

ANALIZA MOŻLIWOŚCI OBNIŻENIA WIBROAKTYWNOŚCI KORPUSU PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

ANALYSIS OF THE POSSIBILITY TO REDUCE VIBROACTIVITY OF THE GEARBOX HOUSING

W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych, których celem jest obniżenie emisji hałasu przekładni zębatej podczas eksploatacji, poprzez odpowiedni dobór uźebrowania jej korpusu. Analizowano wpływ położenia oraz kształtu dodatkowego uźebrowania na zmiany postaci drgań górnej płyty korpusu oraz na jej wibroaktywność. Na podstawie prowadzonych symulacji z wykorzystaniem MES, wyznaczono taki kształt dodatkowego uźebrowania, którego wymiary zapewniają obniżenie wibroaktywności korpusu, a tym samym uciążliwości dla środowiska, przy niewielkim wzroście masy przekładni.

Słowa kluczowe: przekładnia zębata, modelowanie, wibroaktywność.

The article presents the results of simulation tests, the aim of which is to reduce the noise emission of the gearbox during operation by appropriate selection of the housing ribbing. The effect was analyzed of the position and shape of additional ribs on changes of the forms of vibration of the upper housing plate and on its vibroactivity. On the basis of the conducted simulations using FEM, such a shape of the additional ribbing has been determined whose dimensions ensure a reduction of the vibroactivity of the housing and, at the same time, a reduction of nuisance to the environment, with a minor increase in the gearbox weight.

Keywords: gearbox, vibroactivity, simulation.

1. Wprowadzenie

Powszechne zastosowanie układów przeniesienia napędu powoduje, że stawiane im są podczas eksploatacji coraz wyższe wymagania w zakresie emisji drgań i hałasu. Uciążliwość dla człowieka układów napędowych, szczególnie w dużych zakładach, takich jak huty czy kopalnie, powoduje, że poszukuje się nowych lub alternatywnych rozwiązań konstrukcyjnych. Mogą one przedstawiać modyfikację dotychczas stosowanych rozwiązań, tak jak to prezentuje się np. w [4, 9, 14, 16, 17, 19], czy też stanowić bazę konstrukcji dla nowych, przyszłościowych układów napędowych, co zaprezentowano m. innymi w pracach [2, 3, 5-7, 10-12, 18, 20, 21, 23]. Istotnym jest tutaj fakt, że obniżenie hałasu w miejscu pracy już o kilka dB, powoduje znaczące podniesienie jakości klimatu akustycznego oraz zmniejszenie ewentualnego zagrożenia chorobami zawodowymi pracowników obsługi urządzeń.

Prowadzi się więc prace badawcze, które umożliwiają m. innymi obniżenie poziomu drgań i hałasu przekładni u źródła jego powstawania w strefie zazębienia (m.in. [14, 16, 17]), jak i ograniczenie hałasu emitowanego przez ich korpusy [2-7, 9-12, 14, 16-21, 23]. Minimalizacja aktywności wibroakustycznej przekładni zębatych [4, 13, 14, 16, 17] wymaga przeprowadzenia 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 istnieje kilka sposobów zmniejszania emisji hałasu przez przekładnię polegających na minimalizacji sił dynamicznych, drgań w strefie zazębienia, efektywności transmisji tych drgań oraz promieniowania korpusu.

1. Introduction

The common application of power transmission systems results in growing expectations regarding the emission of vibration and noise during operation. The nuisance to human beings caused by transmission systems, especially in big plants, such as steel plants or mines, results in a search for new or alternative design solutions. They can be modifications of the solutions applied so far, as presented in works [4, 9, 14, 16, 17, 19], or they can be a basis for the construction of new, prospective transmission systems, which has been presented, among others, in papers [2, 3, 5-7, 10-12, 18, 20, 21, 23]. It is worth pointing out here that the reduction of noise in a workplace by just a few dB results in a significant increase in the quality of the acoustic climate and a decrease of the possible exposure to occupational diseases of the operating staff.

Therefore, research is being conducted which allows, for example, to decrease the level of vibration and noise of the gearbox at its source in toothed wheels (among others [14, 16, 17]), as well as to reduce the noise emitted by their housings [2-7, 9-12, 14, 16-21, 23]. Minimizing the vibroacoustic activity of gearboxes [4, 13, 14, 16, 17] requires an analysis of the mechanism generating dynamic forces in the meshing, which forces cause vibration, as well as an analysis of the gearbox of the vibration to the place of emission and issues connected with noise emission through the housing. This means that there are a few methods to reduce the noise generated by the gearbox entailing the minimization of dynamic forces and the vibration in the meshing area, effectiveness of vibration transmission and housing emission.

Jak wynika z przykładów prezentowanych w literaturze [4, 5, 7, 14, 17, 19, 20], jednym z czynników wpływających na emisję drgań podczas eksploatacji przekładni zębatych jest konstrukcja korpusów. Prowadzone dotychczas badania na prostych modelach (m.in. [4, 11, 12, 19]) wskazują, że wraz ze wzrostem grubości ścianek korpusu przekładni zmniejsza się poziom energii wypromieniowania, nawet o kilkanaście dB. Jednocześnie następuje przesunięcie maksymalnej energii wypromieniowania w wyższe zakresy częstotliwości. Towarzyszy temu jednak znaczny przyrost masy przekładni.

Dobierając cechy konstrukcyjne korpusu uwzględnić należy także użyteczny zakres prędkości obrotowej pracy przekładni zębatej podczas eksploatacji. Z dotychczasowych badań wynika, że pierwsze 3 harmoniczne częstotliwości zazębienia przenoszą główną energię drgań wywołanych współpracą kół zębatych (m.in. [1, 17]). Powoduje to dodatkowe utrudnienie w wyborze cech konstrukcyjnych kadłuba przekładni mających wpływ na wartości charakterystyczne częstotliwości modalnych korpusu, jak i wyborze cech kół zębatych, wpływających na wartości częstości wymuszeń tj. częstotliwości zazębienia i ich harmonicznych. Badaniem tego zagadnienia zajmowano się m.in. w pracach [13, 14], w których analizowano zjawisko transmisji drgań z kół zębatych poprzez łożyska na korpus przekładni oraz w pracach [5-7, 9, 10, 16, 18, 20], w których podjęto badania nad prognozowaniem drgań strukturalnych kadłuba na przykładach m.in. prostych płyt.

Problemem, które dotychczas nie został rozwiązany jest dobór położenia i wymiarów dodatkowego uźebrowania korpusu przekładni - w szczególności jego górnej płyty - która podczas eksploatacji jest głównym emitentem drgań, co wynika z opracowań [4, 5, 9, 10, 13, 14, 16, 17].

W publikacji zamieszczono wyniki badań korpusu przekładni, których celem było określenie wpływu kształtu dodatkowego uźebrowania na zmiany częstotliwości rezonansowych drgań górnej płyty korpusu oraz na jego wibroaktywność.

2. Obiekt badań i badania wstępne

Głównym źródłem hałasu wytwarzanego podczas eksploatacji przez przekładnię zębatą jest jej korpus. Od jego kształtu oraz cech konstrukcyjnych zależy w dużym stopniu wibroaktywność przekładni i uciążliwość dla człowieka.

Przedmiotem rozważań była jednostopniowa przekładnia zębata walcowa o następujących parametrach kół: $z_1=19$, $z_2=30$, $m=3,5$ mm, przewidziana do pracy ciągłej w zakresie prędkości obrotowej do $n_2=3000$ obr./min., której odpowiadała częstotliwość zazębienia $f_z=1500$ Hz. Do obliczeń przyjęto model korpusu przekładni bez uźebrowania, o grubości górnej pokrywy korpusu wynoszącą 6 mm ($gr=6$ mm).

W procesie identyfikacji modeli MES przeprowadzono pomiary częstotliwości drgań własnych górnego korpusu przekładni zębatej wykorzystując eksperymentalną analizę modalną [16, 22]. Badania korpusu podwieszono elastycznie prowadzono stosując wymuszenie impulsowe młotkiem modalnym. W układzie pomiarowym wykorzystywano także: przetwornik piezoelektryczny, analizator sygnałów SigLab oraz komputer PC. Przetwarzanie sygnałów prowadzono wykorzystując oprogramowanie: Matlab, Vioma i LMS CADA-X. Zastosowanie takiego pakietu umożliwiło wyznaczenie częstości drgań własnych i ich postaci oraz współczynnika tłumienia drgań.

As results from the examples presented in the literature [4, 5, 7, 14, 17, 19, 20], one of the factors that influence the vibration emission during gearboxes operation is the design of the housings. The tests conducted so far on simple models (inter alia [4, 11, 12, 19]) indicate that the level of emission energy falls by as much as a dozen or so dB as the thickness of the gear housing walls increases. At the same time, the maximum emission energy shifts to higher ranges of frequency. This however, is accompanied by a significant increase of the gearbox weight.

When selecting the design features of the housing, the useful range of rotational speed of the gearbox during operation should be also taken into account. It appears from former research that the first 3 harmonic meshing frequencies transmit the main energy of vibration induced by the cooperation of toothed wheels (inter alia [1, 17]). This causes additional difficulties selecting those design features of the gearbox housing which have an effect on the values of characteristic modal frequencies of the housing, and selecting properties of toothed wheels which influence the values of excitation frequency, i.e. the meshing frequencies and their harmonics. This problem was investigated, inter alia, in papers [13, 14] which analyzed the phenomenon of transmission of the toothed wheel vibration through bearings onto the gearbox housing and in papers [5-7, 9, 10, 16, 18, 20], where research was undertaken on forecasting structural vibration of the housing, based on examples of simple plates.

An issue unresolved so far is the selection of the position and dimensions of additional ribbing of the gearbox housing and, in particular, its upper plate, the latter being the main emitter of vibration during operation, as results from the studies [4, 5, 9, 10, 13, 14, 16, 17].

The paper presents the results of research on the gearbox housing aimed at determining the effect of the shape of additional ribs on changes of the frequencies of resonance vibration of the housing upper plate and on vibroactivity of the housing.

2. Object of the research and preliminary studies

The main source of noise generated by the gearbox during operation is its housing. The vibroactivity of the gearbox and the nuisance to human beings depend to a great extent on the shape and design features of the housing.

The object of the research was a single-stage cylindrical gearbox with the following wheel parameters: $z_1=19$, $z_2=30$, $m=3,5$ mm, designed for continuous work within the rotational speed of up to $n_2=3000$ rpm, which corresponded to the meshing frequency of $f_z=1500$ Hz. A model of the gearbox housing without ribs was adopted for the calculations. The upper cover sheet of the housing model was 6 mm thick (thickness = 6 mm).

In the process of FEM models identification, the eigenfrequency of the gearbox upper housing was measured with the application of an experimental modal analysis [16, 22]. The research on the flexibly suspended housing was conducted with the application of impulse induction by means of a modal hammer. The measuring unit also involved: a piezoelectric transducer, a SigLab signal analyzer and a PC. The signals were processed with the use of the following software applications: Matlab, Vioma and LMS CADA-X. The application of the above package made it possible to determine the eigenfrequency and its form, as well as the damping coefficient of vibration.

Sprawdzono zgodność opracowanego modelu MES korpusu przekładni z obiektem rzeczywistym. W badaniach zastosowano współczynnik MAC (Modal Assurance Criterion) wyznaczony z zależności (1), który przyjmuje wartości z zakresu 0 – 1 (gdzie wartość 1 oznacza pełną zgodność modelu z obiektem) [16, 22].

$$MAC^{e-a}(i, j) = \frac{(\psi_i^{aT} \psi_j^e)^2}{(\psi_i^{aT} \psi_i^a)(\psi_j^{eT} \psi_j^e)} \quad (1)$$

gdzie: $i=1, \dots, N_m^a$ - postaci modalne modelu analitycznego, $j=1, \dots, N_m^e$ - postaci modalne korpusu przekładni.

Obliczenia przeprowadzone dla pierwszych 4 częstotliwości modalnych korpusu zamieszczono na rysunku 1. Uzyskane wartości współczynnika MAC - powyżej 0,9 - świadczą o dużej zgodności opracowanego modelu MES z obiektem rzeczywistym.

W badaniach wstępnych analizowano wpływ doboru miejsca położenia dodatkowego uźebrowania na jego wibroaktywność.

Na podstawie wyników obliczeń wykonywanych w programach MSC przeprowadzono analizę postaci drgań korpusu przekładni w przypadku różnych sposobów uźebrowania górnej pokrywy, poszukując rozwiązania o obniżonej wibroaktywności, przy możliwie nieznacznym powiększeniu masy obudowy. W obliczeniach stosowano wymuszenie jednostkowe w węzłach łożyskowych i wyznaczono normalne prędkości drgań wszystkich węzłów modelu MES górnej płyty korpusu.

Wybrane, charakterystyczne, postaci tych drgań dla korpusu nieuźebrowanego zamieszczono na rysunku 2 b-c. Kolorem czerwonym na rysunkach oznaczono wartości maksymalne prędkości drgań, natomiast kolorem niebieskim wartości minimalne.

Analizując rozkłady prędkości drgań poszczególnych punktów korpusu nieuźebrowanego zaproponowano, w celu obniżenia jego wibroaktywności, zastosowanie dodatkowego uźebrowania, które jest usytuowane w miejscach występowania maksymalnych prędkości drgań. Model w ten sposób uźebrowanego korpusu przedstawiono na rysunku 3. W badaniach tych zastosowano zębra o szerokości 10 mm i wysokości 30 mm.

Wskutek dodatkowego uźebrowania znacznie zmniejszyły się wartości prędkości drgań płyty górnej, a tym samym wibroaktywność korpusu.

3. Analiza wyników badań symulacyjnych wibroaktywności uźebrowanego korpusu

Głównym emiterym hałasu przekładni jest jej korpus, pobudzany do drgań w węzłach łożyskowych przez wymuszenia spowodowane współpracą zębów kół, które przez wały przenoszone są na łożyska. Jak wynika z przeprowadzonych badań wstępnych, szczególnie duży udział w emisji drgań i hałasu ma górna płyta korpusu. Moc akustyczna emitowana przez drgają-

Compliance of the developed FEM model of the gearbox housing with the real object was checked. The MAC factor (Modal Assurance Criterion), determined in accordance with dependence (1), was applied in the tests. It assumes values from 0 to 1 (where 1 stands for full compliance of the model with the object) [16, 22].

$$MAC^{e-a}(i, j) = \frac{(\psi_i^{aT} \psi_j^e)^2}{(\psi_i^{aT} \psi_i^a)(\psi_j^{eT} \psi_j^e)} \quad (1)$$

where: $i=1, \dots, N_m^a$ - modal forms of the analytical model, $j=1, \dots, N_m^e$ - modal forms of the gearbox housing.

The calculations made for the first 4 modal frequencies of the housing are shown in fig. 1. The obtained MAC factor values – over 0.9 – prove high compliance of the developed FEM model with the real object.

The preliminary studies involved an analysis of the influence of the position of additional ribbing on its vibroactivity.

On the basis of the calculations conducted using the MSC software, an analysis was performed regarding the forms of the

gearbox housing vibration in the case of different types of ribbing of the upper cover, the aim of which was to search for a solution offering reduced vibroactivity at a possibly insignificant increase in the housing weight. Single induction in bearing assemblies was adopted in the calculations and normal vibration velocity of all assemblies of the FEM model of the upper housing plate were determined.

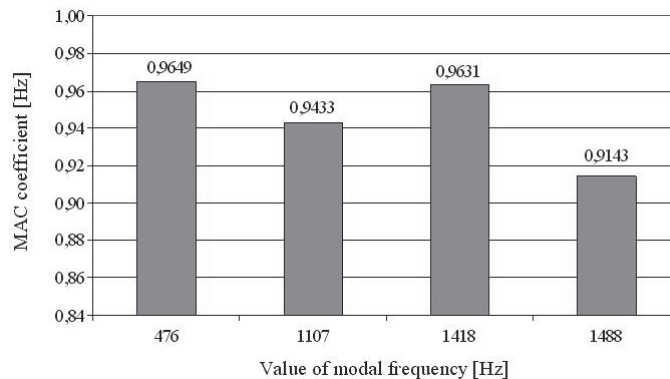
Some chosen, characteristic forms of that vibration for an unribbed housing are shown in fig. 2 b-c. The maximum values of vibration velocity are marked in red in the figures, whereas the minimum values, in blue.

After an analysis of the distribution of vibration velocity of specific points of the unribbed housing, it was suggested – for the purpose of reducing its vibroactivity – to apply additional ribbing which is situated in the places where maximum vibration velocity occur. A model of a housing ribbed in this manner is shown in fig. 3. Ribs with a width of 10 mm and a height of 30 mm were applied in the tests.

As a result of introducing additional ribs, the values of upper plate vibration speeds have decreased, thereby reducing the vibroactivity of the housing.

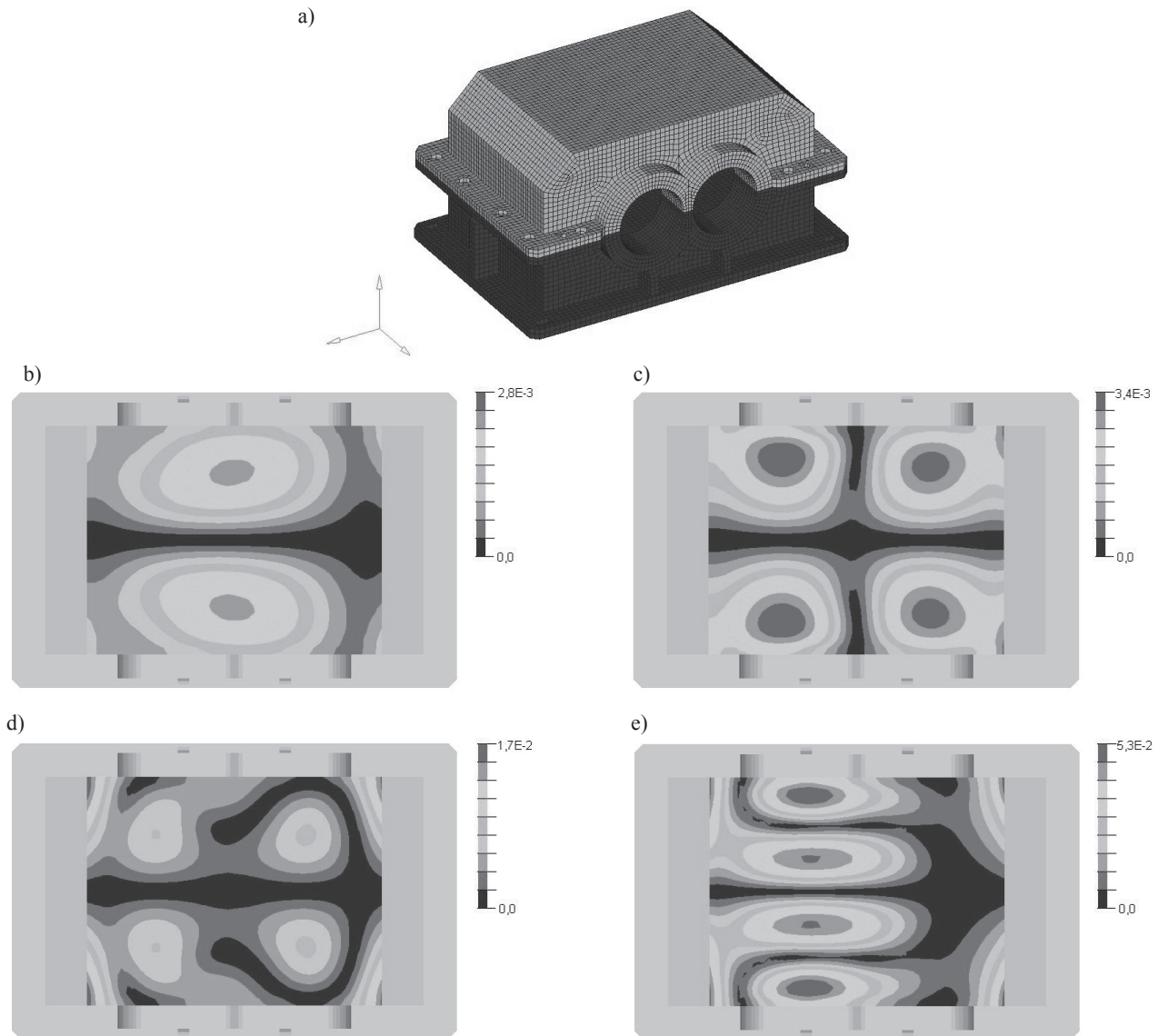
3. Analysis of the simulation tests results regarding the vibroactivity of a ribbed housing

The main source of noise in the gearbox is its housing, stimulated to vibrate in the bearing nodes by forces caused by the interaction of the wheel teeth, which forces are transmitted to the bearings through the shafts. Preliminary studies show that the upper plate of the housing plays a very significant role in the emission of vibration and noise. The acoustic power emitted by



Rys. 1. Wartości współczynnika MAC dla pierwszych 4 częstotliwości modalnych korpusu przekładni i jego modelu MES

Fig. 1. The value of the MAC factor for the first 4 modal frequencies of the gearbox housing and its FEM model



Rys. 2. Korpus przekładni bez uźebrowania (a) oraz rozkłady prędkości drgań górnej płyty korpusu w pasmach częstotliwości ok.: 850 Hz (b), 1450 Hz (c), 2900 Hz (d) i 4200 Hz (e)

Fig. 2. Gearbox housing without ribs (a) and distributions of the upper housing plate vibration velocity in the frequency bands of approximately: 850 Hz (b), 1450 Hz (c), 2900 Hz (d) i 4200 Hz (e)

cą powierzchnię korpusu przekładni można wyznaczyć zgodnie z [17, 22] na podstawie wzoru:

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

gdzie: ρ_o - gęstości otaczającego ośrodka, c - prędkość dźwięku w otaczającym ośrodku, v_{sr}^2 - wartość średnia kwadratu prędkości drgań, S - powierzchnia promieniowania, η_r - współczynnika promieniowania akustycznego.

Jak wynika z wzoru, moc ta jest proporcjonalna do kwadratu wartości średniej prędkości drgań punktów pomiarowych v_{sr}^2 . Przyjmując założenie, że pozostałe wielkości występujące we wzorze (2) są stałe, wartość ta została przyjęta jako miara wibroaktywności drgającej powierzchni korpusu.

Uwzględniając powyższe, w badaniach modeli MES korpusów przekładni oceniano ich wibroaktywność, obliczając na

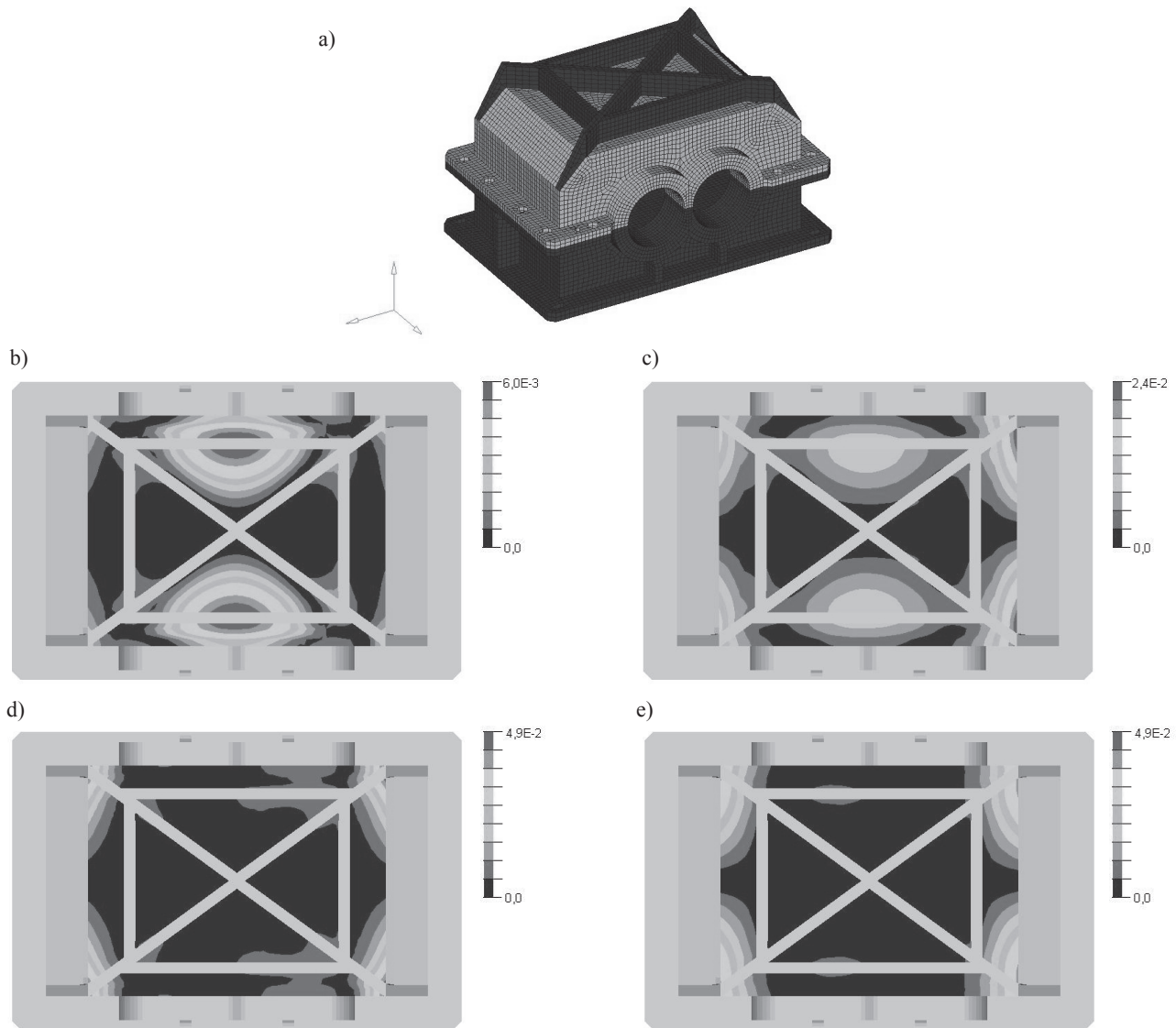
a vibrating surface of the gearbox housing can be determined according to [17, 22] on the basis of the following formula:

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

when: ρ_o - the density of the surrounding medium, c - the speed of sound in air, v_{sr}^2 - average value of square vibration velocity, S - the radiation surface, η_r - the coefficient of sound radiation.

As results from the formula, the acoustic power is proportional to the average value of square vibration velocity of measuring points v_{sr}^2 . Assuming that the remaining values in formula (2) are constant, this value has been adopted as the measure of vibroactivity of the vibrating surface of the housing.

Taking into consideration the foregoing, the tests of FEM models of gearbox housings included an assessment of their vibroactivity, which was calculated on the basis of the values of



Rys. 3. Korpus z dodatkowym uźebrowaniem (a) oraz rozkłady prędkości drgań górnej płyty korpusu w pasmach częstotliwości ok.: 1800 Hz (b), 2900 Hz (c), 4250 Hz (d) 4800 Hz (e)

Fig. 3. Gearbox housing with additional ribs (a) and distributions of the upper housing plate vibration velocity in the frequency bands of approximately: 1800 Hz (b), 2900 Hz (c), 4250 Hz (d) 4800 Hz (e)

podstawie wartości prędkości drgań normalnych v_i punktów węzłowych zgodnie z zależnością [17, 22]:

$$v_{sr}^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \sum_{j=k}^l (v_i(f_j))^2 \quad (3)$$

gdzie: n – liczba punktów pomiarowych, k – dolny zakres analizowanej częstotliwości, l – górny zakres analizowanej częstotliwości, f – częstotliwość drgań.

Zakładając usytuowanie uźebrowania korpusu zgodnie z badaniami wstępnymi (rys.3), przeprowadzono w pracy analizę wpływu kształtu uźebrowania na jego wibroaktywność.

W obliczeniach przyjęto następujące założenia:

- względna wysokość uźebrowania $wys/gr=1\div5$,
- względna szerokość uźebrowania $szer/gr=1\div5/3$.

Wyznaczano drgania kadłuba w zakresie częstotliwości 20-5000 Hz, w którym to paśmie najczęściej występują harmo-

normal vibration velocity v_i of the assembly points in accordance with the following dependence [17, 22]:

$$v_{sr}^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \sum_{j=k}^l (v_i(f_j))^2 \quad (3)$$

when: n – number of measurement points, k – lower range of analysis frequency, l – upper range of analysis frequency, v_i – velocity of normal vibration, f_j – frequency of vibration.

Assuming the position of the ribs to be compliant with the preliminary studies (fig. 3), the effect of the shape of the ribs on the vibroactivity of the housing was analyzed during the study.

In the calculations, the following assumptions were made:

- relative height of the ribbing height/thickness = $1\div5$,
- relative width of the ribbing width/thickness = $1\div5/3$.

The housing vibration was determined in the range of frequencies of 20-5000 Hz, which is a band where harmonic

niczne częstotliwości wymuszeń spowodowanych współpracą zębów kół w przekładniach przemysłowych. Wymuszenie drgań w modelu MES korpusu przyjmowano tak jak poprzednio w węzłach łożyskowych.

Na rysunku 4 zamieszczono przykładowe wyniki obliczeń widma uśrednionej energii drgań przy założeniu wskaźników przekroju poprzecznego uźebrowania $wys/gr=1\div 5$ oraz szer/ $gr=4/3$. Dodatkowo na rys. 5 przedstawiono wartości tego widma wyznaczone przy założeniu zmiennej szerokości żeber w zakresie $1\div 5/3$ przy dwóch wybranych ich wysokościach $wys/gr=1$ lub 5 . Dla porównania na rysunkach przedstawiono także charakterystyki korpusu nieuźebrowanego.

Zmiany charakterystyk przedstawionych na rysunkach 4 i 5 świadczą o znaczącym wpływie wskaźników przekroju poprzecznego uźebrowania na strukturę rezonansową górnej płyty korpusu przekładni. Wraz ze wzrostem wysokości uźebrowania obserwuje się przesunięcie wybranych częstotliwości rezonansowych w wyższe zakresy częstotliwości o 400 do 600 Hz. Natomiast zmiana jego szerokości (rys.5) nie powoduje znaczących zmian charakterystyk częstotliwościowych korpusu.

Analiza przedstawionych na rysunku charakterystyk pozwala na odpowiedni dobór wysokości uźebrowania, przy którym wartości częstotliwości rezonansowych korpusu nie będą zbliżone do wartości częstotliwości wymuszeń i ich harmonicznych, spowodowanych ząbaniem się kół. Przyjęcie tak dobranych wymiarów uźebrowania umożliwi obniżenie wibroaktywności przekładni.

Wyznaczono także średnią wartość miary v_{sr}^2 w rozpatrywanym zakresie częstotliwości. Na rys. 6 zamieszczono wyniki tych obliczeń oraz przedstawio-

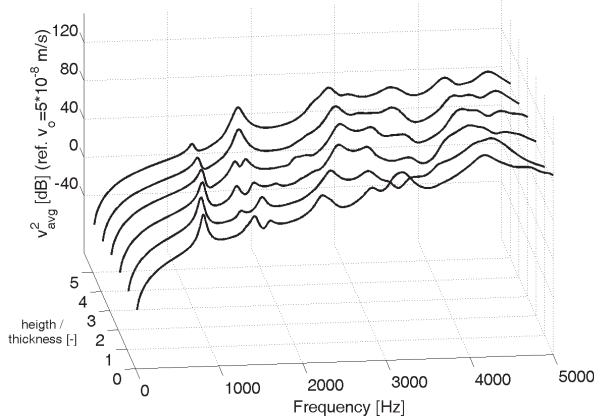
induction frequencies caused by the interaction of the wheel teeth in industrial gearboxes occur most often. The induction of vibration in the FEM model of the housing was adopted, like before, in the bearing nodes.

Fig. 4 presents some examples of the calculation results of the averaged vibration energy spectrum obtained for the assumed ratios of the cross-section of the ribbing: height/thickness = $1\div 5$ and width/thickness = $4/3$. Additionally, fig. 5 shows the values of this spectrum determined with the assumption of a changing width of the ribs within the range of $1\div 5/3$ for their two chosen heights: height/thickness = 1 or 5. For comparison, the figures also show the characteristics of an unribbed housing.

The changes of the characteristics presented in fig. 4 and 5 prove a significant influence of the ratios of the ribbing cross-section on the resonance structure of the upper plate of the gearbox housing. As the height of the ribbing grows, a shift of selected resonance frequencies is observed towards higher ranges of frequency by 400 to 600 Hz. On the other hand, a change in the width of the ribbing (fig. 5) does not cause any significant changes in the frequency characteristics of the housing.

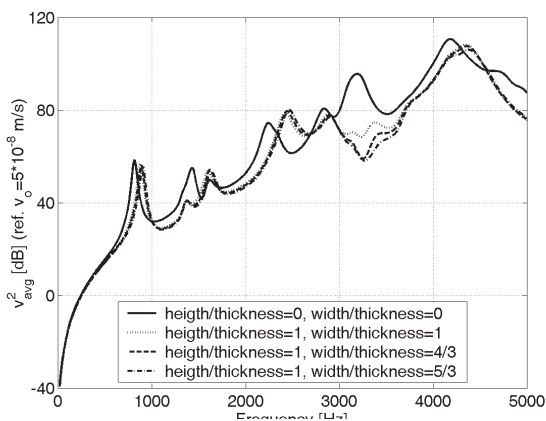
An analysis of the characteristics presented in the figure allows for a correct selection of the ribbing height, at which the values of resonance frequencies of the housing are not similar to the values of induction frequencies and their harmonics caused by the meshing of wheels. The adoption of the ribbing dimensions selected in this manner allows reducing the vibroactivity of the gearbox.

The average value of the v_{avg}^2 measure within the discussed range of frequencies was determined as well. The results of the calculations are



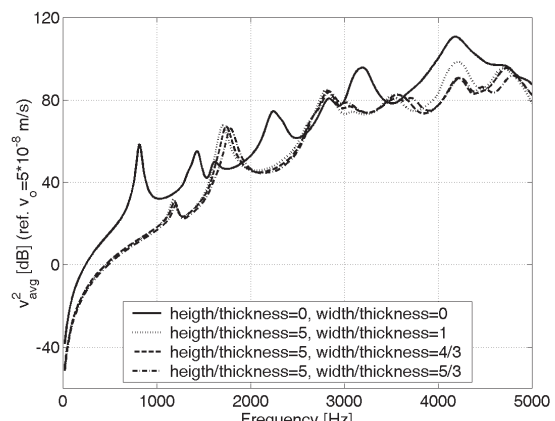
Rys. 4. Widmo uśrednionej energii drgań w zależności od wartości wskaźników kształtu uźebrowania korpusu, przy założeniu $wys/gr=1\div 5$ oraz szer/ $gr=4/3$

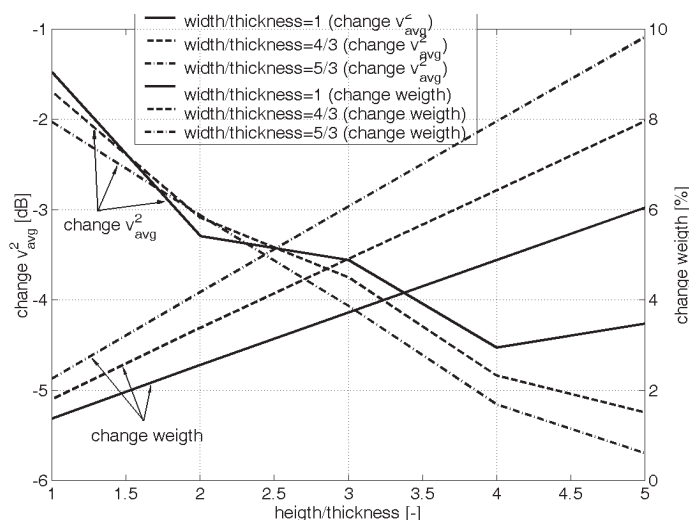
Fig. 4. Spectrum of the averaged vibration energy, depending on the shape factor of the housing ribs, assuming that: height/thickness = $1\div 5$ and width/thickness = $4/3$



Rys. 5. Widmo uśrednionej energii drgań w zależności od wartości wskaźników kształtu uźebrowania, przy założeniu $wys/gr=1$ i 5 oraz szer/ $gr=0\div 5/3$

Fig. 5. Spectrum of the averaged vibration energy, depending on the shape factor of the housing ribs, assuming that: height/thickness = 1 and 5; and width/thickness = $0\div 5/3$





Rys. 6. Wpływ kształtu uźebrowania korpusu na zmianę wartości miary wibroaktywności v_{avg}^2 oraz masę korpusu

Fig. 6. The effect of the shape of ribs on changes in the value of the vibroactivity measure, v_{avg}^2 , and on the weight of the housing

no wpływ wskaźników kształtu żeber na zmianę masy korpusu przekładni.

Analizując wyniki obliczeń przyjętej miary wibroaktywności korpusu w zależności od wskaźników przekroju poprzecznego uźebrowania można zauważyć, że np. korzystnym rozwiązaniem jest przyjęcie proporcji przekroju uźebrowania wys/gr=4 oraz szer/gr=1. W tym przypadku zmniejszenie przyjętej miary wibroaktywności wynosiło ok. 4,5 dB, przy zwiększeniu masy korpusu o mniej niż 5%.

4. Podsumowanie

Badania nad obniżeniem wibroaktywności układów przeniesienia napędu można obecnie prowadzić z zastosowaniem modeli numerycznych MES korpusów. Celem tych badań może być adaptacja przekładni już pracujących w przemyśle, jak i opracowywanie nowych, przyszłościowych rozwiązań.

Wyniki badań zamieszczone w pracy wskazują, że położenie i kształt dodatkowego uźebrowania ma istotny wpływ na wibroaktywność korpusu przekładni zębatej, a tym samym na poziom hałasu przez nią emitowanego. Jak wynika z obliczeń, celowe jest usytuowanie dodatkowych żeber o zwiększonej wysokości w miejscach maksymalnej amplitudy prędkości drgań normalnych górnej płyty korpusu nieuźebrowanego. W tym przypadku uzyskuje się istotne obniżenie wibroaktywności przekładni, przy nieznacznym przyroście masy.

Zwiększając wysokość uźebrowania uzyskuje się także przesunięcie częstotliwości rezonansowych korpusu w górne zakresy, natomiast szerokość żeber ma w tym przypadku mniejsze znaczenie.

Prezentowane zalecenia zastosowane przy konstruowaniu korpusów, umożliwiają obniżenie drgań i hałasu przekładni, a tym samym przyczyniają się do zmniejszenia uciążliwości ich eksploatacji dla środowiska.

Ponieważ przedstawione wyniki zostały uzyskane za pomocą symulacji powyższe wnioski powinny być jeszcze potwierdzone doświadczalnie. Należy też podkreślić, że przedstawiona metoda nie odnosi się do dynamiki i przyczyn powstawania drgań w przekładni zębatej [8, 15], a jedynie do skutków ich występowania.

presented in fig. 6 and also presented the influence of the shape factors of ribs on the change of the gearbox housing weight.

By analyzing the results of calculations of the adopted measure of vibroactivity of the housing, depending on the ratios of cross-section of the ribbing, it can be observed that an advantageous solution is, e.g., to adopt a cross-section of the ribbing in the following proportions: height/thickness = 4 and width/thickness = 1. In this particular case, the reduction of the adopted measure of vibroactivity amounted to ca. 4.5 dB, with an increase of the weight of the housing by less than 5%.

4. Conclusion

The research on reducing the vibroactivity of gearboxes may be nowadays conducted using numerical FEM models of housings. The aim of such research can be the adaptation of gearboxes already used in industry, as well as the development of new, future-oriented solutions.

The research results included in the paper show that the position and shape of additional ribs have a significant influence on the vibroactivity of the gearbox housing and, at the same time, on the level of noise emitted by the gearbox. As results from the calculations, it is a justified solution to place additional ribs of an increased height in places with the maximum amplitude of the velocity of normal vibration of the upper plate of an unribbed housing. In such a case, a considerable decrease of the vibroactivity of the gearbox is obtained, with a minor increase of the weight.

Also, by increasing the height of the ribbing, a shift of resonance frequencies of the housing to upper ranges is obtained, the width of the ribs being of minor importance.

The presented suggestions, when applied in the designing of housings, allow for a reduction of the gearbox vibration and noise, thereby contributing to a reduction of nuisance to the environment caused by their operation.

Due to the fact that the presented results have been obtained by means of simulations, the above conclusions should be confirmed in experiments in the future. It should be emphasized that the presented method does not refer to the dynamics and causes of vibration in a gearbox [8, 15], but only to the results of the vibration.

1. Figlus T. Metoda drganiowa diagnozowania stanu kół zębatach w przypadkach zużycia i uszkodzeń łożysk tocznych przekładni. Praca Doktorska. Katowice: Politechnika Śląska, Wydział Transportu, 2005.
2. Figlus T, Wilk A. Badania wpływu dodatkowego uźebrowania na wibroaktywność górnego korpusu przekładni. 7th International Seminar of Technical Systems Degradation. ISTSD'08, Lipovsky Mikulas, 26-29 March 2008. Faculty of Automotive and Construction Machinery Engineering. Warsaw University of Technology [et al.]. Warszawa: Polskie Naukowo-Techniczne Towarzystwo Eksploatacyjne, 2008, 1-2.
3. Figlus T, Wilk A, Madej H. Propozycja numerycznej metody obniżenia wibroaktywności korpusu przekładni. MAINTENANCE PROBLEMS 2009; 2(73): 29-38.
4. Hebenstreit H. Verbesserung der Gerauschemission von Zahnradgetrieben. Control Revue 1987; 2: 11-18.
5. Inoue K. Shape Optimization of Gearbox Housing for Low Vibration. Proceedings of the International Conference on Power Transmission, Paris 1999: 2053-2064.
6. Inoue K, Townsend D P, Coy J J. Optimum Design of a Gearbox for Low Vibration. Sixth International Power Transmission and Gearing Conference, Scottsdale, Arizona, 13-16 September 1992.
7. Jacobson M F, Singh R, Oswald F B. Acoustic radiation efficiency models of a simple gearbox. NASA Technical Memorandum 107226, Technical Report ARL-TR-1111 1996.
8. Kahraman A. Blankenship G W. Experiments on nonlinear dynamic behavior of an oscillator with clearance and periodically time-varying parameters. ASME Journal of Applied Mechanics 1997; 64: 217-226.
9. Kato M, Inoue K, Shibata K. Evaluation of Sound Power Radiated by a Gearbox. International Gearing Conference, Newcastle Upon Tyne, 1994.
10. Kostnic S C, Ognjanovic M. Excitation of the Model Vibration in Gear Housing Walls. FME Transactions 2006; 34: 21-28.
11. Le Moyne S, Tebec J L. Ribs effects in acoustic radiation of a gearbox – their modelling in a boundary element method. Applied Acoustics 2002; 63.
12. Le Moyne S, Tebec J L, Tawfiq I. Acoustical influence of stiffeners on acoustic radiation of plates. Mechanical Systems and Signal Processing 2005; 19.
13. Lim T C. Vibration Transmission Through Rolling Element Bearings in Geared Systems. Ph.D. Dissertation, The Ohio State University, Columbus, OH, 1989.
14. Lim T C, Singh R. A Review of Gear Housing Dynamics and Acoustics Literature. NASA CR-185148 or AVSCOM Technical Memorandum, 1989, 89-C-009.
15. Litak G, Friswell M I. Dynamics of Gear System with Faults in Meshing Stiffness. Nonlinear Dynamics 2005; 41: 415-421.
16. Madej H. Minimalizacja aktywności wibroakustycznej korpusów przekładni zębatach. Katowice-Radom: Monograficzna seria wydawnicza Biblioteka Problemów Eksploatacji, 2003.
17. Müller L. Przekładnie zębata projektowanie. Wydanie czwarte zmienione. Warszawa: Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, 1996.
18. Seybert A F, Wu T W, Wu X F. Experimental Validation of Finite Element and Boundary Element Methods for Prediction of Structural Vibration and Radiated Noise. NASA CR-4561, 1994.
19. Shen A, Randall R B. Optimal rib stiffening for noise reduction of constant speed gearboxes. 15th International Congress on Sound and Vibration, Daejeon Korea, 2008.
20. Van Roosmalen A N J. Design Tools for Low Noise Gear Transmissions. Ph.D. Dissertation, Eindhoven University of Technology, 1994.
21. Vexel 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 1996; 191(5).
22. Wibroaktywność przekładni zębatach. Wpływ cech konstrukcyjnych i zużycia elementów na wibroaktywność układów napędowych z przekładniami zębatach. Redakcja naukowa: A. Wilk, B. Łazarz, H. Madej, Biblioteka Problemów Eksploatacji, Katowice-Radom: Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji w Radomiu, 2009.
23. Wilk A, Folęga P, Madej H, Figlus T. Influence of housing ribbing on gearbox vibroactivity. Proc. Inter-Noise 2008, 37th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, Shanghai, China, 26-29 October 2008.

Prof. dr hab. inż. Andrzej WILK
Prof. dr hab. inż. Henryk MADEJ
Dr inż. Tomasz FIGLUS

Wydział Transportu
Politechnika Śląska.
ul. Krasińskiego 8, 40-019 Katowice, Polska
e-mail: andrzej.wilk@polsl.pl
e-mail: henryk.madej@polsl.pl
e-mail: tomasz.figlus@polsl.pl
