

Urszula FERDEK

Politechnika Krakowska, Al. Jana Pawła II 37, 31-864 Kraków

E-mail: uferdek@mech.pk.edu.pl

Tłumik hydrauliczny o zmiennej charakterystyce siły tłumienia

1 Wprowadzenie

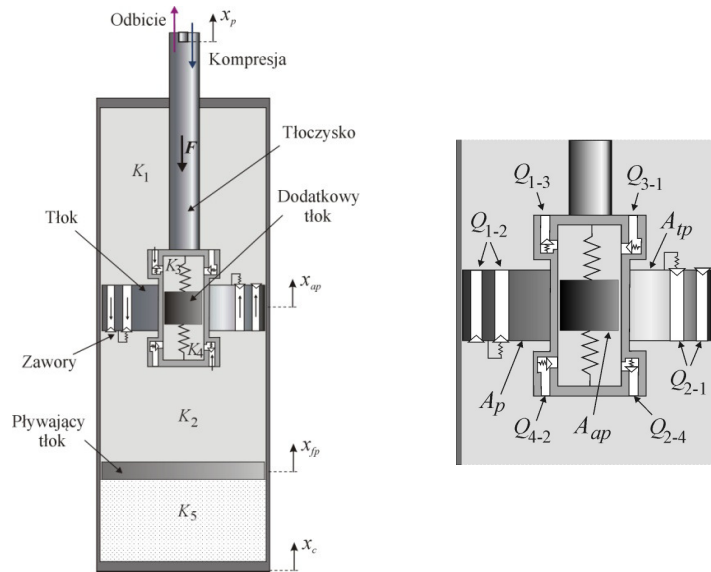
Problem modelowania i analizy tłumików hydraulicznych, z uwagi na ich szerokie zastosowania zwłaszcza w przemyśle samochodowym, jest omawiany w wielu pracach [1-8]. Prawidłowo zaprojektowany tłumik powinien zapewniać zarówno dobry komfort, jak i bezpieczeństwo jazdy. W pracy zaproponowano koncepcję tłumika hydraulicznego, polegającą na wprowadzeniu do cylindra jednorurowego tłumika dodatkowego cylindra połączonego sztywno z tłoczyskiem. W cylindrze wewnętrznym jest umieszczony dodatkowy tłok sterujący przepływem oleju. Zbliżone rozwiązania konstrukcyjne tłumików są opisywane w pracach [5, 7]. Analiza numeryczna modelu tłumika wykazuje, że charakterystyka siły tłumienia zależy od amplitudy i częstotliwości wymuszenia. W zakresie małych amplitud i dużych częstotliwości układ zachowuje się jak amortyzator o charakterystyce miękkiej, co poprawia komfort jazdy. W zakresach rezonansowych wzrost siły tłumienia zapewnia większe bezpieczeństwo jazdy.

2 Model tłumika

Model jednorurowego tłumika hydraulicznego o konstrukcji zbliżonej do proponowanej w pracy [5] jest przedstawiony na rysunku 1. W cylindrze głównym występują dwie wypełnione olejem komory: komora odbicia K_1 nad tłokiem oraz znajdująca się pod nim komora kompresji K_2 . Z tłoczyskiem jest sztywno połączony dodatkowy cylinder, a znajdujący się w nim zamocowany sprężyste tłok dzieli cylinder na dwie komory, K_3 i K_4 . W cylindrze głównym znajduje się pływający tłok, oddzielający komorę K_2 z olejem od komory K_5 wypełnionej gazem pod dużym ciśnieniem (2-3 MPa).

W czasie pracy tłumika istotne są dwie fazy ruchu tłoczyska: kompresja oraz odbicie. Podczas kompresji tłoczysko przemieszcza się w dół. Wzrost ciśnienia w komorze K_2 powoduje przepływ oleju do komór K_1 i K_4 . W fazie odbicia wzrost ciśnienia w komorze K_1 powoduje przepływ oleju do komór K_2 i K_3 . Ponieważ kanały w cylindrze wewnętrznym mogą być przysłaniane przez tłok, przepływ oleju do komór K_3 i K_4 odbywa się w ograniczonym zakresie przemieszczeń względnych dodatkowego tłoka. Zawory są skonstruowane w ten sposób, aby przepływ oleju w fazie kompresji i odbicia odbywał się przez inne kanały (o innej powierzchni przekroju), co powoduje niesymetrię charakterystyki tłumika. Siła oporu tłumika zależy od wypadkowej siły parcia działającej na tłok, czyli od ciśnienia oleju w komorach K_1 i K_2 . W celu wyznaczenia ciśnień należy rozpatrzyć przemiany zachodzące w komorach amortyzatora ze szczególnym zwróceniem uwagi na prawidłowy opis przepływu oleju pomiędzy poszczególnymi komorami. Przyjmijmy oznaczenia p_i dla ciśnień w komorach K_i ($i=1, \dots, 4$), V_i dla aktualnych objętości komór K_i oraz V_{i0} dla objętości

początkowych (w stanie równowagi). Symbolami p_g , V_g i V_{g0} oznaczmy ciśnienie gazu i odpowiednie objętości komory K_5 . Parametry A_{tp} , A_p określają powierzchnię górną i dolną tłoka głównego, a A_{ap} powierzchnię tłoka dodatkowego. Położenie cylindra określa współrzędna x_c , tłoka głównego x_p , pływającego tłoka x_{fp} i tłoka dodatkowego x_{ap} .



Rys. 1. Model tłumika

Fig. 1. Damper model

Zakładając, że w położeniu równowagi statycznej ciśnienia oleju i gazu we wszystkich komorach są równe ciśnieniu robocznemu p_0 , siłę oporu tłumika można opisać wzorem:

$$F = (p_1 - p_0)A_{tp} - (p_g - p_0)A_p + F_{f1} \operatorname{sgn}(\dot{x}_p - \dot{x}_c) + F_{f2} \operatorname{sgn}(\dot{x}_{fp} - \dot{x}_c). \quad (1)$$

Siła (1) zależy od ciśnień p_1 i p_g , od siły tarcia F_{f1} między tłoczątkiem i prowadnicą oraz siły tarcia F_{f2} między pływającym tłokiem i cylindrem. Często wpływ tarcia jest pomijany [1,4] lub jest przyjmowana uproszczona hipoteza tarcia suchego [6]. Czasami uwzględnia się dodatkowo wynikający z nieszczelności przepływ oleju pomiędzy tłokiem i cylindrem. Wartości ciśnień oleju w poszczególnych komorach tłumika zależą od przemieszczeń względnych $x_p - x_c$, $x_{fp} - x_c$ i $x_{ap} - x_p$. W celu ich wyznaczenia należy rozwiązać równania różniczkowe o następującej postaci:

$$m_{fp} \ddot{x}_{fp} = (p_2 - p_g)A_p - F_{f2} \operatorname{sgn}(\dot{x}_{fp} - \dot{x}_c), \quad (2)$$

$$m_{ap} \ddot{x}_{ap} = (p_3 - p_4)A_{ap} - c(x_{ap} - x_p) - F_{f3} \operatorname{sgn}(\dot{x}_{ap} - \dot{x}_p), \quad (3)$$

gdzie parametry m_{fp} i m_{ap} są masami pływającego i dodatkowego tłoka, c jest współczynnikiem sztywności sprężyny, a F_{f3} siłą tarcia między pomocniczym tłokiem i dodatkowym cylindrem. W celu wyznaczenia ciśnienia gazu p_g w komorze K_5

najczęściej zakłada się przemianę adiabatyczną: $p_g V_g^K = p_{g0} V_{g0}^K$, $V_g = V_{g0} + A_p(x_{fp} - x_c)$, $p_{g0} = p_0$ (w stanie równowagi), skąd wynika związek:

$$p_g = p_0 \frac{V_{g0}^K}{[V_{g0} + A_p(x_{fp} - x_c)]^K} \quad (4)$$

Do wyznaczenia ciśnień oleju w komorach K_i ($i=1,2,3,4$) można wykorzystać równanie:

$$\dot{m}_i + \rho_i \dot{V}_i = Q_i, \quad (5)$$

gdzie Q_i określa zmianę masy w komorze K_i . Objętości komór wyrażają się wzorami:

$$V_1 = V_{10} - A_{fp}(x_p - x_c), \quad V_2 = V_{20} + A_p(x_p - x_{fp}), \quad (6)$$

$$V_3 = V_{30} - A_{ap}(x_{ap} - x_p), \quad V_4 = V_{40} + A_{ap}(x_{ap} - x_p). \quad (7)$$

Po wykorzystaniu równania opisującego zmianę gęstości oleju ρ_i w komorze K_i :

$$\frac{d\rho_i}{d p_i} = \frac{1}{E_v} \rho_i, \quad (8)$$

przy czym E_v jest modułem ściśliwości, równanie (5) można przekształcić do postaci:

$$\dot{m}_i = \frac{E_v}{V_i} \left[\frac{Q_i}{\rho_i} - \dot{V}_i \right]. \quad (9)$$

Gęstość oleju w odpowiedniej komorze może być wyznaczona wprost z definicji: $\rho_i = m_i / V_i$ po rozwiązaniu równania różniczkowego:

$$\dot{m}_i = Q_i. \quad (10)$$

3 Sterowanie przepływem

Działanie tłumika hydraulicznego zależy istotnie od zastosowanej strategii sterowania przepływem oleju, czyli w modelu tłumika od funkcji opisujących przepływ oleju pomiędzy komorami. Zmiany masy Q_i zależą od natężeń przepływu (wydatków) przez poszczególne kanały zgodnie z wzorami:

$$Q_1 = Q_{21} - Q_{12} + Q_{31} - Q_{13}, \quad Q_2 = Q_{12} - Q_{21} + Q_{42} - Q_{24}, \quad (11)$$

$$Q_3 = Q_{13} - Q_{31}, \quad Q_4 = Q_{24} - Q_{42}, \quad (12)$$

gdzie Q_{ji} jest masowym natężeniem przepływu z komory K_j do komory K_i . W przypadku przepływu w kierunku odwrotnym przyjmujemy $Q_{ji}=0$ (wtedy $Q_{ij} \neq 0$). W celu wyznaczenia natężenia Q_{ji} najczęściej zakłada się przepływ turbulentny [8], przyjmując:

$$Q_{ji} = C_d A_{ji} \sqrt{2\rho_j(p_j - p_i)}, \quad (13)$$

gdzie C_d jest współczynnikiem wydatku, natomiast A_{ji} jest efektywną powierzchnią przekroju odpowiedniego kanału. Wzór (13) obowiązuje dla $p_j > p_i$. Powierzchnie A_{ji} mogą mieć wartości stałe lub zmienne, najczęściej zależne od ciśnień w odpowiednich komorach lub od przemieszczeń względnych tłoków. Siła tłumienia zależy istotnie od stosunku sumarycznej powierzchni kanałów przepływowych do powierzchni tłoka głównego. Z tego powodu w prowadzonych dalej analizach wygodnie jest posługiwać się bezwymiarowymi parametrami, odnosząc efektywne powierzchnie do wartości A_p .

Rozważmy najpierw przepływ przez zawory umieszczone w tłoku głównym (Q_{12} , Q_{21}). Kanały przepływowe są zwykle przysłonięte stosem płytek, uginających się pod wpływem wypadkowej siły parcia i stopniowo odsłaniających otwory kanałów. Efektywna powierzchnia przekroju zależy od parametrów geometrycznych i fizycznych płytek. Założymy dalej, że w tłoku głównym oprócz otworów o przekroju stałym są kanały otwierające się stopniowo po przekroczeniu przez siłę parcia siły docisku, czyli przez różnicę ciśnień pewnej wartości krytycznej σ . Wprowadźmy funkcję:

$$\theta(p_j - p_i, \sigma, k) = H(p_j - p_i - \sigma) \tanh(p_j - p_i - \sigma)/k, \quad (1)$$

gdzie $H()$ jest funkcją typu jednostkowy skok, a parametr k charakteryzuje własności sprężyste stosu płytek. Wartość maksymalna funkcji θ jest równa jedności. Efektywną powierzchnię A_{ji} ($j=1$, $i=2$ lub odwrotnie) można zapisać następująco:

$$A_{ji} = A_p [\alpha_{ji} + \beta_{ji} \theta(p_j - p_i, \sigma_{ji}, k_{ji})], \quad (15)$$

gdzie bezwymiarowy parametr α_{ji} charakteryzuje powierzchnie kanałów o stałym przekroju, a β_{ji} maksymalną powierzchnię kanałów przysłoniętych sprężystymi płytkami.

Rozważmy teraz przepływ do komór K_3 i K_4 (Q_{13} , Q_{31} , Q_{24} , Q_{42}). Zawory w tych komorach są przysłaniane przez dodatkowy tłok, w komorze K_3 dla $x_{ap} - x_p > h_1 - r_1$, a w komorze K_4 dla $x_{ap} - x_p < -h_2 + r_2$, gdzie odległości h_i , r_i określają położenie otworów i ich promienie. Wprowadźmy funkcję:

$$\vartheta(z, h, r) = \begin{cases} 0 & z \geq h + r \\ (h + r - z)/2r & h - r < z < h + r \\ 1 & z < h - r \end{cases}, \quad (16)$$

przy czym przyjęto tu, że w zakresie $(h-r, h+r)$ zachodzi liniowa zmiana pola powierzchni. Efektywne powierzchnie w komorze K_3 opisuje wzór:

$$A_{ji} = \gamma_{ji} A_p \vartheta(x_{ap} - x_p, h_1, r_1), \quad (17)$$

gdzie $j=1$, $i=3$ lub $j=3$, $i=1$, a w komorze K_4 (dla $j=2$, $i=4$ lub $j=4$, $i=2$) podobny wzór

$$A_{ji} = \gamma_{ji} A_p \vartheta(x_p - x_{ap}, h_2, r_2). \quad (18)$$

Bezwymiarowy parametr γ_{ji} charakteryzuje wartość maksymalną pola przekroju kanału.

4 Rezultaty symulacji numerycznych

Podstawowymi charakterystykami tłumika są zależności siły tłumienia (1) od prędkości i przemieszczenia względnego tłoka. W celu ich wyznaczenia należy rozwiązać układ nieliniowych równań różniczkowych (2,3,9,10) dla założonej postaci wymuszenia kinematycznego $x(t)=x_p(t)-x_c(t)$. Dla tłumika montowanego w zawieszeniu samochodu wymuszenie wynika z profilu drogi, po której porusza się pojazd. Takie wymuszenie jest opisywane funkcją losową, przy czym gęstość widmowa mocy jest malejącą funkcją częstotliwości. Do wyznaczania charakterystyk bardziej nadaje się jednak wymuszenie harmoniczne o amplitudzie malejącej ze wzrostem częstotliwości:

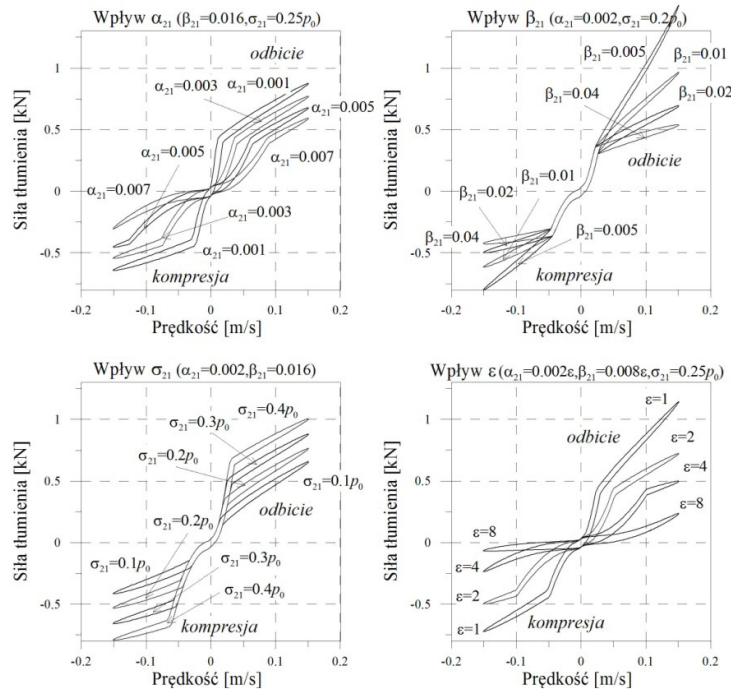
$$x(t) = a \sin \omega t, \quad (19)$$

przy czym $\omega a = \omega_1 a_0 = \text{const}$ (stała prędkość maksymalna), gdzie $\omega_1 = 2\pi f_1$ jest częstotliwością podstawową. Dla wielu modeli pierwsza częstotliwość jest równa $f_1 = 1.2-1.5$ Hz, druga $f_2 = 12-18$ Hz. W zakresie niższych częstotliwości w formie drgań dominują drgania nadwozia, czyli ten zakres jest odpowiedzialny za komfort jazdy. W zakresie wyższych częstotliwości obserwuje się głównie drgania kół, czyli zakres ten jest istotny z punktu widzenia bezpieczeństwa jazdy.

W przeprowadzonych symulacjach ustalono wartości niektórych charakterystycznych parametrów amortyzatora, badając głównie wpływ parametrów decydujących o przepływie oleju pomiędzy poszczególnymi komorami (α_{ij} , β_{ij} , γ_{ij} , σ_{ij}) oraz parametrów wymuszenia (a , f). W obliczeniach przyjęto wartości następujących parametrów: $A_p = 10 \text{ cm}^2$, $A_{pp} = 8 \text{ cm}^2$, $A_{ap} = 3 \text{ cm}^2$, $V_{10} = V_{20} = 80 \text{ cm}^3$, $V_{80} = 70 \text{ cm}^3$, $V_{30} = V_{40} = 7.5 \text{ cm}^3$, $p_0 = 2 \text{ MPa}$, $E_v = 1.5 \text{ GPa}$, $\rho_0 = 890 \text{ kgm}^{-3}$, $m_{jp} = m_{ap} = 0.02 \text{ kg}$, $c = 500 \text{ Nm}^{-1}$, $F_{f1} = 10 \text{ N}$, $F_{f2} = 1 \text{ N}$, $F_{f3} = 0.1 \text{ N}$, $k_{12} = k_{21} = 0.6p_0$, $h_1 = h_2 = h = 1 \text{ cm}$, $r_1 = r_2 = r$, $C_d = 0.6$, $\kappa = 1.4$. Wartości pozostałych są zmieniane w pewnych zakresach i oscylują wokół wartości: $\alpha_{21} = 0.004$, $\alpha_{12} = 0.002$, $\beta_{21} = 0.016$, $\beta_{12} = 0.008$, $\gamma_{31} = 0.009$, $\gamma_{13} = 0.003$, $\gamma_{24} = \gamma_{42} = 0.006$, $\sigma_{21} = \sigma_{12} = 0.25p_0$.

Proponowany amortyzator w zakresie dużych amplitud powinien działać podobnie jak klasyczny tłumik jednorurowy. Wtedy przepływ oleju do komór K_3 lub K_4 jest całkowicie lub częściowo zablokowany i wpływ na charakterystyki tłumika mają parametry: α_{ij} , β_{ij} , σ_{ij} , $i=1,2$, $j=2,1$, związane z przepływem przez zawory w tłoku głównym.

Na rysunku 2 pokazano wpływ parametrów charakteryzujących zawory w tłoku głównym na zależność siły tłumienia od prędkości względnej tłoka. W obliczeniach przyjęto: $\alpha_{12} = \lambda \alpha_{21} = \lambda \alpha$, $\beta_{12} = \lambda \beta_{21} = \lambda \beta$, ($\lambda = 0.5$), $\sigma_{21} = \sigma_{12} = \sigma$, $k_{12} = k_{21} = 0.6p_0$, $\gamma_{31} = 0.009$, $\gamma_{13} = 0.003$, $\gamma_{24} = \gamma_{42} = 0.006$. Charakterystyki wyznaczono dla amplitudy wymuszenia $a = 2 \text{ cm}$ i częstotliwości $f = 1.2 \text{ Hz}$, czyli w okolicach pierwszego rezonansu.



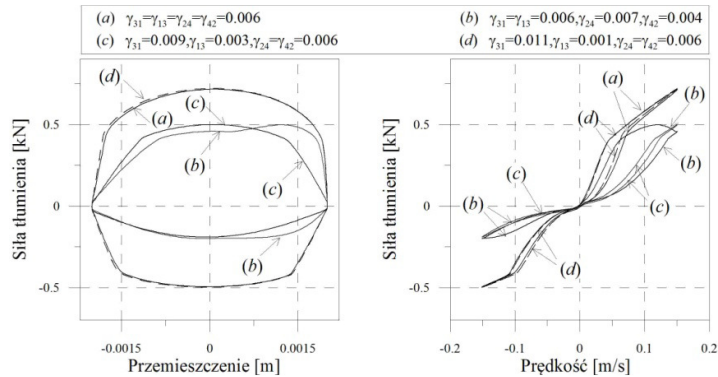
Rys. 2. Wpływ parametrów zaworów w toku głównym ($a=2\text{cm}$, $f=1.2\text{Hz}$)
 Fig. 2. Influence of valve parameters ($a=2\text{cm}$, $f=1.2\text{Hz}$)

Pokazane na rysunku 2 charakterystyki są niesymetryczne. Siła oporu tłumika podczas odbicia jest co do wartości większa od siły w procesie sprężania. Taka charakterystyka jest pożądana podczas jazdy po dużych nierównościach (najazd na wysoką przeszkodę). Stosunek wartości maksymalnej siły do minimalnej zależy od stosunku efektywnych powierzchni przepływu oleju podczas kompresji i odbicia, czyli od parametru λ .

Parametry α_{12} , α_{21} wpływają na charakterystyki w zakresie małych prędkości (rys. 2a), z ich wzrostem maleje nachylenie wykresów siły tłumienia od prędkości. Z kolei ze wzrostem wartości β_{12} , β_{21} zmniejsza się nachylenie krzywych w zakresie wyższych prędkości (rys. 2b). Na wykresach występują punkty przegięcia, których położenie zależy od wartości parametru σ (rys. 2c). Parametr σ charakteryzuje wstępną siłę docisku płytek. Dla większych wartości σ kanały przepływowe są później otwierane, czego efektem jest zmiana kształtu charakterystyki dla większych prędkości. Wzrastają równocześnie wartości maksymalne siły oporu. Siła tłumienia maleje ze wzrostem efektywnej powierzchni wszystkich kanałów, czyli ze wzrostem parametru ϵ (rys. 2d).

Prawidłowo zaprojektowany tłumik powinien mieć charakterystykę sztywną w przypadku dużych amplitud wymuszenia (zwykle w pierwszym rezonansie) oraz charakterystykę miękką dla małych amplitud (w zakresie drugiego rezonansu). Charakterystyka sztywna powstaje w przypadku zablokowanego przynajmniej jednego otworu w cylindrze wewnętrznym (w komorze K_3 lub K_4). Aby z kolei uzyskać miękką

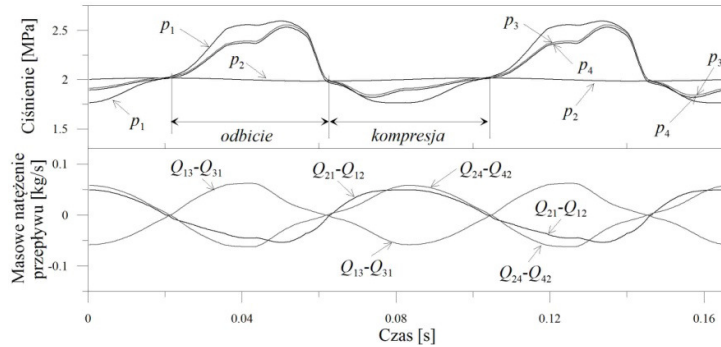
charakterystykę, dodatkowy tłok powinien przemieszczać się między zaworami, nie przysłaniając ich. W innych przypadkach charakterystyki cechują się przeskokami z gałęzi sztywnej na miękką i odwrotnie. Istotny wpływ na zachowanie się tłumika mają parametry γ_{31} , γ_{13} , γ_{42} i γ_{24} . Najprostszym do realizacji rozwiązaniem byłoby takie, które nie wymaga zaworów w cylindrze wewnętrznym, czyli spełniające warunki symetrii $\gamma_{31}=\gamma_{13}$ oraz $\gamma_{24}=\gamma_{42}$. Niestety rezultaty symulacji wykazują, że dla tłumika zapewniającego większą siłę w procesie odbicia (czyli dla $\alpha_{21}>\alpha_{42}$ i $\beta_{21}>\beta_{12}$) taki układ nie zachowuje się w pożądanym sposób. Pożądaną własność tłumika można jednak uzyskać dla $\gamma_{24}=\gamma_{42}$ (wtedy jest niepotrzebny sterowany zawór w komorze K_4).



Rys. 3. Charakterystyki tłumika ($a=2$ mm, $f=12$ Hz)

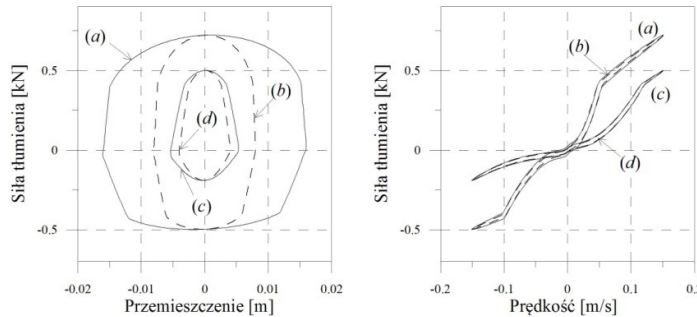
Fig. 3. Damper characteristics ($a=2$ mm, $f=12$ Hz)

Na rysunku 3 pokazano charakterystyki tłumika w pobliżu drugiego rezonansu (dla $a=2$ mm, $f=12$ Hz) dla czterech zestawów wartości parametrów γ_{ij} . W przypadku krzywej (a) przysłonięty jest zawór w komorze K_4 i mamy do czynienia z charakterystyką sztywną, w przypadku (b) zawór ten jest otwierany i zamykany, a charakterystyka ma najbardziej skomplikowany kształt. W przypadku (c) tłok porusza się między zaworami, czego efektem jest pożądana w zakresie wyższych częstotliwości charakterystyka miękką. Krzywa (d) jest znowu charakterystyką sztywną, podobną do krzywej (a), przy czym tym razem jest przysłonięty zawór w komorze K_3 . Dla mniejszych częstotliwości i odpowiednio większych amplitud (np. $f=1.2$ Hz, $a=2$ cm w zakresie pierwszego rezonansu) charakterystyki są sztywne i w słabym stopniu zależą od parametrów γ_{ij} .



Rys. 4. Przebiegi ciśnień i masowych wydatków przepływu ($a=0.5\text{ cm}$, $f=12\text{ Hz}$)
 Fig. 4. Pressure time histories and mass flow rates ($a=0.5\text{ cm}$, $f=12\text{ Hz}$)

Na rysunku 4 pokazano przebiegi ciśnień p_i w komorach K_i ($i=1,\dots,4$) oraz masowych wydatków przepływu Q_{21} , Q_{13} i Q_{24} dla przypadku $\gamma_{31}=\gamma_{13}=0.006$, $\gamma_{24}=0.007$, $\gamma_{42}=0.004$ (rys. 3). Wydatki Q_{13} i Q_{24} są co do wartości prawie równe. Różnica znaków tych wydatków jest łatwa do wyjaśnienia. Podczas sprężania zachodzi: $Q_{24}>0$ i $Q_{13}<0$ (czyli $Q_{31}>0$), co oznacza, że w przybliżeniu masa wpływająca do komory K_4 jest równa masie wyptywającej z komory K_3 (ciecz jest ściśliwa). Obserwacja ciśnień wskazuje, że przebiegi ciśnień p_3 i p_4 są bardzo podobne, co jest rezultatem małego wpływu sił sprężystości i bezwładności dodatkowego tłoka. Są one zbliżone do przebiegu ciśnienia p_1 . Ciśnienie p_2 nieznacznie oscyluje wokół wartości ciśnienia roboczego.



Rys. 5. Charakterystyki tłumika: (a) $f=1.5\text{ Hz}$, $a=25\text{ mm}$; (b) $f=3\text{ Hz}$, $a=12.5\text{ mm}$; (c) $f=4.5\text{ Hz}$, $a=8.33\text{ mm}$; (d) $f=6\text{ Hz}$, $a=6.25\text{ mm}$
 Fig. 5. Damper characteristics: (a) $f=1.5\text{ Hz}$, $a=25\text{ mm}$; (b) $f=3\text{ Hz}$, $a=12.5\text{ mm}$; (c) $f=4.5\text{ Hz}$, $a=8.33\text{ mm}$; (d) $f=6\text{ Hz}$, $a=6.25\text{ mm}$

Na rysunku 5 przedstawiono charakterystyki dla wymuszeń spełniających warunek jednakowej wartości maksymalnej prędkości ($fa=\text{const}$). Ze wzrostem częstotliwości wymuszenia odpowiednio maleje jego amplituda. W zakresie niższych częstotliwości (większych amplitud) siły tłumienia są wyraźnie większe (krzywe (a) i (b) na rysunku 5) niż w zakresie wyższych częstotliwości. W przypadku krzywych (c) i (d) dodatkowy tłok porusza się w cylindrze pomiędzy otworami kanałów przepływowych.

5 Podsumowanie

W pracy zaproponowano koncepcję tłumika drgań o charakterystyce zależnej od amplitudy i częstotliwości wymuszenia poprzez wprowadzenie do klasycznego tłumika jednorurowego wewnętrznego cylindra z dodatkowym tłokiem. Podano nieliniowy opis modelu, uwzględniający sterowanie przepływem oleju pomiędzy komorami tłumika, zależne zarówno od ciśnień, jak i od przemieszczeń względnych tłoka. Przeprowadzono szereg symulacji numerycznych, z których najważniejsze rezultaty zostały przedstawione w pracy. Zbadano szczegółowo wpływ parametrów konstrukcyjnych tłumika na charakterystyki siły tłumienia. Szczegółowe analizy wykazały duży wpływ parametrów zależnych od własności geometrycznych i fizycznych elementów konstrukcyjnych zaworu w tłoku głównym i w wewnętrznym cylindrze. Zastosowanie proponowanego rozwiązania pozwala uzyskać dostatecznie dużą siłę tłumienia dla dużych przemieszczeń względnych tłoka. W tym przypadku amortyzator spełnia rolę tłumika „twardego”, zwiększając tym samym bezpieczeństwo jazdy. W przypadku niewielkich przemieszczeń względnych miękka charakterystyka tłumika zapewnia wysoki poziom komfortu podróży. Pełna analiza skuteczności działania tłumika w zawieszeniach samochodowych wymaga opracowania modelu pojazdu z badanym tłumikiem oraz zbadania wpływu parametrów na wskaźniki odpowiedzialne za komfort i bezpieczeństwo jazdy.

Literatura

1. Alonso M., Comas Á.: Modelling a twin tube cavitating shock absorber, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: *Journal of Automobile Engineering*, 220.8, 2006, pp. 1031-1040
2. Farjoud, M. Ahmadian, M. Craft M., Burke W.: Nonlinear modeling and experimental characterization of hydraulic dampers: effects of shim stack and orifice parameters on damper performance, *Nonlinear Dynamics*, 67.2, 2012, pp. 1437-1456
3. Ferdek U., Łuczko J.: Modeling and analysis of a twin-tube hydraulic shock absorber, *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 50.2, 2012, 627-638
4. Funke T., D. Bestle D.: Physics-based model of a stroke-dependent shock absorber, *Multibody System Dynamics*, 30.2, 2013, pp. 221-232
5. Götz O. et al.: *Dashpot with amplitude-dependent shock absorption*, U.S. Patent No. 7,441,639. 28 Oct. 2008
6. Lee C.T., Moon B.Y.: Simulation and experimental validation of vehicle dynamic characteristics for displacement-sensitive shock absorber using fluid-flow modelling, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20.2, 2006, pp. 373-388
7. Nowaczyk M., Vochten J.: *Shock absorber with frequency dependent passive valve*, U.S. Patent No. 9,441,700. 13 Sep. 2016
8. Titurus B., Du Bois J., Lieven N., Hansford R.: A method for the identification of hydraulic damper characteristics from steady velocity inputs, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 24, 8, 2010, pp. 2868-2887

Streszczenie

W pracy opracowano model tłumika hydraulicznego o charakterystyce zależnej od amplitudy i częstotliwości wymuszenia. W zakresie małych amplitud i dużych częstotliwości układ zachowuje się jak amortyzator o charakterystyce miękkiej, co w przypadku zastosowania go w zawieszeniu samochodu poprawia komfort jazdy. W zakresach rezonansowych zwiększona siła tłumienia zapewnia większe bezpieczeństwo jazdy. Uzyskane charakterystyki amortyzatora są niesymetryczne, co jest także wskazane dla tłumików samochodowych. W pracy zbadano wpływ parametrów wymuszenia oraz parametrów konstrukcyjnych na charakterystyki amortyzatora.

Słowa kluczowe: tłumik hydrauliczny, zawieszenie samochodu, nieliniowe drgania

Hydraulic shock absorber with stroke dependent damping

Summary

The model of hydraulic damper whose characteristics is depending on the amplitude and excitation frequency was proposed in this paper. Within the range of small amplitudes and high frequencies, the system behaves like a shock absorber of 'soft' characteristic, which in case of using it in a car suspension, improves driving comfort. Within the resonance ranges the increased damping force provides a high safety of the ride. The obtained shock absorber characteristics are asymmetrical, which is recommended for car dampers. The influence of excitation parameters as well as constructional ones on the characteristics of the damper was investigated.

Keywords: hydraulic damper, vehicle suspension, nonlinear vibrations