

Ludwik MÜLLER, Andrzej WILK
Instytut Transportu
Politechnika Śląska

KOMPUTEROWE WSPOMAGANIE DIAGNOZOWANIA PRZEKŁADNI ZĘBATYCH DUŻYCH MOCY

Streszczenie. W opracowaniu przedstawiono metodę diagnozowania przekładni zębatych o zębach prostych lub skośnych. Na podstawie wyników symulacji komputerowej określono optymalne symptomy diagnostyczne, podano również sposób wyznaczania granicznych wartości tych symptomów.

THE COMPUTER-AIDED PROCESS OF DIAGNOSING OF HIGH POWER GEARS

Summary. The work presents a method of spur or helical gear diagnosis. On the ground of computer simulation the optimum diagnostic symptoms were determined, also was given the manner how to specify the limit values of those symptoms.

КОМПЬЮТЕРНАЯ ПОДДЕРЖКА ПРОЦЕССА ДИАГНОЗИРОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

Резюме. В работе представлен метод диагностирования передач с простыми либо косыми зубьями. На основе результатов компьютерной симуляции определены оптимальные диагностические симптомы, подан тоже способ обозначения крайних значений этих симптомов.

i. WSTĘP

Przekładnie zębate dużych mocy wykonywane są w małych seriach lub nawet jednostkowo, co wyklucza zgromadzenie w wyniku eksperymentu odpowiednio pewnych danych dotyczących zależności pomiędzy zmianami obciążenia zębów a mierzalnymi symptomami zużycia. W tym przypadku celowe jest wykorzystanie metody komputerowego

symulowania zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładni oraz teoretyczne poszukiwanie optymalnych symptomów nie tyle zużycia powierzchni roboczej zębów, ile głównie wzrostu sił międzyzębnych i związanego z tym zwiększenia prawdopodobieństwa awarii przekładni.

2. MODEL DYNAMICZNY PRZEKŁADNI

Podstawą analizy komputerowej zjawisk towarzyszących zużywaniu się zębów jest płaski model dynamiczny przekładni o zębach prostych opisany i analizowany w pracach [1,2,3]. W pracach tych podano między innymi sposób wyznaczania sztywności zazębienia w funkcji parametrów kąt zębatych. Rozbudowując ten model uzyskano przestrzenny model przekładni o zębach skośnych przedstawiony na rys.1., opisany w pracy [2], a następnie rozszerzono go o możliwość sukcesywnej zmiany zarysu zębów wg dowolnie przyjętej hipotezy zużycia wywołanego długotrwałą pracą pod obciążeniem dynamicznym [3,4]. W przypadku uzębienia skośnego koło zębate zastąpiono zestawem tarcz o zębach prostych odpowiednio względem siebie obwodowo przemieszczonych. Problem wyznaczenia sztywności zazębienia śrubowego nie został dotychczas w pełni rozwiązany. Trudności obliczeniowe związane z przestrzennym stanem naprężeń w zębach skośnych skłaniają do przyjmowania uproszczonych modeli, których analiza umożliwia uzyskanie przybliżonych rozwiązań, ale wystarczająco dokładnych dla celów diagnostycznych, jak wykazano w [4].

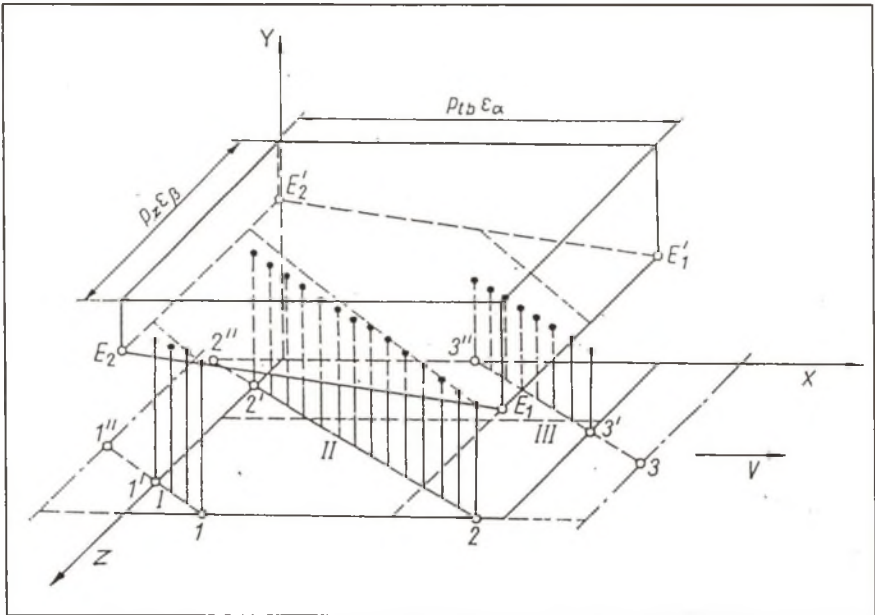
Równanie drgań pary kąt zębatych o zębach skośnych można przedstawić w następującej uproszczonej bezwymiarowej postaci:

$$a = \frac{d^2 y}{dt^2} = 1 - 2\varphi \frac{dy}{dt} - \frac{1}{\epsilon_p \cdot t} \sum_{i=1}^{t \cdot \epsilon_p} (c_{1i} \cdot u_{1i} + c_{2i} \cdot u_{2i}), \quad (1)$$

przy czym we wzorze (1) i na rys.1 oznaczono:

- a - przyspieszenie względnych drgań kąt zębatych,
- y - względne przemieszczenie obwodowe kąt zębatych,
- t - liczba tarcz przypadająca na podziałkę poskokową,
- c_{1i} - sztywność pierwszej pary zębów w tarczy i,
- c_{2i} - sztywność drugiej pary zębów w tarczy i,

- u_{1i} - ugięcie pierwszej pary zębów w tarczy i ,
- u_{2i} - ugięcie drugiej pary zębów w tarczy i ,
- p_{tb} - podziałka zębów bazowa w przekroju czołowym,
- p_z - podziałka zębów w przekroju osiowym,
- ϵ_α - czołowa liczba przyporu,
- ϕ - współczynnik tłumienia drgań.



Rys. 1. Model przekładni walcowej o zębach skośnych

Fig. 1. The model of helical gear

Ugięcia par zębów wylicza się znając względne przemieszczenie obwodowe pary kół y oraz zużycie powierzchni zębów w danej tarczy (b_{1i} lub b_{2i}) na podstawie wzorów:

$$\begin{aligned} u_{1i} &= y - b_{1i} \\ u_{2i} &= y - b_{2i} \end{aligned} \quad (2)$$

W modelu dynamicznym uwzględniono luz międzyzębny. Rozpatrywane równanie drgań rozwiązywano w pracy metodami numerycznymi.

3. WYNIKI OBLICZEŃ NUMERYCZNYCH

Jako podstawę procesu diagnostycznego przekładni przyjęto poszukiwanie zależności pomiędzy maksymalną wartością siły międzyzębnej a wybranymi symptomami drganiowymi. Zależności te badano w funkcji zużycia zębów, tj. zmiany zarysu bryły w modelu przestrzennym przedstawionym na rys. 1. Obliczenia prowadzono w szerokim zakresie zmian charakterystyk przekładni. Przykładowo sztywność zazębienia przyjmowano jako zmienną w zależności od położenia punktu współpracy zębów na odcinku przyporu, przy czym zmiany sztywności opisywano różnymi funkcjami stosownie do różnych hipotez rozpatrywanych w pracy [2]. Przyjmowano także różne hipotezy dotyczące zużycia powierzchni roboczych zębów. Między innymi zakładano zużycie proporcjonalne do siły nacisku, następnie do naprężeń stykowych wg Hertza, wreszcie do chwilowej wartości temperatury powierzchni.

Na podstawie uzyskanych wyników obliczeń wykazano, że istnieje liniowa zależność pomiędzy ekstremalną siłą dynamiczną na powierzchni zębów P_{\max} a takimi symptomami drgań, jak wartość skuteczna przyspieszenia drgań koła σ_a lub wartość szczytowa a_{\min} , odpowiadająca maksymalnemu ugięciu zębów. Przykładowo w przekładni śrubowej o ustalonych cechach geometrycznych ($\epsilon_\alpha = 1,4$; $\epsilon_\beta = 1,0$), pracującej przy prędkości ok. 1/5 prędkości rezonansowej wraz ze wzrostem zużycia powierzchni roboczych zębów w praktycznie występujących granicach istnieją następujące zależności pomiędzy rozpatrywanymi parametrami drgań i siłą dynamiczną, charakteryzujące się znacznymi wartościami współczynnika korelacji R:

$$\begin{aligned} P_{\max} &= 0,972 + 1,565 \cdot \sigma_a & ; R &= 0,994 \\ P_{\max} &= 0,842 + 0,8357 \cdot a_{\min} & ; R &= 0,9988 . \end{aligned}$$

4. METODA DIAGNOZOWANIA PRZEKŁADNI DUŻYCH MOCY.

Na podstawie uzyskanych wyników obliczeń numerycznych wydaje się celowe przyjęcie w procesie diagnozowania jako optymalnych takich symptomów drgań, jak skuteczna wartość przyspieszeń lub ekstremalna wartość. Pierwszy z tych symptomów jest zwykle mierzony do celów diagnostycznych, natomiast pomiar drugiego symptomu drgań napotyka na pewne trudności. Inny problem pomiarowy polega na tym, że najczęściej są możliwe

pomiary drgań na obudowie przekładni, a tylko w nielicznych przypadkach możliwe są pomiary przyspieszeń obwodowych kół zębatych. W pierwszym przypadku wyniki pomiarów zależą w znacznym stopniu od funkcji przejścia drgań z kół zębatych do wybranych miejsc obudowy.

W procesie diagnozowania przekładni ustalenie stopnia zagrożenia awarią wiąże się z koniecznością wyznaczenia granicznych wartości rozpatrywanych symptomów drgań. Na podstawie dotychczasowych wyników badań proponuje się następujący przybliżony sposób określenia tych wartości drgań mierzonych na obudowie przekładni:

1. Z obliczeń wytrzymałościowych stanowiących podstawę projektu technicznego przekładni należy określić:

- a) wartość współczynnika obciążeń dynamicznych oznaczonego najczęściej literą K_{dyn} lub K_v (wg. DIN 3990) wyliczoną dla nowej przekładni i jej poszczególnych stopni;
- b) Wartość współczynnika bezpieczeństwa X_z dla nowej przekładni. Obliczenia mogą być prowadzone różnymi aktualnie obowiązującymi metodami; istotne jest, aby obydwa współczynniki K_{dyn} i X_z wyliczone były tą samą metodą obliczeniową.

2. Na podstawie pomiarów drgań należy wyznaczyć wartość symptomu drganiowego dla przekładni nowej kierując się ogólnie przyjętymi metodami diagnozowania dotyczącymi miejsca pobierania sygnału, jego rodzaju, charakterystyki stosowanych filtrów itd.

3. Przyjmując liniową korelację pomiędzy symptomami drganiowymi i nadwyżkami dynamicznymi obciążającymi zęby można na podstawie niżej podanego rozumowania wyliczyć graniczną wartość symptomu, któremu odpowiada siła graniczna wynikająca z granicznej wartości współczynnika dynamicznego (K_{dyn} , K_v) oraz wyliczonej wartości współczynnika bezpieczeństwa X_z .

W większości metod obliczeniowych (w tym także DIN, ISO) zakłada się następującą symboliczną postać współczynnika K_{dyn} :

$$K_{dyn} = 1 + f(C_1, \dots, C_k) ,$$

gdzie: C_1, \dots, C_k - współczynniki pomocnicze,

z której wynika, że w przypadku braku jakichkolwiek sił dynamicznych, tj. przy quasi-statycznym obciążeniu współczynnik $K_{dyn} = 1$.

Przewidując ewentualne zmiany metod obliczeniowych, do dalszych rozważań przyjęto postać:

$$K_{\text{dyn}} = a + b \cdot f(C_1, \dots, C_k)$$

lub

$$K_{\text{dyn}} - a = b \cdot f(C_1, \dots, C_k).$$

W ten sposób ($K_{\text{dyn}} - a$) oznacza przyrost współczynnika dynamiczności wywołany efektami dynamicznymi, a więc proporcjonalnymi do symptomów, np. do wartości skutecznej przyspieszenia drgań w wybranym miejscu obudowy.

Znając np. a_{sk} (skuteczną wartość przyspieszenia) wyrażoną w dowolnych jednostkach miar, np. w woltach, miliwoltach itd., można z powyższych zależności określić wartość współczynnika b , którego wartość liczbowa i wymiar są bezpośrednio związane z wymiarem wielkości mierzonej. Iloczyn $b \cdot \text{sympt.}$ jest bezwymiarowy.

Dotychczas najczęściej spotykana jest postać:

$$K_{\text{dyn}} = 1 + b \cdot (\text{sympt.}) .$$

Biorąc pod uwagę graniczną wartość współczynnika $K_{\text{dyn gr}}$

$$K_{\text{dyn gr}} = X_z \cdot K_{\text{dyn pocz.}}$$

można obliczyć graniczną wartość symptomu określwszy dla nowej przekładni wartość współczynnika b .

LITERATURA

- [1] Wilk A.: Wpływ parametrów technologicznych i konstrukcyjnych na dynamikę przekładni o zębach prostych. ZN Pol. Śl. seria: Mechanika z.72., Gliwice 1981.
- [2] Müller L.: Przekładnie zębate - dynamika. WNT, Warszawa 1986.
- [3] Müller L.: Komputerowe wspomaganie procesu diagnozowania przekładni zębatych dużych mocy metodami analizy drgań. ZN Pol. Śl. seria: Transport. z.18, Gliwice 1992.
- [4] Müller L.: Diagnostyka przekładni zębatych dużych mocy. ZN Pol. Śl. seria: Transport. z.21, Gliwice 1992.
- [5] Müller L.: Przekładnie zębate - badania. WNT, Warszawa 1984.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Wojciech Cholewa

Wpłynęło do redakcji w grudniu 1993r.

Abstract

The principles of toothed gears diagnosis were presented. The model of spur gears [1,2,3] was the base of consideration. That model was adapted to helical gears. In that case the toothed gear was replaced with a train of spur disks which were properly circumferentially mutually displaced [2,4]. The vibrations of helical gears are described by equation (1) having the dimensionless form. Some results of analytical calculations of parameters of helical gears vibrations in the case of working with a speed approx. $1/5$ resonance velocity are described by equation 3.

The linear dependence between the extreme dynamic force loaded the tooth pair and the symptoms like the effective value of acceleration of vibrations or the peak value corresponded with the maximum tooth defection was proved. In chapter 4 was given the method how to find boundary values of those symptoms on the ground of the calculated value of the safety factor for tooth break. The presented method of diagnostic conclusion will be used to determine the practical method for diagnostics of industrial toothed gears.