

Sylwester **MARKUSIK**
Tadeusz **OPASIAK**

WPLYW BŁĘDU MONTAŻU SPRZĘGŁA PODATNEGO W UKŁADZIE NAPĘDOWYM NA JEGO CHARAKTERYSTYKĘ I PRACĘ W OBSZARZE REZONANSU

Streszczenie: Artykuł przedstawia wyniki badań wpływu parametrów charakteryzujących sprzęgło podatne oponowe na układ napędowy w obszarze rezonansu wyniku błędów montażowych. Podstawą analizy tych wielkości są charakterystyki sprzęgieł podatnych wyznaczanych na specjalnych stanowiskach laboratoryjnych. Właściwości te nie są znane.

1. WSTĘP

Sprzęgła podatne poza zadaniem polegającym na łączeniu wałów służą do optymalizacji obciążeń w układach napędowych poddanych działaniu zmiennemu momentowi skręcającemu. Optymalizacja ta polega na minimalizacji dodatkowych, periodycznych nadwyżek dynamicznych występujących w układzie napędowym, bądź też na minimalizacji pojedynczych, o charakterze udarowym, impulsów momentu skręcającego. Obydwa rodzaje obciążeń bardzo często występują w rzeczywistych układach napędowych, przy czym szczególnie niebezpieczne są periodyczne zmiany momentu skręcającego w obszarach rezonansu, mogące doprowadzić do zniszczenia układu. Odpowiednio zastosowane sprzęgło podatne może przesunąć obszar rezonansu poza zakres, a przy przechodzeniu przez rezonans nadwyżki momenty skręcającego mogą zostać zmniejszone do wartości bezpiecznych. Aby taka minimalizacja obciążeń w układzie była możliwa, sprzęgło musi być dobrane prawidłowo, o odpowiednich współczynnikach sztywności i tłumienia. Również, sprzęgło podatne powinno być prawidłowo zamocowane w układzie napędowym, gdyż błąd montażowy może spowodować wzrost nadwyżek dynamicznych.

2. PARAMETRY SPRZĘGIEŁ PODATNYCH, WYZNACZANE NA STANOWISKACH LABORATORYJNYCH

2.1. Współczynnik sztywność sprzęgieł podatnych

Podstawowym parametrem sprzęgieł podatnych jest współczynnik sztywności c określony ogólną zależnością w postaci [2,6].

$$c = \frac{M_s}{\varphi} \quad (1)$$

gdzie: M_s - moment skręcający, φ - kąt względnego skręcenia członów sprzęgła.

Współczynnik ten ma przebieg progresywna dla elementów podatnych wykonanych z materiałów gumowych, posiada on charakterystykę nieliniową aproksymowaną do funkcji typu (2), (rys.1)[4]. Wyznaczyć go można w sposób statyczny lub dynamiczny.

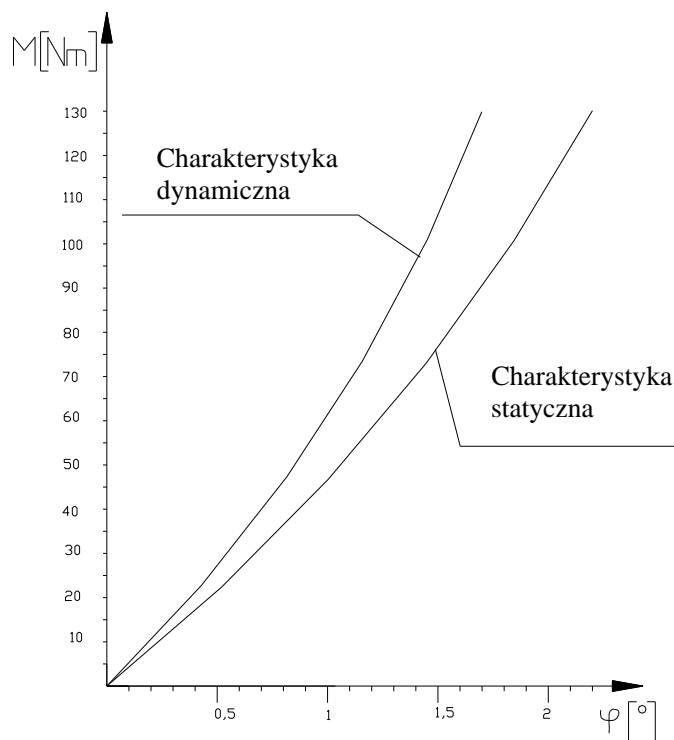
Charakterystykę statyczną sprzęgła podatnego wyznacza się dla częstotliwości zmian momentu skręcającego sprzęgła podatnego w zakresie $f=0\div 10$ Hz, natomiast przy częstotliwości większych $f=10\div 200$ Hz określa się charakterystykę dynamiczną [2]. Do analizy dynamicznej wykorzystuje się jedynie współczynnik sztywności wyznaczany dynamicznie [6].

$$M(\varphi) = \alpha_o \varphi + \beta_o \varphi^3 \quad (2)$$

gdzie: α_o i β_o są to współczynniki sztywności zależne od wielkości i rodzaju zastosowanego łącznika podatnego [6].

Powyższy współczynnik określa cechę konstrukcyjną sprzęgła podatnego i może być miarą do oceny jakości i przydatności sprzęgieł podatnych, w których zastosowano łącznik podatny wykonany z materiałów o różnej charakterystyce np.: guma, poliuretan itp. [1].

Z przeprowadzonych badań otrzymano charakterystykę sztywności wyznaczoną w sposób dynamiczny sprzęgła podatnego oponowego typu ASO. Badania przeprowadzono przy obciążeniu do wartości $M_{no}=120$ Nm i częstości $f=20$ Hz. Po uśrednieniu i aproksymacji wyników otrzymano wykres charakterystyki dynamicznej i porównano go z charakterystyką statyczną (rys.6).



Rys. 1. Porównanie charakterystyki sztywności wyznaczonej w sposób statyczny i dynamiczny sprzęgła podatnego oponowego typu ASO.

Na podstawie wykresu (rys.1) określono współczynnik sztywności statyczny i dynamiczny, które wynoszą: $C_{sta}=45\div 59$ [Nm/ $^{\circ}$] i $C_{dyn} =60\div 76$ [Nm/ $^{\circ}$]. Przy nieliniowej charakterystyce można mówić o różnych wartościach współczynnika sztywności (przy minimalnym, nominalnym oraz przy maksymalnym obciążeniu), dlatego współczynniki

sztynności zostały odniesione do całego przedziału pracy. Równanie (2) dla sprzęgła podatnego oponowego dla tych warunków badawczych przebiera następującą postać:

-dla charakterystyki statycznej (3):

$$M_{sta} = 38,08 \varphi + 3,4\varphi^3 \quad (3)$$

gdzie: współczynniki sztywności dla charakterystyki statycznej wynoszą: $\alpha_0 = 38,08$, $\beta_0 = 3,4$.

-dla charakterystyki dynamicznej równanie (2) wynosi (4):

$$M_{dyn} = 42,6 \varphi + 16,4\varphi^3 \quad (4)$$

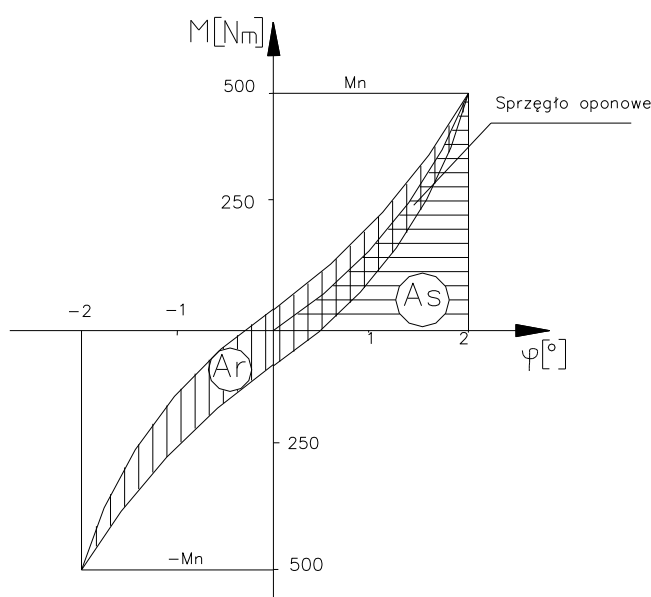
gdzie: współczynniki sztywności wynoszą: $\alpha_0 = 42,6$, $\beta_0 = 16,4$.

2.2. Zastępczy współczynnik tłumienia wiskotycznego

Tłumienie jest zjawiskiem, które obrazuje stratę energii, jednak ze względu na skomplikowaną budowę wewnętrzną elementu podatnego sprzęgła podatnego oponowego typu ASO można go wyznaczyć na podstawie wyników otrzymanych badań laboratoryjnych. Punktem wyjścia jest wyznaczenie pętli histerezy (rys.2) badanego sprzęgła i na jej podstawie wyznacza się względny współczynnik tłumienia z zależności(5)[2].

$$\psi = \frac{A_r}{A_s} \quad (5)$$

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



Rys. 2. Pętla histerezy sprzęgła podatnego typu ASO[5]

Na podstawie powierzchni zamkniętej pętli histerezy obliczono dynamiczny względny współczynnik tłumienia, który wynosi $\Psi = 0.27$. Na podstawie względnego współczynnika tłumienia można wyznaczyć zastępczy współczynnik tłumienia wiskotycznego według zależności (6) [6].

$$h = \frac{\psi(0.5\alpha_0 + 0.25\beta_0 p^2)}{\omega\pi} \quad (6)$$

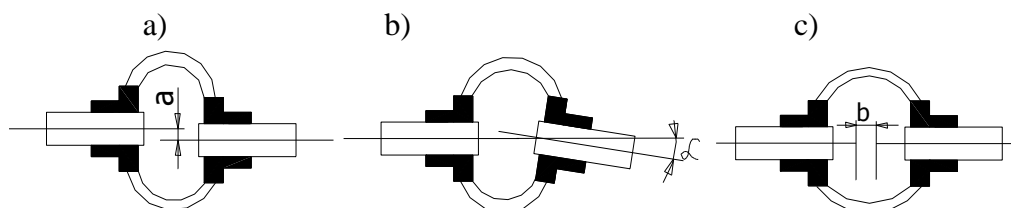
gdzie: k-współczynnik tłumienia wiskotycznego, ψ -względny współczynnik tłumienia, α_0, β_0 -współczynniki sztywności odniesione do zredukowanego masowego momentu bezwładności, p-siła wymuszająca, ω -częstość wymuszająca.

Koncepcja zastępczego tłumienia wiskotycznego jest bardzo skuteczną metodą aproksymacji strat nieliniowych zachodzących w elemencie podatnym sprzęgła podatnego. Według zależności (6) wszystkie straty spowodowane tarciem wewnętrznym (w gumie i przekładkach) zastąpione są równoważnym zastępczym tłumieniem wiskotycznym.

3. MONTAŻ SPRZĘGIEŁ PODATNYCH W UKŁADACH NAPĘDOWYCH

3.1. Błędy montażowe w układach napędowych

Przy połączeniach pomiędzy maszyną napędzającą a napędzaną pomoc sprzęgła podatnego bardzo ważnym czynnikiem jest prawidłowe ustawienie tych dwóch zespołów. Niewłaściwe ustawienie zespołów napędowych może spowodować: wzrost drgań maszyny roboczej i jej hałas, przyspieszone zużycie łożysk i łącznika sprzęgła, nieprawidłową pracę zespołu napędowego. W praktyce osiowanie przeprowadza się na jednym członie zespołu napędowego, stanowiącym element napędowy (silnik elektryczny lub silnik spalinowy). Napędy maszyn roboczych budowane są w większości przypadków jako stacjonarne. Są to elementy duże, ciężkie i trudne do przesuwania, dlatego jakakolwiek korekta ich ustawienia jest utrudniona lub niemożliwa do wykonania. Czynności związane z osiowaniem wałów są przeprowadzane na samych maszynach. Silniki są dosuwane do reduktorów maszyny roboczej, a następnie łączone za pomocą sprzęgła. Podczas tego łączenia mogą nastąpić błędy w ich połączeniu. Błędy montażowe mogą polegać na niewspółosiowości promieniowej, osiowej, kątowej (rys.3).

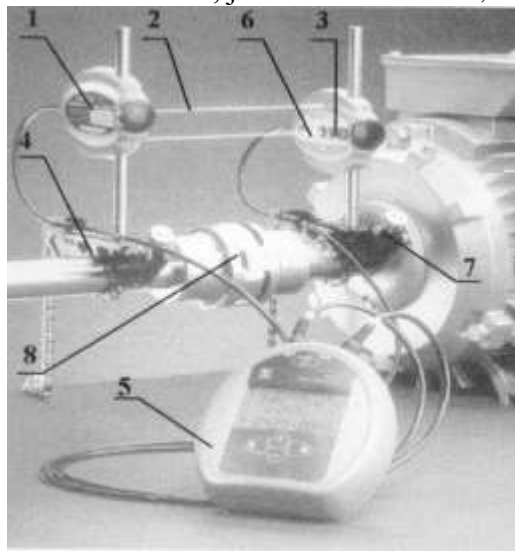


Rys. 3. Rodzaje błędów połączenia sprzęgieł podatnych oponowych typu ASO:

- przeszczenie promieniowe (a - wartość przeszczenia);
- przeszczenie kątoowe (α - wartość odchylenia kątoowego);
- przeszczenie osiowe (b - wartość odsunięcia)

3.2. Laserowe urządzenie do prawidłowego ustawiania elementów układu napędowego

Nowoczesne maszyny wymagają szybkich i dokładnych metod osiowania mechanizmów napędowych. Do najnowocześniejszych metod osiowania należą metody osiowania laserowego (rys.4). Zastępują one dotychczasowe mniej dokładne i bardziej pracochłonne takie, jak: oko mechanika, szczelinomierz lub czujnik zegarowy.



Budowa układu pomiarowego:

- 1.jednostka pomiarowo-odczytująca
- 2.wiązka lasera
- 3.detektor
- 4.podstawa mocująca do wału
- 5.komputer
- 6.poziomica
- 7.śruba regulacyjna
- 8.sprzęgło

Rys.4. Ogólny widok urządzenia do osiowania wałów

Laserowy układ pomiarowy niewspółosiowości (rys.4) składa się z dwóch urządzeń pomiarowych (1) ustawionych naprzeciw siebie i zamocowanych na osiach lub częściach piast sprzęgła (8). Na urządzeniu pomiarowym znajdują się laser (2) i detektor. Wiązka lasera padająca na detektor umożliwia poprzez układ elektroniczny bezpośredni odczyt odchylenia kąтового lub promieniowego od płaszczyzny poziomej lub pionowej. Podpory urządzenia pomiarowego (4) mocuje się bezpośrednio na czopach wału lub członach sprzęgła nasuniętego na czopy za pomocą łańcucha płytkowego o regulowanej długości (7) (ułatwia to dostosowanie ich do aktualnej średnicy czopów).

3.3. Wpływ błędów montażowych na pracę sprzęgła podatnego

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

$$U_{\alpha-sp} = \frac{1}{2} C_{\alpha} \alpha^2 \quad (7)$$

gdzie: C_{α} - sztywność poprzeczna sprzęgła, α - kąt przesunięcia kąтового.

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

$$M_{\alpha-sp} = C_{\alpha} \sin \alpha \quad (8)$$

W układzie napędowym powstaną, więc dodatkowe drgania harmoniczne wymuszone momentu obrotowego. Drgania te mogą spowodować wzmocnienie drgań aż do rezonansu i przyspieszyć zniszczyć układu napędowego. Uwzględniając wpływ kąтового połączenia wałów wzór (1) przyjmuje postać[3]:

$$M(t) = M_n + M_{dyn} \sin(\omega t) + M_{\alpha-sp} \sin(\omega t) \quad (9)$$

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

Z przeprowadzonych badań nad wpływem błędu montażowego typu kąтового na charakterystykę dynamiczną [6] wynika, że wraz ze zmianą kąta niewspółosiowości maleje współczynnik tłumienia ψ , a rośnie współczynnik sztywności C sprzęgła podatnego typu ASO. Powoduje to, że energia w mniejszym stopniu jest pochłaniana przez sprzęgło podatne, co wywołuje przenoszenie niebezpiecznych wibracji na układ napędowy. Wyniki badań przedstawia tablica 1 [3].

Tablica 1 Wyniki badań

Odchylenie kątowe	Współczynnik tłumienia ψ	Sztywność C [Nm ⁰]
0	0,27	60 ÷ 76
1	0,25	60 ÷ 76
2	0,22	60 ÷ 70
3	0,20	55 ÷ 65
4	0,19	50 ÷ 60
5	0,18	50 ÷ 60

4. ANALIZA AMPLITUDOWO-CZĘSTOŚCIOWA UKŁADU NAPĘDOWEGO PRACUJĄCEGO ZE SPRZĘGŁEM PODATNYM

Z powyższej analizy wynika, że sztywność i tłumienie sprzęgła podatnego posiada istotny wpływ na pracę układu napędowego, podanego periodycznym działaniu momentu wymuszającego. Chcąc minimalizować zmienne momenty skręcające w układzie, należy taką analizę przeprowadzić. Sprzęgło powinno być dobrane w sposób możliwie optymalny. Biorąc pod uwagę dopuszczalny zakres błędy montażowe.

Duża liczba czynników warunkujących sztywność i tłumienie sprzęgła podatnego nie pozwala wyznaczenie charakterystyki sprzęgła na drodze analitycznej (jak to ma miejsce w przypadku sprężyn). Jediną drogą na zdobycie potrzebnych informacji są w tym przypadku badania doświadczalne zbliżone do rzeczywistych [6].

Podstawą analizy amplitudowo-fazowej jest równanie dynamiczne ruchu opisujące układ napędowy w przypadku działania obciążenia dynamicznego [2].

$$\varphi''_0 + 2H\varphi'_0 + \alpha_0 \varphi + \beta_0 \varphi^3 = N \quad (10)$$

gdzie: $2H=h/J_{zr}$, h -współczynnik tłumienia wiskotycznego, α_0, β_0 -współczynniki sztywności odniesione do zredukowanego masowego momentu bezwładności, N -siła wymuszająca odniesiona do zredukowanego masowego momentu bezwładności.

Po odpowiednich przekształceniach i uproszczeniach otrzymujemy równanie (11):

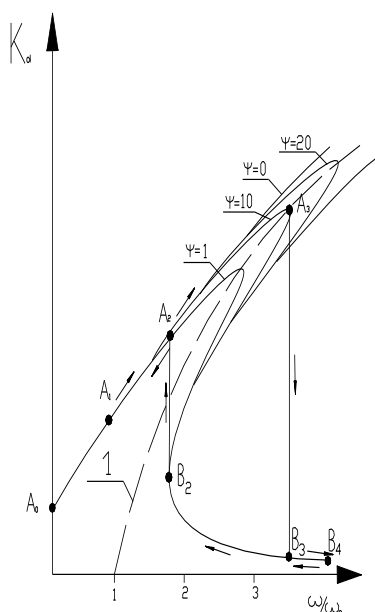
$$[(\alpha_0 - \omega^2 + 3/4\beta_0 \varphi^2)^2 + 4\omega^2 h^2] \varphi^2 = N^2 \quad (11)$$

gdzie: α_0, β_0 -współczynniki sztywności odniesione do zredukowanego masowego momentu bezwładności, h -współczynnik tłumienia wiskotycznego, N -siła wymuszająca odniesiona do zredukowanego masowego momentu bezwładności, φ -amplituda względnego kąta skręcenie członów sprzęgła.

Równanie (11) jest zależnością amplituda-częstość dla nieliniowego układu napędowego z sprzęgłem podatnym, z tłumieniem wiskotycznym. Krzywe otrzymuje się przez wykreślenie zależności między ω i φ z równania (11) dla wyznaczonych w sposób eksperymentalny wartości α_0 , β_0 i h . Ogólne krzywe są pokazane na rys.5. Odpowiadają one kolejno przypadkom, gdzie $\beta_0 > 0$. Krzywa (1) (rys.5) nazywana krzywą szkieletową, wyznacza się ją z zależności (12)[2] w przypadku, gdy $N=0$ i $h=0$. Krzywa ta przedstawia drgania swobodne sprzęgła podatnego. Dla sprzęgieł podatnych o charakterystyce progresywnej odchyła się ona w prawą stronę.

$$\varphi = [4/3\beta_0(\omega^2 - \alpha_0)]^{1/2} \quad (12)$$

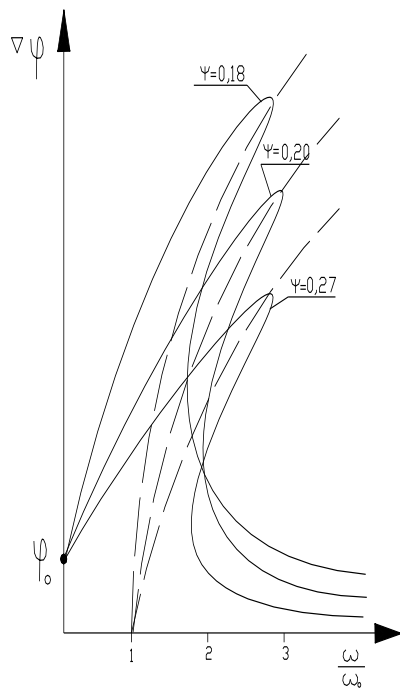
gdzie: α_0, β_0 -współczynniki sztywności odniesione do zredukowanego masowego momentu bezwładności, φ -amplituda względnego kąta skręcenie członów sprzęgła.



Rys.5. Ogólny wykres amplitudowo-częstościowy pracy sprzęgła podatnego z charakterystyką nieliniową

Z (rys.5) wynika, że przy wzroście częstości 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° względem momentu wymuszającego. W rzeczywistym układzie przeskok następuje wyniku odpowiedniego współczynnika tłumienia, który to współczynnik o odpowiedniej wartości powoduje zaokrąglenie wierzchołka krzywej rezonansowej w punkcie A_3 . 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 podanego, aby praca odbywała się w zakresie, $B_3...B_4$ (rys.5) [2].

Wykres (rys.6.) amplitudowo-częstościowy otrzymany wyniku badań laboratoryjnych sprzęgła podanego oponowego typu ASO, wyniku symulacji zmiennego błędu montażowego typu kątownego. Wyniku tej symulacji zaobserwowano, że dokładność montażu nie pozostaje bez wpływu charakterystykę. Z wykresu wynika, że błąd montażowy powoduje wzmocnienie amplitudy i rozciągnięcie obszaru rezonansu.



Rys.6. Wykres amplitudowo-częstościowy pracy sprzęgła podanego z charakterystyką nieliniową wyniku symulowanego błędu montażowego

5. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych badań wpływu błędu montażowego na pracę układu napędowego z sprzęgłem podatnym oponowym typu ASO przyjęto następujące wnioski:

- wraz ze wzrostem błędu montażowego maleje względny współczynnik tłumienia
- błąd montażowy powoduje usztywnienie sprzęgła podanego oponowego
- wyniku błędu montażowego następuje przesunięcie obszaru rezonansu w obszar o zwiększonej amplitudzie przy tej samej częstości

6. 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] OPASIAK T.: Wpływ błędów montażu sprzęgieł skrętnie podatnych na ich stabilność dynamiczną. Maszyny Dźwigowo-Transportowe, Bytom, nr 4,2002.
- [4] OPASIAK T.: Metody wyznaczania charakterystyk statycznych i dynamicznych sprzęgieł podatnych, Maszyny Dźwigowo-Transportowe nr 2,2000.
- [5] CHMURAWA M.: Metody i stanowisko do wyznaczania statycznych charakterystyk sprzęgieł podatnych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria: Transport, z.34, Gliwice 1998.
- [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.

EFFECT OF ASSEMBLY MISALIGNMENT IN DRIVER SYSTEM FITTED WITH FLEXIBLE COUPLING ON ITS CHARACTERISTIC AND WORKING IN RESONANCE AREA

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.

Recenzent: prof. dr hab. inż. Andrzej WILK