

Andrzej WILK
Bogusław ŁAZARZ

BADANIA DYNAMICZNE KÓŁ ZĘBATYCH

Streszczenie. W opracowaniu przeprowadzono analizę możliwości wykorzystania sygnału wibroakustycznego generowanego drganiami kadłuba jako symptomu zmian stanu dynamicznego przekładni. Analizę tę przeprowadzono na podstawie eksperymentu czynnego polegającego na badaniu modeli kół zębatych z zaprogramowaną odchyłką zarysu na stanowisku FZG. Podczas eksperymentu mierzono i analizowano drgania badanych kół i obudowy przekładni. Stwierdzono, że wartość skuteczna odpowiednio filtrowanego sygnału wibroakustycznego generowanego drganiami kadłuba może być symptomem zmian obciążeń dynamicznych kół zębatych.

THE DYNAMIC RESEARCH OF SPUR WHELLS

Summary. In this elaboration we present the analysis of possibilities of utilizing the vibroacoustic signal generated by body pulsation as a symptom of changes of the dynamic state of gear. the analysis was conducted in virtue of the active experiment lying in studying toothed wheel models with programmed profile deviation on the FZG stand. During the experiment we were measuring and analysing pulsations of studied wheels and the housing of a gear. We noted that the root-mean-square value of properly filtrated vibroacoustic signal generated with body pulsations might be a symptom of dynamic load changes of toothed wheels.

1. Wprowadzenie

Badania symulacyjne prowadzone na modelach kół zębatych o zębach prostych i skośnych [1,2] wykazały, że zużycie powierzchni roboczych zębów wpływa na zmianę ich obciążeń dynamicznych. Stwierdzono również, że istnieje liniowa zależność pomiędzy maksymalną wartością tego obciążenia a wartością skuteczną przyspieszenia drgań obwodowych koła. Wartość ta może być symptomem diagnostycznym zmian obciążenia dynamicznego zębów przekładni podczas eksploatacji wywołanych ich zużyciem. W pracy [2]

zaproponowano ogólną metodę diagnozowania przekładni dużych mocy, której podstawę stanowiła omawiana zależność. W przekładniach przemysłowych pomiar drgań obwodowych kół zębatych jest bardzo trudny do przeprowadzenia lub niemożliwy. Najczęściej w tym przypadku przeprowadza się pomiary drgań w wybranych punktach obudowy.

W opracowaniu przeprowadzono analizę możliwości wykorzystania sygnału wibroakustycznego wywołanego drganiami obudowy przekładni jako symptomu zmian stanu dynamicznego kół zębatych oraz omówiono sposób jego selekcji do celów diagnostycznych. Przeprowadzono eksperyment czynny, w trakcie którego wykonano pomiary wibroakustyczne i analizę drgań obudowy przekładni oraz modeli kół zębatych z zaprogramowaną odchyłką zarysu symulującą zużycie. Badania prowadzono na stanowisku FZG przy różnych obciążeniach i prędkościach.

2. Opis stanowiska badawczego

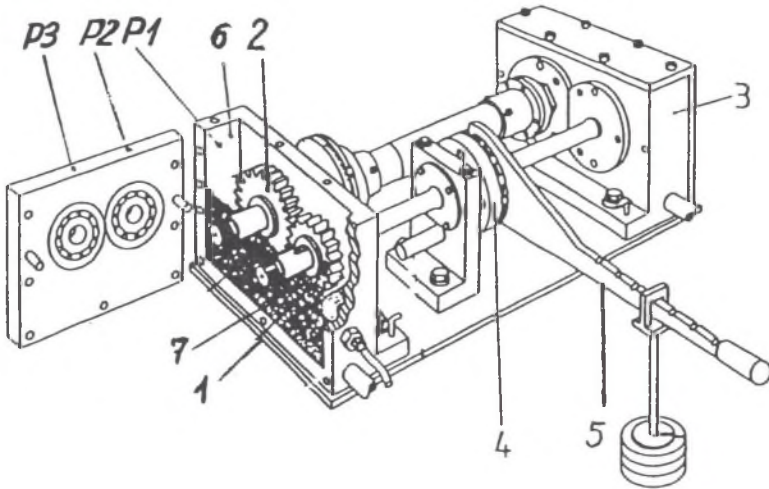
Stanowisko badawcze przedstawiono na rys. 1. Badana para kół zębatych (1,2) może pracować przy różnych prędkościach ruchu pod obciążeniem regulowanym w pewnym zakresie za pomocą układu wałków skrętnych, sprzęgła napinającego i dźwigni z obciążnikami. Przetworniki piezoelektryczne umieszczono na korpusie koła 2 oraz w wybranych punktach obudowy przekładni (oznaczonych na rys.1). Do pomiaru przyspieszenia drgań obwodowych koła wykorzystano przetwornik piezoelektryczny firmy Bruel & Kjaer (B&K 4335) o czułości 17.8 [mV/g], zakresie pomiarowym do 10000 [g] oraz użytecznym przedziale częstotliwości do 20[kHz]. Przetwornik zamocowano do koła stycznie za pomocą śruby M5. Sygnał z wirującego wraz z kołem czujnika był odbierany za pośrednictwem zbieracza sygnałów z mosiężnymi pierścieniami i szczotkami węglowymi.

Pomiaru przyspieszenia drgań wybranych punktów korpusu przekładni dokonywano za pomocą przetwornika piezoelektrycznego firmy VEB (KD-35 71506) o czułości

$5.02 \left[\frac{mV}{m/s^2} \right]$, zakresie pomiarowym do 3000 $[m/s^2]$ oraz użytecznym zakresie częstotliwości

do 6.4 [kHz]. Przetwornik mocowano za pomocą śruby M5. Schemat układu pomiarowego przedstawiono na rys.2. Wyniki pomiarów rejestrowano równoległe dla kanału A i B. Częstotliwość próbkowania sygnałów wynosiła 102.4 [kHz] przy długości „rekordu” równej

4096 próbek. Celem umożliwienia uśredniania wyników zapisywano w pamięci dyskowej po 27 „rekordów” dla każdego kanału.

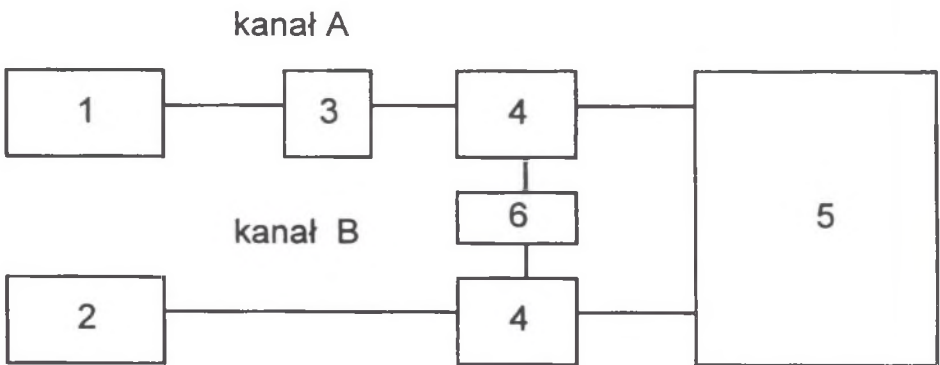


Rys.1. Stanowisko badawcze FZG.

- 1 - zębnik,
- 2 - koło,
- 3 - przekładnia zamykająca z kołami o większej wytrzymałości,
- 4 - sprzęgło napinające,
- 5 - dźwignia obciążająca,
- 6 - przekładnia badana,
- 7 - przetwornik piezoelektryczny zamocowany na kole,
- P1, P2, P3 - punkty pomiaru drgań obudowy przekładni.

Fig.1. Test stand FZG

- 1 - pinion,
- 2 - wheel,
- 3 - closing gear with the wheels of greater durability,
- 4 - tightening clutch,
- 5 - loading lever,
- 6 - tested gear,
- 7 - piezoelectric transducer placed on the wheel,
- P1, P2, P3, - measured points of vibrations of the gear housing.



Rys.2. Schemat układu pomiarowego

- 1 - przetwornik piezoelektryczny B&K 4335,
- 2 - przetwornik piezoelektryczny VEB KD-35 71506,
- 3 - zbieracz sygnałów,
- 4 - przedwzmacniacz napięciowy PN-1,
- 5 - programowany analizator sygnałów GC-89,
- 6 - zasilacz stabilizowany (DC 15V).

Fig.2. The scheme of measuring unit

- 1 - piezoelectric transducer B&K 4335,
- 2 - piezoelectric transducer VEB KD-35 71506,
- 3 - signals collector,
- 4 - voltage preamplifier PN-1
- 5 - programmed analyser of signals GC-89,
- 6 - stabilized feeder (DC 15V).

3. Opis badanych kół i warunków prowadzenia eksperymentu

Do badań użyto kół o zębach prostych i następujących parametrach geometrycznych :

- odległość osi kół 91.5 mm,
- szerokość kół 20 mm,
- moduł 4.5 mm,
- liczba zębów w zębniku 16,
- liczba zębów w kole 24,
- współczynnik przesunięcia zarysu zębnika $x_1 = 0.316$,
- współczynnik przesunięcia zarysu koła $x_2 = 0.0475$.

Materiał kół:

- stal 20H2N4A nawęglana i hartowana do twardości 60 HRC.

Podczas eksperymentu czynnego wykorzystano jeden zębnik oraz wymiennie 3 koła o zaprogramowanej odchyłce kinematycznej zarysu f , którą uzyskano podczas procesu szlifowania poprzez ustawienie różnych kątów zarysu narzędzia. Pomiaru uzyskanej odchyłki kinematycznej zarysu zęba przeprowadzono na maszynie typu PNC-40 firmy Klingelberg sprzężonej z mikrokomputerem. Odchyłki zębniaka i kół wynosiły:

zębnik - $f_1 = -7 \mu\text{m}$ (kąt zarysu 20°),

koło 1 - $f_2 = 5 \mu\text{m}$ (kąt zarysu 20°),

koło 2 - $f_2' = 30 \mu\text{m}$ (kąt zarysu 19.75°),

koło 3 - $f_2'' = 43 \mu\text{m}$ (kąt zarysu 19.30°).

Sumaryczne odchyłki kinematyczne pary zębnik - koło i odpowiadające im klasy dokładności wykonania wg PN-79/M-88522.01 wynosiły odpowiednio:

zębnik - koło 1 - $f = -12 \mu\text{m}$; klasa 5,

zębnik - koło 2 - $f' = -37 \mu\text{m}$; klasa 8,

zębnik - koło 3 - $f'' = -50 \mu\text{m}$; klasa 9.

Pomiarów dokonywano dla każdej pary kół przy trzech prędkościach obrotowych zębniaka :

$n_1 = 2871 \text{ obr/min}$,

$n_2 = 3750 \text{ obr/min}$,

$n_3 = 4410 \text{ obr/min}$

oraz przy dwóch wartościach obciążenia jednostkowego Q :

$Q_1 = 2.58 \text{ MPa}$ ($T_1 = 138 \text{ Nm}$),

$Q_2 = 3.85 \text{ MPa}$ ($T_2 = 206 \text{ Nm}$).

W analizie dynamicznej przekładni najczęściej wartości odchyłek odnosi się do ugięcia statycznego uzębienia. Dla obu przypadków obciążenia obliczono wartości ugięcia statycznego zębów, które wynosiły odpowiednio:

- dla $Q_1 = 2.58 \text{ MPa}$, $u_{\text{stat}1} = 15 \mu\text{m}$,

- dla $Q_2 = 3.85 \text{ MPa}$; $u_{\text{stat}2} = 22 \mu\text{m}$.

Wartości odchyłek zazębienia odniesione do ugięcia statycznego podano w poniższej tabelcy 1.

Tablica 1

Wartości odchyłek zazębienia odniesione do ugięcia statycznego

f [μm]	f/u _{stat1}	f/u _{stat2}
-12	-0.80	-0.55
-37	-2.47	-1.68
-50	-3.33	-2.27

4. Wyniki pomiarów

Rysunek 3 przedstawia przykładowe uśrednione widma przyspieszenia drgań obwodowych koła i przyspieszenia drgań punktu 2 obudowy. Pionowymi punktowymi liniami oznaczono harmoniczne częstotliwości zazębienia się kół. Analizując widma przyspieszenia drgań obudowy zauważono, że w każdym z punktów pomiarowych wybranych na obudowie przekładni, niezależnie od obciążenia, prędkości obrotowej i zaprogramowanej odchyłki zarysu koła, w widmie dominuje częstotliwość drgań własnych obudowy.

Na rysunku 4 przedstawiono uśredniony moduł wzmocnienia (transmitancja H_2) i fazę transmitancji (ϕH) drgań od koła zębatego do punktu 2 obudowy, które wyznaczono zgodnie z następującymi zależnościami:

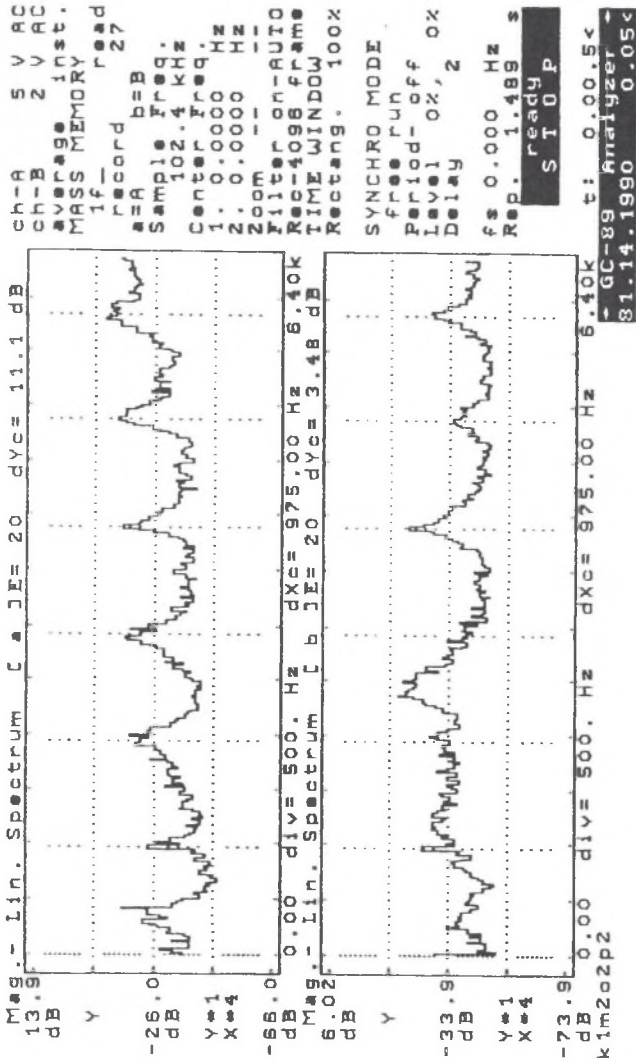
$$|H_2(f)| = \frac{|G_o(f)|^2}{|G_{ko}(f)|}, \quad (1)$$

$$\phi H(f) = \arctg \frac{\text{im}_G G_{ko}(f)}{\text{re}_G G_{ko}(f)},$$

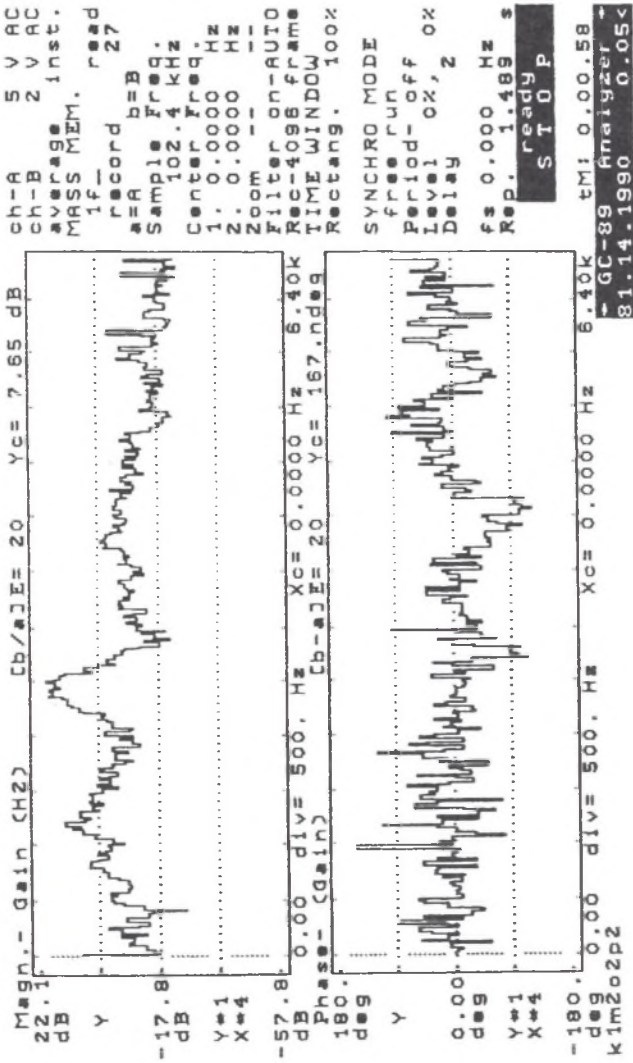
gdzie: $G_o(f)$ - widmo przyspieszenia drgań obudowy,

$G_{ko}(f)$ - widmo wzajemne przyspieszenia drgań koła i obudowy.

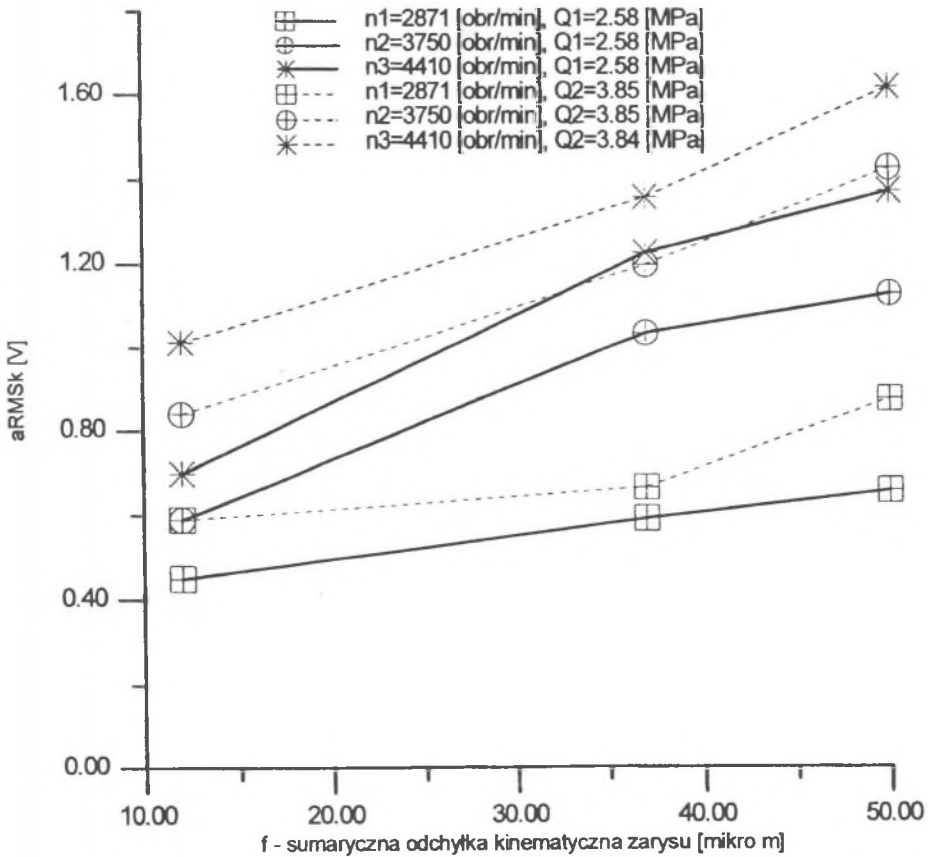
Zastosowany sposób wyznaczenia transmitancji drgań zapewnia wyraźne zmniejszenie wpływu zakłóceń zewnętrznych na wyniki obliczeń. Funkcję transmitancji wyznaczano w wybranych punktach pomiarowych obudowy dla wszystkich badanych modeli kół zębatych o różnych odchyłkach zarysu. Stwierdzono, że funkcja ta nie zależy od obciążenia przekładni, prędkości obrotowej i odchyłki zarysu zębów, co potwierdza poprawność przyjętego sposobu jej wyznaczania.



Rys.3. Widmo przyspieszenia drgań obwodowych koła (kanał a) i przyspieszenia drgań punktu 2 obudowy przekładni (kanał b). Prędkość obrotowa $n_2 = 3750$ obr/min, obciążenie $Q_2 = 3.85$ MPa, $f = -12$ mm
 Fig.3. Spectrum of circumferential vibration acceleration of the wheel (canal a). Rotating velocity $n_2=3750$ rev/min, loading $Q_2=3.85$ MPa, $f=-12$ m



Rys.4. Uśredniony moduł wzmocnienia i faza transmitancji przyspieszenia drgań od koła do punktu 2 obudowy. Prędkość obrotowa $n_2 = 3750$ obr/min, obciążenie $Q_2 = 3.85$ MPa, $f = -12$ mm
 Fig.4. Averaging module of amplification and phase of vibration acceleration transmittance from wheel to housing - point 2. Rotating velocity $n_2 = 3750$ rev/min, loading $Q_2 = 3.85$ MPa, $f = -12$ mm



Rys.5. Wykres wartości skutecznej przyspieszenia drgań obwodowych koła (a_{RMS}) w funkcji sumarycznej odchyłki kinematycznej zazębienia dla różnych obciążeń i prędkości obrotowych

Fig.5. Diagram of root-mean-square value of circumferential vibration acceleration of the wheel (a_{RMS}) in function of total kinematic deviation of meshing for different loads and tangential velocities

Analizując otrzymane widmo drgań koła zębatego można zauważyć, że dominującymi częstotliwościami są: częstotliwość zazębienia i jej harmoniczne. Z tego względu wartość skuteczną przyspieszenia drgań koła wyznaczano w zakresie od ok. $0.9 f_z$ do 6.4 kHz stosując odpowiedni filtr środkowoprzepustowy, przy czym:

$$f_z = \frac{z \cdot n}{60} - \text{częstotliwość zazębienia,}$$

gdzie: z - liczba zębów koła,
 n - prędkość obrotowa koła.

Górna granica sygnału 6.4 kHz została narzucona przez charakterystykę przetwornika piezoelektrycznego, która jest nieliniowa powyżej tej częstotliwości. Rosnąca sumaryczna odchyłka kinematyczna zarysu zębów zębnika i koła powoduje przyrost wartości skutecznej przyspieszenia drgań obwodowych koła. Zależność tę przedstawiono na rysunku 5.

Tablica 2

Wartości skuteczne przyspieszenia drgań obwodowych kół i punktu 2 obudowy. Filtr cyfrowy środkowoprzepustowy o zakresie od 0.9 częstotliwości zazębienia do 6.4 kHz

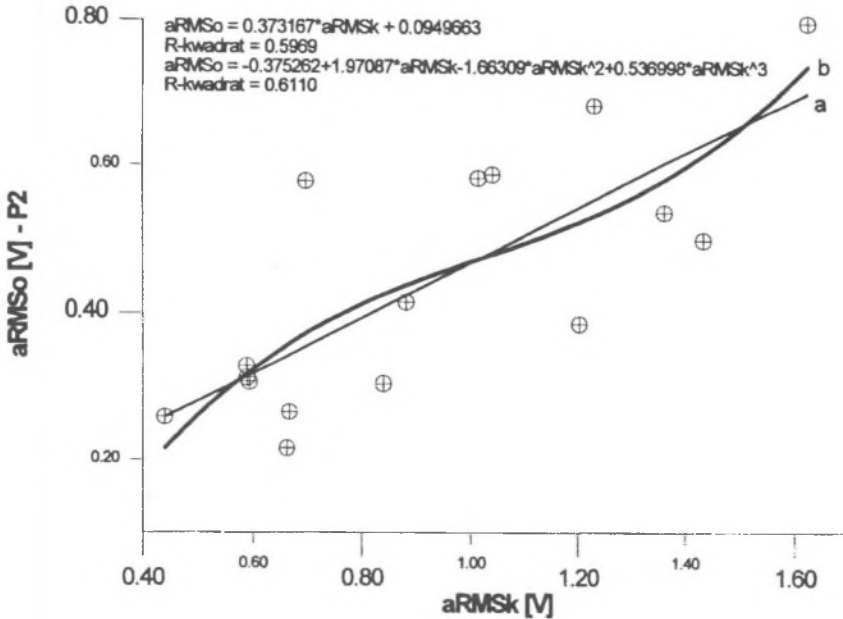
		$n_1 = 2871$ 1/min		$n_2 = 3750$ 1/min		$n_3 = 4410$ /min	
		Koło zębate	P2	Koło zębate	P2	Koło zębate	P2
Q_1	$f = -12 \mu\text{m}$	0.4400	0.2595	0.5884	0.3296	0.6984	0.5787
Q_1	$f' = -37 \mu\text{m}$	0.5934	0.3080	1.040	0.5882	1.231	0.6837
Q_1	$f'' = -50 \mu\text{m}$	0.6629	0.2160	-	-	-	-
Q_2	$f = -12 \mu\text{m}$	0.5892	0.3135	0.8398	0.3055	1.014	0.5832
Q_2	$f' = -37 \mu\text{m}$	0.6676	0.2662	1.203	0.3859	1.363	0.5371
Q_2	$f'' = -50 \mu\text{m}$	0.8815	0.4150	1.435	0.5000	1.624	0.7988

W tablicy 2 oraz na rys. 6 porównano zmierzone wartości skuteczne przyspieszenia drgań koła z wartościami przyspieszenia drgań punktu 2 obudowy przekładni. Pomiary wartości skutecznych, w obu przypadkach, były prowadzone w rozpatrywanym zakresie częstotliwości. Obliczony współczynnik korelacji wynosi w tym przypadku odpowiednio: $R^2=0.599$ dla aproksymacji liniowej i $R^2=0.6110$ dla aproksymacji wielomianem 3 stopnia.

Małe wartości współczynnika korelacji są spowodowane występowaniem w widmie przyspieszeń drgań punktu 2 obudowy dominującej częstotliwości drgań własnych, która jest także widoczna w widmie funkcji transmitancji $H_2(f)$ (rys. 4). Częstotliwość ta wynosi ok. 2.4 kHz i stanowi zakłócenie.

W celu uzyskania większej korelacji między sygnałami wibroakustycznymi koła i obudowy usunięto z widma tę częstotliwość zakłócającą badane zjawisko za pomocą cyfrowego filtra zaporowego (2.2 - 2.6 kHz).

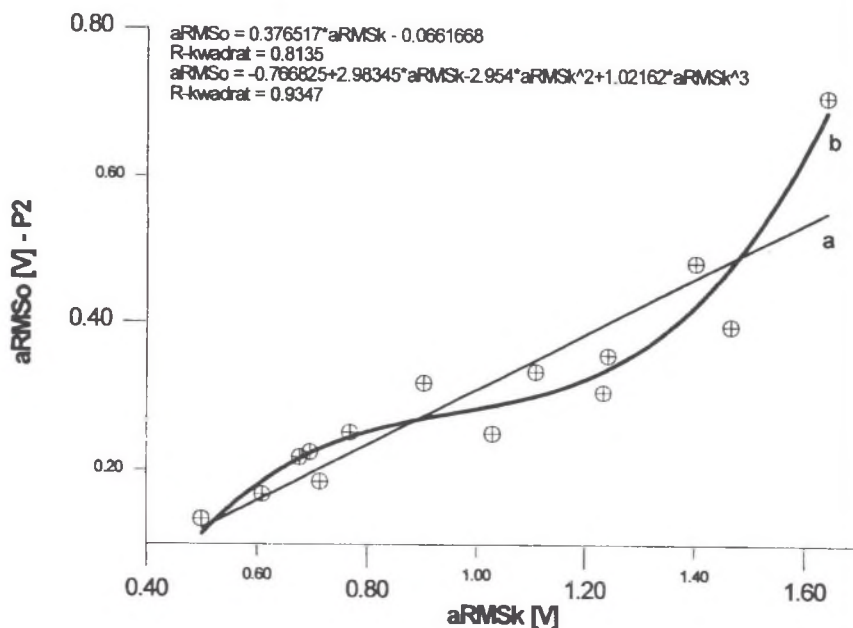
W tablicy 3 oraz na rysunku 7 przedstawiono, po odpowiedniej filtracji sygnału i uśrednieniu, wartości skuteczne przyspieszenia drgań punktu 2 obudowy przekładni w zależności od wartości skutecznej przyspieszenia drgań obwodowych koła. Wartości naniesione na wykresie otrzymano przy dwóch różnych obciążeniach przekładni, trzech prędkościach obrotowych oraz trzech wartościach zaprogramowanych odchyłek zarysu.



Rys.6. Wartość skuteczna przyspieszenia drgań punktu 2 obudowy przekładni w funkcji wartości skutecznej przyspieszenia drgań obwodowych koła po zastosowaniu filtra środkowoprzepustowego ($0.9 f_z - 6.4$ kHz). Aproksymacja funkcji linią prostą (a) lub wielomianem 3 stopnia (b)

Fig.6. Vibration acceleration root-mean-square value of gear housing - point 2 in function of circumferential vibration acceleration root-mean-square value of the wheel after rejection pass filter application ($0.9 f_z - 6.4$ kHz). Straight line (a) or cubic multinomial (b) approximation

W tym przypadku uzyskano większą korelację pomiędzy wartością skuteczną przyspieszenia drgań koła zębatego i obudowy charakteryzującą się współczynnikiem korelacji odpowiednio: $R^2=0.814$ dla aproksymacji linią prostą i $R^2=0.935$ dla aproksymacji wielomianem 3 stopnia.



Rys.7. Wartość skuteczna przyspieszenia drgań punktu 2 obudowy przekładni w funkcji wartości skutecznej przyspieszenia drgań obwodowych koła po zastosowaniu filtra zaporowego (2.2 - 2.6 kHz). Aproksymacja funkcji linią prostą (a) lub wielomianem 3 stopnia (b)

Fig.7. Vibration acceleration root-mean-square value of gear housing -point 2 in function of circumferential vibration acceleration root-mean-square value of the wheel after band filter application (2.2 - 2.6 kHz). Straight line (a) or cubic multinomial approximation (b)

Tablica 3

Wartości skuteczne przyspieszenia drgań obwodowych kół i punktu 2 obudowy.
 Filtr cyfrowy zaporowy (2.2 do 2.6 kHz)

		$n_1 = 2871$ obr/min		$n_2 = 3750$ obr/min		$n_3 = 4410$ obr/min	
		Koło zębate	P2	Koło zębate	P2	Koło zębate	P2
Q_1	$f = -12 \mu\text{m}$	0.4997	0.1343	-	-	0.7693	0.2518
Q_1	$f' = -37 \mu\text{m}$	0.6097	0.1687	-	-	1.243	0.3577
Q_1	$f'' = -50 \mu\text{m}$	0.6784	0.2185	-	-	1.313	-
Q_2	$f = -12 \mu\text{m}$	0.7159	0.1860	1.029	0.2507	1.108	0.3352
Q_2	$f' = -37 \mu\text{m}$	0.6978	0.2256	1.235	0.3074	1.402	0.4824
Q_2	$f'' = -50 \mu\text{m}$	0.9034	0.3195	1.466	0.3969	1.642	0.7101

5. Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych można stwierdzić, że celowe jest uśrednianie wyników analiz dla kolejnych zazębień kół ze względu na losowy charakter badanych zjawisk. Zastosowana metoda wyznaczania funkcji transmitancji drgań od koła zębatego do obudowy jest właściwa ze względu na powtarzalność wyznaczonych funkcji w różnych warunkach pracy przekładni.

Badania potwierdziły hipotezę, że istnieje duża korelacja pomiędzy wartością skuteczną sygnału wywołanego drganiami obwodowymi koła zębatego oraz wartością skuteczną odpowiednio filtrowanego sygnału generowanego drganiami obudowy. Ta ostatnia wielkość jest dobrym symptomem zmian obciążeń dynamicznych kół zębatych przekładni. Zależność pomiędzy wartościami skutecznymi rozpatrywanych sygnałów, nie poddanych procesowi filtracji, charakteryzuje się znacznie mniejszym współczynnikiem korelacji.

Literatura

1. L. Müller: Komputerowe wspomaganie procesu diagnozowania przekładni zębatych dużych mocy metodami analizy drgań. ZN Politechniki Śląskiej, seria Transport, z.18, Gliwice 1992.
2. L. Müller: Diagnostyka przekładni zębatych dużych mocy. ZN Politechniki Śląskiej, seria Transport, z.21, Gliwice 1992.

Recenzent: Prof. zw. dr hab. inż. Leszek Kwapisz

Wpłynęło do Redakcji: 14.11.1995 r.

Abstract

In the elaboration we present the results of active experiment lying in studying toothed wheels with programmed profile deviation (chart 1) on the stand FZG (fig.1). During the experiment we were measuring the acceleration of circumferential vibrations of the rotating wheel and selected points of the housing by means of the measuring unit shown in fig. 2.

We noticed that in vibration spectrum and in each measuring point on the housing of the gear there is dominating frequency of proper vibration of the housing (fig.3). We defined vibration transmittance from the toothed wheel to the chosen point of the housing in accordance with formula (1) (fig.4), for different conditions of conducting the experiment, ascertaining repeatability of the obtained results. Using rejection pass filter ranging from 0.9 frequency of meshing to 6.4 kHz, we defined root-mean-square values of the vibration acceleration of the wheel and the chosen point of the housing (chart 2) for different working conditions of the gear. Increasing kinematic deviation of the pinion and wheel profiles results in increasing root-mean-square values of the vibration circumferential acceleration of the wheel (fig. 5). In fig. 6 we compare obtained root-mean-square values of the vibration acceleration of the wheel and housing obtaining small values of correlation coefficient. In order to obtain greater correlation between the vibroacoustic signals of the wheel and the housing we removed frequency of the proper vibration in the signal representing vibrations of the housing by the means of the band filter. The results are presented in chart 3 and in fig. 7. We obtained in this case greater values of correlation coefficients, and thus, we noted that mean-root-square value properly filtrating vibroacoustic signal caused by body vibrations might be a symptom of dynamic load changes of toothed wheels.