

Piotr FOLEGA

POLITECHNIKA ŚLĄSKA, WYDZIAŁ TRANSPORTU, ul. Krasińskiego 8, 40-019 Katowice

Wpływ wybranych czynników konstrukcyjnych na wibroaktywność przekładni zębatych

Dr inż. Piotr FOLEGA

Absolwent Wydziału Inżynierii Materiałowej, Metalurgii, Transportu i Zarządzania Politechniki Śląskiej. Doktorat na Wydziale Inżynierii Materiałowej, Metalurgii, Transportu i Zarządzania Politechniki Śląskiej uzyskał w roku 2001. Obecnie zatrudniony na stanowisku adiunkta w Katedrze Budowy Pojazdów Samochodowych na Wydziale Transportu Politechniki Śląskiej. Zajmuje się wspomaganiem komputerowym projektowania napędów zębatych oraz zastosowaniem metod numerycznych w analizie stanu naprężenia.



e-mail: piotr.folega@polsl.pl

Streszczenie

W ramach badań wyznaczono wibroaktywność przekładni na podstawie pomiarów normalnych prędkości drgań wybranych punktów korpusu przekładni zębatej wykonanych wibrometrem laserowym. Przedstawione w opracowaniu wyniki potwierdzają istotny wpływ dodatkowego uzebrowania korpusów przekładni oraz liczby przyporu zazębienia na generowane przez nią drgania. Wykonanie uzebrowania górnej części korpusu spowodowało zmniejszenie wibroaktywności przekładni. W badaniach stwierdzono również, że wibroaktywność przekładni obniża się wraz ze wzrostem liczby przyporu zazębienia.

Słowa kluczowe: pomiar drgań, wibroaktywność, korpus przekładni.

Influence of selected design factors on the vibroactivity of toothed gears**Abstract**

The paper presents the results of stand and numerical tests of gearbox housings, which are part of research aimed at finding a model that would enable minimising the noise and vibration generated by the toothed gear. As part of the stand tests, there was determined the vibroactivity of the toothed gear on a basis of measurements of normal vibration velocities of selected gearbox housing points taken with a laser vibrometer. The results presented in Section 3 confirm the significant influence of additional ribbing of the gearbox housing on the vibration it generates. Ribbing in the gearbox housing upper part resulted in a reduced vibroactivity of the toothed gear (Fig. 4). A significant decrease in the amplitude values of vibration speeds within the range of up to 3.5 kHz was obtained through simultaneous application of additional stiffening ribs, two parallel and one perpendicular to the axis of the shafts (gearbox housing C). It was also found that the toothed gear vibroactivity decreases with increase in the tooth contact ratio (Section 4). The measurement results presented in Fig. 7 show that increase in the pitch contact ratio results in decrease in the gearbox housing vibroactivity. This is caused, first of all, by lower values of the dynamic forces generated in the gear meshing as ϵ_p increases. While analysing the effect of load on the vibroactivity of the gearbox housing (Fig. 7a and 7b) it can be noted that it grows along with an increasing load.

Keywords: vibration measurement, vibroactivity, gearbox housing.

1. Wstęp

Wibroaktywność przekładni zębatych zależy od wielkości wymuszeń spowodowanych przede wszystkim zazębieniem się kół oraz od charakterystyk rezonansowych korpusu, węzłów łożyskowych, a także kół zębatych. Zmniejszenie wibroaktywności przekładni można uzyskać poprzez minimalizację wymuszeń zewnętrznych działających na przekładnię w układzie napędowym, odpowiedni dobór jej parametrów oraz prawidłowy dobór cech konstrukcyjnych jej korpusu. W przekładniach zębatych występuje szereg czynników konstrukcyjnych, technologicznych i eksploatacyjnych, powodujących powstawanie drgań będących źródłem hałasu. Do czynników konstrukcyjnych zaliczamy: liczbę zębów,

moduł, kąt przyporu, luz obwodowy, szerokość wieńca, czołowa i poskokowa liczba przyporu, modyfikacje zarysu i linii zęba, materiał kół zębatych, rodzaj łożysk i ich montaż, konstrukcję korpusu, zastosowanie aktywnego tłumienia drgań oraz osłon akustycznych. Czynniki technologiczne to: odchyłki podziałki zębów kół, odchyłki zarysu i linii profilu, błąd kąta przyporu, stan i chropowatość powierzchni roboczych zębów, bicie kół i mimośrodowość, nierównoległość osi, wichrowatość oraz odchyłka odległości osi. Do podstawowych czynników eksploatacyjnych należą: wielkość obciążenia, prędkość obrotowa oraz lepkość i natężenie przepływu oleju.

Przyjmując, że wszystkie wymuszenia działające na przekładnię można zastąpić jedną siłą pobudzającą powierzchnię promieniującą dźwięk, to widmo mocy hałasu [1, 2, 3, 4] przekładni zależy od gęstości otaczającego ośrodka „ ρ_o ” i prędkości w nim dźwięku „ c ”, powierzchni promieniowania „ S ”, widma siły pobudzającej, właściwości filtrujących funkcji transmitancji oraz od wyznaczonego eksperymentalnie współczynnika promieniowania charakterystycznego dla określonego rozwiązania konstrukcyjnego korpusu przekładni „ η_r ” [5].

Uwzględniając ponadto, że widmo siły pobudzającej i właściwości filtrujące funkcji transmitancji można zastąpić widmem prędkości drgań moc akustyczną emitowaną przez drgającą powierzchnię można wyznaczyć z zależności [4, 5, 6]:

$$N_a = \rho_o \cdot c \cdot v_{me}^2 \cdot S \cdot \eta_r \quad (1)$$

Analizując wzór (1) można stwierdzić, że do wyznaczenia wartości mocy akustycznej przekładni potrzebne jest, po przyjęciu stałych wartości pozostałych wielkości wyznaczenie wartości średniej normalnych prędkości drgań punktów pomiarowych jej korpusu v_{me}^2 , którą w wykonanych badaniach przyjęto jako miarę wibroaktywności korpusu (wzór 2).

$$v_{me}^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \sum_{j=k}^l (v_i(f_j))^2 \quad (2)$$

gdzie:

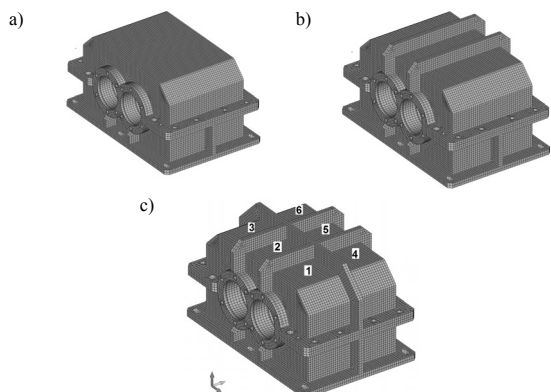
- n - liczba przyjętych punktów pomiarowych,
- k - dolny zakres analizowanej częstotliwości,
- l - górny zakres analizowanej częstotliwości,
- v_i - prędkość drgań normalnych,
- f_j - częstotliwość drgań.

2. Modelowanie korpusu przekładni zębatej

W przeprowadzonych badaniach stanowiskowych i numerycznych wykorzystano trzy jednostopniowe przekładnie zębate z kołami o zębach skośnych różniące się uzebroowaniem korpusu (korpus A, B, C) [7]. Korpusy zaprojektowano jako dzielone w płaszczyźnie osi kół oraz wykonano z pospawanych blach stalowych o grubości 6 mm. Korpus A wykonano bez dodatkowego uzebrowania (rys. 1a), natomiast korpus B i C zmodyfikowano poprzez umieszczenie odpowiednio dwóch żeber równoległych i jednego prostopadłego do osi wałów przekładni (rys. 1b i 1c).

W badaniach numerycznych wykonanych w ramach pracy wykorzystano przyjęte trzy rozwiązania konstrukcyjne korpusu przekładni zębatej. Analizowane rozwiązania korpusów zamodelowano z wykorzystaniem MES tworząc ich modele numeryczne (rys. 1). Dyskretyzacji modeli dokonano przy pomocy 8 węzłowych elementów typu solid. W modelach uwzględniono łączniki

gwintowe do połączenia górnej i dolnej części korpusu oraz zamodelowano kontakt pomiędzy nimi.

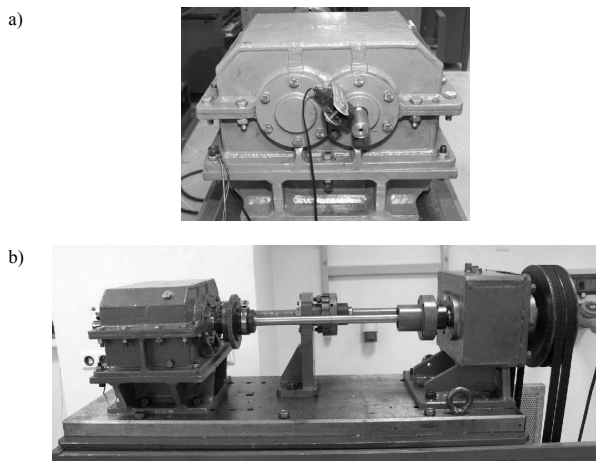


Rys. 1. Opracowane modele MES: a) korpus A, b) korpus B, c) korpus C - położenie punktów pomiarowych

Fig. 1. FEM models developed: a) gearbox housing A, b) gearbox housing B, c) gearbox housing C – location of measuring points

3. Wpływ modyfikacji korpusu przekładni zębatej na jej wibroaktywność

Analizowane przekładnie (rys. 2a) montowano na stanowisku mocy krążącej (rys. 2b). Badane przekładnie połączone z przekładnią zamykającą poprzez układ wałków łączących, wałek skrotny oraz sprzęgło napinające, służące do zadawania obciążenia.

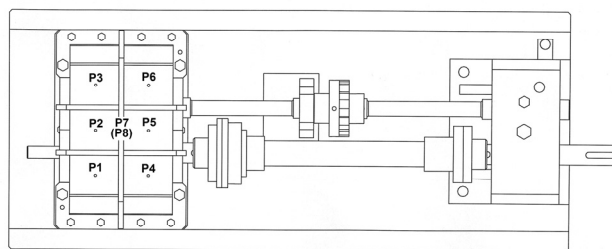


Rys. 2. a) badana przekładnia bez uźebrowania (korpus A), b) stanowisko badawcze

Fig. 2. a) tested gear without ribbing (gearbox housing A), b) test stand

W pracach [7, 9] przeprowadzono eksperymentalną oraz teoretyczną analizę modalną przyjętych rozwiązań konstrukcyjnych korpusów A, B i C. Wykonana eksperymentalna analiza modalna różnych wersji korpusu pozwoliła na ocenę wpływu przeprowadzonych modyfikacji na postacie i częstotliwości jego drgań własnych. Wyniki badań pozwoliły określić stopień zgodności parametrów modalnych MES z parametrami obiektów rzeczywistych poprzez wyznaczenie wartości współczynnika MAC (Modal Assurance Criterion). Na podstawie otrzymanych wyników eksperymentalnej analizy modalnej dostrojono modele numeryczne korpusów. Uzyskana zgodność wyników eksperymentalnej i teoretycznej analizy modalnej analizowanych rozwiązań korpusów pozwoliła stwierdzić poprawność opracowanych modeli MES [9].

Analizując wpływ modyfikacji korpusu przekładni zębatej na jej wibroaktywność przeprowadzono badania stanowiskowe oraz numeryczne, których efektem było wyznaczenie wartości normalnych prędkości drgań w sześciu dobranych punktach pomiarowych górnej pokrywy korpusu przekładni (rys. 3 – punkty od P1 do P6).



Rys. 3. Rozmieszczenie punktów pomiarowych prędkości drgań P1-P7 oraz pomiaru hałasu P8 na korpusie

Fig. 3. Distribution of the measuring points of vibration speeds P1-P7 and noise P8 on the gearbox housing

Eksperyment doświadczalny wykonano z wykorzystaniem wibrometru laserowego przy pomocy, którego zarejestrowano sygnały prędkości drgań. Rejestrację mierzonych sygnałów przeprowadzono przy pomocy karty akwizycji danych National Instrument NI 4472 oraz komputera z zainstalowanym oprogramowaniem LabView 8.6. Zarejestrowane sygnały wibroakustyczne normalnych prędkości drgań górnej płyty korpusu następnie poddano analizie w środowisku Matlab-Simulink.

Podczas badań stanowiskowych wykonano serię pomiarów przy obciążeniach jednostkowych Q wynoszących: 1,23; 2,15; 3,02; 4,09 MPa i przy dwóch prędkościach obrotowych wału koła wynoszących: $n = 900$; 1800 obr/min.

Badania numeryczne dla tych samych punktów pomiarowych przeprowadzono na dostrojonych modelach MES. Danymi wejściowymi w symulacjach były widma sił działających w łożyskach wyznaczone przy użyciu zidentyfikowanego modelu dynamicznego przekładni zębatej [10], wyznaczone przy założeniu wartości obciążenia $Q = 2,15$ MPa i dwóch prędkości obrotowych $n = 900$; 1800 obr/min. Z wykorzystaniem oprogramowania MSC Nastran wyznaczono wartości prędkości i przyspieszenia drgań w sześciu dobranych punktach pomiarowych (rys. 3).

W tabeli 1 zestawiono przykładowe wartości skuteczne drgań analizowanych punktów pokrywy korpusów otrzymane na podstawie zarejestrowanych i obliczonych numerycznie prędkości drgań przy założeniu: $Q = 2,15$ MPa i $n = 1800$ obr/min.

Tab. 1. Wartości skuteczne prędkości drgań punktów pokrywy korpusów ($Q = 2,15$ MPa i $n = 1800$ obr/min)

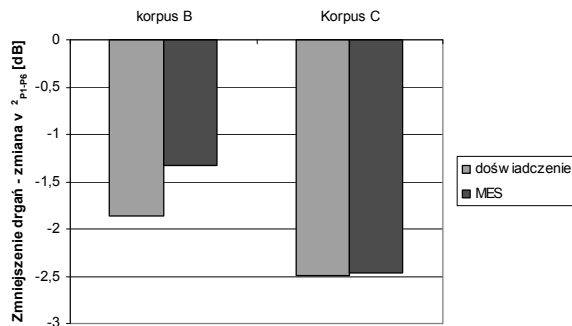
Tab. 1. Effective values of vibration velocities of some points on the housing cover ($Q = 2,15$ MPa and $n = 1800$ rpm)

Badania	Wersja korpusu	V_{sk} [m/s]					
		P1	P2	P3	P4	P5	P6
Stanowiskowe	A	0.0076	0.0083	0.0059	0.0062	0.0056	0.0063
	B	0.0035	0.0039	0.0046	0.0038	0.0047	0.0055
	C	0.0036	0.0038	0.0034	0.0042	0.0036	0.0039
Numeryczne	A	0.0065	0.0068	0.0053	0.0052	0.0053	0.0053
	B	0.0048	0.0048	0.0041	0.0044	0.0036	0.0036
	C	0.0045	0.0044	0.0027	0.0026	0.0027	0.0026

Przykładowe zmiany wartości v_{me}^2 (wzór 2) dla punktów pomiarowych od P1 do P6 (v_{P1-P6}^2) przedstawione w dB w odniesieniu do korpusu przed modyfikacją (korpus A) w całym analizowanym zakresie częstotliwości (0 – 3,5 kHz) dla wyników badań

doświadczalnych i numerycznych przy założeniu: $Q = 2,15$ MPa i $n = 1800$ obr/min pokazano na rysunku 4.

Analizując otrzymane wyniki stwierdzono znaczny wpływ dodatkowego uźebrowania na obniżenie wibroaktywności korpusu przekładni. Wykonanie uźebrowania górnej części korpusu pozwoliło na istotne zmniejszenie wartości prędkości drgań w analizowanym zakresie częstotliwości. Znaczne obniżenie wartości amplitud prędkości drgań w zakresie do 3,5 kHz otrzymano poprzez jednoczesne zastosowanie dwóch dodatkowych usztywniających zeber równoległych oraz prostopadłego do osi wałów.



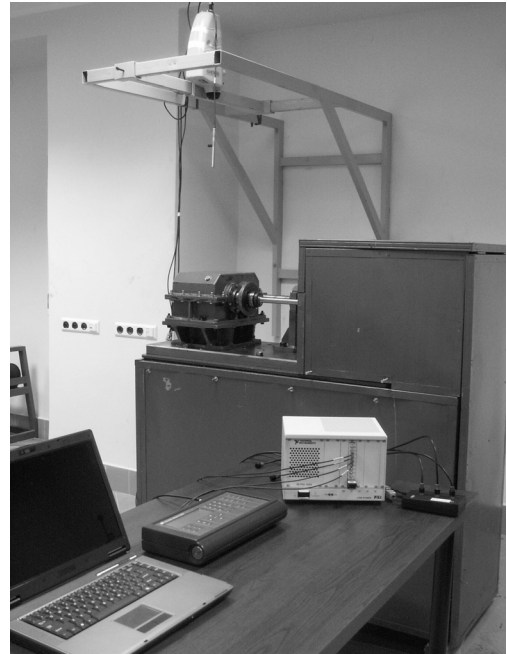
Rys. 4. Zmiany wartości v^2_{P1-P6} w zależności od rozwiązania uźebrowania korpusu w odniesieniu do korpusu A w całym przyjętym zakresie częstotliwości przedstawione w dB

Fig. 4. Changes of the value of v^2_{P1-P6} , depending on the solution of ribbing of the gearbox housing in relation to housing A in the entire adopted range of frequencies, presented in dB

4. Wpływ liczby przyporu na wibroaktywność przekładni zębatej

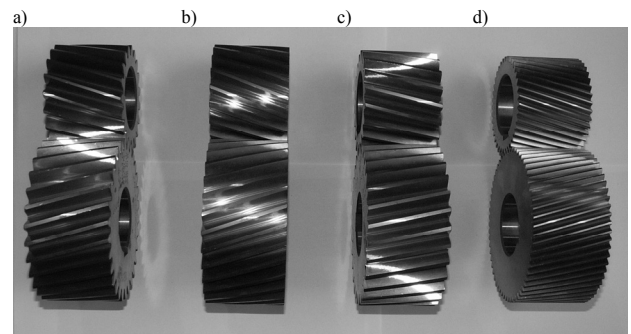
Uwzględniając wyniki badań przedstawione w [8], założono, że zwiększenie liczby przyporu zazębienia skośnego również spowoduje obniżenie wibroaktywności przekładni. Wynika to z faktu, że zmniejszenie wartości nadwyżek dynamicznych K_d powoduje zmianę obciążenia węzłów łożyskowych, a konsekwencji prowadzi do obniżenia wibroaktywności korpusu przekładni zębatej. W tym celu wykonano badania stanowiskowe w których przyjęto, że ocena wibroaktywności zostanie przeprowadzona na podstawie pomiarów prędkości drgań oraz pomiarów poziomu ciśnienia akustycznego korpusu przekładni. Stanowisko badawcze FZG z przyrządami pomiarowymi i aparaturą rejestrującą wykorzystanymi w czasie pomiarów przedstawiono na rysunku 5. W badaniach wykorzystano cztery pary kół o zębach skośnych wykonane w 6 klasie dokładności (rys. 6), których parametry geometryczne zamieszczono w tabeli 2.

Pomiar normalnych prędkości drgań korpusu przekładni został przeprowadzony przy zastosowaniu bezkontaktowej metody za pomocą wibrometru laserowego. Rejestrację mierzonych sygnałów również przeprowadzono przy pomocy karty akwizycji danych National Instrument NI 4472 oraz z wykorzystaniem oprogramowania LabView 8.6. Przy pomocy pojemnościowego mikrofonu kierunkowego współpracującego z analizatorem sygnałów Norsonic wykonano pomiary ciśnienia akustycznego. Zarejestrowane sygnały wibroakustyczne normalnych prędkości drgań korpusu oraz ciśnienia akustycznego przeanalizowano z wykorzystaniem środowiska Matlab-Simulink. W ramach badań przeprowadzono pomiary badanej przekładni zębatej dla czterech przyjętych par kół zębatych (tabela 2). Podczas badań stanowiskowych wykonano serię pomiarów przy obciążeniach jednostkowych Q wynoszących: 1MPa i 2,15MPa oraz przy dwóch stałych prędkościach obrotowych wału koła wynoszących: $n = 900$; 1800 obr/min. Pomiary prowadzono w warunkach ustalonej temperatury oleju w przekładni zębatej ($45 \pm 5^\circ\text{C}$), a częstotliwość próbkowania wynosiła: $f_{próbk} = 25$ kHz.



Rys. 5. Widok stanowiska badawczego z aparaturą rejestrującą oraz przyrządami pomiarowymi

Fig. 5. View of the test stand with a recording apparatus and measuring instruments



Rys. 6. Wykorzystane w badaniach pary kół zębatych: a) pierwsza, b) druga, c) trzecia, d) czwarta

Fig. 6. The pairs of toothed wheels used in the tests: a) first, b) second, c) third, d) fourth

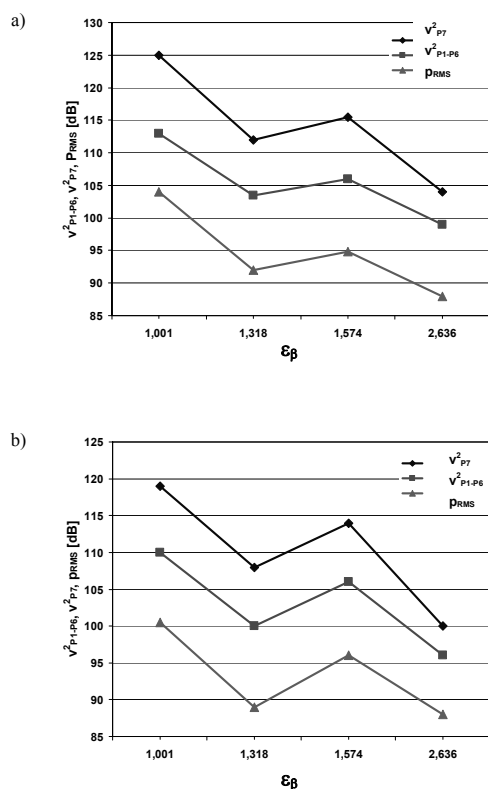
Tab. 2. Cechy geometryczne wykonanych kół zębatych

Tab. 2. Geometrical features of the toothed wheels made

	Para pierwsza	Para druga	Para trzecia	Para czwarta
Liczba zębów zębniaka z_1	19	19	19	38
Liczba zębów koła z_2	30	30	30	60
Moduł normalny m_n [mm]	3,5	3,5	3,5	1,75
Kąt pochYLENIA linii zęba β [°]	11,333	15	18	15
Nominalny kąt zarysu α_{on} [°]	20	20	20	20
Współczynnik korekcji zębniaka x_1	0,63	0,5	0,17	0,794
Współczynnik korekcji koła x_2	0,633	0,295	0,171	0,795
Czołowa liczba przyporu ϵ_α	1,239	1,332	1,426	1,4
Poskokowa liczba przyporu ϵ_β	1,001	1,318	1,574	2,636
Całkowity wskaźnik przyporu ϵ_c	2,24	2,65	3	4
Odległość osi a_w [mm]	91,5	91,5	91,5	91,5
Szerokość zazębienia przekładni b_w [mm]	56	56	56	56

Pomiary normalnych prędkości drgań wykonano w punktach od P1 do P7 górnej płyty korpusu przekładni pokazanych na rys. 3. Poziom ciśnienia akustycznego wyznaczano w punkcie P8 umieszczonym w odległości ok. 0,5 m nad centralnym punktem korpusu P7. Równocześnie rejestrowano sygnał referencyjny chwilowego położenia wałów zębnika i koła przekładni, który umożliwił także określenie okresu cyklu skojarzeń zębów obu kół.

Opracowując otrzymane wyniki pomiarów wyznaczano wartości v_{me}^2 normalnych prędkości drgań punktów górnej płyty korpusu, osobno dla punktu P7 (v_{P7}^2) oraz dla punktów pomiarowych od P1 do P6 (v_{P1-P6}^2). W punkcie P8 nad górną pokrywą wyznaczono również wartość skuteczną ciśnienia akustycznego p_{RMS} .



Rys. 7. Wartości miary wibroaktywności v_{P1-P6}^2 , v_{P7}^2 oraz ciśnienia akustycznego p_{RMS} korpusu przekładni zębatej w zależności od poskokowej liczby przyporu ϵ_β :
a) obciążenie $Q = 2,15 \text{ MPa}$, prędkość $n = 1800 \text{ obr/min}$,
b) obciążenie $Q = 1 \text{ MPa}$, prędkość $n = 1800 \text{ obr/min}$,

Fig. 7. Values of the measure of vibroactivity v_{P1-P6}^2 , v_{P7}^2 , and acoustic pressure, p_{RMS} , of the gearbox housing, depending on the pitch contact ratio ϵ_β :
a) load $Q = 2,15 \text{ MPa}$, velocity $n = 1800 \text{ rpm}$,
b) load $Q = 1 \text{ MPa}$, velocity $n = 1800 \text{ rpm}$

Na rysunku 7 przedstawiono przykładowe wyniki pomiarów wartości drgań i ciśnienia akustycznego w analizowanych punktach pomiarowych, podczas pracy przekładni przy różnych obciążeniach dla prędkości obrotowej wału koła $n = 1800 \text{ obr/min}$ w zależności od wartości poskokowej liczby przyporu ϵ_β (dla kolejnych rozpatrywanych czterech par kół zębatych).

Wartości prędkości drgań oraz ciśnienia akustycznego przedstawiono w dB, przy założeniu, że wartości odniesienia wynosiły odpowiednio $v_{ref} = 5 \cdot 10^{-8} \text{ m/s}$ oraz $p_{ref} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$.

Analizując wyniki pomiarów przedstawione na rysunku 7 można stwierdzić, że wibroaktywności korpusu przekładni zmniejsza się wraz ze wzrostem wartości poskokowej liczby przyporu. Spowodowane jest to przede wszystkim mniejszą wartością generowanych w zazębieniu kół sił dynamicznych wraz ze wzrostem ϵ_β . Podobny charakter zmian wykazywał również pomiar hałasu emitowanego przez przekładnię w wybranym punkcie nad korpusem przekładni. Na wartości wyników pokazanych na rysunku 7 ma również wpływ ilość przyjętych punktów pomiarowych oraz

ich rozmieszczenie na górnej płycie korpusu (wartości v_{P7}^2 i v_{P1-P6}^2). Należy ponadto zwrócić uwagę na wpływ częstotliwości zazębienia na otrzymane wyniki, która w przypadku pary kół od 1 do 3 wynosiła 900 Hz i była bliska pierwszej częstotliwości rezonansowej korpusu (934 Hz). W przypadku czwartej pary kół ze względu na podwojoną liczbę zębów obu kół częstotliwość zazębienia wynosiła 1800 Hz i znajdowała się poza zakresami częstotliwości rezonansowych tego korpusu, co ma również wpływ na wibroaktywność przekładni. Analizując wpływ obciążenia na wibroaktywność korpusu przekładni (rys. 7a i 7b), można zauważyć, że różnie ona wraz ze wzrostem obciążenia.

5. Podsumowanie

W artykule przedstawiono wyniki badań stanowiskowych i numerycznych korpusów przekładni zębatej, będące częścią badań wykonanych w celu poszukiwania modelu umożliwiającego minimalizację hałasu i drgań generowanych przez przekładnię zębatą.

W ramach badań wyznaczono wibroaktywność przekładni na podstawie pomiarów normalnych prędkości drgań wybranych punktów korpusu wykonanych wibrometrem laserowym. Przedstawione w opracowaniu wyniki potwierdzają istotny wpływ dodatkowego uźebrowania korpusów przekładni na generowane przez nią drgania. Wykonanie uźebrowania górnej części korpusu spowodowało obniżenie wibroaktywności przekładni zębatej. Znaczne zmniejszenie wartości amplitud prędkości drgań w zakresie do 3,5 kHz otrzymano poprzez jednoczesne zastosowanie dwóch dodatkowych usztywniających żeber równoległych oraz prostopadłego do osi wałów (korpus C).

Stwierdzono również, że wibroaktywność przekładni obniża się wraz ze wzrostem poskokowej liczby przyporu zazębienia. Przyczyną tego zjawiska jest zmniejszenie, wraz ze wzrostem ϵ_β , sił dynamicznych generowanych w zazębieniu, będących głównym źródłem wymuszeń drgań w przekładni.

6. Literatura

- [1] Müller L.: Przekładnie zębate – projektowanie. WNT, Warszawa, 1996.
- [2] Engel Z.: Environment protection from noise and vibration. PWN, Warszawa, 1993.
- [3] Kollman F.G.: Machinenakustik. Springer-Verlag, 1993.
- [4] Cempel Cz.: Wibroakustyka stosowana. PWN, Warszawa, 1978.
- [5] Zhang T., Kohler H.K.: A gearbox structural optimisation procedure for minimizing noise radiation. International Gearing Conference, Newcastle upon Tyne, 1994.
- [6] Kim S.J., Song J.Y.: Virtual reality of sound generated from vibrating structures. Journal of Sound and Vibration, 258, 2002.
- [7] Madej H.: Minimalizacja aktywności wibroakustycznej korpusów przekładni zębatych. Monograficzna Seria Wydawnicza Biblioteka Problemów Eksploatacji - Studia i Rozprawy, Katowice – Radom, 2003.
- [8] Przybylski J.: Wpływ liczby przyporu na nadwyżki dynamiczne w kołach o zębach skośnych. Praca doktorska. Politechnika Śląska, Gliwice 1971.
- [9] Figlus T., Wilk A., Madej H., Folega P.: Zastosowanie analizy modalnej w identyfikacji modelu numerycznego przekładni zębatej. XVI Konferencja Metody i Środki Projektowania Wspomagane Komputernie, październik 2007, Warszawa – Nałęczów.
- [10] Łazarz B.: Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej jako podstawa projektowania. Monograficzna Seria Wydawnicza Biblioteka Problemów Eksploatacji - Studia i Rozprawy, Katowice – Radom, 2001.