ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 2007
Seria: TRANSPORT z. 61 Nr kol. 1704

Grzegorz WOJNAR

WPŁYW SZTYWNOŚCI SPRZĘGIEŁ NA SIŁY DYNAMICZNE W ZAZĘBIENIU PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

Streszczenie. W artykule, na podstawie zmierzonych sztywności oraz tłumienia sprzęgieł oponowych i badań symulacyjnych układu napędowego z przekładnią zębatą, przedstawiono wpływ tych parametrów na siły dynamiczne działające w zazębieniu.

INFLUENCE OF CLUTCH STIFFNESS ON DYNAMIC FORCES IN GEAR MESHING

Summary. The paper presents influence of flexible clutch characteristics on dynamic forces in meshing. The investigations based on the measured clutch stiffness as well as damping and computer simulation of power transmission system with tooth gear.

1. WPROWADZENIE

W procesie projektowania przekładni zębatych wpływ obciążeń zewnętrznych i wewnętrznych, działających na przekładnię uwzględnia się w sposób uproszczony za pomocą odpowiednich współczynników.

Na obciążenia wewnętrzne występujące podczas pracy przekładni zębatych wpływa wiele czynników, takich jak: prędkość obrotowa kół zębatych, czołowy i poskokowy wskaźnik przyporu, odchyłki wykonania kół zębatych, tłumienie drgań w zazębieniu, zależne m.in. od sposobu smarowania, modyfikacja zarysu, luz międzyzębny, i inne, które szczegółowo przedstawiono w [2,3,4,8,9,11,12].

Wartości współczynników uwzględniających wpływ obciążeń zewnętrznych, działających na projektowaną przekładnię, określa się na podstawie charakteru pracy silnika i maszyny roboczej. Jednym z mniej poznanych zagadnień jest wpływ nieliniowych sztywności oraz tłumienia sprzęgieł na siły działające w zazębieniu, w przypadku występowania określonych wymuszeń zewnętrznych.

2. OBIEKT BADAŃ

Obiektem badań symulacyjnych był układ napędowy składający się z: silnika, sprzęgła wejściowego, przekładni zębatej, sprzęgła wyjściowego i maszyny roboczej. Parametry geometryczne kół zębach zamontowanych w przekładnia były następujące:

- liczba zębów zębnika z_1 16,
- liczba zębów koła z_2 24,
- szerokość kół b 17 mm,
- moduł normalny m_n 4,5 mm,
- współczynnik przesunięcia zarysu zębnika x_1 0,864,
- współczynnik przesunięcia zarysu koła x_2 -0,5,
- odległość osi 91,5 mm.

W trakcie badań przekładnia pracowała jako reduktor i była obciążona sinusoidalnie zmiennym momentem M_h=71,8 Nm ±25% (Q=1,05 MPa). Badania prowadzono przy różnych prędkościach obrotowych kół.

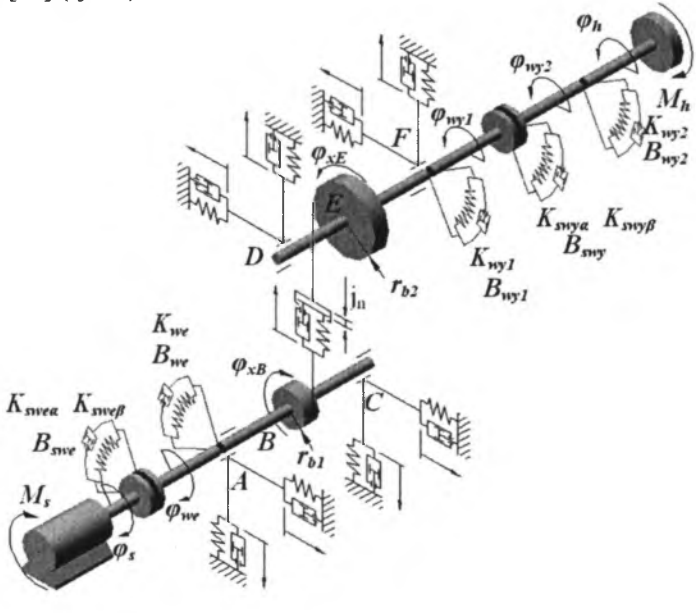
Na podstawie metody przedstawionej w [10], do układu napędowego dobrano sprzęgła oponowe 060 ASO-165 [14], których moment znamionowy wynosił M_{zn}=127 Nm.

Moment bezwładności silnika napędzającego wynosił 0,08 kgm^2, natomiast moment bezwładności maszyny roboczej był dwukrotnie większy.

W badaniach przyjęto, że przekładnia nie jest obarczona odchyłkami wykonania.

3. MODEL DYNAMICZNY

W literaturze dotyczącej tematu przedstawione są modele sprzęgieł [1,10] szczegółowo opisujące ich pracę i uwzględniające np. błędy współosiowości [1]. W celu określenia wpływu charakterystyk sprzęgieł na siły działające w zazębieniu, w niniejszym artykule wykorzystano - opracowany na Wydziale Transportu Politechniki Śląskiej - model dynamiczny układu napędowego z przekładnią zębatą [3]. Zjawiska zachodzące w zazębieniu są opisane zgodnie z modelem L. Müllera [2,8,9]. Opis matematyczny rozbudowanego modelu, umożliwiającego uwzględnienie nieliniowych charakterystyk sprzęgieł przedstawiono [13] (rys. 1).

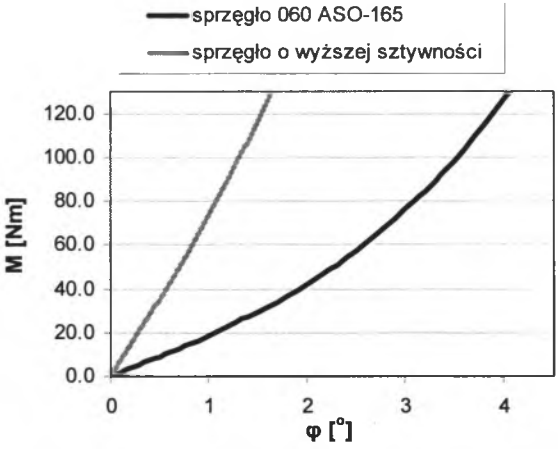


Rys. 1. Model dynamiczny układu napędowego z przekładnia zębatą
Fig. 1. Dynamic model of power transmission system with gearbox

4. SZTYWNOŚĆ I TŁUMIENIE SPRZĘGIEŁ

Zastosowane sprzęgła 060 ASO-165 charakteryzują się wysoką podatnością skrętną, bardzo dobrym tłumieniem drgań, powinny dobrze łagodzić zmiany momentu obrotowego i mogą kompensować znaczne odchyłki ustawienia łączonych czopów.

W badaniach symulacyjnych uwzględniono nieliniową charakterystykę sztywności wspomnianego powyżej sprzęgła, uzyskaną w wyniku badań doświadczalnych, przedstawionych w pracy [10] (rys. 2). W celu określenia wpływu sztywności sprzęgieł na siły działające w zazębieniu w badaniach zastosowano również nieliniową charakterystykę sprzęgła o wyższej sztywności (rys. 2). W przypadku tego sprzęgła uzyskanie, identycznego jak dla sprzęgła 060 ASO-165, kąta skręcenia członów biernych wymaga działania 6-krotnie większym momentem obrotowym niż w przypadku sprzęgła 060 ASO-165.



Rys. 2. Charakterystyka sztywności sprzęgła oponowego 060 ASO-165 i sprzęgła o wyższej sztywności

Fig. 2. Stiffness characteristic of tyre coupling 060 ASO-165 and coupling with higher stiffness

Sztywność wałów jest wysoka w porównaniu ze sztywnością sprzęgieł, dlatego w badaniach symulacyjnych przyjęto, że sztywność wałów jest nieskończona.

Bezwymiarowy współczynnik tłumienia ψ, zdefiniowanego jako stosunek energii rozpraszanej w ciepło w każdym cyklu pracy A_r do energii sprężystej układu A_s i zgodnie z przedstawionymi w [10] zależnościami przeliczono go na zastosowany w modelu wymiarowy współczynnik tłumienia (tablica 1).

Tablica 1

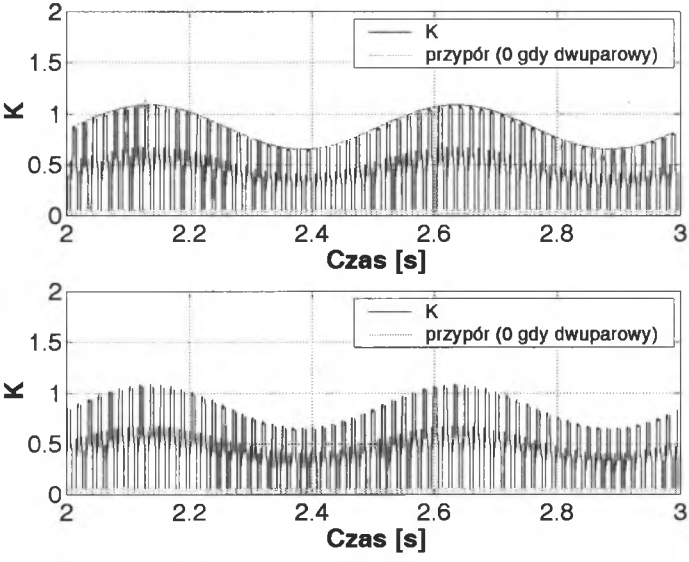
Względny współczynnik tłumienia sprzęgła oponowego 060 ASO-165 [10]

Amplituda momentu	Pole pętli histerezy	Pole sprężystego odkształcenia	Względny współczynnik tłumienia
M_A [Nm]	A_r [mm^2]	A_s [mm^2]	ψ
10% M_{zn}=12,70	48,14	39,82	1,24
25% M_{zn}=31,75	241,68	187,35	1,29
50% M_{zn}=63,50	953,76	676,43	1,41
75% M_{zn}=92,25	2379,32	1652,31	1,44
100% M_{zn}=127	4582,63	2794,29	1,64

5. SIŁY DYNAMICZNE W ZAZĘBIENIU

Jako miarę sił dynamicznych przyjęto współczynnik K, zdefiniowany jako stosunek maksymalnej siły międzyzębnej do siły statycznej i jest on odpowiednikiem iloczynu współczynników zastosowania (K_A) i dynamicznego (K_v), występujących w metodach obliczeń zalecanych przez normy ISO [3].

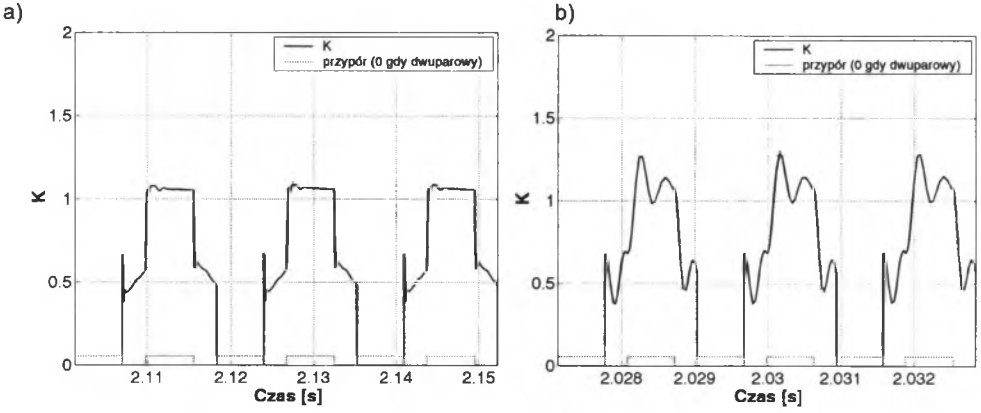
Na rys. 3 przedstawiono wartości współczynnika sił dynamicznych w zazębieniu, w przypadku zastosowania sprzęgieł 060 ASO-165 i pracy przekładni z małą prędkością obrotową zębnika oscylującą wokół wartości 500 obr/min. Oscylacje te spowodowane były zmianami momentu obciążenia M_h=71,8 Nm±25%. W przedstawionym przebiegu współczynnika sił dynamicznych w zazębieniu widoczne są wahania jego wartości spowodowane sinusoidalnie zmiennym w czasie momentem obciążenia przekładni, którego częstotliwość zmian wynosiła 2 Hz.



Rys. 3. Wartości współczynnika sił dynamicznych w zazębieniu, w przypadku pracy przekładni z prędkością obrotową zębnika oscylującą wokół wartości 500 obr/min: a) dla zębów o numerach parzystych, b) dla zębów o numerach nieparzystych

Fig. 3. Coefficient of dynamic forces in meshing – pinion rotation speed 500 rpm: a) for teeth with even number, b) for teeth with odd number

Na długości odcinka przyporu widoczny jest wpływ wzrostu prędkości obrotowej zębnika i częstotliwości zmian momentu obciążenia na zwiększenie dynamiki zmian współczynnika sił w zazębieniu (rys. 4).

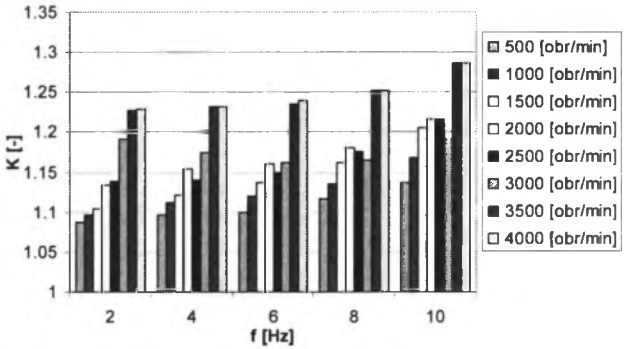


Rys. 4. Wartości współczynnika sił dynamicznych w zazębieniu dla trzech kolejnych zębów o numerach parzystych, w przypadku pracy przekładni z: a) prędkością obrotową zębnika oscylującą wokół 500 obr/min i sinusoidalnie zmiennym momentem obciążenia o częstotliwości 2 Hz, b) prędkością obrotową zębnika oscylującą wokół 4000 obr/min i sinusoidalnie zmiennym momentem obciążenia o częstotliwości 10 Hz

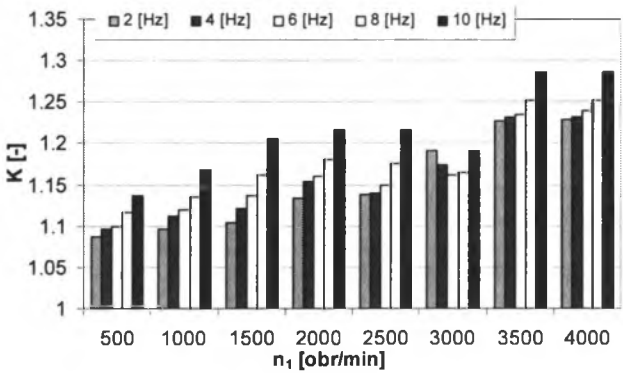
Fig. 4. Coefficient of dynamic forces in meshing for teeth with even number: a) pinion rotation speed 500 rpm and sinusoidal changes of load torque - frequency 2 Hz, b) pinion rotation speed 4000 rpm and sinusoidal changes of load torque - frequency 10 Hz

Na podstawie wyników przedstawionych na rys. 5a można stwierdzić, że w przypadku zastosowania sprzęgieł 060 ASO-165 nie przy każdej częstotliwości zmian momentu obciążenia wzrost prędkości obrotowej powoduje wzrost sił dynamicznych w zazębieniu. Z kolei na podstawie analizy rys. 5b można zauważyć, że w przypadku pracy przekładni z prędkością obrotową zębnika, oscylującą wokół 3000 obr/min i częstotliwością zmian momentu obciążenia wynoszącą 6 Hz, zarówno zmniejszenie do 2 Hz, jak i zwiększenie do 10 Hz tej częstotliwości powoduje około 4% wzrost sił dynamicznych w zazębieniu. Zastosowanie sprzęgła o wyższej sztywności (rys. 2), przy tłumieniu identycznym jak sprzęgła 060 ASO-165, w większości analizowanych przypadków spowodowało zmniejszenie sił dynamicznych w zazębieniu, wynoszące około 5% przy częstotliwości zmian momentu obciążenia 10 Hz (rys. 6 i 7).

a)

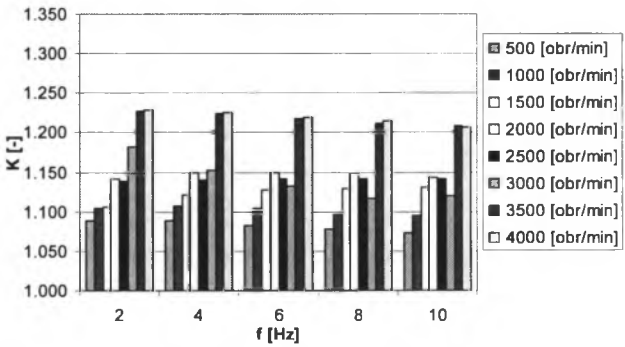


b)



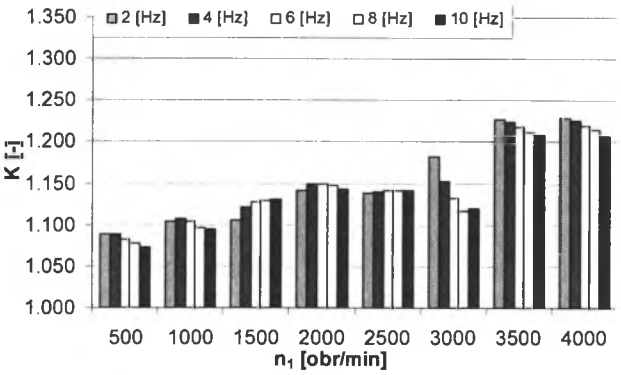
Rys. 5. Wartości współczynnika sił dynamicznych K w funkcji częstotliwości zmian momentu obciążenia przekładni i prędkości obrotowej zębnika, w przypadku zastosowania sprzęgieł 060 ASO-165

Rys. 5. Coefficient of dynamic forces in meshing K as function of frequency of load torque changes and pinion rotation speed - tyre coupling 060 ASO-165



Rys. 6. Wartości współczynnika sił dynamicznych K w funkcji częstotliwości zmian momentu obciążenia przekładni, w przypadku zastosowania sprzęgieł o wyższej sztywności (rys. 2)

Fig. 6. Coefficient of dynamic forces in meshing K as function of frequency of load torque changes - coupling with higher stiffness (fig. 2)



Rys. 7. Wartości współczynnika sił dynamicznych K w funkcji prędkości obrotowej zębnika, w przypadku zastosowania sprzęgieł o wyższej sztywności (rys. 2)
Fig. 7. Coefficient of dynamic forces in meshing K as function of pinion rotation speed - coupling with higher stiffness (fig. 2)

6. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych badań i analiz można stwierdzić że:

- nie w każdym przypadku wzrost prędkości obrotowej kół zębatych powoduje wzrost sił dynamicznych w zazębieniu,
- nie w każdych warunkach wzrost częstotliwości zmian momentu obciążenia powoduje wzrost sił dynamicznych w zazębieniu,
- zastosowanie sprzęgła o wyższej sztywności przy tłumieniu identycznym jak sprzęgła 060 ASO-165, w większości analizowanych przypadków, spowodowało zmniejszenie sił dynamicznych w zazębieniu, wynoszące około 5% przy częstotliwości zmian momentu obciążenia równej 10 Hz,
- model dynamiczny układu napędowego z przekładnią zębatą jest użytecznym narzędziem do analizy wpływu sprzęgieł na siły dynamiczne w zazębieniu.

Literatura

1. Batko W., Dąbrowski Z., Pakowski R. i inni: Nowoczesne metody badania procesów wibroakustycznych - cz. II. Wydawnictwo i Zakład Poligrafii ITE w Radomiu, Katowice-Radom 2006.
2. Dąbrowski Z., Radkowski S., Wilk A.: Dynamika przekładni zębatych – Badania i symulacja w projektowaniu eksploatacyjnie zorientowanym. Wydawnictwo i Zakład Poligrafii ITE w Radomiu, Radom 2000.
3. Łazarz B.: Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej w układzie napędowym jako podstawa projektowania. Wyd. i Zakład Poligrafii ITE w Radomiu, Radom 2001.
4. Łazarz B., Wojnar G.: Model dynamiczny układu napędowego z przekładnią zębatą. XVII Ogólnopolska Konferencja Przekładnie Zębate, Węgierska Górka 09.10 - 11.10.2000, s. 101-108.

5. Łazarz B., Wojnar G.: Identyfikacja strat mocy w przekładni zębatej walcowej. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, – s. Transport, z. 43, Gliwice 2001 r., s. 143-152.
6. Markusik S.: Sprzęgła mechaniczne. WNT, Warszawa 1979.
7. Markusik S. Opasiak T.: Badanie charakterystyk statycznych i dynamicznych nierozłącznych sprzęgieł podatnych oponowych. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. s. Transport, z. 56/2004, Gliwice s. 215-222.
8. Müller L.: Przekładnie zębate - badania. WNT, Warszawa 1984.
9. Müller L.: Przekładnie zębate - dynamika. WNT, Warszawa 1986.
10. Opasiak T.: Wpływ zmian momentu obrotowego na charakterystykę statyczną i dynamiczną sprzęgieł podatnych oponowych. Rozprawa doktorska, Politechnika Śląska 2005.
11. Skoć A., Grzesica P.: Wpływ obciążenia zewnętrznego na dynamikę przekładni zębatych w aspekcie badań modelowych. Materiały XXII Sympozjonu Podstaw Konstrukcji Maszyn, Gdynia-Jurata 2005. Wydawnictwo Fundacji Rozwoju Akademii Morskiej.
12. Wojnar G., Łazarz B.: Wpływ uszkodzeń elementów przekładni zębatej na siły dynamiczne w zazębieniu. Materiały XXII Sympozjonu Podstaw Konstrukcji Maszyn, Gdynia-Jurata 2005. Wydawnictwo Fundacji Rozwoju Akademii Morskiej, s. 407-414.
13. Wojnar G., Łazarz B., Madej H.: Diagnozowanie przekładni zębatych w przypadku pracy ze zmiennymi w czasie prędkościami obrotowymi i obciążeniami. Materiały XXXIII Ogólnopolskiego Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 06.03 - 11.03. 2006.
14. Katalog firmy Fena sp. z o.o, Polska 1999.

Recenzent: Prof. nzw. dr hab. inż. Zbigniew Dąbrowski

Praca wykonana w ramach BW - 489/RT2/2007.