

Ludwik Müller

PROBLEMY 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.

PROBLEMS OF HIGH POWER TOOTHED GEARS DIAGNOSIS

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

МЕТОД ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ШЕДЕРЕНГАТЫХ ПЕРЕДАЧ

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

WSTĘP

W Instytucie Transportu Pol. Śl. prowadzone są od dłuższego czasu prace nad metodami diagnozowania stanu technicznego przekładni zębatych dużych mocy metodami analizy drgań. Dotychczasowe wyniki badań przedstawiono w dwóch monografiach [1, 2], które zachęcają do prowadzenia dalszych badań, najlepiej we współpracy z przemysłem ze względu na dostęp do przekładni dużych mocy, których z oczywistych względów brakuje w laboratoriach naukowych.

Opis metody badań.

W dotychczasowych metodach obliczeń wytrzymałościowych wyznacza się następujące współczynniki bezpieczeństwa:

X_z - z uwagi na złamanie zęba u podstawy,

X_p - ze względu na przekroczenie bezpiecznych wartości nacisków powierzchniowych, wywołujące zużycie powierzchni zębów, objawiające się najczęściej w postaci jam pittingowych,

X_t - z uwagi na zjawisko zacierania się powierzchni zębów pod wpływem znacznego wzrostu chwilowej lokalnej temperatury zęba.

Wszystkie trzy współczynniki zależą od siły międzyzębnej oraz współrzędnej punktu styku zęba. Praktycznie największe znaczenie ma współczynnik X_z wskazujący na niebezpieczeństwo złamania zęba, tym bardziej że przez odpowiedni dobór olejów można uzyskać wysokie wartości współczynnika X_t , a poprzez utwardzanie powierzchni zębów uzyskuje się duże wartości współczynnika X_p . Najczęściej więc o gabarytach i kosztach przekładni decyduje wartość współczynnika X_z , który zarówno ze względów technicznych jak i ekonomicznych utrzymywany jest w wąskich granicach. Dlatego najpewniejszym sposobem diagnozowania przekładni, tj. określenia stanu zagrożenia awaryjnego, jest pomiar naprężeń w podstawie zęba za pomocą odpowiednio zabudowanych tensometrów. Analiza czasowego przebiegu naprężeń pozwala na drodze analitycznej określić zarówno chwilowe wartości sił, jak też współrzędne styku zębów, co umożliwia wyliczenie zmian wartości wszystkich współczynników bezpieczeństwa. Najczęściej można się ograniczyć do analizy naprężeń w podstawie zęba, mających bezpośredni wpływ na wartość współczynnika X_z .

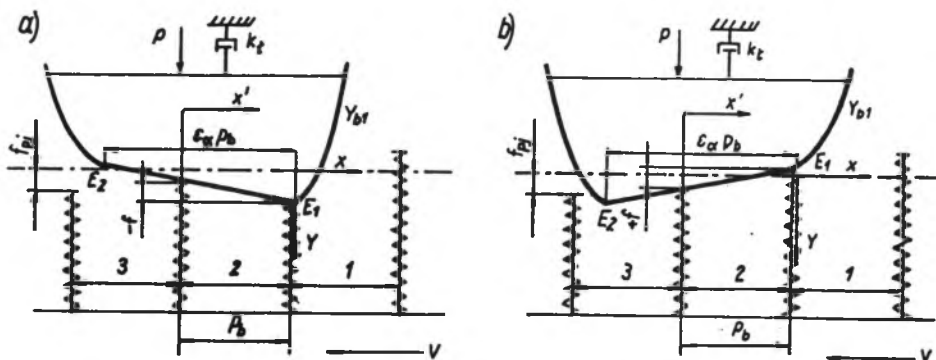
Niestety w praktyce znane są tylko bardzo nieliczne przypadki przystosowania przez konstruktorów i wykonawców kół zębatych do pomiarów tensometrycznych. Obecnie istnieją duże możliwości bezprzewodowego przesyłania sygnałów, jak też bezprzewodowego zasilania mostków tensometrycznych.

W rozdziale 6 podręcznika [3] oraz w rozdziale 3 podręcznika [4] przedstawiono schematy układów pomiarowych przystosowanych do potrzeb badań przekładni zębatych. W przypadku gdy nie istnieją możliwości tego typu pomiarów, badania stanu technicznego przekładni prowadzi się najczęściej metodami wibroakustycznymi. Metody te spełniają dobrze swoje zadanie, pod warunkiem że na podstawie bardzo licznych eksperymentów na drodze statystycznej określono:

- 1) optymalne symptomy wibroakustyczne,
- 2) ich krytyczne wartości.

W przekładniach dużych mocy najczęściej brak jest możliwości prowadzenia tego typu badań, chociażby ze względu na jednostkowe wykonanie przekładni i potrzebę określenia wartości krytycznych zanim nastąpi awaria nawet jednego egzemplarza. Pozostaje więc droga analiz teoretycznych, komputerowe symulowanie zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładni, teoretyczne poszukiwanie optymalnych symptomów nie tyle zużycia przekładni, ile głównie wzrostu sił międzyzębnych i obniżenia omawianych poprzednio współczynników bezpieczeństwa.

Dla kół o zębach prostych wykorzystano model płaski (rys. 1) szeroko opisany w [3]. W przypadku zębów skośnych koło zębate zastąpiono pakietem tarcz o zębach prostych odpowiednio względem siebie obwodowo przemieszczonych [2]. Pomimo znacznego uproszczenia w stosunku do układu przestrzennego uzyskane wyniki obliczeń przy założeniu odpowiednich parametrów modelu uproszczonego były zadowalające. W obliczeniach poszukiwano głównie współczynników korelacji pomiędzy wyliczonymi siłami obciążającymi zęby a symptomami drganiowymi. Badano głównie te zależności w funkcji zużycia zęba, tj. zmiany zarysu bryły na rys. 1.



Rys. 1. Sposób modelowania odchyłek cyklicznych:

a) ujemna wartość odchyłki podziałki, b) dodatnia wartość odchyłki podziałki

Fig. 1. The manner of modeling of cyclic deviations

a) negative value of pitch deviation, b) positive value of pitch deviation

Obliczenia prowadzono w szerokim zakresie zmian charakterystyk przekładni. Tak np. sztywność zazębienia przyjmowano zmienną na odcinku przyporu wg paraboli symetrycznej lub asymetrycznej, a także jako stałą na całym odcinku.

Te założenia wyczerpywały praktyczne przypadki. Uzyskiwano zawsze bardzo wysoką korelację pomiędzy poszukiwaną siłą międzyzębną a badanym symptomem.

Przyjmowano też różne prawa dotyczące zużycia powierzchni zęba, między innymi zakładano proporcjonalne zużycie do siły docisku, następnie do obciążeń stykowych (Hertz), wreszcie do chwilowej wartości temperatury powierzchni. Także i w tym przypadku uzyskiwano bardzo wysoką korelację pomiędzy siłą a badanym symptomem drganiowym.

Wybrane wyniki obliczeń

Tablica 1 dotyczy modelu, w którym przyjęto:

$k = 20$ kroków obliczeniowych na podziałce,

$t = 10$ tarcz na szerokości koła o parametrach:

$ea=1.4$ wskaźnik czołowego przyporu,

$eb=1.0$ wskaźnik przyporu poskokowego,

$h = 0.3$ krok czasowy,

$2\rho=0.15$ współczynnik tłumienia.

Przekładnia pracuje w okolicy głównego rezonansu, albowiem okres zązębie-
nia $T=k \cdot h=20.0$, $30=6.0$. Tablica zawiera następujące kolumny:

N_r - kolejny numer obliczenia,

σ_a - wartość skuteczna przyspieszenia drgań (symptom drganiowy),

P_{\max} - wartość maksymalna siły międzyzębnej (nie rejestrowano kolejnego numeru tarczy, w której wystąpiła siła),

a_{\min} - bezwzględna wartość szczytowa przyspieszenia drgań, przyjęta również jako drugi symptom drganiowy,

b - zużycie zęba w pierwszej tarczy modelu odniesione do statycznego ugięcia, obliczone na przejściu całego kroku.

Z tablicy wynikają między innymi następujące wnioski:

1. Pomimo pracy w okolicy głównego rezonansu maksymalna siła na początku obliczeń przekładni nowej pozbawionej jakichkolwiek błędów $P_{\max} = 0.949 < 1$. W dalszych wierszach siła rośnie, ale nie w sposób monotoniczny, tak np. pierwsze ekstremum $P = 2.788$ osiąga w wierszu 15, następne, pomimo wzrostu zużycia, maleje do wartości 1.995 w wierszu 20 itd.

2. Zużycie pierwszej traczy nie rośnie monotonicznie, są okresy pracy, kiedy pierwsza tarcza w ogóle nie pracuje i zużycie utrzymuje się na stałym poziomie, np. pomiędzy wierszami 24 i 33.

3. Pomędzy wartością maksymalną siły P_{\max} a symptomami drganiowymi wyliczono następujące korelacje:

- w zakresie od 1 do 25 wiersza obejmującym ekstremalne siły

$$P_{\max} = P_{\text{dyn}} = 0.912 * e^{0.887 * \sigma a} \quad R = 0.992$$

- w zakresie od 1 do 25 wiersza obejmującym ekstremalne siły

$$P_{\max} = 0.915 * e^{0.866 * \sigma a} \quad R = 0.983$$

- w zakresie od 1 do 74 (nie przytaczanym w tabelcy)

$$P_{\max} = 0.911 * e^{0.862 * \sigma a} \quad R = 0.968$$

Jeszcze lepszą korelację znaleziono dla drugiego symptomu, jakim jest wartość ekstremalna przyspieszania drgań (a_{\min}) = a w zakresie 1 do 50

$$P_{\max} = 0.818 + 0.849 * a \quad R = 0.993$$

oraz w zakresie od 1 do 74

$$P_{\max} = 0.808 + 0.850 * a \quad R = 0.986$$

Jak wynika z powyższych danych, trudniejsza do pomiaru wielkość ekstremalna przyspieszenia w chwili maksymalnego obciążenia zęba jest lepiej skorelowana z P_{\max} aniżeli wartość skuteczna drgań z całego okresu zazębienia.

Chwilowo wartości przyspieszenia drgań w poz. 50 były następujące:

1.130	1.092	1.042	0.998	0.950	0.896	0.628
0.136	-0.211	-0.662	-1.068	-1.335	-1.447	-1.338
-1.115	-0.753	-0.315	0.116	0.512	0.787	

Wśród tych wartości znajduje się wartość ekstremalna -1.447; która podana jest w tabelcy 1 poz. 50. Rozwijając w szereg Fouriera otrzymuje się następujące harmoniczne

c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6	c_7
1.284	0.178	0.040	0.040	0.026	0.003	0.025

Największą wartość wykazuje pierwsza harmoniczna, co dowodzi pracy w okolicy głównego rezonansu.

W tabelicy 2 przedstawiono wybrane wartości sił i symptomów dla pracy prędkości ok. 1/5 prędkości rezonansowej, tj. przy prędkości obwodowej ok. 8 m/s. Już w 28 wirszu pojawia się pierwsze ekstremum siły dynamicznej $P_{\max} = 2.598$. Jest to przypuszczalnie granica wytrzymałości zazębienia, ale jak widać, siła nie rośnie monotonicznie z czasem, lecz pulsuje podobnie jak w innych przypadkach obliczeniowych.

W pozycji 50, gdzie siła osiąga ponowne lokalne minimum, przyspieszenie drgań wykazuje następujące harmoniczne:

c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6	c_7
0.128	0.229	0.501	0.892	0.921	0.387	0.155

Współczynniki korelacji pomiędzy poszukiwaną wartością siły a symptomami drganiowymi osiągają następujące wartości:

W pierwszym okresie zużycia poz. 1 - 25

$$P_{\max} = 0.972 + 1.565 \cdot \sigma_a \quad R = 0.994$$

$$P_{\max} = 0.842 + 0.8357 \cdot a_{\min} \quad R = 0.9988$$

W przedziale od 1 - 50

$$P_{\max} = 1.030 e^{0.958 \sigma_a} \quad R = 0.984$$

$$P_{\max} = 0.782 + 0.908 \cdot a_{\min} \quad R = 0.997$$

W przedziale od 1 - 60

$$P_{\max} = 1.037 e^{0.956 \sigma_a} \quad R = 0.984$$

$$P_{\max} = 0.779 + 0.905 \cdot a_{\min} \quad R = 0.996$$

W przedziale 1 - 75

$$P_{\max} = 1.004 e^{1.002 \sigma_a} \quad R = 0.982$$

$$P_{\max} = 0.736 + 0.936 \cdot a_{\min} \quad R = 0.997$$

Charakterystyczne jest pojawienie się liniowej korelacji zamiast wykładniczej przy bardzo wysokich wartościach współczynnika korelacji R .

OGÓLNA METODA DIAGNOZOWANIA PRZEKŁADNI DUŻYCH MOCY

Z przytoczonych przykładów obliczeniowych wynika, że z wystarczającą na potrzeby praktyki diagnostycznej dokładnością można przyjąć, że ekstremalna siła dynamiczna, która obciąża jeden ząb przekładni, jest dobrze skorelowana z przyspieszeniem drgań koła zębatego.

Z badań wynika, że istnieje liniowa zależność pomiędzy maksymalną siłą dynamiczną a takimi symptomami, jak wartość skuteczna przyspieszenia drgań koła lub wartość szczytowa odpowiadająca maksymalnemu ugięciu zęba. Przedstawiona metoda pozwala na poszukiwanie innych związków, szczególnie istotne są zależności pomiędzy maksymalną siłą a dającym się zmierzyć symptomem drganiowym.

Główny problem pomiarowy polega na tym, że najczęściej dostępne są pomiary drgań na obudowie, a tylko w nielicznych przypadkach pomiary przyspieszeń obwodowych kół zębatych. Wyniki pomiarów zależą w znacznym stopniu od funkcji przejścia od drgań kół do drgań wybranego miejsca obudowy.

Te problemy badane będą na trzecim etapie badań przewidzianych na następny okres badawczy.

Aktualnie proponuje się następujący przybliżony sposób określania granicznych wartości symptomów drganiowych mierzonych na obudowie przekładni:

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

- a) wartość współczynnika sił 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.

Bliższe informacje o wyżej wspomnianych współczynnikach można znaleźć w [4].

2. Z 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. Te problemy będą tematem oddzielnego opracowania, ze szczególnym uwzględnieniem specyfiki przekładni zębatych dużych mocy.

Tablica 1

Wyniki obliczeń parametrów drgań

k=20 t=10 $\varepsilon_a=1,4$ $\varepsilon_b=1,0$ h=0,3 $2\varphi=0,15$				
Nr	σ_a	P_{max}	$ a_{min} $	b
1	2	3	4	5
1	0,064	0,949	0,096	0,110
2	0,062	0,929	0,092	0,210
3	0,124	1,006	0,191	0,303
4	0,162	1,053	0,253	0,393
5	0,205	1,105	0,317	0,479
6	0,266	1,177	0,418	0,561
7	0,343	1,269	0,541	0,639
8	0,434	1,378	0,675	0,710
9	0,539	1,506	0,821	0,776
10	0,661	1,646	1,008	0,835
11	0,817	1,839	1,243	0,890
12	1,019	2,144	1,592	0,944
13	1,248	2,619	2,057	1,022
14	0,994	2,562	2,154	1,167
15	1,169	2,788	2,233	1,353
16	1,121	2,489	1,895	1,502
17	0,982	2,129	1,472	1,654
18	0,944	2,019	1,429	1,808
19	0,920	2,002	1,435	1,962
20	0,905	1,995	1,455	2,114
21	0,899	2,025	1,440	2,267
22	0,910	2,086	1,448	2,423
23	1,024	2,203	1,560	2,566
24	1,089	2,288	1,654	2,640
25	1,209	2,682	2,112	2,640
26	1,208	2,574	2,047	2,640
27	1,120	2,328	1,811	2,640
28	1,023	2,111	1,578	2,640
29	0,955	1,993	1,436	2,640
30	0,918	1,950	1,389	2,640
31	0,938	1,972	1,438	2,640
32	1,035	2,148	1,676	2,640
33	1,228	2,459	1,943	2,640
34	1,041	2,560	2,126	2,762
35	1,050	2,598	1,940	2,937
36	1,036	2,266	1,654	3,095
37	0,919	2,002	1,348	3,245
38	0,886	1,907	1,325	3,390
39	0,881	1,940	1,382	3,532
40	0,886	1,988	1,487	3,676
41	0,876	2,021	1,380	3,826
42	0,898	2,081	1,419	3,978
43	0,978	2,108	1,452	4,095
44	0,970	2,177	1,470	4,095
45	1,016	2,304	1,689	4,095
46	1,019	2,125	1,557	4,095
47	0,997	2,034	1,481	4,095
48	0,961	1,965	1,426	4,095
49	0,933	1,923	1,396	4,095
50	0,942	1,956	1,447	4,095

Tablica 2

k=60		t=5	$\varepsilon_a=1,4$	$\varepsilon_b=1,0$	h=0,6	$2\varphi=0,3$
Nr	σ_a	P_{\max}	$ a_{\min} $	b		
1	0,011	0,879	0,018	0,105		
10	0,191	1,300	0,560	0,938		
20	0,659	2,021	1,418	1,796		
28	0,978	2,598	2,082	2,518		
31	0,985	2,389	1,862	"		
34	1,207	3,151	2,724	"		
35	1,200	3,300	2,684	2,570		
39	1,228	3,641	3,044	2,979		
45	1,126	3,181	2,610	3,854		
50	1,120	2,683	2,264	4,151		
55	1,179	2,889	2,497	"		
60	1,420	4,007	3,414	"		
65	1,442	4,525	4,136	4,367		
70	1,422	4,842	4,247	5,043		
80	1,195	3,219	2,502	6,224		

Wahania przyspieszenia drgań w poz. 50

1,309	1,025	0,216	-0,163	-0,022	0,301	0,427	0,262
-0,250	-0,712	-1,019	-0,976	-1,278	-1,631	-1,706	-1,288
-0,309	0,766	1,447	1,209	1,010	0,843	0,704	0,588
0,489	-0,011	-0,910	-1,773	-2,162	-1,893	-0,999	0,210
1,211	1,257	1,050	0,877	0,732	0,612	0,437	-0,734
-1,892	-2,264	-1,662	-0,496	0,758	1,348	1,126	0,940
0,786	0,656	0,548	-0,448	-1,728	-2,171	-1,613	-0,259
1,133	1,205	1,007	0,841				

3. Przyjmując liniową korelację pomiędzy symptomami drganiowymi i nadwyżkami dynamicznymi obciążającymi zęby, można na podstawie niżej podanego rozumowania wyliczyć graniczną wartość symptomu, któremu odpowiadała 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) zakłada się następującą symboliczną postać współczynnika K_{dyn} :

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

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

W przypadku bardzo dużych prędkości obrotowych, tj. powyżej głównego rezonansu, we wzorze określającym współczynnik $K_{dyn} = K_v$ pominięto (DIN) jedynkę, ale ze wzoru określającego współczynniki $C_1 \dots C_k$ wynika graniczna wartość 1.

Przewidując ewentualne zmiany metod obliczeniowych, do dalszych rozważań przyjęto postać

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

lub

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

W ten sposób ($K_{dyn} - a$) 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

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

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

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

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

Praktyczne wskazówki opracowane będą po przeprowadzeniu odpowiednich badań eksperymentalnych. Do tego czasu można stosować wyżej podane rozumowanie.

LITERATURA

- [1] Müller L.: Komputerowe wspomaganie procesu diagnozowania przekładni zębatych dużych mocy metodami analizy drgań. ZN Pol.Śl., Transport z. 18, Gliwice 1992.
- [2] Müller L.: Diagnostyka przekładni zębatych dużych mocy. ZN Pol.Śl., Transport z. 21, Gliwice 1992.
- [3] Müller L.: Przekładnie zębate - dynamika. WNT, Warszawa 1986.
- [4] Müller L.: Przekładnie zębate - badania. WNT, Warszawa 1984.

Recenzent: Doc.dr hab.inż. Walter Bartelmus

Wpłynęło do Redakcji 20.02.1993 r.

ABSTRACT

The principles of toothed gears diagnosis were presented. The model of spur gears 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].

Some results of analytical calculations of parameters of helical gears vibrations in the case of working near the main resonance were listed at the table No 1, the same parameters for working with a speed approx. 1/5 resonance velocity were listed at the table No 2.

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 deflection was proved. It 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 diagnosis of industrial toothed gears.