

Grzegorz PITTNER
Dominik RYBARCZYK
Jarosław GOŚLIŃSKI

KONSTRUKCJA AMORTYZATORA CIERNEGO O STEROWALNEJ SILE TŁUMIENIA

STRESZCZENIE *W artykule opisano pokrótce rolę amortyzatorów ciernych w konstrukcji bębnowej maszyny wirnikowej na przykładzie klasycznej pralki domowej oraz ich wpływ na przenoszenie wibracji między bębnem a podstawą urządzenia. W dalszej części artykułu opisano możliwości zastosowania amortyzatorów ciernych o zmiennej sile tłumienia w celu dostosowania siły tłumienia do aktualnych warunków pracy urządzenia. W artykule zaproponowano autorską konstrukcję tłumika ciernego o regulowanej sile tłumienia za pomocą silnika prądu stałego. Przystawiono analizę transmisji siły w konstruowanym tłumiku oraz zaproponowano metodę sterowania.*

W artykule zweryfikowano założenia konstrukcyjne oraz wytrzymałość kluczowych elementów. Zaproponowany amortyzator może być stosowany w celu minimalizacji drgań obudowy bębnowych urządzeń wirnikowych.

Słowa kluczowe: amortyzator, drgania, pralka

1. WSTĘP

Większość bębnowych urządzeń wirujących, takich jak m.in. pralki, betoniarki, wirówki, mieszalniki czy miksery, składa się z wirującego elementu, będącego pojemnikiem na masę, która ma być poddana oddziaływaniom sił odśrodkowych. Element ten, ze względu na swój ruch obrotowy, powiązany jest z obudową urządzenia za pomocą elastycznego zawieszenia, składającego się na ogół ze sprężyn oraz tłumików.

mgr inż. Grzegorz PITTNER

e-mail: grzegorz.pittner@put.poznan.pl

mgr inż. Dominik RYBARCZYK

e-mail: dominik.rybarczyk@put.poznan.pl

mgr inż. Jarosław GOŚLIŃSKI

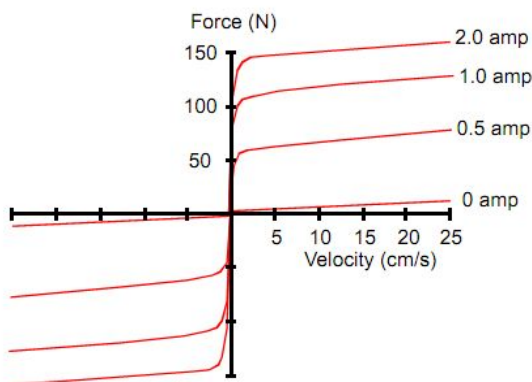
e-mail: jaroslaw.goslinski@doctorate.put.poznan.pl

Politechnika Poznańska

Ponieważ rozmieszczenie wirowanego wsadu jest zmienne oraz trudne do przewidzenia, środek ciężkości mas wirujących załadowanego urządzenia najczęściej nie znajduje się w osi obrotu elementu wirującego. Skutkiem takiego stanu jest niewyrównoważenie wirnika i towarzyszące temu drgania o częstotliwości głównej zgodnej z częstotliwością obrotów silnika maszyny. W celu redukcji drgań urządzenia, konstruktorzy stosują bierne elementy zawieszenia, takie jak sprężyny i tłumiki, jednak większość wymienionych urządzeń wirujących pracuje w zmiennych warunkach. Przy zmianach prędkości obrotowej, masy oraz rozmieszczenia wsadu, niemożliwe jest dobranie stałych parametrów tłumików tak, aby zapewnić zawsze optymalny poziom tłumienia układu [1, 6].

2. OPIS PROBLEMU

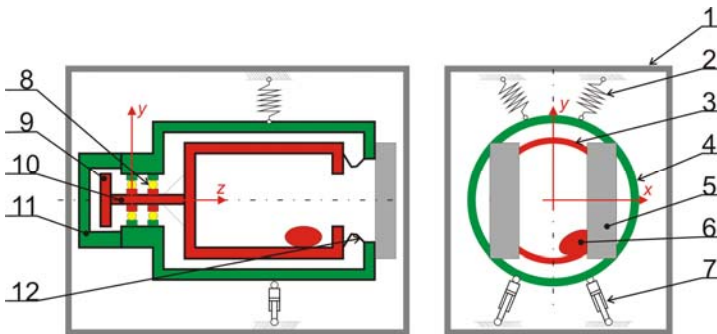
Rzadziej stosowane i bardziej zaawansowane technicznie rozwiązania konstrukcyjne uwzględniają opisane we wstępie zjawisko przez zastosowanie tłumików o zmiennej sile tłumienia, dobieranej do aktualnych parametrów pracy urządzenia [2, 3, 4]. Większość znanych autorom rozwiązań przedstawianych w publikacjach literaturowych proponuje stosowanie cieczy magnetoreologicznych (zwanych powszechnie cieczami MR) do regulacji siły tłumienia. Ciecz taka pod wpływem pola elektromagnetycznego zmienia swoje właściwości fizyczne, w szczególności lepkość, co umożliwia regulację siły tłumienia w tłumikach ciernych bądź w tłumikach hydraulicznych [2]. Działanie tłumików z cieczą MR obrazuje rysunek 1, przedstawiający charakterystykę tłumika dla różnych natężeń prądu przepływającego przez jego cewkę. Rozwiązanie takie przynosi korzystne efekty w zakresie redukcji drgań generowanych przez urządzenia, jednak bardzo wysoka cena cieczy MR, jak i ich słaba dostępność powoduje, że choć rozwiązania takie może być skuteczne, rzadko zdarza się, że jest stosowane w praktyce przemysłowej. Proponowana przez autorów, w ramach niniejszej pracy, konstrukcja tłumika elektromechanicznego pozwala regulować siły tłumienia równie skutecznie jak w przypadku rozwiązań z użyciem cieczy MR, jednak jako element sterujący stosuje się prosty i powszechnie dostępny silnik DC, co może w praktyce produkcyjnej przełożyć się na redukcję kosztów konstrukcji.



Rys. 1. Przykładowa charakterystyka regulowanej siły tłumienia w funkcji prędkości trzpieni tłumika z cieczą MR dla różnego natężenia prądu cewki [4]

3. KONSTRUKCJA URZĄDZENIA

Do dalszych rozważań autorzy posłużyli się jako przykładem maszyny wirnikowej klasyczną pralką domową ładowaną frontowo, wyprodukowaną przez firmę Samsung, model *WF0804*. W ramach prac, konstruowany tłumik elektromechaniczny został zaprojektowany tak, aby mógł komplementarnie zastąpić oryginalnie stosowany tłumik cierny w konkretnym modelu pralki i jednocześnie, w odróżnieniu od obecnie stosowanego rozwiązania, umożliwić regulację siły tłumienia. Masa wsadu (6) umieszczona jest w bębnie (3), który za pomocą wału (10) połączony jest z rotorem silnika (9) (rys. 2). Kolorem czerwonym zaznaczono wszystkie masy, które wprawione są w ruch wirowy. Za pomocą łożysk (8) bęben powiązany jest z częściowo swobodnym elementem zwanym wanną (4), który zapewnia szczelne przechowywanie wody. Aby dociążyć i wyważyć konstrukcję celem redukcji drgań stosuje się odważniki (5). Elementy półswobodne, ruchome ale niewirujące, zostały zaznaczone kolorem zielonym. Całość konstrukcji zespołu bębna połączona jest z obudową za pomocą elementów zawieszania: pary sprężyn (2) oraz będącej przedmiotem rozważań niniejszego artykułu pary tłumików (7). Dokładną lokalizację tłumików w pralce przedstawiono na rysunku 3. W oryginalnej konstrukcji modelu *WF804* stosuje się tłumiki cierne o stałej nieregulowanej sile tłumienia, wynoszącej 40 N [1, 7].



Rys. 2. Schemat ideowy konstrukcji pralki: 1 – obudowa, 2 – sprężyny, 3 – bęben, 4 – wanna, 5 – odważniki, 6 – wsad, 7 – tłumik, 8 – łożysko, 9 – rotor silnika, 10 – wał, 11 – stojan silnika, 12 – uszczelnienie

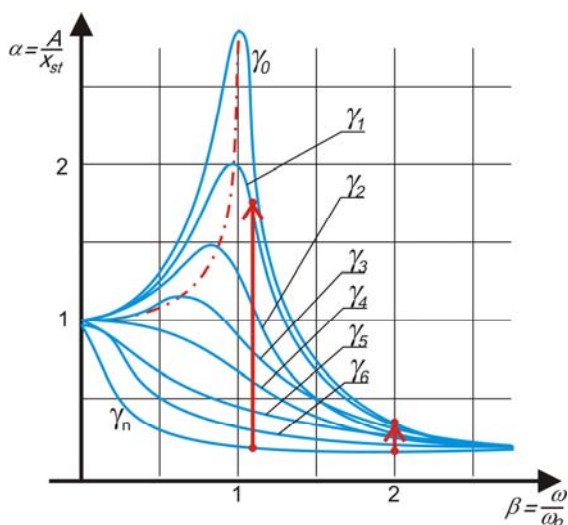
Rys. 3. Lokalizacja tłumika MR w pralce



4. STEROWANIE SIŁĄ TŁUMIENIA

Elementy zawieszenia, w szczególności tłumiki, przenoszą siły generowane przez drgające masy wirujące na elementy obudowy. Z punktu widzenia użytkownika jest to niekorzystne zjawisko, gdyż drgająca obudowa urządzenia generuje hałas akustyczny, a drgająca podstawa urządzenia powoduje drgania podłoża, np. podłogi, i roznoszenie się hałasu po budynku. Zmniejszenie sił tłumiących powoduje zmniejszenie drgań obudowy urządzenia, przy jednoczesnym wzroście amplitudy drgań mas wirujących. Mała siła tłumienia w analizowanej konstrukcji pralki, choć redukuje drgania obudowy, może powodować ryzyko kolizji bębna z ramą pralki i w rezultacie uszkodzenie maszyny. Dlatego też, mając na uwadze trwałość konstrukcji, należy stosować możliwie największą siłę tłumienia. Te dwa przeciwstawne kryteria powodują konieczność doboru współczynników tłumienia na zasadzie kompromisu pomiędzy możliwie dużą siłą tłumienia chroniącą bęben, ale jednocześnie zwiększającą hałas generowany przez obudowę, a małą siłą tłumienia redukującą hałas, lecz słabiej chroniącą bęben przed kolizją. Uwzględniając wyżej przyjęte założenia oraz aplikując do układu tłumik o zmiennym współczynniku tłumienia γ , można regulować siłę tłumiącą, mając na uwadze pozostałe parametry pracy urządzenia, takie jak np. częstość kołową mas wirujących ω .

Na rysunku 5 przedstawiono wykres obrazujący wzmocnienia α definiowane jako stosunek aktualnej amplitudy drgań A do wychylenia w położeniu statycznym x_{st} w funkcji bezwymiarowego współczynnika częstości kołowych mas wirujących β , rozumianego jako stosunek chwilowej częstości kołowej wirnika ω do rezonansowej częstości kołowej układu nietłumionego ω_0 . Kolejne krzywe na wykresie obrazują wzmocnienie drgań układu dla różnych współczynników tłumienia γ przy założeniu, że $\gamma_0 < \gamma_1 < \dots < \gamma_n$ [5].



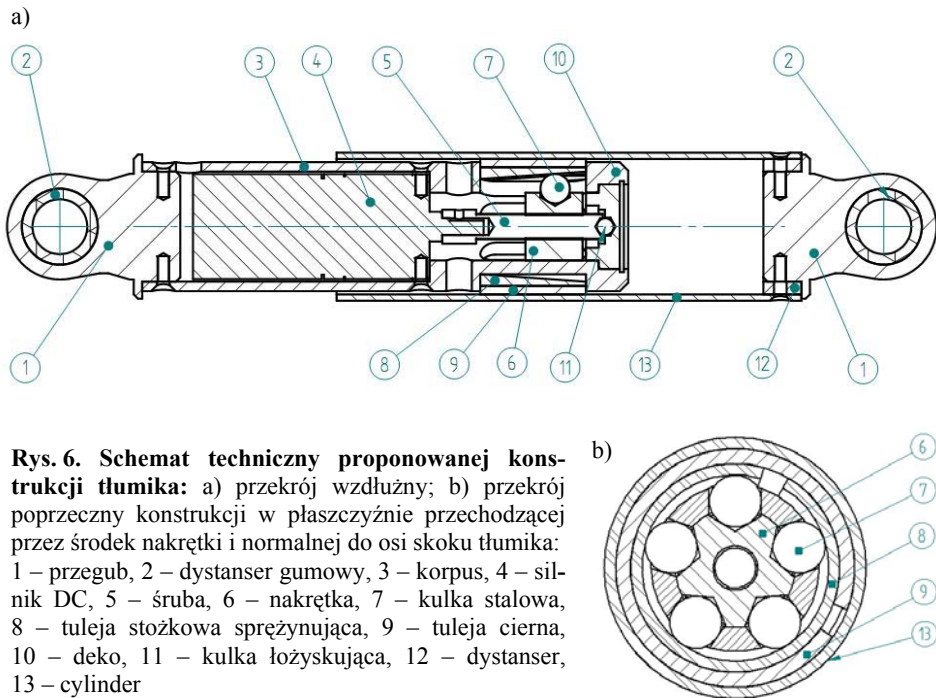
Rys. 5. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa dla układów o różnych współczynnikach tłumienia γ utworzona na podstawie [5]

Jak już wspomniano, zmniejszenie współczynników tłumienia powoduje korzystne zmniejszenie drgań obudowy przy jednoczesnym niekorzystnym zwiększeniu drgań bębna. Jednak analizując prezentowane na rysunku 5 zjawisko wzmocnienia rezonansowego można stwierdzić, że zmniejszenie współczynników tłumienia dla układu pracującego w obszarze nadkrytycznym (o częstości kołowej znacznie wyższej od częstości rezonansowej) jest kilkukrotnie mniejsze niż wzmocnienie dla układu mas wirujących w obszarze krytycznym (bliskim częstości rezonansowej). Ponieważ prędkość wirowania jest zmienna w różnych fazach pracy urządzenia, zasadnym jest sterowanie siłą tłumienia tak, aby dostosowywać siły tłumienia do aktualnych parametrów pracy [1, 5, 7].

5. KONSTRUKCJA TŁUMIKA

Jak przedstawiono w rozdziale czwartym, prezentowana konstrukcja tłumika została zaprojektowana tak, aby móc zastąpić oryginalnie stosowany tłumik w analizowanym modelu pralki, z tą jednak różnicą, że siła tłumienia będzie regulowana.

Zarówno w nowej, jak i w starej konstrukcji, tłumienie odbywa się poprzez wytworzenie siły tarcia w osi skoku tłumika. Jak wykazały wcześniejsze badania autorów [1], w tłumiku oryginalnie stosowanym siła tarcia wynosi około 40 N i w niewielkim tylko stopniu zależy od prędkości względnej trzpienia tłumika, jedynie w momencie cyklicznej zmiany kierunku ruchu.

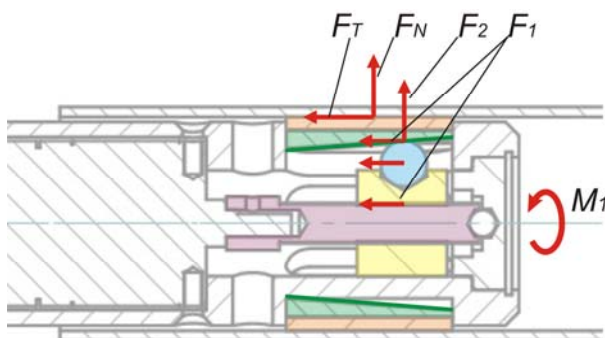


Rys. 6. Schemat techniczny proponowanej konstrukcji tłumika: a) przekrój wzdłużny; b) przekrój poprzeczny konstrukcji w płaszczyźnie przechodzącej przez środek nakrętki i normalnej do osi skoku tłumika:
 1 – przegub, 2 – dystanser gumowy, 3 – korpus, 4 – silnik DC, 5 – śruba, 6 – nakrętka, 7 – kulka stalowa, 8 – tuleja stożkowa sprężynująca, 9 – tuleja cierna, 10 – deko, 11 – kulka łożyskująca, 12 – dystanser, 13 – cylinder

W proponowanej konstrukcji silnik prądu stałego (4) napędza śrubę (5), która obracając się przemieszcza wzdłużnie nakrętkę (6). Jak pokazano na rysunku 6b, na powierzchni nakrętki, w łożach znajdują się stalowe kulki (7), które przemieszczając się wraz z nakrętką wzdłuż osi skoku tłumika powodują nacisk na stożkową tuleję sprężynującą (8). Tuleja stożkowa jest bezpośrednio połączona z tuleją cierną (9) tak, że promieniowy nacisk kulek na powierzchnię stożkową jest przenoszony promieniowo na element cierny, wywołując docisk tegoż elementu do powierzchni trącej. Zmieniając moment obrotowy silnika w trakcie kontaktu kulek z powierzchnią stożkową można regulować siłę docisku tulei cierniej do powierzchni trącej cylindra tłumika (13), regulując w ten sposób siłę tłumiacą. Cylinder jednocześnie zapewnia swoją dużą powierzchnią oraz materiałem o wysokim współczynniku przewodzenia ciepła (stal) dobre odprowadzenie ciepła wytworzonego podczas tarcia.

Ponieważ w konstrukcji pralki nie istnieją wysokie wymagania odnośnie szybkości zmiany siły tłumienia, skok gwintu śruby oraz kąt pochylenia powierzchni tulei stożkowej zostały dobrane tak, aby zwielokrotnić siłę nacisku, kosztem niższej dynamiki układu. W proponowanej konstrukcji użyto silnika ze zintegrowaną wielostopniową przekładnią o przełożeniu 172:1, zasilanego napięciem nominalnym wynoszącym 6 V. Nominalna prędkość obrotowa wału silnika na wyjściu z przekładni to 57 rpm. Przy maksymalnym dopuszczalnym obciążeniu wynoszącym 6 A, silnik według producenta zapewnia moment obrotowy rzędu 1,75 Nm, jednak jest to maksymalna dopuszczalna wartość, powyżej której nie jest już gwarantowana żywotność aktuatora, dlatego też należy ograniczyć prąd pracy urządzenia tak, aby nie przekraczać wartości granicznych. Autorzy przyjęli współczynnik bezpieczeństwa 0,7. Tak zdefiniowany maksymalny moment obrotowy M_1 przyjęty do obliczeń wynosi 1,22 Nm.

6. WYZNACZENIE SIŁY TŁUMIENIA



Rys. 7. Transmisja sił w mechanizmie tłumika od silnika do elementu ciernego

Moment obrotowy silnika M_1 powoduje wytworzenie się siły osiowej F_1 działającej na nakrętkę wzdłuż osi linii śruby. Przyjmując P jako skok samohamownego gwintu śruby o średnicy podziałowej d siłę osiową F_1 można wyznaczyć ze wzoru:

$$F_1 = \eta \frac{2\pi \cdot M_1}{P} \quad (1)$$

Sprawność przekładni gwintowej η , znając kąt pochylenia linii śrubowej γ oraz pozorny kąt tarcia ρ' , można wyznaczyć ze wzoru:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\gamma)}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} \quad (2)$$

Pomijając nieznaczne straty energii związane z tarciem swobodnej obrotowo-stalowej kulki o powierzchnię stożkową nachyloną do osi śruby pod kątem β , można wyznaczyć siłę promieniową:

$$F_2 = \frac{F_1}{\operatorname{tg}(\beta)} \quad (3)$$

Siła promieniowa F_2 , przy założeniu braku ściśliwości tulei stożkowej oraz tulei cierniej, jest równa sile nacisku tulei cierniej na powierzchnię cylindra:

$$F_N = F_2 \quad (4)$$

Znając siłę nacisku F_N można wyznaczyć siłę tarcia ze wzoru:

$$F_T = F_N \cdot \mu \quad (5)$$

Należy zaznaczyć, iż współczynnik dynamicznego tarcia ciernego μ zależy od materiału, z jakiego wykonana jest tuleja cierna. Materiał ten należy w tym konkretnym przypadku dobrać tak, aby maksymalna siła tarcia, jaką będzie mógł osiągnąć mechanizm, była równa założonej sile tłumienia tłumika. Dla omawianej w artykule pralki wartość ta była równa 40 N, a materiałem ciernym było tworzywo poliamidowe o parametrach dobranych eksperymentalnie z grupy dostępnych konstruktorom tworzyw. Dobierając materiał, należy zwrócić także uwagę na możliwie jak najwyższą odporność na ścieranie oraz wytrzymałość na temperaturę.

Podstawiając do równania (6) wzory (1-5) otrzymano:

$$F_T(M) = \mu \cdot \frac{\operatorname{tg}(\gamma)}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} \cdot \frac{2\pi \cdot M}{P \cdot \operatorname{tg}(\beta)} \quad (6)$$

Aby urządzenie spełniało założenia konstrukcyjne, wszystkie parametry gwintu oraz współczynniki tarcia materiałów należy przyjąć tak, aby spełniony był warunek:

$$F_T(M_1) > 40 \text{ N} \quad (7)$$

Dla przyjętej geometrii połączenia gwintowego należy wyznaczyć moment oporowy w gwincie ze wzoru:

$$M_{op} = \frac{d}{2} F_1 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho') \quad (8)$$

Kąt pochylenia linii śrubowej oraz pozorny kąt tarcia wynikają z przyjętej geometrii gwintu i można je wyznaczyć ze wzorów:

$$\begin{aligned}\gamma &= \operatorname{arctg}\left(\frac{P}{\pi \cdot d}\right) \\ \rho' &= \operatorname{arctg}\left(\frac{\mu_{gw}}{\cos \alpha}\right),\end{aligned}\quad (9)$$

gdzie: μ_{gw} oznacza współczynnik tarcia gwintu przyjmowany z zakresu 0,08-0,12, zaś symbolem α oznaczono kąt zarysu gwintu, który dla klasycznych gwintów metrycznych wynosi 30° .

Aby tłumik mógł pracować, musi być spełniony warunek, aby moment pochodzący od silnika wytwarzający siłę F_T był większy od momentów oporu gwintu:

$$M_1 > M_{op}. \quad (10)$$

7. WERYFIKACJA WYTRZYMAŁOŚCI KONSTRUKCJI

Jeżeli warunki przedstawione w rozdziale 6 będą spełnione, należy zweryfikować wytrzymałość kluczowego elementu, jakim jest śruba, sprawdzając warunek wytrzymałości na ściskanie:

$$\sigma_c = \frac{F_1}{\frac{\pi d^2}{4}} < k_c, \quad (11)$$

gdzie: k_c – dopuszczalne naprężenia na ściskanie, σ_c – naprężenia ściskające.

Ponieważ śruba jest ściskana, należy też zweryfikować jej wyboczenie. W tym celu obliczono smukłość:

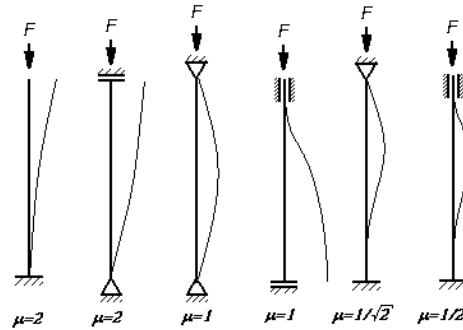
$$\lambda = \frac{\mu_0 * l}{i_{\min}}, \quad (12)$$

gdzie: l – długość śruby; μ_0 – współczynnik zależny od rodzaju mocowania śruby [dla opisywanej konstrukcji przyjęto $\mu_0 = 1$, z uwagi na łożyskowanie śruby kulką oznaczoną (11) na schemacie złożeniowym (rys. 6) – trzeci przypadek, licząc od prawej strony na rysunku 8]; i_{\min} – najmniejszy promień bezwładności przekroju poprzecznego,

który dla pręta można wyznaczyć ze wzoru $i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}}$, gdzie I_{\min} to najmniejszy

główny centralny moment bezwładności równy $I_{\min} = \frac{\pi d^4}{64}$, natomiast A to powierzchnia poprzeczna przekroju śruby.

Rys. 8. Dobór współczynnika μ_0 w zależności od typu wyboczenia pręta [9]



Tak wyznaczona smukłość powinna spełniać warunek:

$$\lambda < \lambda_{kr} = \pi \sqrt{\frac{E}{R_H}} \quad (13)$$

gdzie: E oznacza moduł Younga, a R_H to granica stosowalności prawa Hook'a dla materiału, z którego wykonano śrubę. Spełnienie wymienionych kryteriów gwarantuje poprawną pracę urządzenia przy założonych siłach tłumienia, bez ryzyka uszkodzenia lub wyboczenia śruby [8, 9].

8. PODSUMOWANIE

Opisana w pracy konstrukcja amortyzatora ciernego z elektromechanicznym aktuatorem w postaci silnika DC pozwala na regulację siły oporu tłumienia, podobnie, jak ma to miejsce w przypadku konstrukcji wykorzystujących cieczę MR. Podstawowa różnica polega na tym, że tłumiki wykorzystujące silnik DC, w odróżnieniu od tych zawierających cieczę MR, składają się z powszechnie dostępnych elementów konstrukcyjnych oraz pobierają energię elektryczną jedynie w trakcie zmiany wartości siły tłumienia. Zaletą proponowanego rozwiązania jest również utrzymanie wcześniej nastawionych parametrów tłumienia w przypadku utraty zasilania.

Rys. 9. Konstrukcja tłumika opisanego w pracy: 1 – półprzekrój, 2 – model 3D, 3 – wykonany tłumik elektromechaniczny, 4 – oryginalnie stosowany tłumik cierny o stałym tłumieniu



Opisana w niniejszym artykule konstrukcja tłumika została wykonana w laboratorium Politechniki Poznańskiej i przedstawiona na rysunku 9. Jako kierunek dalszych prac badawczych planowane jest wyznaczenie charakterystyk dynamicznych tłumika dla różnych nastaw pozycji nakrętki wzdłuż osi śruby, przebadanie wpływu dobranego materiału ciernego na wytwarzane ciepło w układzie oraz dalsze poszukiwanie możliwości uproszczenia konstrukcji i poprawy jej parametrów.

LITERATURA

1. Buśkiewicz J., Pittner G., Barczewski R.: Numerical and experimental vibration analysis of domestic washing machine drum, *International Journal of Applied Mechanics and Engineering*, 2012, vol. 17, No. 3, pp. 765-777.
2. Milecki A.: Investigation and control of magnetorheological fluid dampers, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 41 (2001).
3. Spelta C., Previd F., Savaresi S.M., Fraternali G., Gaudio N.: Control of magnetorheological dampers for vibration reduction in a washing machine, *Mechatronics* 19 (2009) 410-421.
4. Chrzan J., Carlson J.: MR Fluid Sponge Devices and Their Use in Vibration Control of Washing Machines, Lord Corporation, Materials Division, Newport, 2001.
5. Osiński Z.: *Teoria Drgań*, PWN, Warszawa, 1980.
6. Conrad D.C., Soedel W.: On The Problem of Oscillatory Walk of Automatic Washing Machine – *Journal of Sound and Vibration*, 188(3) (1995) 301-314.
7. Hee-Tea Lim, Weui-Bong Jeong, Keun Joo Kim: Dynamic Modeling and Analysis of Drum-Type Washing Machine – *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 11 (3) (2010) 407-417.
8. Osiński Z.: *Podstawy Konstrukcji Maszyn*, Warszawa, PWN, 2012.
9. <http://www.pkm.edu.pl>, 2013.

Rękopis dostarczono dnia 28.06.2013 r.

CONSTRUCTION OF FRICTION DAMPER WITH VARIABLE DAMPING FORCE REGULATION

Grzegorz PITTNER, Dominik RYBARCZYK
Jarosław GOŚLIŃSKI

ABSTRACT *Article describes shortly the role of friction dampers in construction of drum type rotating machines based as an example on the classic domestic washing machine. The phenomenon of force transmission between rotating drum and device chassis was also included. The applicability of friction force dampers with variable force regulation has been*

also described in order to adjust the optimal amount of attenuation force based on actual working condition of device. Articles presents author's design friction damper with variable damping force using electromechanical method based on the DC motor. The force transmission analysis in designed construction has been presented and the method of force controlling has been proposed.

Keywords: *damper, vibration, washing machine*



Mgr inż. Grzegorz PITTNER – asystent w Zakładzie Urządzeń Mechatronicznych Politechniki Poznańskiej. Jego zainteresowania naukowe związane są ze sterowaniem urządzeń mechatronicznych, wibracjami oraz metodami ich redukcji oraz modelowaniem układów mechatronicznych.

Mgr inż. Dominik RYBARCZYK – asystent w Zakładzie Urządzeń Mechatronicznych Politechniki Poznańskiej. Jego zainteresowania naukowe związane są ze sterowaniem urządzeń mechatronicznych, elektrohydrauliką, modelowaniem oraz metodami sztucznej inteligencji.



Mgr inż. Jarosław GOŚLIŃSKI – doktorant Instytutu Automatyki i Inżynierii Informatycznej na Politechnice Poznańskiej. Jego zainteresowania dotyczą głównie estymacji parametrów i wektora stanu obiektów z modelem nieliniowym. Prowadzi prace dotyczące wdrożenia robotów latających w przestrzeniach zurbanizowanych.

