

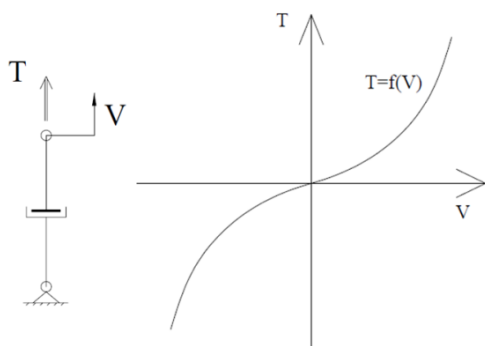
MODEL UKŁADU STERUJĄCEGO CZTEREMA MAGNETO-REOLOGICZNYMI TŁUMIKAMI DRGAŃ POJAZDU

W pracy przedstawiono matematyczny model pojazdu wyposażonego w cztery magneto-reologiczne (MR) tłumiki drgań. Model ten służy do analizy drgań pojazdu. Oprócz tego zamieszczono opis układu sterującego tłumikami MR. W tym układzie są wyznaczane cztery sygnały sterujące układem zasilającym cewki tłumika MR. Opisano dwie koncepcje wyboru sygnałów sterujących oraz określono wskaźniki służące do oceny intensywności drgań. Sformułowany matematyczny model pojazdu przedstawia sobą zagadnienie dynamiki i pół-aktywnego sterowania drganiami pojazdu. Na przebieg tych drgań ma wpływ postać funkcjonalu kryterialnego, przy użyciu którego określono koncepcje wyboru sygnałów.

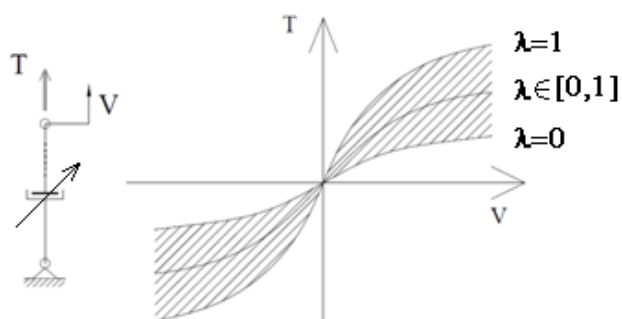
WPROWADZENIE

Drgania jadącego pojazdu są wzbudzone przede wszystkim nierównościami drogi a także działającymi na nadwozie siłami bezwładności i aerodynamicznymi. W efekcie tych drgań pogarsza się komfort jazdy, a także zwiększa się dynamiczne obciążenie konstrukcji pojazdu. Ponadto zmniejszają się naciski kół na nawierzchnię drogi, co może przyczynić się do powstania poślizgów w czasie napędzania lub hamowania pojazdu albo podczas jazdy po łuku. Do ograniczenia drgań nadwozia są zwykle stosowane różnego rodzaju urządzenia rozpraszające energię, nazywane tłumikami drgań. W ostatnich latach powstały też elektromechaniczne tłumiki drgań, które umożliwiają przetwarzanie energii kinematycznej drgającego nadwozia na energię elektryczną zasilającą akumulator [11].

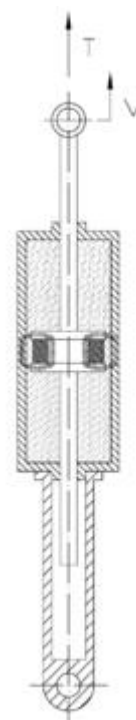
Energetyczne cechy tłumików drgań rozpraszających energię, określa się za pomocą relacji (f) między siłą powstającą w tłumiku (T) a prędkością odkształcenia (V). Na rysunku 1a pokazano schematyczną postać wykresu tej relacji. Obecnie w pojazdach wyższej klasy coraz częściej są stosowane sterowane tłumiki drgań. Energetyczne cechy takiego tłumika opisuje się za pomocą relacji parametrycznej, to znaczy że postać relacji między siłą (T) i prędkością (V) zależy od parametru (λ), co schematycznie pokazano na rysunku 1b.



Rys. 1. Schematyczny wykres opisujący dyssypacyjną charakterystykę klasycznego tłumika drgań relacji $T = f(V)$



Rys. 2. Schematyczny wykres opisujący dyssypacyjną charakterystykę tłumika MR relacji parametrycznej $T = f(V; \lambda)$



Rys. 3. Schemat konstrukcji tłumika MR

W niniejszej pracy zajmujemy się tłumikiem magneto-reologicznym, którego budowę pokazano na rysunku 3. Podczas posuwisto-zwrotnego ruchu tłoka, ciecz robocza jest przetłaczana przez szczelinę między komorami. Cieczą roboczą jest zawiesina złożona z oleju i ferromagnetycznych cząstek mikronowych (0.1 - 2.5 μm) [10]. Na tłoku jest nawinięta cewka, przez którą przepływa prąd elektryczny indukujący pole magnetyczne w szczelinie. W efekcie działania tego pola na ciecz magneto-reologiczną (MR), zwiększa się opór przepływu cieczy przez szczelinę. Stąd wynika, że opis charakterystyki tłumika MR ma postać parametryczną, co przedstawiamy następująco:

$$T = f(V; I), \quad I \in [0, I_{max}] \quad (1)$$

a stąd mamy równoważny opis $T \in \vartheta(V)$,

$$\vartheta(V) := \{T \in R^1: T_{min}(V) \leq T \leq T_{max}(V)\} \quad (2a)$$

gdzie

$$T_{min}(V) := \begin{cases} f(V; 0) & \text{gdy } V \geq 0 \\ f(V; I_{max}) & \text{gdy } V < 0; \end{cases} \quad (2b)$$

$$T_{max}(V) := \begin{cases} f(V; I_{max}) & \text{gdy } V \geq 0 \\ f(V; 0) & \text{gdy } V < 0. \end{cases}$$

Z przytoczonych rozważań wynika, że w tłumiku MR dla zadanej prędkości (V) siła tarcia (T) może przybierać wartości z przedziału $[T_{min}(V), T_{max}(V)]$, a jej wartość zależy od natężenia prądu (I) płynącego przez cewkę. Natężenie prądu (I) traktujemy jako sygnał sterujący tłumikiem MR.

W niniejszej pracy sygnał sterujący wyznaczamy tak, aby chwilowa wartość sił tarcia $T(t) = f(V(t); I(t))$ była optymalna ze względu na przyjęty funkcjonal kryterialny oraz aby spełnione było ograniczenie $T(t) \in \vartheta(V(t))$. W dalszych rozważaniach przedstawimy opis rozpatrywanego modelu pojazdu, oraz modelu układu sterującego, w którym są wyznaczane sygnały sterujące czterema tłumikami MR.

1. MODEL POJAZDU

Rozpatrujemy matematyczny model pojazdu, służący do analizy drgań w płaszczyźnie pionowej. Na rysunku 4 zamieszczono schemat układu mechanicznego, który przyjęto do sformułowania matematycznego opisu drgań.

W celu uproszczenia postaci tego opisu przyjęto, że: - sprężyste elementy zawieszenia mają liniowe charakterystyki; - koła nie odrywają się od nawierzchni drogi; - w modelu elementy sprężysto-dysypacyjne, które równoważnie odwzorowują cechy zawieszenia kół, są umieszczone bezpośrednio nad kołami; - masa pojazdu jest rozłożona symetrycznie względem osi podłużnej. Opis drgań pojazdu będzie rozpatrywany we współrzędnych określonych przemieszczeniem nadwozia względem położenia równowagi pojazdu. Na rysunku 4 zaznaczono współrzędne, które wybrano do opisu drgań pojazdu oraz wymieniono podstawowe parametry modelu. Równania drgań pojazdu opisujemy wzorami:

$$m\ddot{z} + \sum_{i=1}^4 (S_i + T_i) = 0 \quad (3a)$$

$$J_x \ddot{\Phi}_x + b_1(S_1 + T_1) + b_2(S_2 + T_2) - b_1(S_3 + T_3) - b_2(S_4 + T_4) + M_1^S + M_2^S = M_x \quad (3b)$$

$$J_y \ddot{\Phi}_y - a_1(S_1 + T_1) + a_2(S_2 + T_2) - a_1(S_3 + T_3) + a_2(S_4 + T_4) = M_y \quad (3c)$$

$$m_0 \ddot{z}_{0i} - (S_i + T_i) + (S_{0i} + T_{0i}) + F_i^S = 0 \quad (3d)$$

$$i = 1, \dots, 4$$

gdzie $S_i, T_i, i = 1, \dots, 4$ – siły sprężyste i dysypacyjne działające między i-tym kołem i nadwoziem takie, że:

$$S_i := k_i U_i, \quad T_i = f(V_i; I_i), \quad i = 1, \dots, 4 \quad (4a)$$

$S_{0i}, T_{0i}, i = 1, \dots, 4$ – siły wynikające z odkształcenia opony

$$S_{0i} = k_{0i} U_{0i}, \quad T_{0i} = c_{0i} V_{0i}, \quad i = 1, \dots, 4 \quad (4b)$$

jeśli

$$U_1 = z + b_1 \Phi_x - a_1 \Phi_y - z_{01}$$

$$U_2 = z + b_2 \Phi_x + a_2 \Phi_y - z_{02} \quad (4c)$$

$$U_3 = z - b_1 \Phi_x - a_1 \Phi_y - z_{03}$$

$$U_4 = z - b_2 \Phi_x + a_2 \Phi_y - z_{04}$$

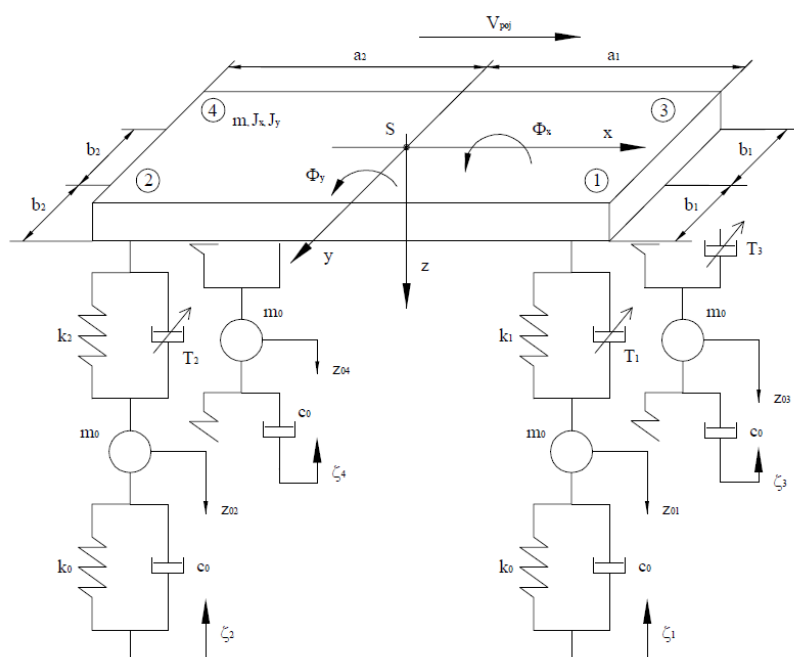
$$V_1 = \dot{z} + b_1 \dot{\Phi}_x - a_1 \dot{\Phi}_y - \dot{z}_{01}$$

$$V_2 = \dot{z} + b_2 \dot{\Phi}_x + a_2 \dot{\Phi}_y - \dot{z}_{02} \quad (4d)$$

$$V_3 = \dot{z} - b_1 \dot{\Phi}_x - a_1 \dot{\Phi}_y - \dot{z}_{03}$$

$$V_4 = \dot{z} - b_2 \dot{\Phi}_x + a_2 \dot{\Phi}_y - \dot{z}_{04}$$

$$U_{0i} = z_{0i} + \xi_i, \quad V_{0i} = \dot{z}_{0i} + \dot{\xi}_i, \quad i = 1, \dots, 4; \quad (4e)$$



Rys. 4. Układ mechaniczny, który przyjęto jako model pojazdu.

M_1^S, M_2^S - momenty siły wynikające ze skręcania przedniego i tylnego stabilizatora

$$\begin{aligned} M_1^S &= \kappa_1 \left(\Phi_x - \frac{z_{01} - z_{03}}{2b_1} \right) \\ M_2^S &= \kappa_2 \left(\Phi_x - \frac{z_{02} - z_{04}}{2b_2} \right) \end{aligned} \quad (4f)$$

jeśli κ_1, κ_2 - sztywność przedniego i tylnego stabilizatora;

$F_1^S = -F_3^S = \frac{M_1^S}{2b_1}$, $F_2^S = -F_4^S = \frac{M_2^S}{2b_2}$ - siły oddziaływania stabilizatorów na koła,

V_{poj} - prędkość pojazdu,

M_x, M_y - momenty siły bezwładności działających na nadwozie pojazdu podczas ruchu nieustalonego ($V_{poj} \neq const.$);

Zadanie dynamiki (3) posiada rozwiązanie opisane siedmioma funkcjami $z(t)$, $\Phi_x(t)$, $\Phi_y(t)$, $z_{0i}(t)$, $i = 1, \dots, 4$ - tylko wtedy, gdy są znane przebiegi prądów $I_i(t)$, $i = 1, \dots, 4$ określających siły T_i , co zaznaczono we wzorze (4a). Przebiegi tych prądów są wyznaczone w układzie sterującym tłumikami MR. Model tego układu będzie opisany w następnym rozdziale.

W zamieszczonych tam rozważaniach będą używane następujące oznaczenia:

$$\begin{aligned} H &:= \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ b_1 & b_2 & -b_1 & -b_2 \\ -a_1 & a_2 & -a_1 & a_2 \end{bmatrix} \in R^{3 \times 4} \\ h &:= \begin{bmatrix} 1 \\ -\alpha \\ -1 \\ \alpha \end{bmatrix} \in R^4, \quad \alpha := \frac{b_1}{b_2} \end{aligned} \quad (5a)$$

Zauważmy, że spełniona jest równość:

$$Hh = 0 \quad (5b)$$

$$\begin{aligned} P &:= HS + C \in R^3, \quad S := [S_1, S_2, S_3, S_4]^T \in R^4, \\ C &:= [0, M_1^S + M_2^S - M_x, -M_y]^T \end{aligned} \quad (5c)$$

Używając powyższe oznaczenia w równaniach (3) otrzymujemy zestaw trzech równań opisujących przyspieszenie nadwozia pojazdu:

$$\begin{aligned} B + P + HT &= 0, \\ B &:= [m\ddot{z}, J_x\ddot{\Phi}_x, J_y\ddot{\Phi}_y]^T \in R^3 \end{aligned} \quad (6)$$

Zgodnie z przyjętymi założeniami wektor siły $S \in R^4$ (wzór 4a) wyznacza zmiany obciążenia sprężystych elementów zawieszenia, w stosunku do ich obciążenia statycznego w stanie równowagi.

2. MODEL UKŁADU STERUJĄCEGO

Intensywność drgań pojazdu ocenia się na podstawie kinematycznych wskaźników. Na przykład dla ruchu harmonicznego jest rozpatrywany wskaźnik oddziaływania drgań na człowieka; jego wartość jest wyznaczona na podstawie skutecznej wartości przyspieszenia i częstości według normy ISO-2631 (lub PN-83/N-01354). W niniejszej pracy do oceny intensywności drgań nadwozia pojazdu przyjmujemy wskaźnik określony na podstawie przebiegu trzech przyspieszeń nadwozia \ddot{z} , $\ddot{\Phi}_x$, $\ddot{\Phi}_y$.

Wartość tego wskaźnika określamy wzorem:

$$A := [\ddot{z}, \ddot{\Phi}_x, \ddot{\Phi}_y]^T \in R^3 \quad (7a)$$

$$W := \frac{1}{4} \sqrt{\frac{1}{t_{end}} \int_0^{t_{end}} \sum_{i=1}^4 w_i^2(t) dt} \left[\frac{m}{s^2} \right] \quad (7b)$$

t_{end} - czas przejazdu,

w_i , $i = 1, \dots, 4$ - przyspieszenia punktów nadwozia leżących nad kołami;

$$w := H^T A \in R^4, \quad (7c)$$

Oprócz tego intensywność drgań można ocenić na podstawie wskaźnika zmiany nacisków kół na nawierzchnię drogi:

$$v := \frac{1}{4} \sqrt{\frac{1}{t_{end}} \int_0^{t_{end}} \sum_{i=1}^4 \frac{\Delta N_i(t)}{N_{0i}} dt} \quad (7d)$$

gdzie ΔN_i , $i = 1, \dots, 4$ - zmiana nacisków koła podczas ruchu pojazdu, N_{0i} , $i = 1, \dots, 4$ - statyczny nacisk koła.

Efektywność tłumienia drgań przy użyciu tłumika rozpraszającego energię zależy od postaci jego charakterystyki, która jest określona relacją między siłą T i prędkością V (rys. 1). Charakterystyka klasycznego tłumika jest opisana jednoznacznie funkcją (rys. 1, tłumika MR - funkcją wieloznaczną (rys. 2). Wieloznaczność ta stwarza możliwość wyboru siły T tak, aby była optymalna ze względu na przyjęty funkcjonal kryterialny. Zwykle wybierany jest funkcjonal określający miarę chwilowej wartości przyspieszenia nadwozia pojazdu.

Na podstawie równania (6) wyznaczamy związek między wektorem przyspieszenia A opisanym we wzorze (7b), a siłami działającymi na nadwozie:

$$A = -M^{-1}(P + HT) \quad (8)$$

gdzie $M \in R^{3 \times 3}$, $M := \text{diag}(m, J_x, J_y)$ - macierz bezwładności nadwozia.

Przyjmujemy, że funkcjonal kryterialny jest równy kwadratowi normy wektora przyspieszenia czyli:

$$\kappa(A) := \frac{1}{2} A^T A \quad (9a)$$

stąd po uwzględnieniu wzoru (8) otrzymujemy funkcjonal kryterialny dla wektora $T \in R^4$, $\kappa: R^4 \rightarrow R^1$

$$\kappa(T) := \frac{1}{2} (P + HT)^T M^{-2} (P + HT) \quad (9b)$$

Na podstawie opisu charakterystyki tłumika MR ustalamy opis zbioru dopuszczalnych wartości wektora T :

$$\Omega(V) := \{T \in R^4: T_{\min}(V_i) \leq T_i \leq T_{\max}(V_i), V \in R^4\}; \quad (10)$$

zbiór $\Omega \in R^4$ jest wypukły.

Przed sformulowaniem zagadnienia optymalizacyjnego przekształcamy wzór (9) do postaci:

$$\kappa(T) = \frac{1}{2} T^T D T + d^T T \quad (11a)$$

jeśli

$$\begin{aligned} D &\in R^{4 \times 4}, \quad D := H^T M^{-2} H; \\ d &\in R^4, \quad d = H^T M^{-2} P \end{aligned} \quad (11b)$$

Opisany wyżej funkcjonal $\kappa: R^4 \rightarrow R^1$ jest wypukły, lecz nie jest ściśle wypukły, gdyż z powodu właściwości macierzy $H \in R^{3 \times 4}$ opisanych we wzorze (5b) macierz D posiada jednowymiarowe jądro określone wzorem:

$$\begin{aligned} \ker D &:= \{T \in R^4, DT = 0\} \\ &= \{T \in R^4: T = \tau h, \tau \in R^1\} \end{aligned} \quad (12)$$

gdzie wektor $h \in R^4$ opisany we wzorze (5a).

Wobec tego zagadnienie optymalizacyjne sformułowane przy użyciu funkcjonału κ może mieć niejednoznaczne rozwiązanie.

Przy użyciu wzorów (10) i (11) formułujemy zagadnienie wyboru optymalnego wektora T : należy wyznaczyć wektor $T^{opt} \in R^4$ spełniający relację:

$$T^{opt} \in \underset{T \in \Omega(V)}{\text{Arg min}} \kappa(T) \quad (13)$$

Zatem dla tak wybranego wektora sił wektor przyspieszenia $A \in R^3$ - opisany we wzorze (8) - posiada najmniejszą normę w zbiorze Ω .

Zagadnienie optymalizacyjne (13) na mocy twierdzenia Kuhna-Tuckera można przedstawić w równoważnej postaci, jako zagadnienie algebraiczne [4]:

$$DT + d = \lambda \quad (14a)$$

$$T = \Pi_{\Omega}(T - \rho\lambda) \quad (14b)$$

gdzie $\lambda \in R^4$ – wektor mnożników, $\rho \in R^1$ – dowolna liczba dodatnia, $\Pi_{\Omega}: R^4 \rightarrow R^4$ – funkcja rzutu na zbiór Ω taka, że

$$\Pi_{\Omega}(\xi) = \arg \min_{\eta \in \Omega} \|\xi - \eta\|_2 \quad (15)$$

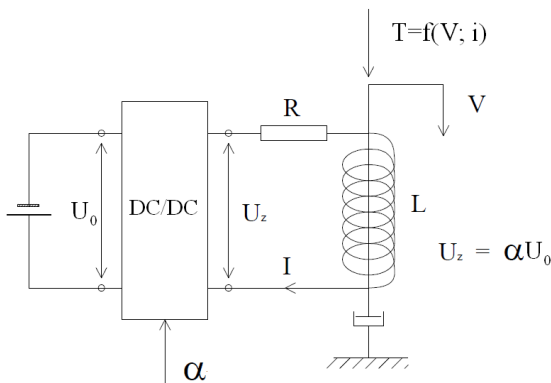
Wektor, który spełnia relacje (14) jest również rozwiązaniem zagadnienia (13).

Zagadnienia (13) lub (14) wyznaczają optymalny wektor sił w tłumikach MR, dla których funkcjonal miary przyspieszenia (9a) osiąga najmniejszą wartość. W dalszych rozważaniach nie będziemy rozpatrywali metody wyznaczania rozwiązania zagadnienia optymalizacyjnego.

Po ustaleniu wektora $T^{opt} \in R^4$ wyznaczamy, na podstawie opisanej w pracy [4], charakterystyki tłumika MR, wektor prądów

$$I_i^{opt} = f^{-1}(V_i; T_i^{opt}), \quad i = 1, \dots, 4 \quad (16)$$

jeśli f^{-1} funkcja odwrotna do f ze wzoru (2).



Rys. 5. Układ zasilania cewki tłumika MR

Ustalony tak wektor prądów $I^{opt} \in R^4$ wyznacza zadaną wartość natężenia prądów płynących przez cewki czterech tłumików MR. Na rysunku 5 przedstawiono schemat układu zasilającego jedną z cewek. Cewka o parametrach R, L jest zasilana napięciem U_z , którego wartość steruje przekształtnik napięcia na podstawie sygnału α tak, aby spełnione były zależności:

$$U_{zi} = \alpha_i U_0, \quad \alpha_i = \frac{I_i^{opt}}{I_{max}}, \quad I_{max} := \frac{U_0}{R} \quad (17)$$

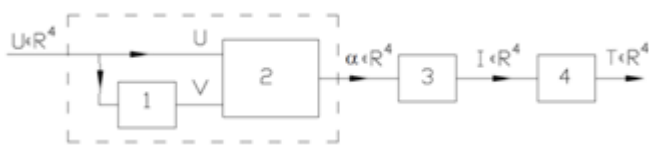
$$i = 1, \dots, 4,$$

gdzie U_0 – napięcie akumulatora.

Z powyższego opisu wynika, że wartość natężenia prądów I_i , $i = 1, \dots, 4$ płynących przez cewkę tłumików są określone równaniami:

$$L\dot{I}_i + RI_i = \frac{R}{U_0} I_i^{opt}, \quad i = 1, \dots, 4, \quad (18)$$

Przedstawione powyżej rozważania stanowią podstawę do sformułowania opisu algorytmu przetwarzania sygnałów w układzie sterującym tłumikami MR.



Rys. 6. Schemat układu sterującego zestawem tłumików MR; 1 – człon różniczkujący, 2 – człon obliczeniowy, 3 – człon wykonawczy, 4 – zestaw czterech tłumików MR

Sygnałami wejściowymi do tego układu jest wektor $U \in R^4$, który określa przemieszczenia kół względem nadwozia (rys. 6); po jego zróżniczkowaniu uzyskuje się sygnał $V \in R^4$ określający prędkości przemieszczenia się kół względem nadwozia. W członie obliczeniowym 2 jest wyznaczane rozwiązanie zagadnienia optymalizacyjnego (13) czyli sygnał T^{opt} , a następnie według wzorów (16) i (17) jest ustalany sygnał $\alpha \in R^4$ sterujący napięciem w członie wykonawczym 3, którego model pokazano na rysunku 4 i opisano w równaniu (18). W ten sposób przez cewki tłumików przepływają prądy $I \in R^4$ o natężeniu określonym równaniem (18). Wektor $T \in R^4$ jest realizowany według wzoru (1). Efekt opisanego algorytmu sterowania może być oceniony według wskaźnika intensywności drgań (7a), którego wartość wyznacza się na podstawie wyników badań drgań pojazdu.

W rozważanym modelu układu sterującego tłumikami MR przyjęto zasadę doboru sił opisaną we wzorze (13). W pojazdach z aktywnym tłumieniem drgań [1], [6], [9] rozpatruje się zasadę Karnoppa [8] według, której siłę aktywnie tłumiącą drgania wyznacza się według fikcyjnego tłumika typu *sky hook*; ten rodzaj tłumika określa siły zależące od uogólnionej prędkości nadwozia pojazdu, określonej wektorem

$$V_0 := [\dot{z}, \dot{\phi}_x, \dot{\phi}_y]^T \quad (19)$$

Zwykle rozpatruje się tłumiki odpowiadające trzem głównym postaciom drgań nadwozia, a siłę fikcyjnego aktywnego tłumienia drgań $F^{sky} \in R^3$ wyznacza się według wzoru:

$$F^{sky} = [c_z \dot{z}, c_x \dot{\phi}_x, c_y \dot{\phi}_y]^T \in R^3 \quad (20)$$

gdzie c_z, c_x, c_y – współczynniki tłumienia, których wartości określa się na podstawie danych eksperckich. W układach aktywnego tłumienia drgań pojazdu siłę F^{sky} realizuje się za pomocą układu regulacji automatycznej zawierającego cztery elektro-hydrauliczno-pneumatyczne siłowniki (aktuatory) [9], [12]. Działanie tego układu wymaga zasilania energetycznego o stosunkowo dużej mocy.

W pojeździe wyposażonym w tłumiki MR działanie według siły $F^{sky} \in R^3$ można w przybliżeniu zrealizować za pomocą tych tłumików; taką realizację, która nie wymaga zasilania energetycznego nazywa się półaktywną (semiaktywną).

Poniżej przedstawiamy metodykę doboru wektora sił $T \in R^4$, który optymalnie odwzorowuje działanie siły $F^{sky} \in R^3$. Za pomocą siły $T \in R^4$ można uzyskać dokładne odwzorowanie tylko wtedy, gdy spełnione są relacje

$$HT = F^{sky}, \quad T \in \Omega(V) \quad (21)$$

gdzie $H \in R^{3 \times 4}$ macierz według wzoru (5); $\Omega(V)$ – zbiór opisany we wzorze (10), $V \in R^4$ – prędkość odkształcania tłumików MR (4d).

Relacje (21) mogą być spełnione tylko w szczególnych stanach ruchu pojazdu. Wobec tego formułujemy funkcjonal kryterialny, który umożliwi wybór wektora T , optymalnie odwzorowującego działanie siły F^{sky} .

$$\kappa^{sky}(T) := \frac{1}{2} \|HT - F^{sky}\|^2 \quad (22)$$

$$\equiv \frac{1}{2} (HT - F^{sky})^T (HT - F^{sky})$$

ten funkcjonal określa miarę odchylenia wektora $T \in R^4$ od zbioru rozwiązań równania $HT - F^{sky} = 0$. Po stosowanych przekształceniach wzór (22) przybiera postać:

$$\kappa^{sky}(T) := \frac{1}{2} T^T D^{sky} T + T^T d^{sky} + \frac{1}{2} \|F^{sky}\|^2 \quad (23a)$$

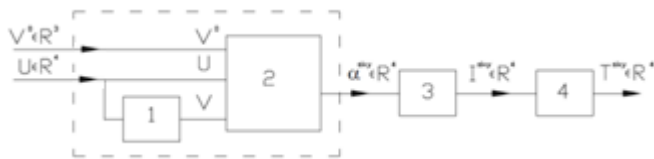
jeśli

$$D^{sky} := H^T H \in R^{4 \times 4}, \quad d^{sky} = -H^T F^{sky} \in R^4 \quad (23b)$$

Zauważmy, że postać funkcjonu (23a) jest analogiczna do opisanej we wzorze (11a). Funkcjonal κ^{sky} też nie jest ściśle wypukły.

Zatem wektor $T \in R^4$, który optymalnie odwzorowuje działanie siły F^{sky} jest określony relacją:

$$T^{sky} \in \underset{T \in \Omega(V)}{\text{Arg min}} \kappa^{sky}(T) \quad (24)$$



Rys. 7. Schemat układu sterującego zestawem tłumików według kryterium κ^{sky} ; 1 – człon różniczkujący, 2 – człon obliczeniowy, 3 – człon wykonawczy, 4 – zestaw czterech tłumików MR

Relację (24) można równoważnie przedstawić w postaci warunków Kuhna-Tuckera, analogicznie do wzorów (14). Po wyznaczeniu optymalnego wektora sił T , na podstawie relacji (23) lub wzorów (14), a następnie z równania (18) są wyznaczane prądy I_i^{sky} , $i = 1, \dots, 4$ płynące przez cewki tłumików.

Opisaną wyżej metodę wyznaczania wektora T^{sky} , określa algorytm przetwarzania sygnałów w układzie sterującym tłumikami MR, przedstawiony schematycznie na rysunku 7. W tym przypadku na wejściu do układu znajdują się dwa sygnały $U \in R^4$, $V_0 \in R^3$ według relacji opisanej we wzorze (19).

ZAKOŃCZENIE

W pracy przedstawiono matematyczny model pojazdu wyposażonego w cztery magneto-reologiczne tłumiki drgań. Model ten jest przeznaczony do analizy drgań w płaszczyźnie pionowej. Oprócz tego rozważano matematyczny opis układu sterującego tymi tłumikami. W tym układzie są wyznaczane cztery sygnały sterujące układami zasilającymi cewki tłumika MR.

Opisano dwie koncepcje wyboru tych sygnałów, określone dwoma funkcjami kryterialnymi, których argumentem jest czterowymiarowy wektor sił działających w tłumikach MR.

Zamieszczone tu matematyczne opisy pojazdu stanowią sformułowanie zagadnienia dynamiki i pół-aktywnego sterowania drganiami pojazdu. Na przebieg tych drgań wpływa postać przyjętego funkcjonalu kryterialnego.

W dalszych pracach przewidujemy opracowanie modelu komputerowego umożliwiającego symulacyjne badania wpływu postaci tego funkcjonalu na drgania pojazdu.

Ponadto będą podane wartości parametrów modelu pojazdu ze szczególnym uwzględnieniem opisu charakterystyki tłumika MR. Szczególna uwaga będzie zwrócona na metodę rozwiązania zagadnienia optymalizacyjnego opisanego we wzorach (13), (24).

Wstępne wyniki takich badań przy użyciu płaskiego modelu pojazdu były prezentowane w pracy [5]; w płaskim modelu pojazdu siły w tłumikach są opisywane dwu wymiarowym wektorem, gdyż siły z lewej i prawej strony pojazdu są jednakowe; to istotnie upraszcza metodę wyznaczania rozwiązania zagadnienia optymalizacyjnego. Aby ocenić efekt zastosowania tłumików MR wykonano tam również symulacyjne badania drgań pojazdu z klasycznymi tłumikami. Na podstawie uzyskanych wyników symulacji ustalono wartości wskaźników opisanych we wzorach (7a), (7c).

Efekty zastosowania tłumików MR i wyboru funkcjonalów kryterialnych były oceniane na podstawie porównania wartości wymienionych wskaźników. Na przykład dla pojazdu z tłumikami MR wartość wskaźnika (7a) wynosiła 1.58, a dla pojazdu z tłumikami klasycznymi 3.02. Uzyskane rezultaty pokazały, że istnieje możliwość istotnego zmniejszania intensywności drgań dzięki zastosowaniu tłumika MR.

BIBLIOGRAFIA

1. Batterbee D. C., Sims N. D., *Hardware in the loop simulation (HILS) of magnetoreological damper for vehicle suspension systems. The University of Sheffield. Journal of System and Control Engineering* 221 (2), 2007.
2. Duysinx P, Bruls O, Collard J. F, Fiset P, Lauwerys J. S., *Optimization of mechatronic systems: application to a modern car equipped with a semi-active suspension. 6th World Congresses of Structural and Multidisciplinary Optimization, Rio de Janeiro, Brazil, 30 May - 03 June 2005.*
3. Engel Z., Kowal J., *Sterowanie procesami wibroakustycznymi. Wydawnictwo AGH, Kraków 1995.*
4. Grzesikiewicz W., *Dynamika układów mechanicznych z więzami, WPW, Warszawa 1990.*
5. Grzesikiewicz W., Makowski M., *Symulacja drgań pojazdu wyposażonego w tłumiki magneto-reologiczne. Symulacja w badaniach i rozwoju, (złożone do druku, lipiec 2017).*
6. Hyvarinen J-P., *The improvement of full vehicle semi-active suspension through kinematical model. Faculty of Technology, Department of Mechanical Engineering, University of Oulu, 2004.*
7. Karnopp D. C., Crosby M. J., *Vibration Control Semi-Active Force Generators. ASMEJ of Engineering for Industry* 96, 1974.
8. Karnopp D. C., *Active damping in road vehicle suspension system. Vehicle System Dynamics* 12, 1983.
9. Kowal J., *Aktywne i semiaktywne metody wibroizolacji układów mechanicznych. Mechanika, Zeszyt 23, Wydawnictwo AGH, Kraków 1990.*
10. Makowski M., *Badanie wpływu sterowania tłumikiem magneto-reologicznym w zawieszeniu pojazdu samochodowego na komfort jazdy. Rozprawa doktorska. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2008.*
11. Söllner T., *The innovative shock absorber system from Audi: New technology saves fuel and enhances comfort, www.audi-media-center.com, Ingolstadt, 2016.*
12. Valasek M., Novak M., Sika Z., Vaculin O., *Extended ground hook – New Concept. Vehicle System Dynamics* 27, 1997.

Model of control system of four magnetorheological damper of vibration a vehicle

The paper presents a mathematical model of a vehicle equipped with four magneto-rheological (MR) vibration dampers. This model is used to analyze the vibration of the vehicle. In addition, there is a description of MR control system. In this system, four control signals are provided for the MR damper. Two concepts of selection of control signals are described and indicators for vibration intensity are determined. The mathematical model of the vehicle presents the problem of dynamics and semi-active control of vehicle vibration. The behavior of these vibrations is influenced by the form of a criterion function, using which the concepts of signal selection are defined.

Autorzy:

dr hab. inż. **Wiesław Grzesikiewicz** – Politechnika Warszawska, Instytut Pojazdów, ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa, wgr@simr.pw.edu.pl

dr inż. **Michał Makowski** – Politechnika Warszawska, Instytut Pojazdów, ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa, michal.makowski@simr.pw.edu.pl