ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 2002
Seria: TRANSPORT z.44 Nr kol.1562

Sylwester MARKUSIK, Tadeusz OPASIAK

WPŁYW BŁĘDÓW MONTAŻU SPRZĘGIEŁ SKRĘTNIE PODATNYCH NA PRACĘ UKŁADU NAPĘDOWEGO

Streszczenie. Artykuł przedstawia wyniki pilotażowych badań wpływu niewspółosiowości wałów połączonych sprzęgłem podatnym oponowym typu ASO na charakterystykę dynamiczną tego sprzęgła oraz jego pracę w układzie napędowym.

INFLUENCE OF ASSEMBLY FOULT OF FLEXIBLE COUPLING ON ITS DRIVE SYSTEM

Summary. In this paper is presented result of research work flexible coupling type ASO and dynamic model work stand to created dynamic characteristics. Those characteristics describe of flexible coupling in driving. It presented result of research influence angular misalignment to dynamic characteristics of researched flexible coupling.

1.WSTĘP

Ze względu na modułową budowę maszyn roboczych, bardzo ważną rolę w połączeniach zespołów napędowych spełniają sprzęgła mechaniczne, a wśród nich sprzęgła podatne. Zastosowanie w układach napędowych tego rodzaju sprzęgieł powoduje złagodzenie niekorzystnych zjawisk dynamicznych w napędzie. Złagodzenie to następuje w wyniku odpowiednich własności tłumiących elementu podatnego, co w pewnym stopniu eliminuje nierównomierność przenoszonego momentu obrotowego [1,2,3].

Przy połączeniach pomiędzy maszyną napędzającą a napędzaną za pomocą sprzęgła podatnego bardzo ważnym czynnikiem jest prawidłowe ustawienie tych dwóch zespołów. Niewłaściwe ustawienie w układzie napędowym współpracujących wałów za pomocą sprzęgła podatnego powoduje wzrost drgań maszyny roboczej i jej hałas, przyśpieszone zużycie łożysk, łącznika sprzęgła i nieprawidłową pracę zespołu napędowego [5].

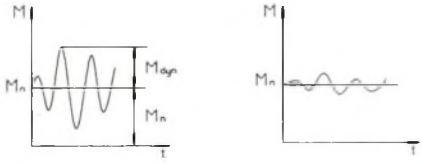
2. MODEL DYNAMICZNY NAPĘDU ZE SPRZĘGŁEM PODATNYM

2.1. Obciążenia dynamiczne sprzęgieł podatnych

W praktyce eksploatacyjnej układ napędowy maszyny roboczej nie przenosi obciążeń o stałym momencie obrotowym, ale zmiennym, co do wielkości momentu w czasie (rys.1). Zmiany tych obciążeń generowane są przez zmienny moment obrotowy, wynikający z procesu

technologicznego, powodują niekorzystne skutki w postaci drgań skrętnych w organach roboczych maszyny (rys.1a). Drgania skrętne od strony organu roboczego i silnika skupiają się między innymi na sprzęgle podatnym. Zastosowane sprzęgło podatne w układzie napędowym przenosi nie tylko stały moment nominalny (M_n), ale również zmienny moment dynamiczny (M_{dyn}) o określonej częstotliwości i amplitudzie (rys.2) [2].

a) b)



a) praca bez sprzęgła podatnego

b) praca ze sprzęgłem podatnym

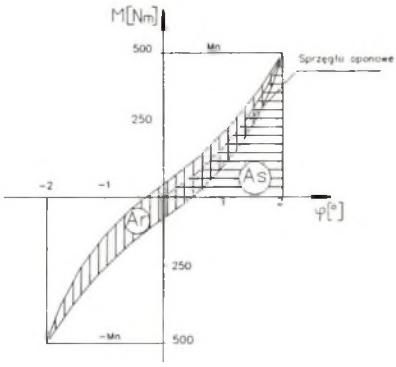
Rys.1. Praca sprzęgła podatnego w układzie napędowym obciążonym nierównomiernym momentem obrotowym

Fig.1. Operation of flexible coupling in system loaded of uneven torque

$$M(t) = M_n + M_{dyn} sin\,(\omega\, t) \tag{1}$$

gdzie: M_n - moment nominalny, M_{dyn} - amplituda momentu dynamicznego,
ω - częstość wymuszania

Przy dobieraniu sprzęgła podatnego do układu napędowego niezbędna jest znajomość cech określających warunki pracy układu napędowego oraz znajomość charakterystyki sprężystej i tłumiącej zastosowanego sprzęgła podatnego (rys.2). Własności te można odczytać tylko z jego charakterystyk dynamicznych, wyznaczanych na specjalnych stanowiskach laboratoryjnych [4].



1. Współczynnik tłumienia sprzęgła „ψ"

$$\psi = \frac{A_r}{A_s} \tag{2}$$

gdzie: A_r- praca tłumienia podczas jednego cyklu obciążenia; A_s- praca odkształcenia sprężystego podczas jednego cyklu obciążenia.

2. Sztywność skrętna sprzęgła „c"

$$c = \frac{M_s}{\varphi} \tag{3}$$

gdzie: M_s - maksymalny moment skręcający;
φ - kąt względnego skręcenia członów sprzęgła

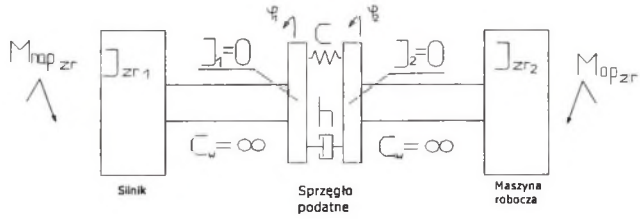
Rys.2. Przykłady histerezy w sprzęgłach podatnych oponowego typu ASO [4]

Fig.2. Example of histereis in tire flexible coupling type ASO

Powyższe współczynniki określają cechy konstrukcyjne sprzęgła podatnego i mogą być miarą do oceny jakości oraz przydatności sprzęgieł podatnych, w których zastosowano łączniki podatne z różnych materiałów, np. gumy, poliuretanu itp.[1,2,3,4,7].

2.2. Model sprzęgła podatnego

Przy modelowaniu układu rzeczywistego pracy maszyny roboczej ze sprzęgłem podatnym buduje się go najczęściej jako układ lepko-sprężysty dwumasowy, o dwóch stopniach swobody (rys.3) [2,6]. W praktyce model taki podlega pewnym uproszczeniom [2], w których pomija się sztywność wałów łączących ($c_w=\infty$) oraz moment bezwładności członów sprzęgła podatnego (J_1,J_2), ponieważ są one bardzo małe w porównaniu z momentem bezwładności mas zredukowanych. W modelu tym siły bezwładności pochodzące od zredukowanych mas układu napędowego i napędzanego skupiają się bezpośrednio na badanym sprzęgle podatnym.



J_{zr1} - zredukowany na wał sprzęgła moment bezwładności mas w ruchu obrotowym od strony silnika, J_{zr2} - zredukowany na wał sprzęgła moment bezwładności mas w ruchu obrotowym i postępowym od strony maszyny roboczej, φ_1 - kąt skręcenia członów sprzęgła od strony silnika, φ_2 - kąt skręcenia członów sprzęgła od strony maszyny roboczej, c - współczynnik sztywności elementu podatnego sprzęgła, h - współczynnik tłumienia sprzęgła podatnego, J_1,J_2 - moment bezwładności członów sprzęgła podatnego, C_w - sztywność wału łączącego badane sprzęgło z masami wirującymi, M_{napzr} - zredukowany moment napędowy, M_{opzr} - zredukowany moment oporu

Rys.3. Model dynamiczny dwumasowy ze sprzęgłem podatnym [2,6]
Fig.3.Double-mass dynamiic model with flexible coupling

Równanie ruchu zredukowanego układu napędowego z sprzęgłem podatnym:

$$J_{zr1}\,\ddot{\varphi}_1 + h\,(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + c\,(\varphi_2 - \varphi_1) = M_{napzr} \tag{4}$$

$$J_{zr2}\,\ddot{\varphi}_2 - h(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) - c\,(\varphi_2 - \varphi_1) = -M_{opzr}$$

Po przekształceniu i uproszczeniu równanie (4) sprowadzamy do postaci [5]:

$$\ddot{\Theta} + 2H\dot{\Theta} + \omega_o^2\Theta = N \tag{5}$$

gdzie: $\Theta = \varphi_2 - \varphi_1$- względny kąt skręcenia członów sprzęgła, $H = h/2J_{zr}$, ω_o - częstość drgań własnych układu, $N = M_{nap}J_{zr2} + M_{op}J_{zr1}/J_{zr1}J_{zr2}$.

Analizę charakterystyki dynamicznej sprzęgła podatnego przeprowadza się przy założeniu, że układ jest obciążony okresowo zmiennym momentem skręcającym [2], a stochastyczny przebieg momentu oporu maszyny roboczej sprowadza się do obciążenia okresowego (6).

$$\varphi = A_{wym} \cos(\omega t + \gamma) \tag{6}$$

gdzie: A_{wym} - amplituda wymuszająca, ω - częstość wymuszania, γ - kąt przesunięcia fazowego amplitudy drgań układu względem momentu wymuszającego.

A amplituda drgań wymuszających wynosi [5]:

$$A_{wym} = \frac{N}{\sqrt{(\omega_o^2 - \omega^2)^2 + 4H^2\omega^2}} \tag{7}$$

i częstość drgań własnych [2]:

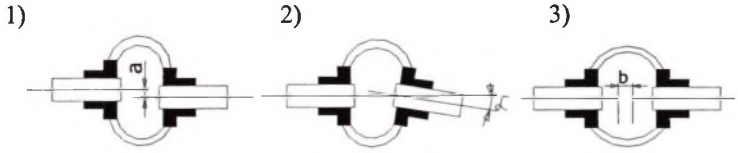
$$\omega_o^2 = 1/\pi A_{wym} I_z \int_0^{2\pi} M_s(\gamma_o + A_{wym} \cos\omega t) \cos\omega t \tag{8}$$

gdzie: I_z-zastępczy moment bezwładności mas, M_s-moment skręcający.

3. BŁĘDY MONTAŻOWE POŁĄCZEŃ ZA POMOCĄ SPRZĘGIEŁ PODATNYCH

3.1. Nowoczesne urządzenie do osiowania

Przy połączeniach współpracujących ze sobą wałów, w układach napędowych, za pomocą sprzęgła podatnego występują błędy montażowe. Błędy montażowe mogą polegać na niewspółosiowości wałów: promieniowej (1), osiowej (2), kątowej (3) (rys.4).



Rys.4. Niewspółosiowość wałów napędowych łączonych sprzęgłami podatnymi oponowymi
1) przemieszczenie promieniowe (a - wartość przemieszczenia);
2) przemieszczenie kątowe (α - wartość odchylenia kątowego);
3) przemieszczenie osiowe (b - wartość odsunięcia).
Fig.4. Misallignment of drive shafts connected by tire flexible coupling

Nowoczesne układy napędowe wymagają dokładnych metod osiowania za pomocą urządzeń laserowych. Zastępują one dotychczasowe mniej dokładne, metody organoleptyczne bardziej pracochłonne takie, jak: oko mechanika, szczelinomierz lub czujnik zegarowy.

Błędy montażowe nie pozostają bez wpływu na charakter przenoszonego momentu obrotowego. Podczas przesunięcia kątowego członów sprzęgła podatnego następuje odkształcenie łącznika. W wyniku tego odkształcenia powstaje, podczas pracy sprzęgła dodatkowa energia potencjalna ($U_{\alpha\text{-}sp}$) odkształcania się łącznika.

$$U_{\alpha\text{-}sp} = \frac{1}{2} C_\alpha \alpha^2 \tag{9}$$

gdzie: C_α - sztywność poprzeczna sprzęgła, α - kąt przesunięcia kątowego.

Energia ta powoduje nagrzewanie się elementu podatnego, jak i pulsację momentu roboczego dodatkowym momentem pochodzącym od przesunięcia kątowego $M_{\alpha\text{-}sp}$.

$$M_{\alpha\text{-}sp} = C_\alpha \sin\alpha \tag{10}$$

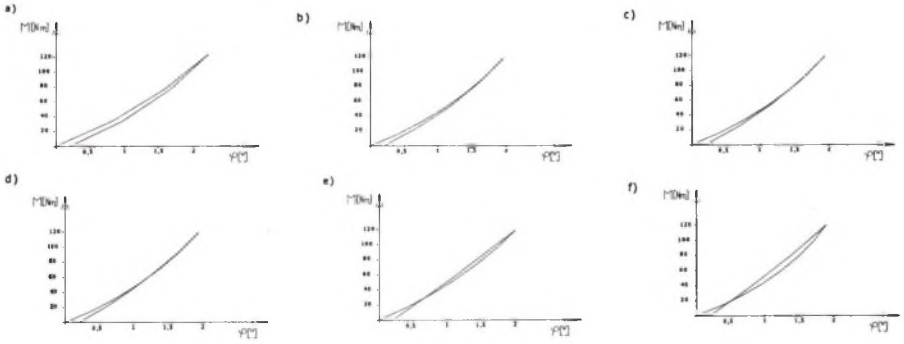
W układzie napędowym, powstaną więc harmoniczne drgania wymuszone momentu obrotowego. Drgania te mogą spowodować wzmocnienie drgań aż do rezonansu i przyśpieszyć zniszczenie układu napędowego. Uwzględniając wpływ kątowego połączenia wałów wzór (1) przyjmuje postać:

$$M(t) = M_n + M_{dyn}\sin(\omega t) + M_{\alpha\text{-}sp}\sin(\omega t) \tag{11}$$

gdzie: M_n - moment nominalny, M_{dyn} - amplituda momentu dynamicznego.

3.2. Wpływ błędów montażowych na charakterystykę dynamiczną sprzęgła podatnego

Z przeprowadzonych badań nad wpływem niewspółosiowości kątowej na charakterystykę dynamiczną [6] wynika, że wraz ze zmianą kąta niewspółosiowości maleje współczynnik tłumienia ψ, a rośnie współczynnik sztywności c sprzęgła podatnego. Powoduje to, że energia w mniejszym stopniu jest pochłaniania przez sprzęgło podatne, co wywołuje przenoszenie niebezpiecznych wibracji na układ napędowy. Widać to na rys.5, gdzie wraz ze wzrostem niewspółosiowości członów sprzęgła pętla histerezy zmniejsza się do momentu, gdy krzywa narastająca styka się z krzywą powrotną [6].



Rys.5. Charakterystyki dynamiczne sprzęgieł podatnych przy kątowej niewspółosiowości w zakresie od 1^0 do 6^0

Fig.5. Dynamic characteristics of flexible couplins at angular misalignment in the range from 1^0 to 6^0

Tablica 1

Wykres	Odchylenie kątowe	Wsp. tłumienia ψ	Sztywność C [Nm/^{0}]
a	0	0,27	60 ÷ 76
b	1	0,25	60 ÷ 76
c	2	0,22	60 ÷ 70
d	3	0,20	55 ÷ 65
e	4	0,19	50 ÷ 60
f	5	0,18	50 ÷ 60

4. PRACA SPRZĘGŁA PODATNEGO W OBSZARZE REZONANSU

W układzie napędowym może wystąpić maksymalny moment w okresie rezonansu, gdy:

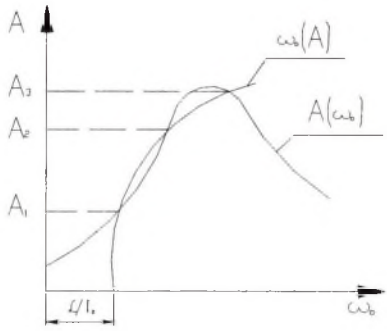
$$K_{d\,max} = \sqrt{\frac{4\pi^2}{\psi^2} + 1} \cong 2\pi/\psi \tag{12}$$

gdzie: K_d - współczynnik dynamiczny zwielokrotniający amplitudę drgań układu [2],

Sprzęgła podatne z charakterystyką nieliniową posiadają łączniki wykonane najczęściej z gumy. Zaletą tego rodzaju sprzęgieł jest szeroka pętla histerezy (rys.2), (duży współczynnik tłumienia ψ). Łączniki nie mają jednak stałej sztywności i stałego tłumienia [1,2,4]. W praktyce sztywność sprzęgła c oraz tłumienie sprzęgła ψ jest zależne od względnego kąta skręcenia członów sprzęgła φ, a także od współczynnika zmian momentu wymuszającego υ [2] oraz od nominalnego momentu obrotowego sprzęgła M_{nom} .

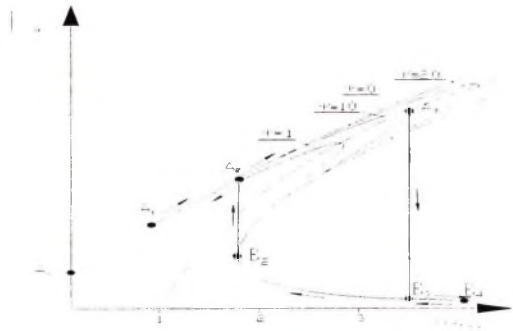
$$\upsilon = 2\pi\omega \tag{13}$$

Podczas pracy układu napędowego ogromne znaczenie mają zależności pomiędzy częstością własną układu a amplitudą przy drganiach swobodnych. Taka zależność nosi nazwę szkieletowej i jej formę graficzną przedstawiono na rys.6. W punkcie przecięcia krzywej szkieletowej z krzywą amplitud rezonansowych A_{max} występuje maksymalna amplituda drgań.



Rys.6. Wykres zależności amplitud w funkcji częstości drgań $A = f(\omega_0)$ oraz $\omega_0 = f(A)$ [2]
Fig.6. Relatonoship of aplitude in function of frequence vibration $A = f(\omega_0)$ and $\omega_0 = f(A)$ [2]

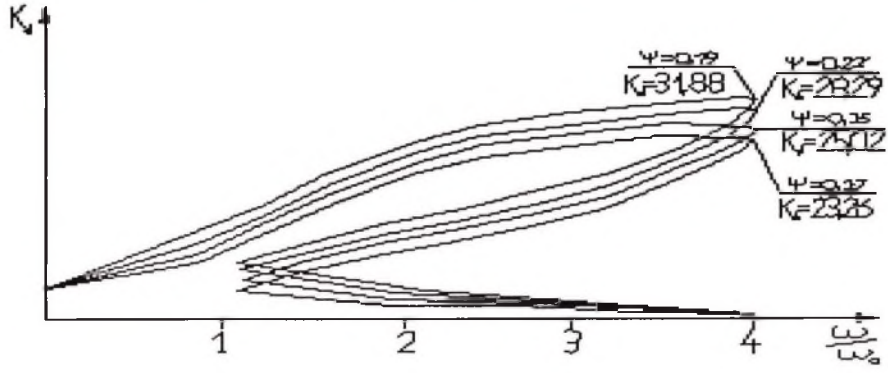
W równaniu (7) ω_0 należy przyjąć jako niezależną, a ω jako stałą. Punkty przecięcia krzywej wg równania (7) z krzywą szkieletową są rozwiązaniem tego równania przy określonych wartościach. Równanie (7) może mieć kilka rozwiązań, co przedstawiają punkty A_1;A_2,A_3, (rys.8). Z analizy równania (7) wynika rys.7, który przedstawia wykres rezonansu układu napędowego ze sprzęgłem podatnym z charakterystyką nieliniową [2].



Rys.7. Wykres rezonansowy pracy sprzęgła podatnego z charakterystyką nieliniową [2]
Fig.7. Rezonanse plot of operation of flexible coupling with unlinear characterystyc [2]

Z rys.7 wynika, że przy wzroście częstotliwości drgań układu z sprzęgłem podatnym ω, amplituda drgań zmienia się stopniowo według górnej krzywej A_0, A_1, A_2, A_3. W zakresie $\omega_3>\omega_2$ charakter drgań zmienia się nagle od wartości $A_2...A_3$ drgań do wartości drgań $B_2...B_3$, przesuniętych w fazie o kąt 180^0 względem momentu wymuszającego. Drgania odpowiadające linii A_3 B_2, są niestabilne i w rzeczywistości nie występują. Drgania odpowiadające liniom A_0, A_1, A_2 oraz B_3, B_4 są stabilne. W zakresie pracy niestabilnej układu z sprzęgłem podatnym amplituda drgań może zmieniać się w sposób przypadkowy. Z tych względów należy tak dobierać współczynnik tłumienia sprzęgła podatnego, aby praca odbywała się w zakresie, $B_3...B_4$ (rys.7) [2].

Na rys.8 zostały przedstawione cztery wykresy rezonansowe badanego sprzęgła typu ASO. Rys.8, na którym opisano współczynnikiem tłumienia $\psi=0,27$ oraz współczynnikiem dynamicznym $K_d=23,26$, należy do sprzęgła o zerowym przesunięciu kątowym członów. Jest to najbardziej idealny układ, dzięki któremu maszyna połączona z napędem pracuje stabilnie. Kolejny wykres o wartości $\psi=0,251$ oraz $K_{dmax}=25,02$, to wykres o przesunięciu kątowym członów badanego sprzęgła o $\beta=1^0$, natomiast wartość $\psi=0,22$ i $K_{dmax}=28,29$ dla $\beta=2^0$. Ostatni jest wykres rezonansowy dla przesunięcia kątowego $\beta=3^0$, który opisany jest wartością współczynnika tłumienia $\psi=0,197$ i współczynnika dynamicznego $K_{dmax}=31,88$.



Rys.8. Wykres rezonansowy badanego sprzęgła podatnego oponowego typu ASO
Fig.8. Rezonanse plot of flexible coupling type ASO

WNIOSKI

Na podstawie pilotażowych badań sprzęgieł podatnych oponowych typu ASO można przyjąć następujące wnioski:

- wraz ze wzrostem błędu montażowego maleje współczynnik tłumienia sprzęgła,
- błędy montażowe (typu kątowego) w sprzęgle podatnym oponowym powodują, że ulega ono usztywnieniu,
- błędy mocowania wałów w sprzęgle powodują znaczne mniejsze pochłanianie energii tłumienia przez sprzęgło podatne.

Literatura

1. Markusik S.: *Charakterystyki sprzęgieł podatnych.* Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria: Transport, z.34, Gliwice 1998.
2. Markusik S.: *Sprzęgła mechaniczne.* Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1979.
3. Chmurawa M.: *Metody i stanowisko do wyznaczania statycznych charakterystyk sprzęgieł podatnych.* Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria: Transport, z.34, Gliwice 1998.
4. Opasiak T.: Metody wyznaczania charakterystyk statycznych i dynamicznych sprzęgieł podatnych, Maszyny Dźwigowo-Transportowe nr 2,2000.
5. Chmurawa M.: *Charakterystyki sprzęgieł podatnych typu ASP dla różnych rodzajów elastomerów we wkładkach.* Praca badawcza (niepublikowana), Instytut Transportu Politechniki Śląskiej, Katowice 1997.
6. Maciakowski R., Kochanowski M.: *Badania charakterystyk statycznych i dynamicznych sprzęgieł podatnych skrętnie typu ASP.* Politechnika Gdańska, Instytut Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn 1972, 1973.

Recenzent: Prof. dr hab.inż. Jerzy Antoniak

Praca badawcza w ramach BW - 467/RM10-3/2002.

Abstract

Fundamental task of machine drives designers is assuring reliability operation of designed machine. Each drive unit should transfer static load at minimal dynamic load in determined limits. To meet these requirement it is necessary to know the dynamic processes influencing designing of drive systems. Unknown of dynamic phenomence can meaningly change operational properties of machine which enable proper operation in required conditions. Regarding modular construction of machines important role in revolving joints play mechanical couplings especially flexible coupling. Application of that kind of couplings implies reducing unprofitable dynamic phenomena. That reduction follows as result of proper damping properties of the flexible element. It eliminates in certain level unevenness of transmitted torque.