienten und die Effektivwerte der Geschwindigkeiten der Wällequerschwingungen; die Belastung: a) $Q = 1,5$ [MPa], b) $Q = 4,0$ [MPa] [11]

Wskutek różnych wartości odchyłek cyklicznych zarysu zębów współpracujących kół, sumaryczna odchyłka współpracy zazębienia może mieć różny znak: dodatni lub ujemny. Znak tej odchyłki ma istotny wpływ na wartości obciążeń dynamicznych kół, zwłaszcza o zębach prostych.

Przekładnia z ujemną sumaryczną odchyłką położenia zarysu zębów charakteryzuje się bardzo wysokimi wartościami współczynników dynamicznych, niezależnie od prędkości obrotowej. Wartości przeniesionego obciążenia przez poszczególne pary zębów są prawie czterokrotnie wyższe od wartości nominalnych w przypadku najniższego z analizowanych obciążeń. Znacznie korzystniejsze warunki pracy występują przy wysokich obciążeniach dla $Q = 4,0$ [MPa] nadwyżki nie przekraczają obciążenia nominalnego ($K_d < 2$).

Dodatnia sumaryczna odchyłka położenia zarysu przyczynia się do złagodzenia wejścia w przypór nowej pary zębów, co potwierdzają uzyskane wyniki. Współczynniki dynamiczne osiągają najniższe wartości spośród wszystkich analizowanych przypadków, wykazują

również dużą zależność od prędkości obrotowej pracy przekładni. Wartości współczynników dynamicznych przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Wpływ klasy dokładności oraz prędkości obrotowej na wartości współczynników dynamicznych; $f_{Ha1} + f_{Ha2} > 0$; obciążenie: a) $Q = 1,5$ [MPa], b) $Q = 4,0$ [MPa] [11]
 Bild. 2. Der Einfluss der Klasse der Genauigkeit und der Drehzahl auf die Werte dynamischer Koeffizienten; $f_{Ha1} + f_{Ha2} > 0$; die Belastung: a) $Q = 1,5$ [MPa], b) $Q = 4,0$ [MPa] [11]

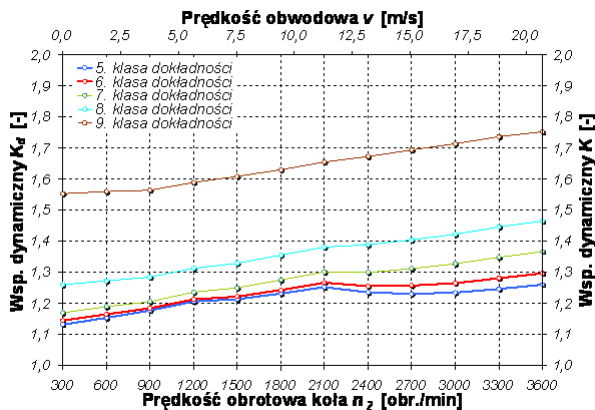
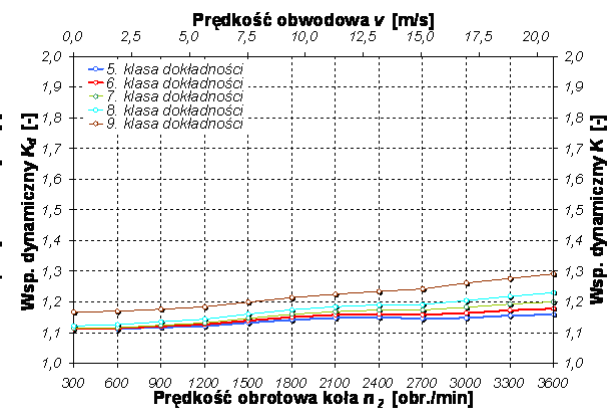
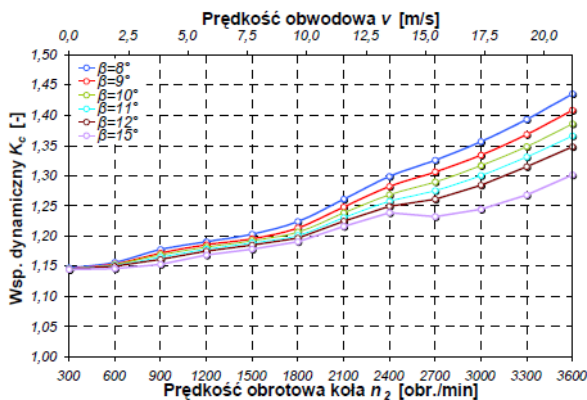
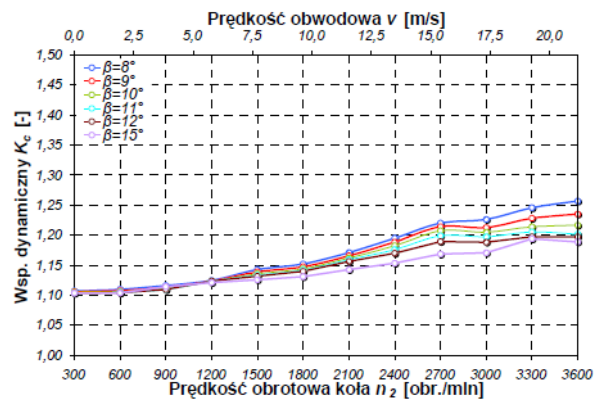
Zazwyczaj przekładnie zębate obarczone są jednocześnie kilkoma rodzajami odchyłek. Wyniki uzyskane z obliczeń pracy przekładni, w której występują odchyłki zarówno podziałki jak i położenia zarysu, wykazują duże podobieństwo do otrzymanych podczas analizy przekładni wyłącznie z odchyłkami położenia zarysu. Obecność odchyłek podziałki wywołała dodatkowy wzrost wartości współczynników, wyraźniej zauważalny dopiero w 9. klasie dokładności wykonania. Podczas pracy przekładni, przy najwyższych analizowanych obciążeniach, wystąpił również nieznaczny przyrost wartości skutecznych prędkości drgań.

Istotne obniżenie nadwyżek dynamicznych obserwuje się po uwzględnieniu w obliczeniach modyfikacji zębów. Zastosowanie modyfikacji przyczyniło się do obniżenia wartości współczynników dynamicznych kół zębatach wykonanych w klasach od 5. do 9. o kilkadziesiąt procent w całym badanym zakresie prędkości obrotowej (rys. 3), w stosunku do kół bez modyfikacji.

Analizując wpływ kąta pochylenia linii zazębienia skośnego, przyjęto w symulacjach parametry kół jak w tabeli 1, natomiast kąt pochylenia linii zębów zmieniano w zakresie $\beta = 8 - 15$ [°]. Założono odchyłki podziałki o wartościach odpowiadających 8. klasie dokładności.

Jak wynika z obliczeń, zastosowanie większych kątów pochylenia zazębienia, a co za tym idzie powiększenie liczby przyporu tego zazębienia, przyczynia się do obniżenia obciążeń dynamicznych przekładni, wyrażonych za pomocą współczynnika K_d , szczególnie w zakresie wyższych prędkości obrotowych, co przedstawiono na rys. 4. Wartości obciążeń dynamicznych kół zębatach mają istotny wpływ na obciążenia dynamiczne węzłów łożyskowych wałów przekładni, a tym samym na wibroaktywność ich korpusów.

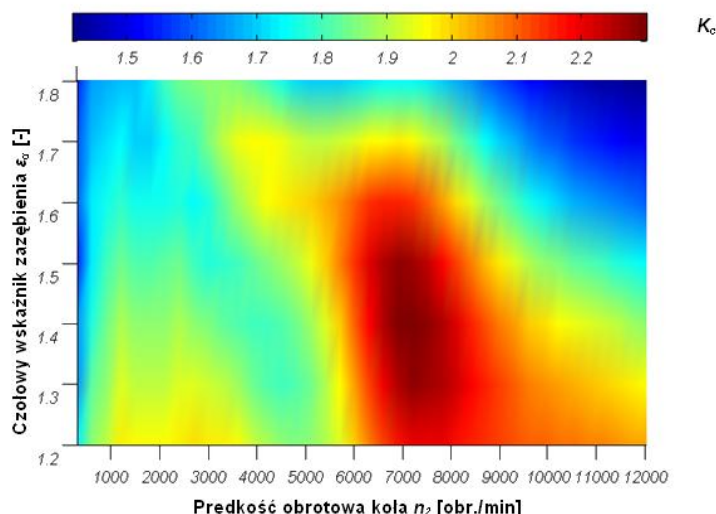
Zastąpienie zazębienia prostego zazębieniem śrubowym, niezależnie od obciążenia, przyczynia się do znacznego ograniczenia zjawisk dynamicznych w przekładni.

a) obciążenie jednostkowe $Q = 1,5$ [MPa]b) obciążenie jednostkowe $Q = 4,0$ [MPa]Rys. 3. Wpływ modyfikacji zarysu (typ A) oraz prędkości obrotowej na wartości współczynników dynamicznych; obciążenie: a) $Q = 1,5$ [MPa], b) $Q = 4,0$ [MPa] [11]Bild. 3. Der Einfluss der Profilkorrektur (Typ A) und der Drehzahl auf die Werte dynamischer Koeffizienten; die Belastung: a) $Q = 1,5$ [MPa], b) $Q = 4,0$ [MPa] [11]a) obciążenie jednostkowe $Q = 1,5$ [MPa]b) obciążenie jednostkowe $Q = 4,0$ [MPa]Rys. 4. Wpływ kąta pochylenia linii zęba oraz prędkości obrotowej na wartości współczynnika dynamicznego; obciążenie: a) $Q = 1,5$ [MPa], b) $Q = 4,0$ [MPa] [11]Bild. 4. Der Einfluss des Schrägungswinkel und der Drehzahl auf die Werte des dynamischen Koeffizienten; die Belastung: a) $Q = 1,5$ [MPa], b) $Q = 4,0$ [MPa] [11]

Analizę wpływu czołowego wskaźnika zazębienia ε_α na wartości współczynnika dynamicznego przeprowadzono na podstawie wyników obliczeń uzyskanych dla par kół o liczbach zębów $z_1=32$, $z_2=48$ i module $m=2,25$ [mm], wykonanych w 6. klasie dokładności. Wartości ε_α z zakresu 1,2 – 1,8 uzyskano przez odpowiedni dobór współczynników skrócenia głowy zęba zębniaka i koła.

Badania każdej pary zębów, różniące się wartością ε_α , wykonano dla prędkości obrotowych wału koła z przedziału $n_2 \approx 300 - 12000$ [obr./min] z krokiem 300 [obr./min], co odpowiadało prędkościom wału zębniaka z zakresu $n_1 \approx 450 - 18000$ [obr./min]. Pozwoliło to na uwzględnienie zarówno zakresu pod- i nadrezonansowego. Przyjęto obciążenie jednostkowe przekładni $Q = 4,0$ [MPa].

Wyniki prezentujące zależność całkowitego współczynnika dynamicznego od prędkości obrotowej koła oraz czołowego wskaźnika zazębienia ε_α przedstawiono na rys. 5.



Rys. 5. Wpływ czołowego wskaźnika zazębienia ε_α oraz prędkości obrotowej koła na wartości współczynnika dynamicznego; przekładnia pracująca pod obciążeniem $Q = 4,0$ [MPa] [11]
 Bild. 5. Der Einfluss der Profilüberdeckung ε_α und der Drehzahl auf die Werte des dynamischen Koeffizienten; die Belastung $Q = 4,0$ [MPa] [11]

Na podstawie wykresu, dla analizowanego przypadku można sformułować następujące wnioski:

- wartości nadwyżek dynamicznych w zakresie prędkości rezonansowych uległy wyraźniejszemu obniżeniu dopiero dla ε_α większego od około 1,7;
- dla wysokich wartości czołowego wskaźnika zazębienia zauważalny jest przyrost współczynnika dynamicznego w zakresie prędkości obrotowych odpowiadających połowie prędkości rezonansu głównego;
- najniższe wartości nadwyżek dynamicznych, w całym zakresie podrezonansowym, zaobserwowano dla przekładni o czołowym wskaźniku zazębienia około 1,5.

4. PODSUMOWANIE

Przeprowadzone badania wykazały, że możliwy jest taki dobór parametrów konstrukcyjnych, który umożliwi redukcję nadwyżek sił dynamicznych w zazębeniach i łożyskach, a także przyczyni się do obniżenia wartości skutecznych prędkości drgań poprzecznych w łożyskach. Przedstawione powyżej wyniki, dotyczące najbardziej podstawowych czterech z kilkunastu przeanalizowanych czynników, pozwalają potwierdzić poprawność kierunku prowadzonych badań, mających na celu redukcję obciążeń dynamicznych, a w konsekwencji również i hałasu.

Badania takie, ze względu na liczbę możliwych kombinacji parametrów, a więc z powodów ekonomicznych i czasowych, są praktycznie możliwe wyłącznie z wykorzystaniem modeli dynamicznych przekładni i układów napędowych. Wykorzystany w badaniach model dynamiczny stanowiska FZG umożliwia prowadzenie takich badań, a poprawność uzyskiwanych wyników potwierdziła seria przeprowadzonych pomiarów laboratoryjnych.

Bibliografia

1. Dąbrowski Z., Klekot G., Radkowski S.: Przyczyny nadmiernej wibroakustycznej aktywności przekładni zębatych. I Konferencja Naukowo – Techniczna Konstrukcja i technologia przekładni zębatych. Przekładnie stożkowe. Warszawa 1992.
2. Dąbrowski Z., Radkowski S., Wilk A.: Dynamika przekładni zębatych. Badania i symulacja w projektowaniu eksploatacyjnie zorientowanym. Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji, Warszawa – Katowice – Radom 2000.
3. Dejl Z., Moravec V.: Způsoby snižování vibrací převodovek. XVI Ogólnopolska Konferencja Naukowo – Techniczna Przekładnie Zębate, II Międzynarodowa Konferencja ICESA 97, Ustroń 1997.
4. Klekot G.: Modyfikacja profilu zęba a własności wibroakustyczne przekładni zębatej. XVIII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Kielce – Ameliówka 1997.
5. Kuryjański R.: Głośność przekładni stożkowych: uwarunkowania konstrukcyjne, technologiczne i organizacyjne. Międzynarodowa Konferencja Naukowo – Techniczna Koła Zębate, Poznań 1996.
6. Łazarz B., Peruń G.: Identification and verification of simulation model of gears working in circulating power system. Diagnostyka nr 4 (52)/2009.
7. Łączkowski R.: Wibroakustyka maszyn i urządzeń. WNT, Warszawa 1983.
8. Müller L.: Przekładnie zębate. Badania. WNT, Warszawa 1984.
9. Müller L.: Przekładnie zębate. Projektowanie. WNT, Warszawa 1979.
10. Niemann G., Winter H.: Maschinenelemente. Band II: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe – Grundlagen, Stirnradgetriebe. Springer-Verlag, Berlin 2003.
11. Peruń G.: Wpływ czynników konstrukcyjnych, eksploatacyjnych oraz technologicznych na wibroaktywność układu napędowego z przekładnią zębatą. Rozprawa doktorska, Politechnika Śląska, Katowice 2010.
12. Ryś J.: Obciążenie dynamiczne na powierzchni zębów przekładni o modyfikowanych zarysach. VIII Konferencja Naukowo – Techniczna Przekładnie Zębate, Katowice 1978.
13. Schönnenbeck G., Siefert M., Weigand M.: Gesichtspunkte zur modernen Getriebeentwicklung am Beispiel einer neuen Baureihe von Kataloggetrieben der Firma P.I.V. Reimers. International Congress Gear Transmissions, Sofia 1995.
14. Vexlex P., Maatar M.: A mathematical model for analyzing the influence of shape deviations and mounting errors on gear dynamic behaviour. Journal of Sound and Vibration 191(5)/1996.
15. Wang Y.: Optimized tooth profile based on identified gear dynamic model. Mechanism and Machine Theory 42/2007.
16. Wilk A.: Wpływ parametrów technologicznych i konstrukcyjnych na dynamikę przekładni o zębach prostych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Mechanika z. 72, Gliwice 1981.
17. Yebra J. H.: Analiza wpływu parametrów konstrukcyjnych na dynamikę zazębienia. Rozprawa doktorska. Politechnika Śląska, Gliwice 1975.