

Sylwester MARKUSIK, Tadeusz OPASIAK

## CHARAKTERYSTYKI SPRZĘGIEŁ PODATNYCH W FUNKCJI WYMUSZEŃ DYNAMICZNYCH ORAZ BŁĘDÓW MONTAŻOWYCH

**Streszczenie.** Prawidłowo dobrane sprzęgło podatne do napędu maszyny roboczej powinno tłumić drgania skrętne, generowane przez maszynę roboczą. Zastosowanie przez użytkownika tego rodzaju sprzęgieł wymaga znajomości charakterystyk statycznych i dynamicznych. Charakterystyki te opisują cechy sprężysto-tłumiące sprzęgieł podatnych. Artykuł przedstawia wyniki badań przeprowadzonych nad sprzęgłem podatnym oponowym typu ASO 008 wraz z modelem dynamicznym stanowiska laboratoryjnego do wyznaczania tych charakterystyk. Przedstawiono również wyniki badań wpływu przesunięcia kąтового wałów na charakterystykę dynamiczną badanego sprzęgła podatnego.

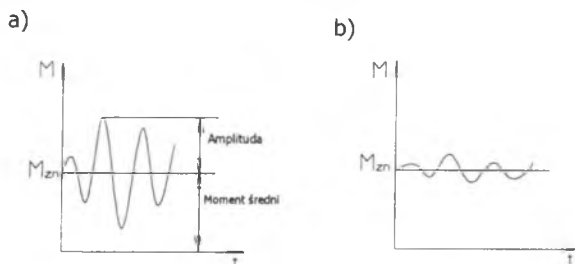
## CHARACTERISTICS OF FLEXIBLE COUPLING BY DYNAMIC FUNCTION FORCE AND ERRORS ASSEMBLY

**Summary.** Right choosed 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 static and dynamic characteristics. Those characteristics describe of flexible coupling in driving. In this paper is presented result of research work flexible coupling type ASO 008 and dynamic model work stand to created dynamic characteristics. It presented result of research influence angular misalignment to dynamic characteristics of researched flexible coupling.

### 1. WSTĘP

Podstawowym zadaniem projektantów napędów maszyn roboczych jest zapewnienie niezawodności eksploatacyjnej projektowanego urządzenia. Każdy zespół napędowy powinien przenosić obciążenie statyczne przy minimalnym obciążeniu dynamicznym w określonym zakresie. Żeby te wymagania spełnić, potrzebna jest wiedza o procesach dynamicznych wpływających na projektowane zespoły maszyn. Nieznajomość zachodzących zjawisk dynamicznych może w dużej mierze zmienić własności eksploatacyjne maszyny roboczej, które to własności uniemożliwiają prawidłową pracę w wymaganych warunkach eksploatacyjnych. W pewnych punktach pracy, w układzie napędowym maszyny roboczej mogą wystąpić wartości niebezpieczne z punktu widzenia trwałości lub wytrzymałości elementów tego napędu. Przyczyną powstawania tych niekorzystnych zjawisk są różnego rodzaju drgania skrętne powstające podczas eksploatacji napędów. Drgania te powstają w stanach przejściowych obciążenia lub stanach niustalonych pracy maszyny (podczas rozruchu silnika, obciążenia lub odciążenia pracującej maszyny). Znajomość procesów dynamicznych zachodzących w układzie roboczym maszyny podczas jej eksploatacji umożliwia dokonanie optymalnego wyboru własności

konstrukcyjnych poszczególnych podzespołów. Ze względu na modułową budowę maszyn roboczych, bardzo dużą rolę w połączeniach obrotowych elementów zespołów napędowych spełniają sprzęgła mechaniczne, a wśród nich zwłaszcza sprzęgła podatne. Zastosowanie tego rodzaju sprzęgieł powoduje złagodzenie niekorzystnych zjawisk dynamicznych. Złagodzenie to następuje w wyniku odpowiednich własności tłumiących elementu podatnego, co w pewnym stopniu eliminuje nierównomierność przenieszonego momentu obrotowego (rys.1).



Rys. 1. Praca sprzęgła podatnego w układzie napędowym obciążonym nierównomiernym momentem obrotowym: a) praca bez sprzęgła podatnego b) praca ze sprzęgłem podatnym

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

Sprzęgła podatne, żeby prawidłowo spełniały swoją funkcję w napędzie, muszą być prawidłowo dobierane. Niezbędna jest znajomość cech określających warunki pracy oraz charakterystyka sprężysta i tłumiąca sprzęgła podatnego. Własności te można uzyskać tylko z charakterystyk dynamicznych, wyznaczanych na specjalnych stanowiskach laboratoryjnych do symulacji zmiennego momentu obrotowego z jednoczesnym pomiarem względnego kąta skręcenia członów sprzęgła [4]. Brak ogólnego dostępu do tego rodzaju badań powoduje, że konstruktorzy posługują się modelami uproszczonymi, przyjmując układ napędowy jako sztywny lub obciążony statycznie do obliczeń konstrukcyjnych.

## 2. RODZAJE WYMUSZEŃ DYNAMICZNYCH PRZENOSZONYCH PRZEZ SPRZĘGŁA PODATNE

Zadaniem każdego organu napędowego maszyny roboczej jest utrzymanie stałej prędkości obrotowej i momentu obrotowego na wymaganym poziomie w ruchu ustalonym. W praktyce eksploatacyjnej układ napędowy maszyny roboczej nie przenosi obciążenia o stałym momencie obrotowym. Obciążenie to może mieć charakter zmienny, okresowy lub nieokresowy. Zmienność tych wymuszeń dynamicznych generowana jest przez zmienny moment obrotowy, wynikający z procesu technologicznego. Powoduje to niekorzystne skutki w postaci drgań skrętnych w organach roboczych maszyny. Drgania skrętne od strony organu roboczego i silnika skupiają się między innymi na sprzęgle podatnym. Zastosowane sprzęgło podatne w układzie napędowym przenosi nie tylko moment nominalny ( $M_n$ ), ale również moment dynamiczny ( $M_{dyn}$ ) o określonej częstotliwości i amplitudzie.

$$M(t) = M_n + M_{dyn} \cos(\omega t) \quad (1)$$

gdzie:  $M_n$  - moment nominalny,  $M_{dyn}$  - amplituda momentu dynamicznego,  $\omega$  - częstotliwość,  $t$  - czas.

Na rys.1 widać, że sprzęgło podatne zastosowane w układzie napędowym może w znacznym stopniu zmniejszyć obciążenie dynamiczne przenoszone na pozostałe elementy maszyny roboczej, a przez to w dużej mierze wpływa na dynamikę układu napędowego. Od rodzaju sprzęgła podatnego zależy wielkość i czas działania sił dynamicznych na pozostałe elementy napędu.

Sprzęgła podatne czynnie łagodzą przebieg rozruchu i tłumią drgania skrętne podczas pracy napędu, powodując histerezowe straty energii podczas odkształcenia ich łącznika (rys.2). Straty te oraz rozproszenie energii (dyssypacja) są następstwem pokonywania oporów tarcia wewnętrznego w łącznikach sprzęgieł podatnych. Dyssypacja energii daje się zauważyć podczas obciążenia momentem sprzęgła, gdy zmiana tego momentu powoduje zmienne odkształcenie łącznika podatnego sprzęgła. Powstaje wtedy zamknięta pętla histerezy, która służy do wyznaczenia następujących parametrów sprzęgła:

- tłumienia sprzęgła  $\psi$

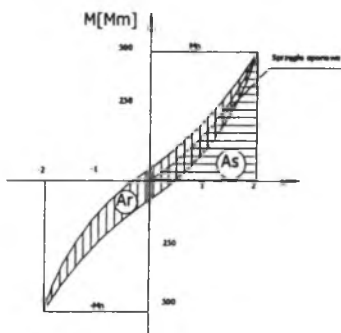
$$\psi = \frac{A_r}{A_s} \quad (2)$$

gdzie:  $A_r$  - praca tłumienia podczas jednego cyklu obciążenia [Nm];  $A_s$  - praca odkształcenia sprężystego podczas jednego cyklu obciążenia [Nm],

- sztywność sprzęgła  $c$

$$c = \frac{M_s}{\varphi} \quad (3)$$

gdzie:  $M_s$  - moment skręcający [Nm];  $\varphi$  - kąt względnego skręcenia członów sprzęgła [°].



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

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

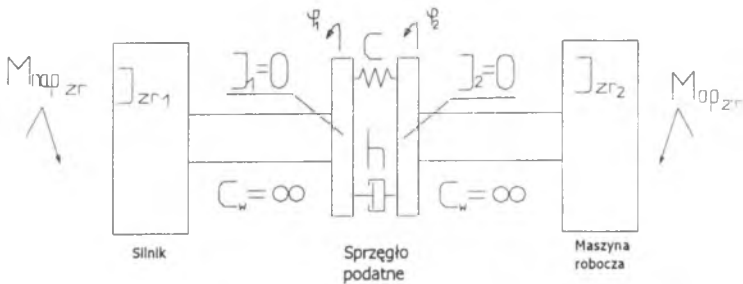
Charakterystykę statyczną sprzęgła podatnego wyznacza się dla częstotliwości zmian momentu skręcającego sprzęgła podatnego w zakresie  $f=0+10$  Hz, natomiast przy częstotliwości większych  $f= 10+200$  Hz określa się charakterystykę dynamiczną [4].

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

### 3. MODEL MATEMATYCZNY I FIZYCZNY NAPĘDU ZE SPRZĘGŁEM PODATNYM

Rzeczywisty napęd maszyny roboczej przedstawia układ lepko-sprężysty z rozłożonymi parametrami. Układ taki analizowany jest jako łańcuch, składający się z mas skupionych połączonych w dyskretny sposób elementami podatnymi. Tworząc model dynamiczny takiego układu ze sprzęgłem podatnym dążymy do tego, by model odzwierciedlał badany napęd w takim stopniu, aby był zdolny go w tej analizie zastąpić. Przeznaczeniem takiego modelu jest dostarczenie nowych informacji o zjawiskach dynamicznych zachodzących w napędzie i sprzęgle podatnym pod wpływem wymuszeń dynamicznych.

Model fizyczny maszyny powstaje na podstawie wiedzy o znanych i przewidywanych zjawiskach dynamicznych. Natomiast proces prowadzący do matematycznego opisu ruchu w modelu fizycznym jest modelem matematycznym. Połączenie dwóch modeli fizycznego i matematycznego daje pełny obraz modelu dynamicznego maszyny. Przy modelowaniu układu rzeczywistego pracy maszyny roboczej ze sprzęgłem podatnym buduje się go najczęściej jako układ dwumasowy, o dwóch stopniach swobody (rys.3).



Rys. 3. Model dynamiczny dwumasowy ze sprzęgłem podatnym  
Fig. 3. Double-mass dynamic model with flexible coupling

Opis oznaczeń na rys.3.

- $J_{zr1}$  - zredukowany moment bezwładności od strony silnika [kg m<sup>2</sup>];
- $J_{zr2}$  - zredukowany moment bezwładności od strony maszyny roboczej [kg m<sup>2</sup>];
- $\varphi_1$  - kąt skręcenia członów sprzęgła od strony silnika [°];
- $\varphi_2$  - kąt skręcenia członów sprzęgła od strony maszyny roboczej [°];
- $c$  - współczynnik sztywności elementu podatnego sprzęgła [Nm/°];
- $h$  - współczynnik tłumienia elementu podatnego sprzęgła;
- $J_1, J_2$  - moment bezwładności członów sprzęgła podatnego [kg m<sup>2</sup>];
- $C_w$  - sztywność wału łączącego badane sprzęgło z masą wirującą [Nm/°];
- $M_{nap_zr}$  - zredukowany moment napędowy [Nm];
- $M_{op_zr}$  - zredukowany moment oporu [Nm].

Działania zmierzające do identyfikacji parametrów modelu dynamicznego napędu maszyny roboczej ze sprzęgłem podatnym są następujące:

- a) Obliczenie zredukowanych momentów bezwładności ( $I_{zr1}$ ) mas wirujących znajdujących się przed sprzęgłem podatnym (od strony silnika) na wał sprzęgła

$$J_{zrj} = J_k i_{kj}^2 \eta_{kj} \quad (4)$$

gdzie:  $j$  - odcinek, do którego redukuje się parametry,  $k$  - odcinek, którego parametry są redukowane,  $i$  - przełożenie danego odcinka,  $\eta$  - współczynnik sprawności na danym odcinku.

b) Obliczenie zredukowanych momentów bezwładności ( $I_{zr2}$ ) mas wirujących znajdujących się za sprzęgłem podatnym na wał sprzęgła (od strony maszyny roboczej)

$$J_{zrj} = J_k i_{kj}^2 \eta_{kj} \quad (5)$$

c) Redukcja momentu obrotowego ( $M_{napzr}$ ) do wału wejściowego sprzęgła podatnego

$$M_{napzr} = M_{nap} i_{kj} \eta_{kj} \quad (6)$$

d) Redukcja momentu oporu ( $M_{opzr}$ ) do wału wyjściowego sprzęgła podatnego

$$M_{opzr} = M_{op} i_{kj} \eta_{kj} \quad (7)$$

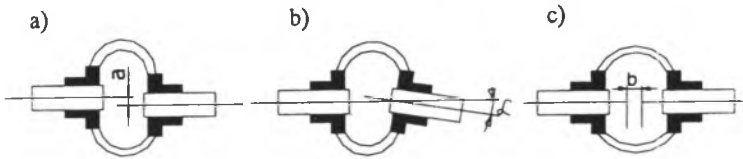
W praktyce model fizyczny podlega pewnym uproszczeniom, w których pomijamy sztywność wałów ( $c_w = \infty$ ) i moment bezwładności członów sprzęgła podatnego ( $J_1, J_2$ ), ponieważ są one bardzo małe w porównaniu z momentem bezwładności mas skupionych. W modelu tym siły bezwładności pochodzą od zredukowanej masy układu napędowego i napędzanego, skupiają się bezpośrednio na badanym sprzęgle podatnym. Rozpatrywany układ traktujemy jako dyskretny z dwoma stopniami swobody. Stosując zasadę d'Alemberta otrzyma się prawo ruchu w postaci układu równań różniczkowych (8).

$$J_{zr1} \ddot{\varphi}_1 - c(\varphi_2 - \varphi_1) - h(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) = M_{napzr} \quad (8)$$

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

#### 4. WYMUSZENIA MONTAŻOWE

Przy połączeniach pomiędzy maszyną napędzającą a napędzaną za pomocą sprzęgła podatnego bardzo ważnym czynnikiem jest prawidłowe wyosiowanie 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.4).

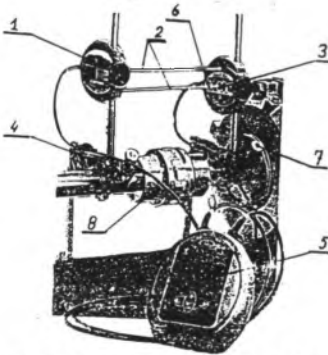


Rys. 4. Niewspółosiowość wałów napędowych łączonych sprzęgłami podatnymi oponowymi: a) przemieszczenie promieniowe (a - wartość przemieszczenia); b) przemieszczenie kątowe ( $\alpha$  - wartość odchylenia kątowego); c) przemieszczenie osiowe (b - wartość odsunięcia)

Fig. 4. Misalignment of drive shafts connected by tire flexible coupling

Nowoczesne maszyny wymagają szybkich i dokładnych metod osiowania mechanizmów napędowych. Do najnowocześniejszych metod osiowania należą metody osiowania laserowego (rys.5). Zastępują one dotychczasowe mniej dokładne i bardziej pracochłonne, takie jak: oko mechanika, szczerlinomierz lub czujnik zegarowy.

Laserowy układ pomiarowy niewspółosiowości (rys.5) 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 (3). Wiązka lasera padająca na detektor umożliwia poprzez układ elektroniczny bezpośredni odczyt odchylenia kątowego 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 płytowego o regulowanej długości (7) (ułatwia to dostosowanie ich do aktualnej średnicy czopów).



Budowa układu pomiarowego:

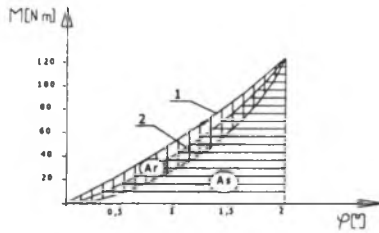
- 1.jednostka pomiarowo-odczytująca
- 2.wiązka lasera
- 3.detektor
- 4.podstawa mocująca do wału
- 5.komputer
- 6.poziomica
- 7.śruba regulacyjna
- 8.sprzęgło

Rys. 5. Ogólny widok urządzenia do osiowania wałów

Fig. 5. General view of shaft alignment device

## 5. WYNIKI BADAŃ PILOTAŻOWYCH CHARAKTERYSTYK DYNAMICZNYCH

Z przeprowadzonych badań otrzymano charakterystykę dynamiczną sprzęgła podatnego oponowego typu ASO. Badania przeprowadzono przy narastającym obciążeniu do wartości  $M_{no}=120$  Nm i częstotliwości  $f=10$  Hz. Po uśrednieniu i aproksymacji wyników otrzymano wykres charakterystyki dynamicznej (rys.6).



Rys. 6. Charakterystyka dynamiczna sprzęgła podatnego typu ASO: 1 - krzywa narastająca; 2 - krzywa powrotna  
Fig. 6. Dynamic characteristic of flexible coupling type ASO

Z charakterystyki tej odczytano współczynniki, takie jak: a) tłumienia  $\psi = 0.2$ , b) sztywności  $c = 50 \div 54$  [Nm/°]. Sztywność wzrasta proporcjonalnie wraz ze zwiększającym się momentem obciążenia. Sprzęgło posiada charakterystykę nieliniową, którą aproksymowano do funkcji typu:

$$M = \alpha_0 \varphi + \beta_0 \varphi^3 \quad (9)$$

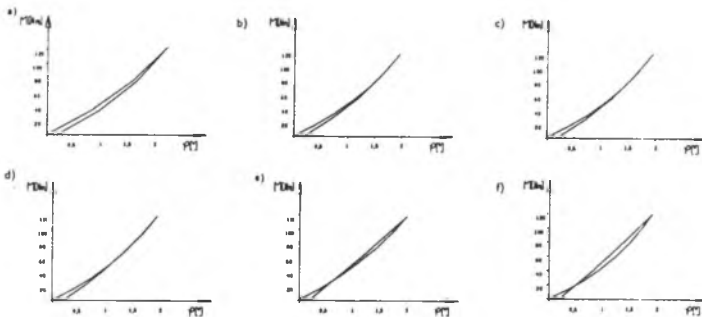
gdzie współczynniki  $\alpha_0$  i  $\beta_0$  zależą od wielkości i rodzaju zastosowanego łącznika podatnego i wyznaczone są eksperymentalnie na stanowisku laboratoryjnym [4].

Równanie (6) dla tego rodzaju sprzęgła przebiera następującą postać:

$$M = 38,08 \varphi + 3,4\varphi^3 \quad (10)$$

Dla uzyskania tych wyników nie uwzględniano wpływu kąтового przemieszczenia łączonych sprzęgło wałów.

Następnie przeprowadzono badania charakterystyk dynamicznych przy niewspółosiowości kątowej od  $1^\circ$  do  $6^\circ$ . Z przeprowadzonych badań otrzymano następujące charakterystyki dynamiczne (rys.7).



Rys. 7. Charakterystyki dynamiczne sprzęgieł podatnych przy kątowej niewspółosiowości w zakresie od  $1^\circ$  do  $6^\circ$ :  
a) dla  $1^\circ$ ,  $\psi = 0.2$ ,  $c = 50 \div 52$  [Nm/°], b) dla  $2^\circ$ ,  $\psi = 0.18$ ,  $c = 50 \div 51$  [Nm/°], c) dla  $3^\circ$ ,  $\psi = 0.16$ ,  $c = 50 \div 51$  [Nm/°], d) dla  $4^\circ$ ,  $\psi = 0.14$ ,  $c = 50$  [Nm/°], e) dla  $5^\circ$ ,  $\psi = 0.1$ ,  $c = 45 \div 50$  [Nm/°], f) dla  $6^\circ$ ,  $\psi = 0.09$ ,  $c = 45 \div 50$  [Nm/°]

Fig. 7. Dynamic characteristics of flexible couplings at angular misalignment in the range from  $1^\circ$  to  $6^\circ$

Z uzyskanych charakterystyk wynika, że błąd montażowy typu kątowego nie pozostaje bez wpływu na charakterystykę dynamiczną. Wraz ze wzrostem odchylenia kątowego zmienia się współczynnik tłumienia. Natomiast po przekroczeniu  $4^\circ$  następuje silne zaburzenie po-

przez przejście krzywej powrotnej (2) w lewą stronę za krzywą narastającą (1). Również za-  
uważono przy przekroczeniu  $4^0$  silny wzrost drgań stanowiska badawczego z silnym nagrza-  
niem się łącznika oponowego.

## 6. WNIOSKI

Powyższe wyniki badań należy traktować jako pilotażowe i są wstępem do całej serii  
badań charakterystyk sprzęgieł oponowych różnych producentów dla wyznaczenia różnego  
rodzaju parametrów pracy i zależności wykorzystywanych przy modelowaniu dynamicznym  
układów napędowych maszyn roboczych.

## 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 skrzętnie typu ASP. Politechnika Gdańska, Instytut Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn 1972, 1973.

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. 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.