

Henryk MADEJ

MINIMALIZACJA WIBROAKTYWNOŚCI UKŁADÓW NAPĘDOWYCH

Streszczenie. W artykule przedstawiono systemowe podejście do minimalizacji wibroaktywności układu napędowego z przekładnią zębatą. Podstawowym źródłem wymuszeń drgań w przekładni jest zazębienie. Drgania ze strefy zazębienia transmitowane są do obudowy przekładni przez wały i łożyska wywołując efekty wibroakustyczne. Celem pracy było przedstawienie sposobu minimalizacji zjawisk wibroakustycznych w przekładniach zębatych dla określonego poziomu drgań generowanych przez zazębienie. W zaproponowanej metodyce wykorzystuje się obliczenia MES, analizę modalną oraz procedury optymalizacji parametrycznej.

MINIMALISATION OF POWER TRAINS VIBROACTIVITY

Summary. In this paper, a systematic approach to the reduction of gear vibration has been presented. Most vibration energy of a gear system is generated at the gear mesh. The vibration energy is then transmitted to the gearbox housing through the shafts and bearing where the energy causes housing vibration and so - called structure - borne noise. The focus of this work was to design the gearbox housing for minimum vibration for a given level of excitation of gear mesh. A method was developed to reduce the housing vibration via FEM coupled with modal analysis and optimisation techniques.

1. WPROWADZENIE

Układy napędowe jako systemy transformujące energię wymagają optymalizacji funkcjonalnej i energetycznej już na etapie projektowania. Minimalizacja efektów wibroakustycznych w maszynach i urządzeniach technicznych stanowi jedno z podstawowych zadań w budowie maszyn. Algorytm minimalizacji aktywności wibroakustycznej struktur mechanicznych realizuje się najczęściej na podstawie modelu opisującego drogi propagacji energii wibroakustycznej. Integralną częścią łańcucha kinematycznego układu przeniesienia napędu na drodze silnik-odbiornik energii jest przekładnia zębata. Jest ona złożonym obiektem, który stanowi generator drgań mechanicznych [2]. Dynamiczne oddziaływanie przekładni powoduje zaburzenie przenoszonego momentu obrotowego, wzrost poziomu drgań przenoszonych przez konstrukcję i wzrost poziomu hałasu zewnętrznego. Częstotliwości

drgań generowane w zazębieniu przekładni są o rząd wielkości wyższe niż częstotliwości drgań własnych układu napędowego. Układ napędowy stanowi dla drgań generowanych w zazębieniu filtr dolnoprzepustowy, co w istotny sposób ogranicza amplitudy drgań transmitowanych ze strefy zazębienia do układu.

Zakłócenia wibroakustyczne emitowane przez przekładnie wynikają z przyczyn wewnętrznych i zewnętrznych, a charakter ich generacji może być mechaniczny oraz aerodynamiczny. Wewnętrzne przyczyny drgań i hałasu wynikają z konstrukcyjnego sposobu realizacji funkcji celu. Natomiast zewnętrzne przyczyny to wymuszenia mechaniczne i akustyczne działające z zewnątrz na obiekt. Drgająca powierzchnia korpusu przekładni jest głównym emitorem hałasu. Decydującą rolę odgrywają własności rezonansowe obiektu.

W artykule przedstawiono wyniki badań własności rezonansowych obudowy przekładni przy wykorzystaniu eksperymentalnej analizy modalnej i charakterystyk rozruchowo-wybiegowych.

2. METODY IDENTYFIKACJI WŁASNOŚCI DYNAMICZNYCH KONSTRUKCJI MECHANICZNYCH

Podstawą wielu czynności podczas projektowania lub modyfikacji konstrukcji mechanicznych przy rozwiązywaniu problemów z aktywnością wibroakustyczną jest znajomość ich własności dynamicznych. Jedną z metod identyfikacji własności dynamicznych jest eksperymentalna analiza modalna [12]. Polega ona na wymuszeniu ruchu układu, pomiarze wymuszenia i odpowiedzi układu oraz estymacji parametrów modelu modalnego. Jest ona stosowana do celów modyfikacji konstrukcji, diagnostyki oraz weryfikacji i walidacji modeli numerycznych, takich jak modele elementów skończonych i brzegowych. Metoda ta może być realizowana dla obiektów liniowych o stałych parametrach, dla których spełniona jest zasada wzajemności Maxwella [4]. Istnieje wiele metod umożliwiających identyfikację parametrów modalnych, tzn. częstotliwości drgań własnych, postaci drgań oraz współczynników tłumienia. Metody te zasadniczo dzielą się na realizowane w dziedzinie czasu i częstotliwości.

Rozpatrując przypadek identyfikacji parametrów modelu modalnego układu mechanicznego opisanego układem ruchu

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{F} \quad (1)$$

gdzie:

$\mathbf{M}$, $\mathbf{K}$, $\mathbf{C}$ – macierze mas, sztywności i tłumienia,

$\mathbf{F}$ – wektor siły wymuszającej.

otrzymamy w dziedzinie częstości następującą postać równania (1):

$$(-\omega^2 \mathbf{M} + j\omega \mathbf{C} + \mathbf{K})\mathbf{X}(\omega) = \mathbf{F}(\omega) \quad (2)$$

Równanie (2) można zapisać w postaci

$$\mathbf{Z}(\omega)\mathbf{X}(\omega)=\mathbf{F}(\omega) \quad (3)$$

Macierz $\mathbf{Z}(\omega)$ oraz macierz charakterystyk częstościowych (widmowych funkcji przejścia) wiąże zależność:

$$\mathbf{H}(\omega)=\mathbf{Z}(\omega)^{-1} \quad (4)$$

Podstawiając (4) do (3) otrzymujemy:

$$\mathbf{X}(\omega)=\mathbf{H}(\omega)\mathbf{F}(\omega) \quad (5)$$

Dla układu o n stopniach swobody równanie (5) można zapisać w postaci

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & \cdots & H_{1n} \\ H_{21} & H_{22} & \cdots & H_{2n} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ H_{n1} & H_{n2} & \cdots & H_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_n \end{bmatrix} \quad (6)$$

W eksperymentalnej analizie modalnej każdy punkt i ($i = 1, \dots, n$) z sieci punktów pomiarowych odpowiada w modelu przyjętemu stopniowi swobody. Mierzac odpowiedź we wszystkich punktach $l = 1, 2, \dots, n$ wyznacza się kolumnę macierzy charakterystyk oraz parametry modelu modalnego. Do wyznaczania parametrów korzysta się ze związku między przebiegiem charakterystyki (widmowej funkcji przejścia) i parametrami modelu modalnego w postaci:

$$H_{lp} = \frac{X_l(\omega)}{F_p(\omega)} = \sum_{r=1}^n \frac{\varphi_{lr}\varphi_{pr}}{k_r - \omega^2 m_r + j\omega c_r} = \sum_{r=1}^n \frac{\varphi_{lr}\varphi_{pr}}{k_r \left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_r} \right)^2 + 2j\zeta_r \left(\frac{\omega}{\omega_r} \right) \right)} \quad (7)$$

gdzie:

φ_{lr} – element macierzy modalnej,

ω_r – częstość drgań własnych,

ζ_r – modalny współczynnik tłumienia.

Jednym ze sposobów określania właściwości rezonansowych są badania wykonywane w warunkach pracy nieustalonej. Warunki przejściowe lub nieustalone to warunki rozruchu lub wybiegu. Badania w tych warunkach umożliwiają obserwację odpowiedzi układu na różne, często niestacjonarne wymuszenia. W procesie wyznaczania częstotliwości rezonansowych korpusu podczas rozruchu i hamowania na konstrukcję działają wymuszenia eksploatacyjne. Natomiast w analizie modalnej (klasycznej lub eksperymentalnej) parametry modalne identyfikowanego obiektu są wyznaczone na podstawie charakterystyk częstotliwościowych uzyskanych w procesie sterowanego wymuszania drgań i pomiaru odpowiedzi.

Na podstawie widmowych charakterystyk rozruchowych możliwa jest identyfikacja składowych wąskopasmowych o stałych częstotliwościach, które są skutkiem zjawisk rezonansowych lub zjawisk pochodzących z otoczenia przekładni oraz składowych o zmiennych częstotliwościach (częstotliwości obrotowe wałów, częstotliwości zazębienia i inne).

3. SPOSOBY MINIMALIZACJI WIBROAKUSTYCZNEJ PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Minimalizacja aktywności wibroakustycznej przekładni zębatych wymaga analizy mechanizmu powstawania sił dynamicznych w zazębieniu wywołujących drgania, transmisji tych drgań do miejsca wypromieniowania oraz zagadnień związanych z promieniowaniem dźwięku przez korpus. Wynika z tego, że istnieją trzy sposoby zmniejszania emisji hałasu przekładni polegające na minimalizacji:

- drgań w strefie zazębienia,
- efektywności transmisji drgań i dźwięku materiałowego,
- efektywności promieniowania korpusu.

Aktywność wibroakustyczną maszyn określa się za pomocą współczynnika sprawności przetwarzania energii mechanicznej na akustyczną η_a :

$$\eta_a = \frac{N_a}{N_m} = \frac{\rho_o c \eta_r Y^2(\omega) F^2(\omega) S}{N_m} = \eta_r \eta_t \eta_v \quad (8)$$

gdzie:

η_r – współczynnik efektywności promieniowania,

$Y^2(\omega)$ – uśredniony kwadrat admitancji,

$F^2(\omega)$ – efektywna siła pobudzająca,

ρ_o – gęstość powietrza,

c – prędkość dźwięku,

S – powierzchnia,

η_t – współczynnik efektywności transmisji drgań do miejsca wypromieniowania,

η_v – współczynnik efektywności przetwarzania energii mechanicznej na drgania.

Efektywność, przetwarzania energii mechanicznej η_v zależy od czynników konstrukcyjnych, a przede wszystkim od czynników eksploatacyjnych, takich jak luzy, niewyrównoważenie, rozosiowanie itp. mające duży wpływ na emisję hałasu.

Współczynnik efektywności transmisji drgań (η_t) ulega nieznacznym zmianom podczas eksploatacji, należy więc minimalizować go już na etapie konstruowania przekładni.

Efektywność z jaką powierzchnia źródła promieniuje moc do otoczenia, opisywana jest przez współczynnik promieniowania akustycznego (η_r). Wartość współczynnika promieniowania zależy od wielu czynników. W większości przypadków pól akustycznych, gdy pomiędzy wartościami chwilowymi ciśnienia akustycznego i prędkości występują przesunięcia fazowe, mamy do czynienia ze składową aktywną i reaktywną pola. Natężenie dźwięku definiowane jako średnia wartość gęstości strumienia energii akustycznej jest wielkością zespoloną, której część rzeczywista jest natężeniem aktywnym, a część urojona natężeniem reaktywnym. Reaktywna składowa natężenia nie przenosi energii wewnątrz pola, energię w postaci strumienia przepływu przenosi aktywna składowa natężenia [4,13].

W obszarze pola bliskiego natężenie reaktywne znacznie przewyższa wartość natężenia aktywnego. Analiza pola bliskiego drgającej struktury umożliwia identyfikację źródeł drgań na jej powierzchni oraz określenie rozkładu drgań modalnych. Te cechy pola wykorzystuje się w diagnostyce WA maszyn [1]. Do analizy przenoszenia energii w polu akustycznym wykorzystuje się często teorie związane z propagacją źródeł elementarnych takich, jak monopól lub dipól. Często przyjmuje się uproszczony charakter pola akustycznego traktując powierzchnię drgającą jako zbiór elementarnych źródeł punktowych promieniujących fale kulistą rzędu zerowego. Potencjał akustyczny każdego z tych źródeł jest proporcjonalny do składowej normalnej prędkości akustycznej i zależy od kształtu powierzchni.

Impedancja promieniowania pulsującej kuli o promieniu r określona na jej powierzchni dla $r=a$ jest wyrażona następująco:

$$Z_r = \rho_0 c \left[\frac{k^2 a^2}{1 + k^2 a^2} + \frac{i k a}{1 + k^2 a^2} \right] \quad (9)$$

Impedancja jest wielkością zespoloną, jej część rzeczywista jest odpowiedzialna za promieniowanie czynnej mocy akustycznej:

$$N_a = \int_S \operatorname{Re} Z_r v_{sk}^2(a) dS = \rho_0 c v_{sk}^2 S \frac{k^2 a^2}{1 + k^2 a^2} \quad (10)$$

Po podstawieniu za $k = \frac{\omega}{c}$, $\omega_r = \frac{c}{a}$ otrzymamy:

$$N_a = \rho_0 c v_{sk}^2 S \frac{(\omega / \omega_r)^2}{1 + (\omega / \omega_r)^2} \quad (11)$$

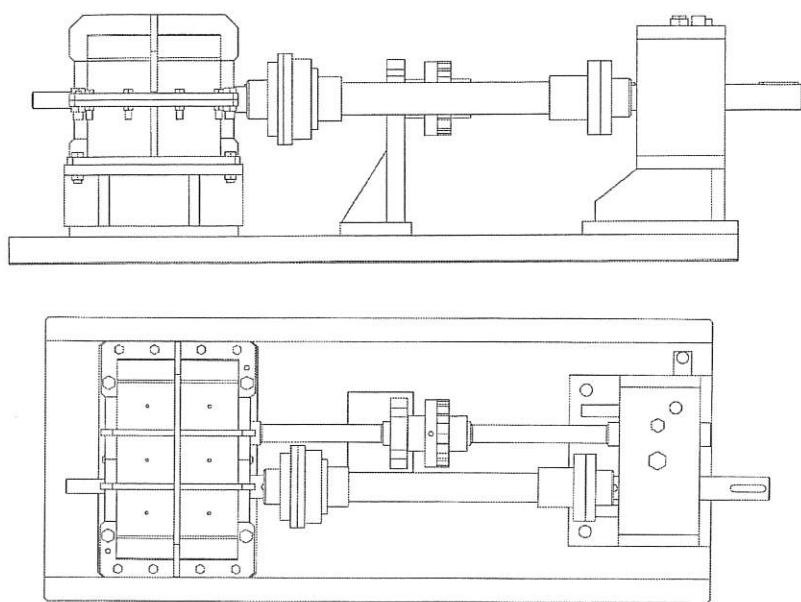
W literaturze poświęconej zagadnieniom modelowania źródeł dźwięku [4,5,6,7] podkreśla się, że współczynnik promieniowania źródeł wyższego rzędu w paśmie częstotliwości pełnego wypromieniowania jest znacznie mniejszy niż odpowiedni współczynnik dla źródła zerowego rzędu. Dlatego wyniki uzyskane dla monopola można traktować jako górną granicę szacowania mocy dźwięku wypromieniowanego przez maszynę. Współczynnik promieniowania źródła zależy od stosunku częstotliwości wymuszenia do częstotliwości drgań własnych. Dla małych częstotliwości wymuszeń w porównaniu z częstotliwościami drgań własnych współczynnik jest bliski zeru, natomiast dla częstotliwości $\omega \gg \omega_r$ jest bliski jedności. Wartość współczynnika promieniowania zależy od czynników eksploatacyjnych, takich jak prędkość obrotowa, obciążenie oraz od przyjętego sposobu jego wyznaczania [6].

4. WYNIKI BADAŃ

W badaniach eksperymentalnych wykorzystano stanowisko mocy krążącej, w którym badano przekładnię połączoną z przekładnią zamykającą poprzez układ wałków łączących, wałek skrętny oraz sprzęgło napinające, służące do zadawania obciążenia (rys. 1).

Straty mocy w układzie uzupełniane były przez asynchroniczny silnik elektryczny napędzający za pośrednictwem przekładni pasowej klinowej wał koła przekładni zamykającej. Silnik zasilano poprzez przemiennik częstotliwości umożliwiający zmianę prędkości obrotowej w zakresie od 0 do 3000 obr./min.

Identyfikacja parametrów modalnych badanej przekładni realizowana była metodą impulsową z wykorzystaniem młotka uderowego PCB086C03 wyposażonego w przetwornik siły umieszczony w głowicy, przy równoczesnej rejestracji sygnału wymuszenia i sygnału odpowiedzi mierzonej za pomocą piezoelektrycznego przetwornika przyspieszeń drgań. Kierunek wymuszenia, jak i kierunek osi symetrii przetwornika przyspieszeń były odpowiednio zorientowane względem obranego układu współrzędnych.



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego z zaznaczonymi punktami pomiarowymi na pokrywie górnej
Fig. 1. Scheme of measuring point positions

Rejestrację sygnałów prowadzono sekwencyjnie dla każdej pary 26 punktów pomiarowych. Celem właściwej korelacji rejestrowanych sygnałów z geometrią badanego obiektu utworzono odpowiedni model geometryczny, na którym oznaczone były punkty wymuszenia i punkty pomiaru odpowiedzi. Wyniki analizy modalnej przedstawiono w tabl. 1.

Tablica 1

Wyniki analizy modalnej badanej przekładni

Numer postaci drgań	Częstotliwość [Hz]	Tłumienie [%]
1	934	0,63
2	1513	0,48
3	2271	0,63
4	2914	0,79
5	3239	1,23
6	3879	0,29
7	4468	0,75

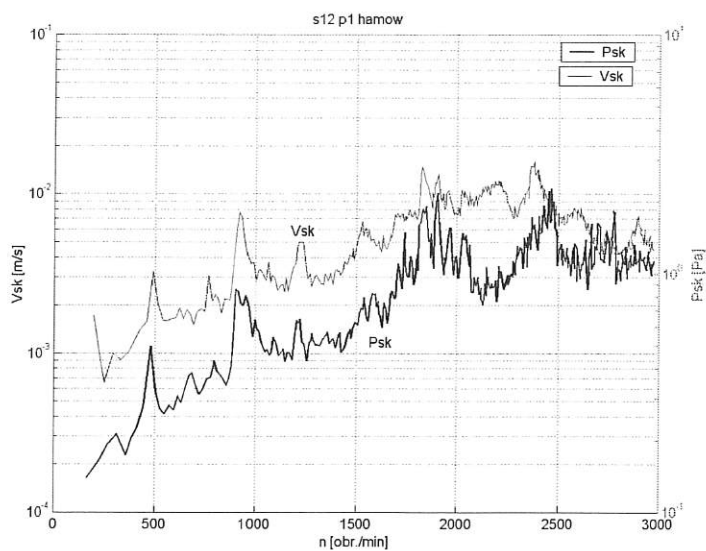
Wyznaczone za pomocą analizy modalnej częstotliwości rezonansowe korpusu przekładni porównano z częstotliwościami określonymi w warunkach pracy nieustalanej podczas rozruchu i hamowania.

Sygnały ciśnienia akustycznego $p(t)$ i prędkości drgań $v(t)$ pokrywy górnej korpusu oraz wałów zostały zarejestrowane podczas rozbiegu i wybiegu (hamowania) układu napędowego.

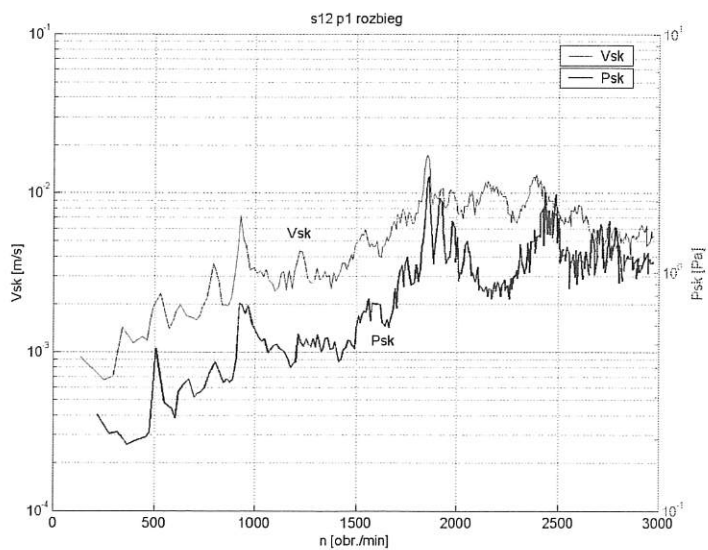
Podczas badań mierzono za pomocą wibrometru laserowego prędkości drgań pokrywy górnej korpusu w kilku wybranych punktach oraz drgania poprzeczne wałów w kierunku działania siły międzyzębnej. Rozbieg i hamowanie przekładni prowadzono w zakresie prędkości od zera do 3000 [obr./min]. Jednocześnie w trakcie pomiarów drgań rejestrowano zmiany ciśnienia akustycznego nad punktami pomiarowymi. Sygnały rejestrowano za pomocą analizatora Siglab z częstotliwością próbkowania 25 600 Hz. Zarejestrowane sygnały zostały uśrednione synchronicznie obrotami zębniaka. Na rysunkach 2 i 3 przedstawiono przebiegi wartości skutecznego ciśnienia akustycznego podczas rozbiegu i hamowania oraz częstotliwość obrotów zębniaka w funkcji czasu.

W celu określenia częstotliwości rezonansowych wykonano analizę sygnału prędkości drgań i ciśnienia akustycznego za pomocą krótkoczasowej transformaty Fouriera.

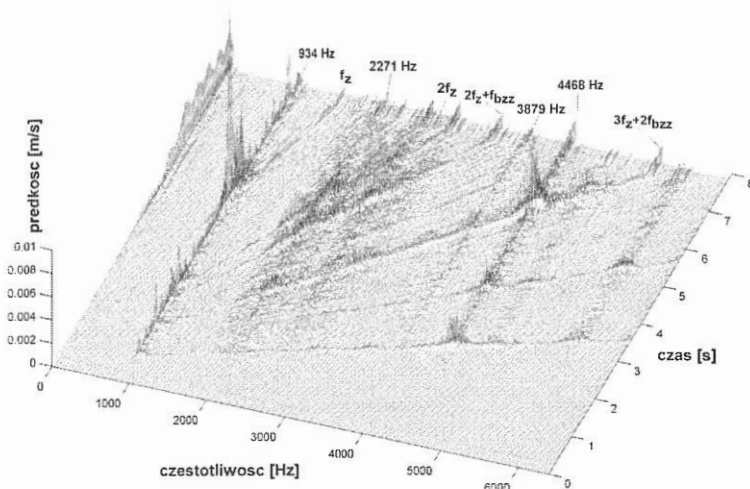
Wyniki analizy czasowo-częstotliwościowej prędkości drgań zarejestrowanej podczas rozbiegu przekładni przedstawiono na rysunku 4. Rozkłady prędkości drgań na płaszczyźnie czas-częstotliwość oraz określone na podstawie tego spektrogramu wartości średnie prędkości drgań pozwalają na łatwą identyfikację częstotliwości rezonansowych. Na wykresie tym zaznaczono częstotliwości zidentyfikowane za pomocą eksperymentalnej analizy modalnej (tablica 1). Wyniki badań wykazują bardzo dużą zgodność z uzyskanymi podczas eksperymentalnej analizy modalnej.



Rys. 2. Zmiany wartości skutecznych ciśnienia akustycznego p_{sk} i prędkości v_{sk} zarejestrowane podczas hamowania
Fig. 2. Changes of sound pressure and vibrations level measured by breaking



Rys. 3. Zmiany wartości skutecznych ciśnienia akustycznego p_{sk} i prędkości v_{sk} zarejestrowane podczas rozbiegu
Fig. 3. Changes of sound pressure and vibrations level measured by running-up



Rys. 4. Rozkład czasowo-częstotliwościowy prędkości drgań korpusu
Fig. 4. Time-frequency distribution of vibration velocity

5. PROJEKTOWANIE PRZEKŁADNI O OBNIŻONEJ AKTYWNOŚCI WIBROAKUSTYCZNEJ

Zagadnienia predykcji poziomu mocy akustycznej generowanej przez przekładnię są ważne ze względu na konieczność spełnienia wymagań określonych przez normy. Wykorzystanie modelu dynamicznego przekładni zębatej w układzie napędowym pozwala badać wpływ wymuszeń wewnętrznych i zewnętrznych na siły dynamiczne w punktach podparcia [8].

Określone na podstawie symulacji siły dynamiczne w węzłach łożyskowych mogą stanowić dane wejściowe w badaniach metodami analitycznymi opartymi na bilansowaniu energii akustycznej takich, jak SEA [11] lub metodami dyskretyzacyjnymi MES i MEB.

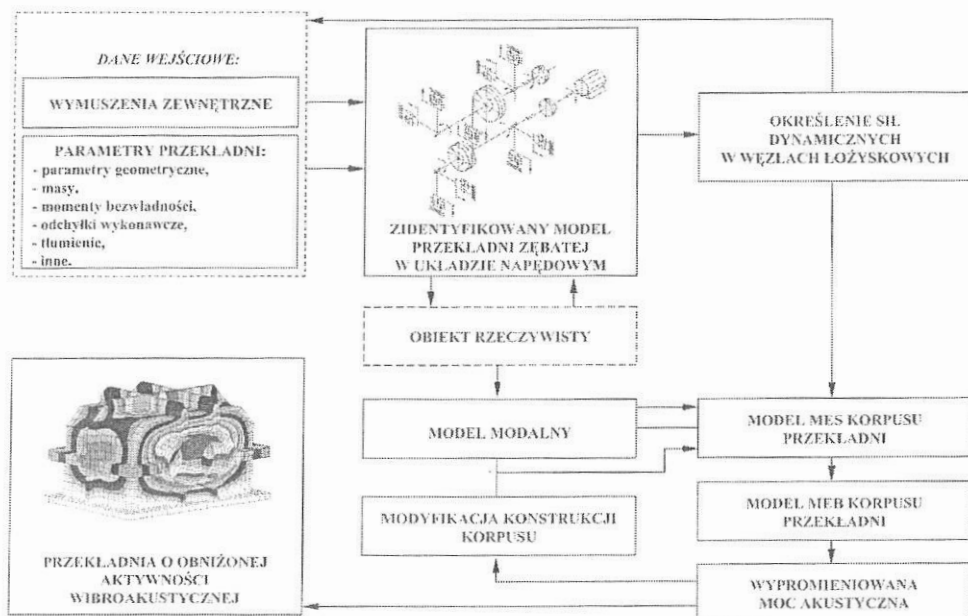
Metodyka postępowania podczas projektowania przekładni o obniżonej aktywności WA została przedstawiona na rys. 5 [10].

Wykorzystanie modelu dynamicznego przekładni zębatej w układzie napędowym pozwala badać wpływ wymuszeń wewnętrznych i zewnętrznych na siły dynamiczne w punktach podparcia. Opracowany program symulacyjny [8] pozwala na testowanie szerokiego zakresu rozwiązań konstrukcyjnych oraz obciążeń zewnętrznych. Wielkościami zmiennymi w procesie konstruowania mogą być:

- wymuszenia zewnętrzne (obciążenie, prędkość obrotowa),
- parametry geometryczne,
- masy,
- momenty bezwładności,
- odchyłki wykonawcze,

- tłumienie,
- i inne.

Zakres obliczeń zależy od wprowadzanych zmian konstrukcji oraz wymuszeń zewnętrznych.



Rys. 5. Metodyka projektowania przekładni o obniżonej aktywności wibroakustycznej

Fig. 5. Scheme of gearbox optimization procedure

6. PODSUMOWANIE

Określone za pomocą charakterystyk wybiegowo rozruchowych częstotliwości rezonansowe są zgodne z wynikami eksperymentalnej analizy modalnej. Wykonane analizy sygnałów prędkości drgań i ciśnienia akustycznego jednocześnie w dziedzinie czasu i częstotliwości pozwoliły na określenie obszarów o podwyższonej aktywności wibroakustycznej. Pozwala to oceniać wpływ zmian warunków pracy oraz zmian konstrukcyjnych przekładni na generowany sygnał WA.

Wykorzystanie modelu dynamicznego przekładni zębatej w układzie napędowym umożliwia ograniczenie zmian sił występujących w zazębieniu i w węzłach łożyskowych poprzez odpowiedni dobór parametrów kół zębatych i elementów układu napędowego.

Z dotychczasowych badań wynika, że siły dynamiczne w węzłach łożyskowych określone z modelu dynamicznego przekładni zębatej w układzie napędowym, stanowiąc dane wejściowe dla modeli MES, mogą być podstawą do projektowania przekładni o obniżonej aktywności wibroakustycznej.

Literatura

1. Cempel Cz.: Diagnostyka wibroakustyczna maszyn. PWN, Warszawa 1989.
2. Dąbrowski Z., Radkowski S., Wilk A.: Dynamika przekładni zębatych. Warszawa-Katowice-Radom 2000.
3. Dąbrowski Z.: The Evaluation of the Vibroacoustic Activity for the Needs of Constructing and Use of Machines. Machine Dynamics Problems, vol. 4, Warszawa 1992.
4. Engel Z.: Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem. PWN, Warszawa 1993.
5. Inoue K., Kranz T.L.: Minimization of the Vibration Energy of Thin – Plate Structures and the Application to the Reduction of Gearbox Vibration. NASA Technical Memorandum 106878, 1995.
6. Jacobson M.F., Singh R., Oswald F.B.: Acoustic Radiation Efficiency Models of a Simple Gearbox. Seventh International Power Transmission and Gearing Conference, San Diego, USA 1996.
7. Kollman F. G.: Maschinenakustik, Springer – Verlag, 1993.
8. Łazarz B.: Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej jako podstawa projektowania. Monograficzna Seria Wydawnicza Biblioteka Problemów Eksploatacji - Studia i Rozprawy, Katowice – Radom 2001.
9. Madej H., Muller L.: Badania numeryczne wpływu zmian konstrukcyjnych na stopień hałaśliwości przekładni zębatych. ZN Pol. Śl. seria Transport z.10, Gliwice 1991.
10. Madej H.: Minimalizacja aktywności wibroakustycznej korpusów przekładni zębatych. Monograficzna Seria Wydawnicza Biblioteka Problemów Eksploatacji - Studia i Rozprawy, Katowice – Radom 2003.
11. Panuszka R.: Metody energetyczne w wibroakustyce. Materiały I Szkoły Metod Energetycznych w Wibroakustyce, Krynica 1992, s. 37- 50.
12. Uhl T.: Komputerowo wspomagana identyfikacja modeli konstrukcji mechanicznych. WNT, Warszawa 1997.
13. Weyna S.: Radiation Efficiency Characteristics Estimated by Sound Intensity Methods, Archives of Acoustics, 18(2), 1993.
14. Zhang T., Kohler H. K., Lack G. J., Noise Optimisation of a Double Helical Parallel Shaft Gearbox. 1994 International Gearing Conference, Newcastle upon Tyne, England, 1994.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Zbigniew Dąbrowski

Praca powstała w wyniku realizacji projektu BK261/RT2/2005