

Sylwester MARKUSIK, Tadeusz OPASIAK

BADANIE CHARAKTERYSTYK STATYCZNYCH I DYNAMICZNYCH NIEROZŁĄCZNYCH SPRZĘGIEŁ PODATNYCH OPONOWYCH

Streszczenie. Prawidłowo dobrane sprzęgło podatne do układu napędowego maszyny roboczej powinno tłumić nadwyżki dynamiczne momentu obrotowego w czasie jej eksploatacji. Zastosowanie przez użytkownika tego rodzaju sprzęgieł wymaga znajomości ich współczynników tłumienia i sztywności, wyznaczanych na podstawie charakterystyk statycznych i dynamicznych [2]. Artykuł przedstawia wyniki badań laboratoryjnych nad wyznaczeniem współczynników tłumienia wiskotycznego h i sztywności C , sprzęgieł podatnych oponowych typu ASO, i ich opracowanie na podstawie analizy wymiarowej. Badania przeprowadzono na stanowisku laboratoryjnym do wyznaczania charakterystyk sprzęgieł podatnych [3,4].

THE TESTING OF STATIC AND DYNAMIC CHARACTERISTICS OF TIRE FLEXIBLE COUPLINGS

Summary. Right chose flexible coupling to drive of work machine should to dump torsion vibration created during it work. Application of flexible coupling demands from user the knowledge of elastic and damping properties determined from static and dynamic characteristics. Those characteristics describe of flexible coupling in driving. In this paper is presented result of research work tire flexible coupling and dynamic model work stand to created dynamic characteristics. In this paper is presented result of research coefficient of viscoelastic damping of tire flexible coupling type ASO. Testing was done on test stand for determination of characteristics of flexible coupling.

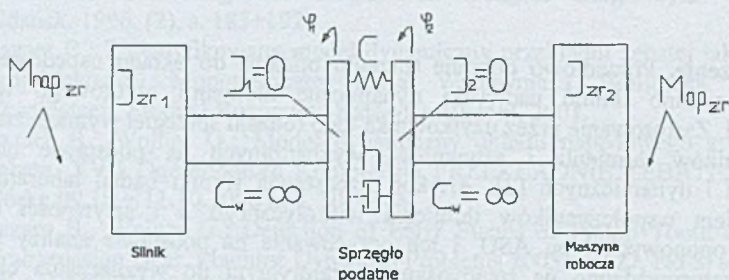
1. WSTĘP

Sprzęgła podatne oponowe dzięki posiadanym własnościom lepko-sprężystym [7,8], pełnią znaczącą rolę w układach napędowych ze względu na stabilizację przenoszonego momentu obrotowego. Na elemencie podatnym następuje skupienie się nadwyżek dynamicznych momentu obrotowego, szczególnie niebezpiecznego podczas przechodzenia przez obszary rezonansowe. Dobór odpowiedniego sprzęgła podatnego powinien być poprzedzony analizą dynamiczną układu napędowego maszyny roboczej. Analiza dynamiczna układu napędowego umożliwia wyznaczenie parametrów, jakimi powinno charakteryzować się zastosowane sprzęgło podatne. Aby tego wyboru można było dokonać, niezbędna jest identyfikacja takich parametrów sprzęgieł podatnych, jak współczynnik tłumienia „ h ” i sztywności „ C ” [5]. Parametry te można wyznaczyć jedynie na podstawie badań laboratoryjnych [3,4]. Punktem wyjścia jest badanie powstającej pętli histerezy podczas pracy sprzęgła podatnego [1,2].

2. MODEL UKŁADU NAPIĘDOWEGO ZE SPRZĘGŁEM PODATNYM

2.1. Identyfikacja współczynników pracy sprzęgła podatnego

Identyfikacji parametrów pracy maszyny roboczej ze sprzęgłem podatnym można dokonać w wyniku analizy dynamicznej modelu lekko-sprężystego o jednym stopniu swobody (rys.1). W modelu tym zredukowane masowe momenty bezwładności J_{zr1} i J_{zr2} pochodzące od układu napędowego i napędzanego skupiają się bezpośrednio na elemencie podatnym badanego sprzęgła [5].



Rys. 1. Model dynamiczny dwumasowy ze sprzęgłem podatnym

Fig. 1. Double-mass dynamic model with flexible coupling

J_{zr1} -zredukowany moment bezwładności od strony silnika; kg m^2 ; J_{zr2} -zredukowany moment bezwładności od strony maszyny roboczej; kg m^2 ; φ_1 -kąt skręcenia członu sprzęgła od strony silnika; $^\circ$; φ_2 -kąt skręcenia członu sprzęgła od strony maszyny roboczej; $^\circ$; C -współczynnik sztywności; Nm° ; h -współczynnik tłumienia wiskotycznego; Nms° ; J_{s1} , J_{s2} -moment bezwładności członów sprzęgła podatnego; kg m^2 ; C_w -sztywność wału łączącego badane sprzęgło z masą wirującą; Nm° ; $M_{nap,zr}$ -zredukowany moment napędowy $[\text{Nm}]$; $M_{op,zr}$ -zredukowany moment oporu; Nm

Analizę dynamiczną można przeprowadzić przy założeniu, że model jest obciążony okresowo zmiennym momentem skręcającym (1) [2].

$$M(t) = M_A \sin \omega_s t, \quad (1)$$

gdzie: ω_s -częstość momentu wymuszającego, M_A -amplituda momentu wymuszającego.

Równanie różniczkowe niejednorodne (2), identyfikujące ruch przedstawionego modelu (rys.1), posiada postać:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + 2H \frac{d\varphi}{dt} + \omega_o^2 \varphi = M(t), \quad (2)$$

gdzie: $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$ -względny kąt skręcenia członów sprzęgła podatnego, $2H = h/J_z$ -współczynnik tłumienia układu, $\omega_o^2 = C/J_z$ -częstość drgań własnych układu, $J_z = J_{zr1} J_{zr2} / (J_{zr1} + J_{zr2})$ -zredukowany moment bezwładności układu napędowego.

Rozwiązaniem tego równania, stanowiącym zainteresowanie praktyczne, jest całka szczególna w postaci (3):

$$\varphi(t) = \varphi_A \sin(\omega_s t + \theta), \quad (3)$$

gdzie maksymalna amplituda kąta względnego skręcenia φ_A członów sprzęgła wynosi:

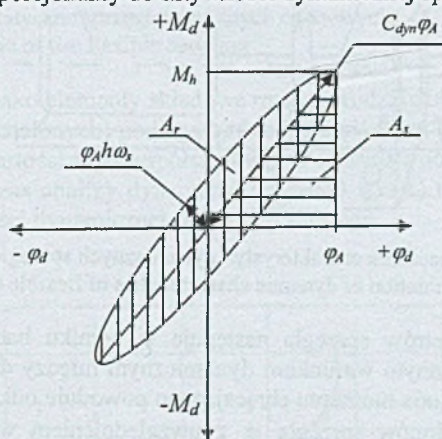
$$\varphi_A = \frac{M_A}{\sqrt{(\omega_o^2 - \omega_s^2)^2 + 4H^2\omega_s^2}}, \quad (4)$$

a kąt przesunięcia fazowego θ :

$$\theta = \arctg \frac{-2H\omega}{\omega_o^2 - \omega_s^2} \quad (5)$$

2.2. Charakterystyka sprzęgła podatnego

Układ napędowy ze sprzęgłem podatnym posiada cechy tłumiące, które identyfikowane są przez względny współczynnik tłumienia ψ , który jest proporcjonalny do współczynnika tłumienia wiskotycznego h sprzęgła i częstości drgań wymuszających ω_s , natomiast odwrotnie proporcjonalny do sztywności dynamicznej sprzęgła C_{dyn} (6) [5].



Rys. 2. Przykład histerezy w sprzęgłach podatnych oponowych typu ASO

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

$$\psi = \frac{H}{\omega_o} = \frac{2\pi h \omega_s}{c_{dyn}} = \frac{A_r}{A_s}, \quad (6)$$

gdzie: H -współczynnik tłumienia układu; $1/s$, h -współczynnik tłumienia wiskotycznego sprzęgła; Nms , ω_o -częstość drgań własnych układu; $1/s$, ω_s -częstość drgań własnych tłumionych; $1/s$, C_{dyn} -współczynnik sztywności dynamicznej sprzęgła; Nm/rad , A_r -energia rozproszenia łącznika sprzęgła podatnego, A_s -energia sprężysta sprzęgła.

Współczynnik (6) wyznaczany jest na podstawie pętli histerezy w czasie jednego okresu drgań układu i przedstawia stosunek energii rozproszonej A_r do maksymalnej energii potencjalnej w łączniku podatnym sprzęgła A_s (rys.2). Pole powierzchni ograniczonej elipsą wynosi:

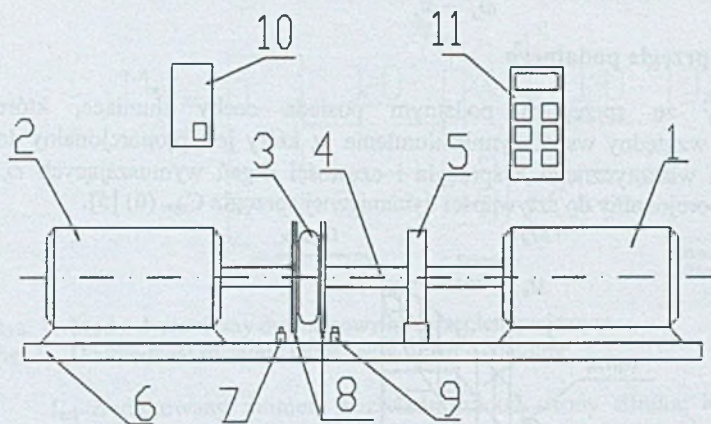
$$A_r = \pi h \omega_s \varphi_A^2 \quad (7)$$

i przedstawia energię rozproszoną podczas jednego okresu. Natomiast pole sprężystego odkształcenia łącznika podatnego sprzęgła określa zależność:

$$A_s = \frac{1}{2} c_{dyn} \varphi_A^2 \quad (8)$$

3. STANOWISKO LABORATORYJNE DO IDENTYFIKACJI PARAMETRÓW PRACY SPRZĘGŁA PODATNEGO

Rysunek 3 przedstawia ogólny widok stanowiska z badanym sprzęgłem podatnym oponowym (3). Podstawowymi zespołami wchodzącymi w skład stanowiska są: silniki indukcyjne M1 (1) i M2 (2), bezprzewodowy momentomierz tensometryczny (4), przemiennik częstotliwości (10), sterownik mikroprocesorowy (11). Między silnikami (1), (2) umieszczone jest badane sprzęgło podatne (3).



Budowa stanowiska:

- 1,2-silniki M1,M2,
- 3-badane sprzęgło podatne oponowe,
- 4-wał pomiarowy,
- 5-momentomierz tensometryczny,
- 6-rama kątownikowa,
- 7,9-czujniki odczytujące kąt skręcenia sprzęgła,
- 8-tarcze pomiarowe,
- 10-przemiennik częstotliwości,
- 11-sterownik mikroprocesorowy

Rys. 3. Stanowisko do wyznaczania charakterystyk dynamicznych sprzęgieł podatnych
Fig. 3. Test stand for determination of dynamic characteristics of flexible coupling

Identyfikacja parametrów sprzęgła następuje w wyniku badań elementu podatnego sprzęgła, poddanego zmiennym warunkom dynamicznym między dwoma współpracującymi silnikami. Zmienna amplituda momentu skręcającego powoduje odkształcenie w postaci kąta względnego skręcenia członów sprzęgła ϕ , z uwzględnieniem względnej prędkości tego odkształcenia. Na podstawie tego wymuszenia dynamicznego określony został współczynnik tłumienia wiskotycznego wg zależności (9):

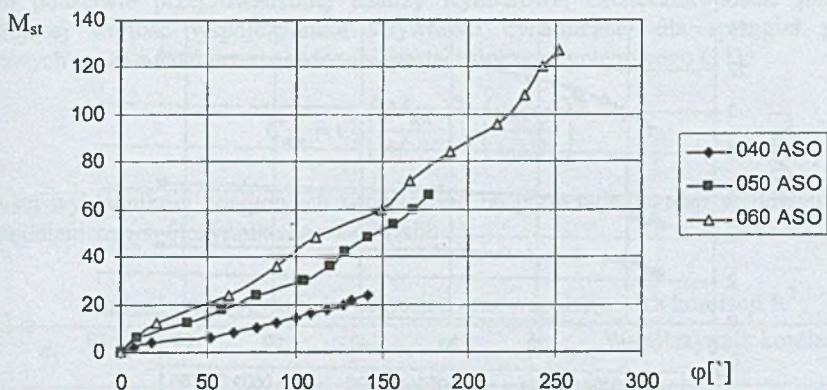
$$h = \frac{\Delta M_h}{\Delta \dot{\phi}} = \eta \cdot \theta, \quad [Nm \cdot s] = \left[\frac{N \cdot s}{m^2} \cdot m^3 \right], \quad (9)$$

gdzie: $\Delta \dot{\phi}$ -amplituda prędkości względnej kąta skręcenia; rad/s, ΔM_h -względny moment oporu; Nm, Q-objętość elementu podatnego sprzęgła podatnego; m³, η -współczynnik lepkości pozornej;Ns/m³.

Współczynnik tłumienia wiskotycznego h sprzęgła podatnego oponowego zależy od objętości elementu podatnego i współczynnika lepkości pozornej elastomeru. Współczynnik lepkości pozornej η jest podstawową wielkością, którą jest scharakteryzowany elastomer zastosowany do budowy elementu podatnego sprzęgła podatnego.

4. WYBRANE WYNIKI BADAŃ

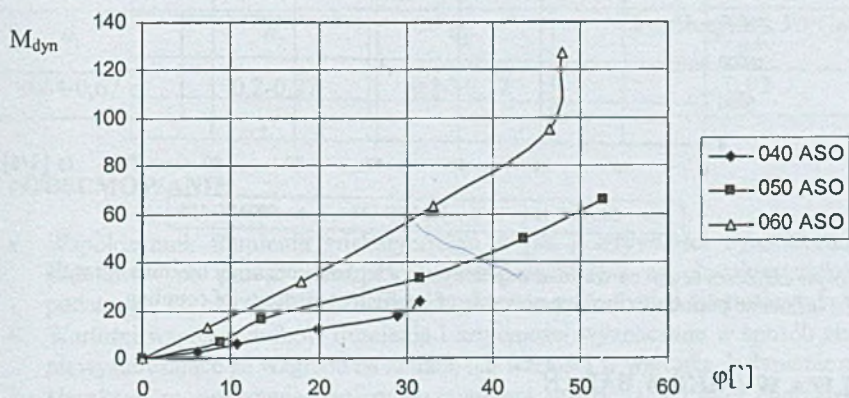
Z otrzymanych wyników pomiarów przy obciążeniach statycznych i dynamicznych wykreślono charakterystykę $M=f(\phi)$ statyczną i dynamiczną (rys.4,5) dla sprzęgieł podatnych oponowych typu 040ASO, 050ASO, 060ASO.



Rys. 4. Charakterystyki statyczne sprzęgieł podatnych oponowych

Fig. 4. Static characteristic of tire flexible coupling

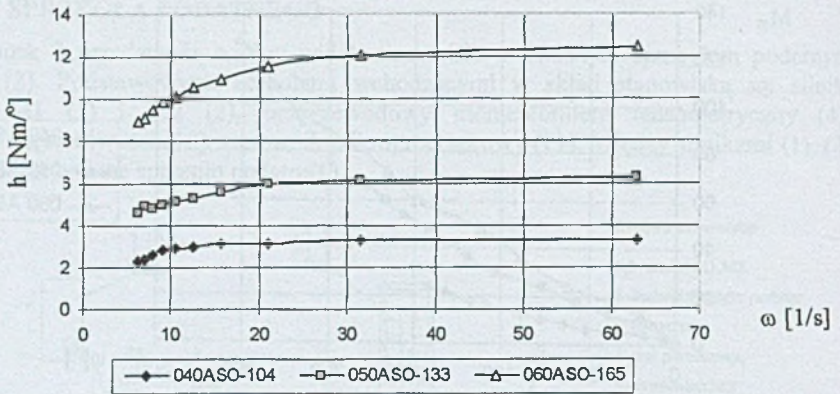
Sprzęgła podatne jako elementy składowe różnego rodzaju układów napędowych oprócz obciążeń statycznych (ustalonych) podlegają również zmiennym obciążeniom dynamicznym, co powoduje zmianę wartości tego współczynnika w stosunku do wartości wyznaczonych w sposób statyczny. Podczas analizy dynamicznej modelu (rys.1) uzasadniona jest znajomość współczynnika sztywności dynamicznej sprzęgieł podatnego.



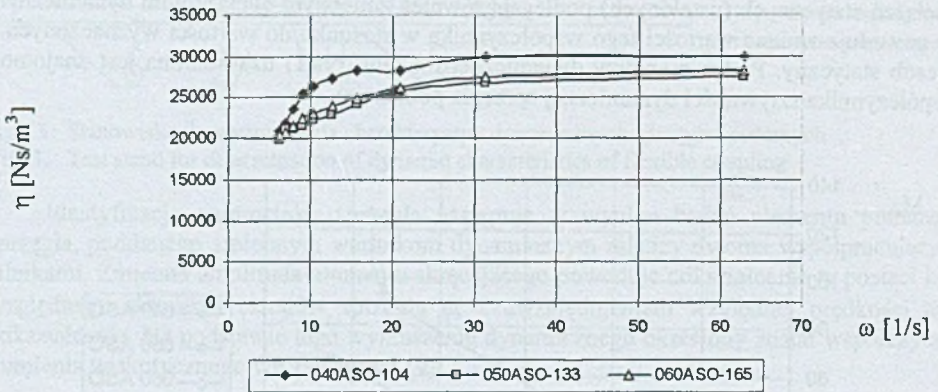
Rys. 5. Charakterystyki dynamiczne sprzęgieł podatnych oponowych

Fig. 5. Dynamic characteristic of tire flexible coupling

Przeprowadzone badania nad wyznaczeniem wiskotycznego współczynnika tłumienia pozwoliły również określić wartość lepkości pozornej badanych elementów podatnych. Przedstawione wykresy prezentują przebieg współczynników tłumienia wiskotycznego i lepkości pozornej odniesionej do objętości elementu podatnego z uwzględnieniem częstości wymuszającej.



Rys. 6. Wpływ częstości drgań na wartość współczynnika tłumienia sprzęgieł
Fig. 6. The influence period of vibration on value of damping viscoelastic coefficient



Rys. 7. Wpływ częstości drgań na wartość współczynnika lepkości pozornej łącznika sprzęgła
Fig. 7. The influence period of vibration on value of coefficient viscosity of coupling

5. ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ

Na podstawie przeprowadzonych badań laboratoryjnych dokonano opracowania uzyskanych wyników eksperymentalnych dla funkcji (10), na podstawie której dokonano uogólnienia uzyskanych wyników:

$$f(C_{dyn}, C_{st}, M_{nom}, M_{st}, M_{dyn}, \eta_p, D, \omega) = 0, \quad (10)$$

gdzie: C_{dyn} – współczynnik sztywności dynamicznej; Nm/rad, C_{st} – współczynnik sztywności statycznej; Nm/rad, M_{nom} – moment nominalny przenoszony przez sprzęgło; Nm, M_{st} – moment statyczny (ustalony); Nm, M_{dyn} – moment dynamiczny; Nm, η_p – współczynnik lepkości pozornej; Ns/m², D – średnica zewnętrzna sprzęgła podatnego oponowego; m, ω – częstość wymuszania amplitudy momentu dynamicznego; rad/s.

Na podstawie przeprowadzonej analizy wymiarowej ostateczna postać funkcji (10) określającej wartość współczynnika sztywności dynamicznej dla sprzęgieł podatnych oponowych może zostać przedstawiona w postaci iloczynu potęgowego (11):

$$C_{dyn} = C_{st} \left(\frac{M_{dyn}}{M_{nom}} \right)^{a_1} \cdot \left(\frac{M_{st}}{\eta \omega D^3} \right)^{a_2} \quad (11)$$

Wartości wykładników potęgowych wyznaczono na podstawie regresji wielowymiarowej z uwzględnieniem współczynnika korelacji (tabl. 1).

Tablica 1

Wartość współczynników regresji a oraz współczynnika korelacji R^2

a_1	a_2	Współczynnik korelacji R^2
1,67-1,47	2,29-2,21	0,91

Otrzymany współczynnik korelacji na poziomie $R^2=0,91$ świadczy o tym, iż przyjęte parametry mają istotny wpływ na współczynnik dynamiczny C_{dyn} . Natomiast postać funkcji określającej wartość współczynnika tłumienia wiskotycznego dla sprzęgieł podatnych oponowych posiada postać (12):

$$h = \eta \cdot D^3 \left(\frac{C_{dyn}}{C_{st}} \right)^{a_1} \left(\frac{M_{dyn}}{M_{nom}} \right)^{a_2} \left(\frac{M_{st}}{\eta \omega D^3} \right)^{a_3} \quad (12)$$

Tablica 2

Wartość współczynników regresji a oraz współczynnika korelacji R^2

a_1	a_2	a_3	Współczynnik korelacji R^2
0,64-0,67	0,2-0,27	0,14-0,17	0,92

6. PODSUMOWANIE

- Współczynnik tłumienia wiskotycznego h jak i sztywności dynamicznej C_{dyn} są podstawowymi parametrami, które posiadają wpływ na charakterystykę sprzęgła podatnego, i możliwe do wyznaczenia tylko w wyniku badań laboratoryjnych.
- Wartości współczynników tłumienia i sztywności wyznaczane w sposób statyczny są niewystarczające ze względu na zmianę ich wartości w warunkach dynamicznych.
- Uzyskane na podstawie analizy wymiarowej wzory (11) i (12) charakteryzują się wysokim współczynnikiem korelacji ($R^2 > 0,91$), co świadczy o możliwości ich stosowania.
- Uzyskane wysokie współczynniki korelacji świadczą również o trafności wyboru założonych parametrów funkcji (10), przyjętych do badań i do dalszej analizy.

Literatura

1. Markusik S.: Charakterystyki sprzęgieł podatnych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Transport, z.34, Gliwice 1998.
2. Markusik S.: Sprzęgła mechaniczne. WNT, Warszawa 1979.

3. Markusik S., Opasiak T.: Charakterystyki sprzęgieł podatnych oponowych w napędach dużej mocy, XI Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna, Trwałość elementów i węzłów konstrukcyjnych maszyn górniczych TEMAG 2003, Gliwice-Ustroń 2003.
4. Opasiak T.: Metody wyznaczania charakterystyk statycznych i dynamicznych sprzęgieł podatnych, Maszyny Dźwigowo-Transportowe nr 2, 2000.
5. Opasiak T.: Badania charakterystyk statycznych i dynamicznych sprzęgieł nierozłącznych podatnych oponowych. Praca doktorska (niepublikowana), Katowice 2004.
6. Muller L.: Teoria podobieństwa mechanicznego. WNT, Warszawa 1961.
7. Praca zbiorowa.: PKM, tom 2 i 3, WNT, Warszawa 1995.
8. Żochowska D.: Polimery konstrukcyjne. WNT, Warszawa 1995.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Jerzy Antoniak

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. 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. Proper selection of flexible coupling guarantees correct operation of drive. It is required to know features of working conditions and elastic and damping characteristic of flexible coupling. These properties can be determined from characteristic recorded on special laboratory stands for simulation of changeable torque with simultaneous measurement of relative twist angle of coupling parts. Low access to that kind of results causes the constructors use simplified models considering system as rigid or under static load. Real drive of work machine is represented by visco-elastic system. That kind of system is analysed as chain consisting of concentrated mass connected with flexible elements in discrete method. By creation of dynamical model of such system.

Praca badawcza w ramach BK - 232/RT-3/2004.