ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1998
Seria: TRANSPORT z. 34 Nr kol. 1396

Wojciech PILLICH *)

JAKA CHARAKTERYSTYKA SPRZĘGŁA MASZYNY ROBOCZEJ?

Streszczenie. Oddziaływanie drgań wywołanych działaniem mechanizmów maszyn roboczych może być zmniejszone przez dobór odpowiedniej charakterystyki sprzęgła. Dotychczas stosowane w maszynach sprzęgła podatne mają charakterystyki elementów sprężystych mało odbiegające od stałej podatności, co w niewielkim stopniu umożliwia zmniejszenie drgań zespołów mechanizmu. W pracy przedstawiono modelową charakterystykę sprzęgła mogącą zapewnić izolację drgań przed ich rozprzestrzenieniem się na mechanizm i otoczenie.

WHAT CHARACTERISTIC OF MACHINE COUPLING?

Summary. Influence of the vibrations caused by the activity of the mechanisms of the machines may be the selection of the proper coupling characteristic. Flexible coupling used in machines up to the present have the flexible elements characteristics being a little stick to constant flexibility, with enable to reduce the mechanism's vibration to a small degree. There is a model characteristic of the coupling witch may secure the isolation of vibrations from the mechanism and environment.

1. WSTĘP

W eksploatacji maszyn dużą wagę przykłada się do problemu zmniejszenia oddziaływań drganiowych na otoczenie. Wykonuje się układy wibroizolacji między maszyną a podłożem oraz chroni się miejsca pracy operatorów. Najwłaściwsze i najskuteczniejsze byłoby jednak eliminowanie drgań jak najbliżej miejsc ich powstawania, czyli w mechanizmach maszyn.

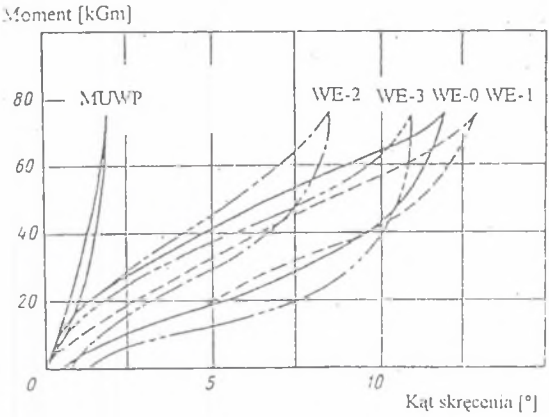
*) Katedra Mechaniki Robotów i Maszyn Politechniki Śląskiej – Gliwice
OBR Dźwignic i Urządzeń Transportowych "Detrans" - Bytom

Ważne i znane zadania spełniają sprzęgła w napędach maszyn. W maszynach roboczych zadania te są rozszerzone na zmniejszenie impulsów obciążeń przekazywanych z organu roboczego na silnik napędowy oraz z silnika na organ roboczy. Funkcja ta jest ważna, zwłaszcza gdy w układzie napędowym brak innego podatnego elementu, na przykład w postaci wałka skrętnego lub linowego układu cięgnowego. Szereg konstrukcji podatnych sprzęgieł przedstawiono w literaturze [3]. Wielość typów sprzęgieł stosowanych w maszynach roboczych może być wyrazem braku sprzęgła zadowalająco spełniającego wymagania projektantów. Sprzęgła te mogą w pewnym stopniu zmniejszyć obciążenia szczytowe i drgania, jednak nie są to konstrukcje optymalne ze względu na zmniejszenie drgań. Poprawę w tym względzie można uzyskać przez zastosowanie w konstrukcji sprzęgieł osiągnięć techniki wibroizolacji.

Dobór elementów mechanizmów odbywa się stosownie do występujących w nim największych obciążeń. Zmniejszenie obciążeń - większe niż umożliwiają dotychczasowe konstrukcje sprzęgieł - pozwala na zmniejszenie masy mechanizmów. Zmniejszenie drgań przyczynia się do zwiększenia trwałości elementów mechanizmów oraz poprawia warunki pracy.

2. CHARAKTERYSTYKI STOSOWANYCH SPRZĘGIEŁ

W mechanizmach maszyn roboczych, do powszechnie stosowanych - mających wpływ na drgania - należą podatne sprzęgła z wkładkami palcowymi, z wkładką gwiaździstą, rzadziej sprzęgła przeponowe i oponowe o stosunkowo korzystnej charakterystyce, lecz trudne do zastosowania, gdy jest potrzeba pełnienia przez sprzęgło funkcji bębna hamulcowego, oraz sprzęgła kabłąkowe. Możliwości zmniejszenia szczytowych obciążeń zależą od charakterystyk zastosowanych elementów podatnych. Statyczne charakterystyki stosowanych sprzęgieł są zbliżone do umieszczonych na rysunku 1. Przedstawiono przykładowe, uwzględniające histerezę, charakterystyki elementów sprzęgieł wkładkowego i oponowych.

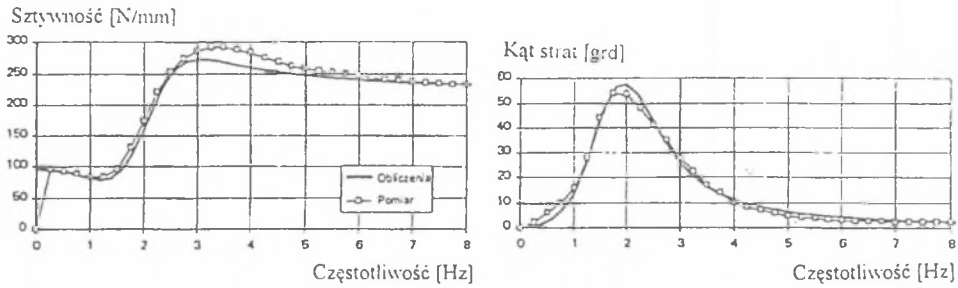


Rys.1. Charakterystyki gumowych elementów sprzęgieł: MUWP - wkładkowego palcowego, WE - oponowych [4]
Fig.1. Characteristics of robber elements of couplings: MUWP-flexible pins, WE-torus flange [4]

Postacie charakterystyk elementów sprężystych stosowanych sprzęgieł są podobne, odbiegają mniej lub więcej od linii prostej. Sztywność jest zbliżona do stałej lub początkowo mniejsza zwiększa się w miarę rosnącego obciążenia. Różne jest tłumienie elementów sprężystych.

Dla przedstawionych typów sprzęgieł występuje sprzeczność w ich ewentualnej funkcji izolacji drganiowej dla zakresów drgań pod- i nadrezonansowych. Może ona tłumaczyć ich małą skuteczność w zmniejszaniu drgań mechanizmów. Mianowicie, dla tłumienia drgań o częstotliwościach mniejszych od rezonansowych korzystny jest duży - bliski jedności - względny współczynnik tłumienia. Dla częstotliwości większych od rezonansowych względny współczynnik tłumienia powinien być jak najmniejszy (bliski zeru). Uzyskanie elementu czy zespołu podatnego spełniającego takie wymagania jest bardzo trudne. Dla elastomerów stosowanych na wkładki sprzęgieł współczynnik tłumienia nie zmienia się lub rośnie ze zwiększeniem częstotliwości drgań, zależnie od małej lub dużej sztywności tworzywa [1].

Znane są układy wibroizolacji spełniające przedstawione wymagania, które stosowane są w pojazdach [1]. Są to skomplikowane konstrukcje pneumo- lub hydroelastomerowe z cieczą lepką. Charakterystyki statyczne są podobne do tych jak na rysunku 1, natomiast przykładową charakterystykę dynamiczną pokazano na rysunku 3. Spełnia ona wymóg dotyczący zmiany współczynnika tłumienia w zależności od częstotliwości. Jest to jeden z kierunków, w którym mogą rozwinąć się badania konstrukcji sprzęgieł. Układy te - jak dotąd - działają jednostronnie. Ich zastosowanie w sprzęgłach mechanizmów obecnie trudno sobie wyobrazić.



Rys.2. Sztywność dynamiczna i kąt strat sprężyny pneumatycznej typu 881MB [1]
Fig.2. Dynamics stiffness and the bereavement angle of the pneumatic striving type 881 MB[1]

Układy takie są skuteczne w tłumieniu drgań wywołanych pojedynczymi impulsami obciążenia. Nieznacznie zmniejsza się pierwsza amplituda drgań, szybko następuje wytłumienie drgań, natomiast nie zmienia się częstotliwość drgań części mechanizmu, na którą przekazywany jest napęd za pośrednictwem sprzęgła.

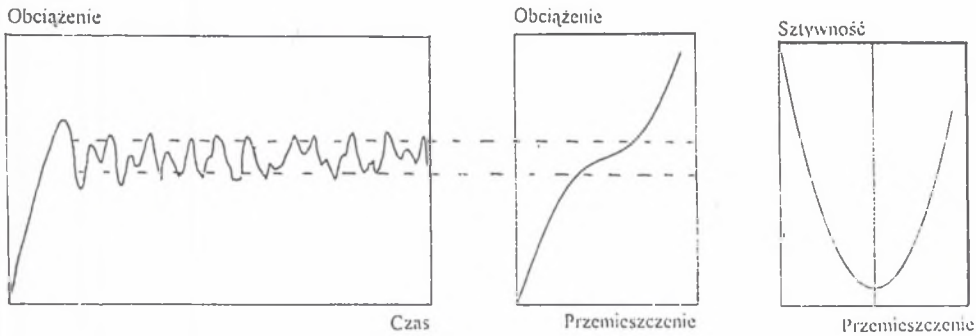
3. PROPONOWANA CHARAKTERYSTYKA SPRZĘGŁA

Przebieg charakterystyki jak na rysunku 1, dotyczący typowych sprzęgieł, nie jest korzystny. Jego zaletą może być mała sztywność w chwili włączania mechanizmu i przez to zmniejszanie obciążeń impulsowych. Jednak w miarę wzrostu obciążenia następuje usztywnienie sprzęgła i drgania występujące przy pełnym obciążeniu nie są dostatecznie tłumione, przenosząc się na cały mechanizm i jego otoczenie.

Właściwe byłoby dostosowanie charakterystyki sprzęgła do poziomu obciążeń. W maszynach roboczych poziom ten jest zmienny i stanowi to trudność w takim dostosowaniu. Pozostaje uwzględnienie obciążeń największych z możliwością dostrojenia charakterystyki sprzęgła. Potrzeba taka może dotyczyć części maszyn roboczych, gdyż w niektórych z nich zmiany obciążeń są stosunkowo niewielkie, na przykład w części mechanizmów jazdy dźwignic, niektórych przenośnikach.

Dla mechanizmu przenoszącego obciążenia, schematycznie przedstawione na rysunku 3a, proponuje się dobór sprzęgła o statycznej charakterystyce jak na rysunku 3b. Charakterystykę cechuje zmienność sztywności, duża sztywność na początku i końcu zakresu użytkowego, bardzo mała (możliwa zerowa) w zakresie nominalnych obciążeń roboczych. Dla obciążeń

mniejszych działanie odbywa się przy sztywniejszym sprzęgle. Przeciążenie powoduje usztywnienie sprzęgła. Zmiana sztywności następuje jak na rysunku 3c.



a) b) c)

Rys.3. Postać statycznej charakterystyki sprzęgła, obciążenie i sztywność sprzęgła: a) obciążenie, b) charakterystyka sprzęgła, c) sztywność sprzęgła

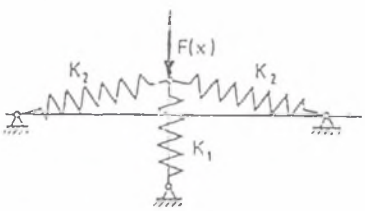
Fig.3. Proposed static characteristic of the coupling, load, and stiffness of the coupling: a) load, b) characteristic of the coupling,)/ stiffness of the coupling

Skutkiem działania takiego układu, oprócz zmniejszenia amplitudy drgań, jest także zmniejszenie częstotliwości drgań, czyli „rozstrojenie" układu. Drgania o częstotliwości wymuszeń nie są przenoszone na połączoną sprzęgłem część mechanizmu. Jest to działanie szczególnie korzystne, gdyż oprócz zmniejszenia największych obciążeń zmniejsza się ich liczba. Możliwość ta jest atrakcyjna, jeżeli zostanie uzyskana prostymi środkami technicznymi. Są dwa sposoby realizacji tego zadania: metodą „pasywną" lub „aktywną". Ta druga wymaga dostarczenia energii (np. pompą) do układu wykonawczego i sterującego, więc w konstrukcji sprzęgieł jest mało przydatna. Jest ona stosowana w eliminacji drgań pojazdów oraz siedzisk kierowców.

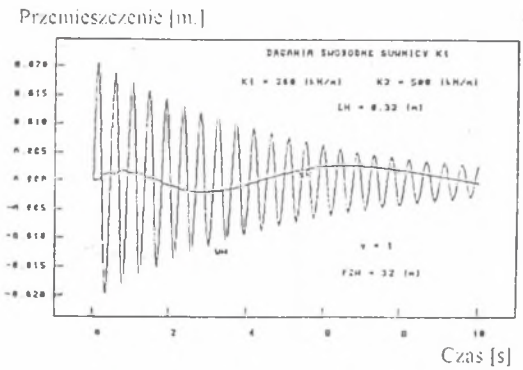
Zaprojektowanie i wykonanie zespołu elastycznego, działającego zgodnie z metodą „pasywną", jest prostsze. Można zastosować zespoły o specjalnej konstrukcji, tzw. układ o quasi-zerowej sztywności [5]. Przedstawicielem może być układ o modelu jak na rysunku 4. Pewnym utrudnieniem w działaniu tych układów są opory tarcia w przegubach będące przyczyną występowania histerezy układu [2, 5]. Ponadto układy takie są wrażliwe na właściwy stosunek sztywności sprężyny głównej (o sztywności K_1) i kompensacyjnych (o sztywności K_2) [6]. Niewłaściwie dobrane sztywności mogą spowodować zwiększenie amplitud drgań, lecz ich częstotliwość pozostanie zmniejszona. Mniejsze wtedy będą

przyspieszenia części układu napędowego, co ma podstawowe znaczenie dla jego oddziaływania na otoczenie.

Skuteczność układu quasi-zerowej sztywności, można ocenić na przykładzie wyników symulacji drgań suwnicy (rys. 5), w której do wibroizolacji kabiny zastosowano quasi-zerowej sztywności układ o konstrukcji według patentu [7], z wibroizolatorami o modelu jak na rysunku 4. Na rysunku 5 większe amplitudy drgań dotyczą dźwigara suwnicy, mniejsze izolowanej kabiny, podwieszonej w środku rozpiętości dźwigara. Swobodne drgania zostały wzbudzone impulsowo.



Rys.4. Model wibroizolatora quasi-zerowej sztywności
Fig.4. Model of quasizero stiffness vibroisolation



Rys.5. Przebieg drgań dźwigara suwnicy oraz izolowanej kabiny [5]
Fig.5. Vibration the bridge of crane and vibroisolated cabin [5]

4. WNIOSKI

W budowie elastycznych sprzęgieł dla maszyn roboczych proponuje się opracowanie nowej konstrukcji sprzęgieł mających elementy podatne działające na zasadzie wibroizolacji qusi-zerowej sztywności.

Przez zastosowanie takich zespołów byłoby możliwe pełnienie przez sprzęgła dodatkowej funkcji - izolatora drgań w mechanizmie, umieszczonego blisko źródła drgań. Zmniejszyłoby to drgania mechanizmu, napędzanej maszyny i jej otoczenia.

Dla realizacji przedstawionego zadania niezbędne jest podjęcie prac badawczych i projektowych w zakresie minimalizacji postaci geometrycznej, doboru materiałów i wyboru typu zespołu podatnego.

LITERATURA

1. Izolacja drgań w maszynach i pojazdach. Red. J. Grajnert. Navigator 8. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 1997.
2. Kaliński W., Nowak A., Pillich W., Wojnarowski J.: Wpływ tarcia na charakterystykę wibroizolatora kwazizerowej sztywności. Górnictwo Odkrywkowe nr 2, 1994, s. 79-83.
3. Markusik S.: Sprzęgła mechaniczne. WNT, Warszawa 1979.
4. Rasczoty kranowych mechanizmow i ich dietalej. Izd. Maszinostrojenije, Moskwa 1971.
5. Wojnarowski J., Kaliński W., Nowak A., Pillich W.: Opracowanie układów wibroizolacji kabin operatorów maszyn roboczych ciężkich. Prace Naukowe Centralnego Programu Badań Podstawowych 02.05. Wyd. Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1990, s. 111.
6. Wojnarowski J., Kaliński W., Nowak A., Pillich W.: Dobór optymalnych parametrów układu wibroizolacji kwazizerowej sztywności. VI Sympozjum "Wpływ wibracji na otoczenie". Referaty. Kraków - Janowice, wrzesień 1992. Wydawnictwa Politechniki Krakowskiej, Kraków 1992, s.183-188.
7. Wojnarowski J., Pillich W., Kaliński W., Nowak A.: Układ wibroizolacji kabin sterowniczych. Patent nr 160674. Urząd Patentowy RP. Warszawa 1993.

Recenzent: Dr hab.inż. Sylwester Markusik
Prof.Politechniki Śląskiej

Abstract

Stiffness of the couplings that are used now is approximated constant or initially smaller. increase together with increasing load. For these couplings discrepancy occurs in their possible function of vibroisolation for underresonant and superresonant range of vibrations. With means that for absorption vibrations of frequency lower than resonance, high relative coefficient of absorption is better. For frequency higher than resonance relative coefficient of absorption should be as low as possible. For elastomers used as a coupling pins, coefficient of absorption doesn't change or increases together with increasing vibration frequency.

For coupling, the static characteristic is proposed, which has variable stiffness. High stiffness at the beginning and the end of working range. Very low stiffness in the range of nominal working loads. The result of this coupling's activity, apart from reducing amplitudes. is also reducing of vibration frequency which means detuning of the system. Frequency of the extorted vibrations are not transmitted to a part of the mechanism connected by the coupling. This activity is especially advantageous because apart of reducing the highest loads, also the number of them is reduced. Using the elastic complexes of proposed characteristics would enable the coupling to have another function - the isolator of vibration in the mechanism.