

Metody zmniejszania hałasu przekładni zębatych

dr inż. ANDRZEJ WIECZOREK
Politechnika Śląska w Gliwicach
Instytut Mechanizacji Górnictwa

– zmiana wskaźnika zazębienia

W artykule zwrócono uwagę na metody minimalizacji poziomu hałasu polegające na zmniejszeniu przyczyn ich powstawania. W przypadku przekładni zębatych są nimi przede wszystkim błędy (niedokładności) wykonawcze kół zębatych, wzbudzenia powstające przy wchodzeniu i wychodzeniu zębów w zazębienie oraz wahania sztywności zazębienia. Jak wynika z dotychczasowych badań, należy się spodziewać zmniejszenia hałasu w przypadku zastosowania kół charakteryzujących się wysokim wskaźnikiem zazębienia. Przeprowadzono badania doświadczalne właściwości akustycznych kół o wysokim wskaźniku zazębienia $\epsilon_a = 2,03$ i o standardowej jego wartości, na podstawie których wykazano korzystne cechy pierwszego uzębienia.

Structural methods of decreasing noise emitted by gears – changes in gear contact ratio

This paper presents some methods of minimizing noise level by means of lowering sources of noise emission. In the case of gears, they are first of all mounting deviations, meshing in and meshing out excitations as well as meshing stiffness fluctuations. Previous research has shown that a noise decrease should be expected when wheels with high contact ratio are used. Experiments of the acoustic property of high contact ratio wheels $\epsilon_a = 2.03$ and wheels with its regular value were conducted. They revealed some useful qualities of the former type of teeth.

Przekładnia zębata jako źródło hałasu

Grupą urządzeń spełniających ogromną rolę w kształtowaniu klimatu akustycznego w miejscu pracy są przekładnie zębate, powszechnie stosowane w układach napędowych maszyn, w tym maszyn transportowych. Ograniczenie hałasu powstającego w czasie eksploatacji tych urządzeń ma ogromny wpływ na warunki pracy ludzi, a tym samym na jej efektywność.

Hałas przekładni zębatych wywołany jest w znacznej mierze drganiami parametrycznymi

kół zębatych. Drgania parametryczne powstają na skutek zmiennych w czasie wartości takich parametrów w różnego rodzaju układach, jak masa, sztywność, współczynnik tłumienia [1].

Przyczyny tych drgań można podzielić na wewnętrzne oraz zewnętrzne, spowodowane najczęściej oddziaływaniem na przekładnię innych zespołów maszyny, zwłaszcza roboczych. Działających na przekładnie zębate sił zewnętrznych nie jesteśmy w stanie uniknąć. Przez odpowiednio dobrane połączenia członów napędzających

i napędzanych z przekładnią możemy jedynie uzyskać ich zmniejszenie. Dysponujemy natomiast sposobami mogącymi znacząco obniżyć wartości wewnętrznych sił dynamicznych. Polegają one na odpowiednim dobraniu wartości takich parametrów, jak: moduł, liczba zębów, współczynniki korekcji, kąt pochylenia linii zęba oraz wskaźnik zazębienia, charakteryzujący średnią liczbę par zębów, znajdujących się jednocześnie w przyporze. Dokładniej przyczyny drgań przekładni zębatej zostały przedstawione na rysunku 1.

Spośród przedstawionych na tym rysunku przyczyn drgań przekładni szczególnie istotny wpływ na powstawanie drgań, a tym samym na emisję hałasu mają: błędy (niedokładności) wykonawcze kół zębatych, wzbudzenia powstające przy wchodzeniu i wychodzeniu zębów w zazębienie oraz wahania sztywności zębów.

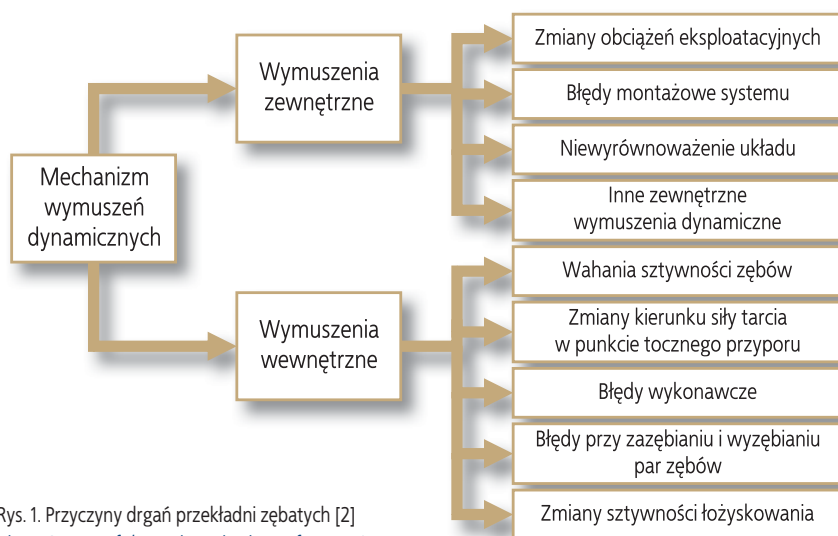
Metody zmniejszania hałasu przekładni zębatych

Od wielu lat konstruktorzy czynią starania mające na celu zmniejszenie hałasu przekładni zębatych [2, 3]. Przyjęcie jako kryterium optymalizacji konstrukcji przekładni minimalizacji poziomu emitowanego hałasu pociąga za sobą zmianę wartości wielu czynników konstrukcyjnych, technologicznych i eksploatacyjnych.

Stosowanymi dotychczas rozwiązaniami mającymi na celu zmniejszenie oddziaływania czynników wpływających na poziom hałasu są:

- poprawa dokładności wykonania kół zębatych
- wykonanie odpowiedniej modyfikacji kształtu zęba, co zmniejsza impulsy spowodowane zazębieniem się zębów
- zwiększenie wskaźnika zazębienia.

Jeśli chodzi o ostatni z wymienionych czynników, dąży się do tego, by jego wartość była większa lub równa 2,0 [4]. Stosowany dotychczas zarys kształtu narzędzia obrabiającego, choć jest szczególnie użyteczny z uwagi na zmniejszenie liczby typów narzędzi koniecznych do produkcji kół zębatych, jednak nie umożliwia uzyskania wysokich wartości wskaźnika zazębienia.



Rys. 1. Przyczyny drgań przekładni zębatych [2]
Fig. 1. Causes of dynamic excitations of gears [2]

W ciągu ostatnich 40 lat zostało opracowanych wiele rozwiązań konstrukcyjnych kół zębatych o ewolwentowym i nieevolwentowym zarysie uzębienia, zwanych uzębieniami specjalnymi, które mają na celu zmniejszenie emisji hałasu. Najczęściej stosowanymi uzębieniami specjalnymi są uzębienia wysokie. Mimo licznych prac badawczych [4, 5, 6, 7] do tej pory nie wyjaśniono w pełni wszystkich właściwości tych uzębień.

W niniejszym artykule przedstawiono wyniki badań emisji hałasu powstającego w czasie pracy przekładni zębatej, charakteryzującej się zwiększonym wskaźnikiem ząbienia, które porównano z wynikami odnoszącymi się do pracy uzębienia standardowego.

Warunki badań

Badania eksperymentalne, mające na celu określenie wpływu podanego w tabeli rodzaju uzębienia kół zębatych na poziom mocy akustycznej, przeprowadzono na stanowisku badawczym pracującym w układzie mocy zamkniętej [8].

Do pomiaru poziomu ciśnienia akustycznego zastosowano miernik poziomu dźwięku, który umożliwił pomiar poziomu ciśnienia akustycznego z dokładnością ±0,1 dB. Określenie poziomu mocy akustycznej przeprowadzono zgodnie z metodą wg PN-ISO 8579-1:1996 *Przepisy odbioru przekładni zębatych – Określanie poziomu mocy akustycznej hałasu emitowanego przez przekładnie zębate przenoszonego przez ośrodek powietrzny* [9].

Parametry geometryczne rozpatrywanych uzębień zestawiono w tabeli.

Jako miarę obciążenia badanych kół zębatych przyjęto nominalny wskaźnik jednostkowy Q zdefiniowany zależnością:

$$Q = \frac{2 \cdot M_{st}}{b_w d_t^2}$$

gdzie:

M_{st} – moment statyczny, którym obciążono przekładnię badaną

b_w – średnica wspólna

d_t – średnica toczna koła 1

Nominalny wskaźnik jednostkowy uwzględniający przełożenie Q_u określony jest następująco:

$$Q_u = Q \cdot \left(\frac{1+u}{u} \right)$$

gdzie:

u – przełożenie przekładni

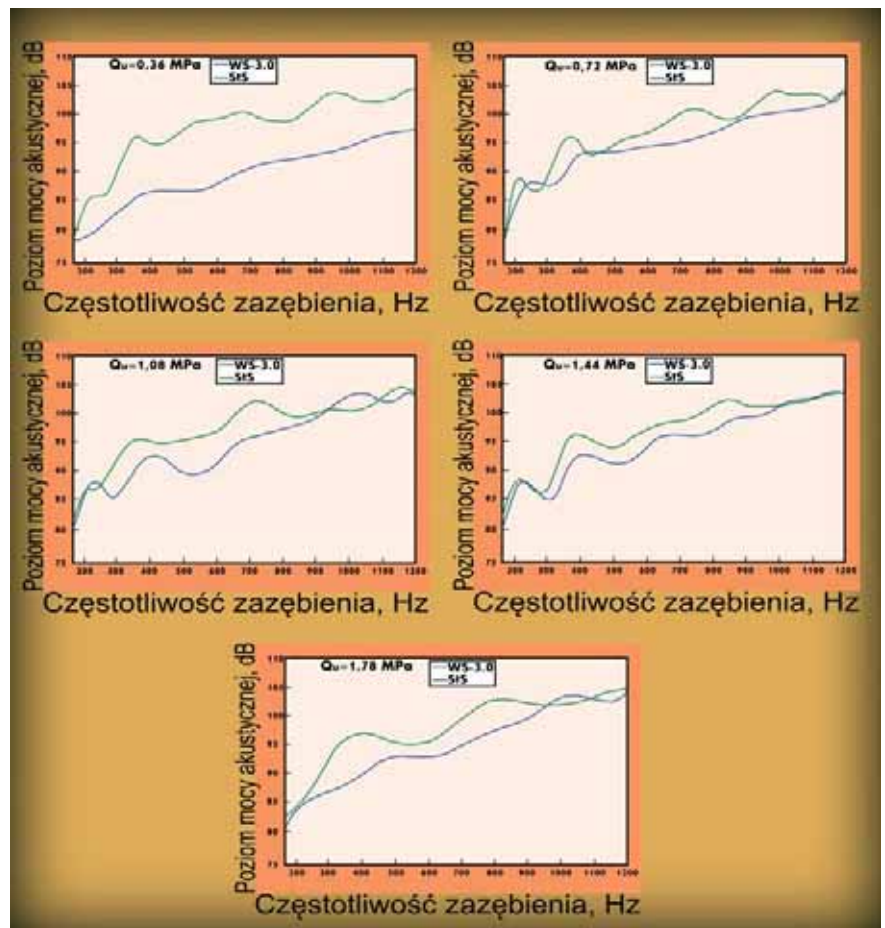
Rozpatrywano przebieg obciążenia dynamicznego działającego na uzębienie kół w funkcji częstotliwości ząbienia, który jest parametrem łączącym prędkość obrotową z liczbą zębów, a jednocześnie jest częstotliwością wymuszającą drgania przekładni zębatej. Częstotliwość ząbienia oblicza się z zależności:

$$f_z = \frac{n \cdot z_1}{60} = f_n \cdot z_1$$

Właściwości akustyczne kół badano w zakresie częstotliwości ząbienia $f_z = (160 \div 1100)$ Hz, co odpowiadało zakresowi prędkości obrotowej

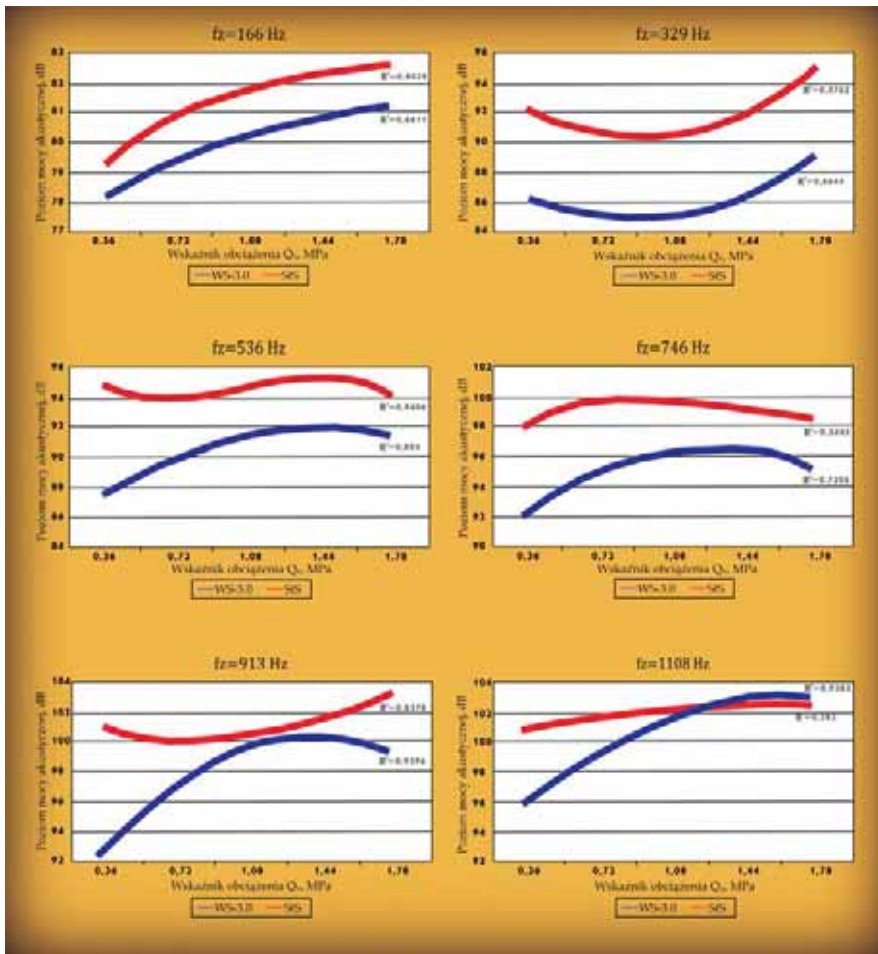
ZESTAWIENIE BADANYCH PAR KÓŁ ORAZ ICH CHARAKTERYSTYCZNYCH PARAMETRÓW
Tested wheels and their characteristic parameters

Parametr	Symbol	Symbol uzębienia			
		StS		WS-3.0	
		Koło napędzające	Koło napędzane	Koło napędzające	Koło napędzane
Rodzaj uzębienia	–	standardowe		wysokie	
Liczba zębów	z	26	27	26	27
Moduł, mm	m	4			
Kąt przyporu, °	α	20			
Luz międzyzębny	c	0,25 m		0,4 m	
Szerokość uzębienia, mm	b	10			
Średnica podziałowa, mm	d	104,00	108,00	104,00	108,00
Średnica wierzchołków, mm	d_a	108,00	112,00	114,55	118,20
Średnica stóp, mm	d_f	94,00	98,00	90,59	94,21
Współczynnik wysokości zęba	h^*	2,25		3,0	
Współczynnik wysokości głowy zęba	h_a^*	1,0		1,3	
Współczynnik wysokości stopy zęba	h_f^*	1,25		1,7	
Promień zaokrąglenia stopy zęba	ρ	0,380 m		0,212 m	
Klasa dokładności wykonania	–	7		7	
Rodzaj obróbki powierzchni zębów	–	szlifowanie		szlifowanie	



Rys. 2. Poziom mocy akustycznej w funkcji częstotliwości ząbienia wyznaczony dla uzębienia wysokiego (WS-3.0) i uzębienia standardowego (StS) przy wartościach wskaźnika obciążenia $Q_u = 0,36 \div 1,78$ MPa

Fig. 2. Function of acoustic power determined for high profile teeth WS-3.0 and regular teeth StS under the load $Q_u = 0.36 \div 1.78$ MPa



Rys. 3. Poziom mocy akustycznej w funkcji wskaźnika obciążenia Q_v wyznaczone dla uzębienia wysokiego (WS-3.0) i uzębienia standardowego (StS)

Fig. 3. Comparison of acoustic power for high profile teeth WS-3.0 and regular teeth StS as a function of the Q_v load parameter

$n_1 = 205 \div 3001 \text{ min}^{-1}$, oraz przy jednostkowym wskaźniku obciążenia $Q_v = 0,36 \div 1,78 \text{ MPa}$.

Badane koła były smarowane natryskowo przekładniowym olejem mineralnym VG 320 o natężeniu przepływu $0,5 \text{ dm}^3/\text{min}$. Koła zębate przed badaniami zasadniczymi poddano procesowi docierania w czasie 10 godzin. Temperatura badanego oleju wynosiła $25 \pm 1^\circ\text{C}$.

Wyniki pomiarów poziomu mocy akustycznej

Jak już wspomniano, prowadząc badania przyjmowano jako wartości dyskretne takie parametry, jak częstotliwość ząbienia i zadawane obciążenie statyczne. W celu przedstawienia wyników w formie przebiegów funkcyjnych, a tym samym ułatwienia interpretacji zaobserwowanych zjawisk, uzyskane w ramach eksperymentu czynnego wyniki pomiarów poddane zostały analizie statystycznej, mającej na celu wyznaczenie współczynników równań opisujących przebiegi mocy akustycznej w funkcji częstotliwości ząbienia f_z . Obliczenia przeprowadzono za pomocą

specjalnie w tym celu opracowanego programu *współ_dyn* pracującego w środowisku programistycznym MATLAB 6.0.

Na rysunku 2. zilustrowano przebiegi poziomu mocy akustycznej wyznaczone w odniesieniu do uzębienia wysokiego WS-3.0 i uzębienia standardowego StS przy jednostkowym wskaźniku obciążenia $Q_v = 0,36 \div 1,78 \text{ MPa}$.

Przy uzębieniu wysokim pracującym pod obciążeniem $Q_v = 0,36 \text{ MPa}$ i $Q_v = 1,78 \text{ MPa}$, przebieg poziomu mocy akustycznej jest prawie liniowy. Jak można zauważyć w pozostałych przypadkach, otrzymane przebiegi charakteryzują się występowaniem lokalnych ekstremów. Szczególnie widoczne jest maksimum występujące przy częstotliwości ząbienia $f_z = 400 \text{ Hz}$. Wynika ono prawdopodobnie z warunków rezonansowych występujących przy danej wartości częstotliwości ząbienia.

Na podstawie rysunku 2. można stwierdzić, że lepsze właściwości (mniejszy poziom mocy

* Jego autorem jest dr inż. Jarosław Joostberens z Katedry Elektryfikacji i Automatyzacji Górnictwa Politechniki Śląskiej.

akustycznej) prawie w całym zakresie rozpatrywanej częstotliwości ząbienia wykazało uzębienie wysokie, w porównaniu z uzębieniem standardowym.

Analizując uzyskane wyniki (za pomocą programu Excel z pakietu Microsoft Office) pod względem wpływu obciążenia (rys. 3.), można również stwierdzić korzystne cechy uzębienia wysokich. Jednak można także zauważyć, że wraz ze wzrostem obciążenia różnice między rozpatrywanymi uzębieniami się zmniejszają. Wynika to ze zwiększonych odkształceń zębów wysokich, co powoduje zwiększenie odcinka nieprawidłowego ząbienia.

Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonych badań emisji hałasu towarzyszącej pracy przekładni zębatych można stwierdzić poprawę właściwości akustycznych przekładni zębatych, którą uzyskano przez zastosowanie uzębienia wysokiego charakteryzującego się wartością czołowego wskaźnika ząbienia $\epsilon_\alpha \approx 2,0$. Poprawa ta wynika ze zmniejszenia wahań wartości sztywności ząbienia, co było jedną z przyczyn drgań i hałasu kół zębatych.

Wyniki te świadczą o możliwościach zmniejszenia hałasu emitowanego przez przekładnie zębate przez zmianę konstrukcji samego ząbienia. W polskim przemyśle maszynowym nie zauważa się obecnie tendencji ukierunkowanych na zmianę geometrii zębów przekładni. Jedną z przyczyn tego stanu jest brak publikacji omawiających to zagadnienie. Zaprezentowane w tym artykule wyniki badań poszerzają stan wiedzy z zakresu konstrukcji przekładni o zmniejszonej emisji hałasu.

PIŚMIENNICTWO

- [1] Z. Engel *Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2001
- [2] Z. Dąbrowski, S. Radkowski, A. Wilk *Dynamika przekładni zębatych. Badania i symulacja w projektowaniu eksploatacyjnie zorientowanym*. ITE, Radom 2000
- [3] W. Bartelmus *Gearbox dynamic modeling*. "Journal of Theoretical and Applied Mechanics" 2001 Vol. 39, nr 4
- [4] G. Niemann, M. Unterberger *Geräuschminderung bei Zahnrädern*. VDI-Z, 101/195
- [5] T. Hösel *Geräuschuntersuchungen an schrägverzahnten Stirnrädern mit Evolventenverzahnung*. Praca doktorska, TU München 1965
- [6] H. Winter *Geräuschuntersuchungen an gehärteten, ungeschliffenen Geradstirnrädern*. VDI-Z, 104/1962
- [7] T. Joachim, E. Lauster *Geräuschreduzierung bei Kraftfahrzeuggetrieben*. Düsseldorf, VDI-Berichte Nr 997, 1992
- [8] A. Wiecek *Wpływ wysokości ząbienia na międzyzębne siły dynamiczne w przekładniach*. Praca doktorska, Gliwice 2007
- [9] PN-ISO 8579-1:1996 *Przepisy odbioru przekładni zębatych. Określanie poziomu mocy akustycznej hałasu emitowanego przez przekładnie zębate przenoszonego przez ośrodek powietrzny*