

# AKTYWNE TŁUMIENIE SIEDZENIA POJAZDU SPECJALNEGO

Szymon Tengler<sup>1a</sup>, Kornel Warwas<sup>1b</sup>

<sup>1</sup>Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej

<sup>a</sup>Zakład Mechaniki, stengler@ath.bielsko.pl,

<sup>b</sup>Katedra Informatyki i Automatyki, kwarwas@ath.bielsko.pl

## Streszczenie

W pracy przedstawiono sposób doboru optymalnego tłumienia fotela kierowcy pojazdu specjalnego, który bezpośrednio przyczynia się do zwiększenia komfortu jazdy. Model matematyczny pojazdu sformułowano, korzystając ze współrzędnych złączowych i przekształceń jednorodnych. Przedstawiono manewr przejazdu przez przeszkodę w postaci progu zwalniającego. Przedmiotem badań było dobranie takiego tłumienia fotela kierowcy, aby zminimalizować amplitudy drgań występujące w tym podukładzie. Do rozwiązania zadania wykorzystano dwie gradientowe metody optymalizacji o różnej złożoności numerycznej. Przedstawiono i porównano wyniki otrzymane w procesie optymalizacji. Z uwagi na długi czas potrzebny na uzyskanie wyników z optymalizacji dynamicznej zaproponowano sztuczną sieć neuronową, która po poprawnym wytrenowaniu może być stosowana w procesach czasu rzeczywistego.

**Słowa kluczowe:** pojazd specjalny, komfort, aktywne tłumienie, optymalizacja dynamiczna, sieci neuronowe

## ACTIVE DAMPING OF SPECIAL VEHICLE SEAT

### Summary

This paper presents a method of selecting the optimal damping of the driver's special vehicle seat which contributes directly to improved ride comfort. A mathematical model of the vehicle was formulated using the joint coordinates and homogenous transformations. A maneuver of the vehicle passing over obstacle in the form of speed bump was presented. The object of the research was to select such damping of the driver's seat to minimize vibrations encountered in this subsystem. In order to solve the problem two gradient optimization methods of varying numerical complexity were used. The results obtained in the process of optimization were presented and compared. Due to the long time needed to obtain results of the dynamic optimization the neural network, which after properly training may be used in the real time process, was proposed.

**Keywords:** special vehicle, comfort, active damping, dynamic optimisation, neural network

### 1. WSTĘP

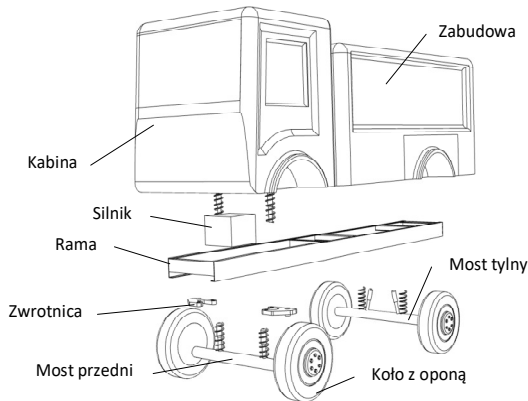
W dzisiejszych czasach komfort jazdy w pojazdach mechanicznych jest bardzo istotny. Jest również przedmiotem wielu prac naukowych i badawczych np. [6, 9, 13]. Poprawa komfortu może znacząco wpływać na efektywny czas użytkowania pojazdu oraz na poziom zmęczenia operatora. Ma to szczególne znaczenie w przypadku pojazdów wieloczlonych oraz specjalnych, w których operator spędza przeciętnie od kilku do kilkunastu godzin dziennie [4, 12]. Najczęściej poprawa komfortu jest utożsamiana z modyfikacjami podzespołów pojazdu, które w konsekwencji mogą przyczynić się do ogólnej poprawy komfortu kierowcy i pasażerów [8, 9,

10]. Wiele prac badawczych dotyczy zmian i ulepszeń zawieszenia pojazdu, a układy te zwykle się nazywało aktywnym lub semiaktywnym zawieszeniem [6, 8, 10]. Kolejnym podzespolem, który ma bezpośredni wpływ na komfort jazdy, są siedziska, a w szczególności fotele. W tym przypadku redukcja drgań występujących podczas przejazdu po nierównościach terenu może okazać się istotnym czynnikiem wpływającym na poprawę komfortu jazdy. Dla przykładu w pracy [9] przedstawiono wpływ nierówności terenu na zachowanie fotela kierowcy. Do poprawy komfortu autorzy stosowali amortyzator magneto-reologiczny. W doborze optymalnych paramet-

trów podukładów stosowane są zazwyczaj regulatory i sterowniki, które muszą być odpowiednio kalibrowane [8]. W niniejszej pracy do rozwiązania problemu doboru odpowiednich wartości parametrów zastosowano metody optymalizacji, które stanowią odrębną grupę zagadnień. Metody optymalizacji stosowano między innymi w pracach [14, 15] do rozwiązywania zadań z zakresu sterowania układami pojazdów samochodowych. Autorzy wykorzystali szereg metod o różnym stopniu skomplikowania do doboru momentów hamujących działających na poszczególne koła pojazdu w sytuacjach krytycznych. Optymalizacja prowadzona w tym zakresie miała na celu kalibrowanie i testowanie istniejących układów. Podejmowano również próby sterowania układami pojazdu w czasie rzeczywistym. W tym zakresie najczęściej wykorzystuje się sztuczne sieci neuronowe. Przykładowo dobór parametrów aktywnego zawieszenia za pomocą wielowarstwowej sieci neuronowej przedstawiono w pracy [1]. Wykorzystanie sieci neuronowych w innych obszarach przedstawiono w pracy [14], gdzie dobierano momenty hamujące, zapewniające stabilny ruch pojazdu wieloczołowego w sytuacjach niebezpiecznych.

## 2. MODEL MATEMATYCZNY

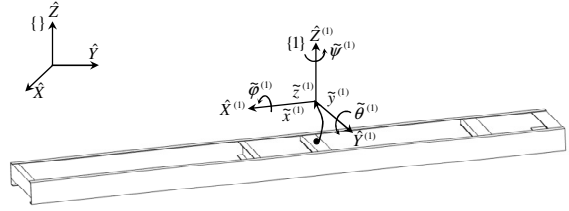
Przedmiotem rozważań jest samochód ratowniczo-gaśniczy o typowej konstrukcji, stanowiący przykład samochodu o wysoko położonym środku ciężkości. W analizowanym modelu samochodu wyróżniono 12 podzespołów: rama, kabina, zabudowa, silnik, most przedni i tylny, zwrotnice oraz koła (rys. 1).



Rys. 1. Podzespoły modelowanego samochodu

Do określenia pozycji i orientacji tych ciał w przestrzeni trójwymiarowej wykorzystano współrzędne złączowe i transformacje jednorodne [5]. Przy takim sposobie modelowania ruch każdego ciała (z wyjątkiem ciała bazowego), określany jest względem ciała poprzedzającego – ruch ten opisują przyjęte odpowiednio współrzędne uogólnione, które dla poszczególnych podzespołów przedstawiają się następująco. Dla modelu ramy (rys. 2) wektor współrzędnych uogólnionych ma postać:

$$\tilde{\mathbf{q}}^{(1)} = [\tilde{x}^{(1)} \quad \tilde{y}^{(1)} \quad \tilde{z}^{(1)} \quad \tilde{\psi}^{(1)} \quad \tilde{\theta}^{(1)} \quad \tilde{\varphi}^{(1)}]^T \quad (1)$$

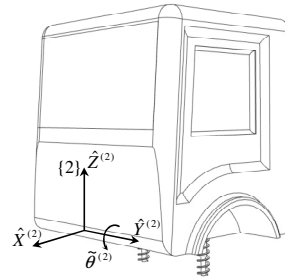


Rys. 2. Model ramy

Rama ma zatem sześć stopni swobody w ruchu względem układu inercyjnego  $\{\}$ .

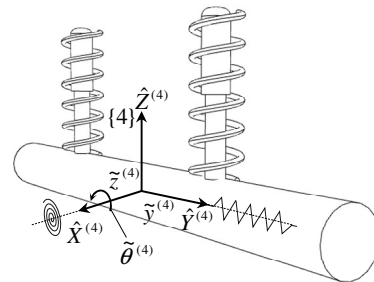
Kabina (rys. 3) zamocowana jest do ramy i względem niej ma jeden stopień swobody (obrót):

$$\tilde{\mathbf{q}}^{(2)} = [\theta^{(2)}] \quad (2)$$



Rys. 3. Model kabiny

Na rys. 4 przedstawiono model mostu przedniego (model mostu tylnego jest analogiczny). Każdy z mostów względem ramy ma trzy stopnie swobody – dwa przemieszczenia i jeden obrót. Przemieszczenia określone są współrzędnymi uogólnionymi  $\tilde{y}^{(4)}, \tilde{z}^{(4)}$  (w przypadku mostu przedniego),  $\tilde{y}^{(5)}, \tilde{z}^{(5)}$  (w przypadku mostu tylnego), zaś obroty – odpowiednio współrzędną  $\tilde{\theta}^{(4)}$  (w przypadku mostu przedniego),  $\tilde{\theta}^{(5)}$  (w przypadku mostu tylnego). Rolę resorów pełnią elementy sprężyste zamocowane między określonymi punktami modeli. Działanie drążków stabilizacyjnych modeluje się za pośrednictwem elementów sprężystych o kierunkach odkształceń zgodnych ze współrzędnymi uogólnionymi  $\tilde{\theta}^{(4)}$  i  $\tilde{\theta}^{(5)}$ . Resory samochodu cechują się podatnością poprzeczną, stąd w modelu matematycznym wprowadzono translacyjne elementy sprężyste działające w kierunku zgodnym ze współrzędnymi uogólnionymi  $\tilde{y}^{(4)}$  i  $\tilde{y}^{(5)}$ .



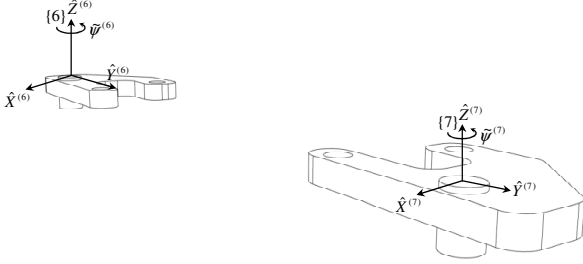
Rys. 4. Model mostu

Wektory współrzędnych uogólnionych mostów przedstawiają się następująco:

$$\tilde{\mathbf{q}}^{(4)} = [\tilde{\mathbf{y}}^{(4)} \quad \tilde{\mathbf{z}}^{(4)} \quad \tilde{\boldsymbol{\theta}}^{(4)}]^T \quad (3)$$

$$\tilde{\mathbf{q}}^{(5)} = [\tilde{\mathbf{y}}^{(5)} \quad \tilde{\mathbf{z}}^{(5)} \quad \tilde{\boldsymbol{\theta}}^{(5)}]^T \quad (4)$$

Zwrotnie e względem mostu przedniego mogą wykonywać obrót (rys. 5)



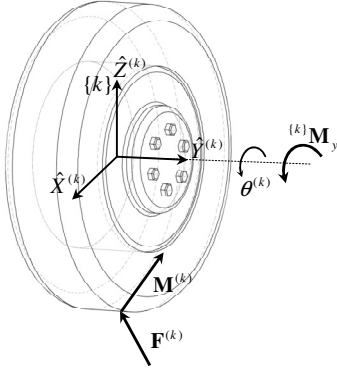
Rys. 5. Modele zwrotnic

Stąd ich wektory współrzędnych uogólnionych mają postać:

$$\tilde{\mathbf{q}}^{(6)} = [\tilde{\boldsymbol{\psi}}^{(6)}] \quad (5)$$

$$\tilde{\mathbf{q}}^{(7)} = [\tilde{\boldsymbol{\psi}}^{(7)}] \quad (6)$$

Koła przednie (zamocowane do zwrotnic) i koła tylne (zamocowane do mostu) mają względem ciał poprzedzających jeden stopień swobody – obrót. Modele kół (ciała nr 8, 9, 10, 11) przedstawiono na rys. 6.



Rys. 6. Model kół z układem  $\{k\}$ , gdzie  $k \in \{8, 9, 10, 11\}$

Ich wektory współrzędnych uogólnionych mają postać:

$$\tilde{\mathbf{q}}^{(k)} = [\tilde{\boldsymbol{\theta}}^{(k)}] \quad (7)$$

gdzie  $k \in \{8, 9, 10, 11\}$ .

Na dane koło  $k$  działa siła  $\mathbf{F}^{(k)}$  i moment  $\mathbf{M}^{(k)}$  pary sił, stanowiące reakcje nawierzchni drogi, oraz moment napędowy  ${}^{(k)}M_y$  usytuowany w osi obrotu kół tylnych. Składowe siły  $\mathbf{F}^{(k)}$  i momentu  $\mathbf{M}^{(k)}$  zostały wyznaczone za pomocą modelu Fiala [12].

Składowe te przykładane są w określonym w pracy [12] punkcie styku  $C$  modelu opony z nawierzchnią drogi, którą również należy poddać procesowi modelowania. Zaprezentowano również szczegółowe algorytmy służące do modelowania nierówności nawierzchni drogi, jak również algorytmy pozwalające określić pozycję punktu styku  $C$  w układzie odniesienia  $\{ \}$ .

Momenty napędowe  ${}^{(k)}M_y$  przyłożono na tylne koła samochodu ( $k = 10, 11$ ) zgodnie z zasadą działania

otwartego symetrycznego mechanizmu różnicowego [11, 12]. Momenty napędowe w rozpatrywanym modelu są sterowane za pomocą regulatora PID w celu zapewnienia zadanej prędkości samochodu.

Ostatnimi podzespołami samochodu są silnik i zabudowa. Modelowane są jako ciała sztywno związane z modelem ramy, zatem nie posiadają współrzędnych uogólnionych opisujących ruch względem ramy.

Dla tak opisanego modelu samochodu sformułowano równania ruchu, stosując formalizm równań Lagrange'a II rodzaju. W pracy [12] przedstawiono szczegółowy opis procesu modelowania matematycznego analizowanego samochodu, prowadzącego do sformułowania globalnego układu równań ruchu, które można przedstawić w postaci:

$$\begin{cases} \mathbf{A}(t, \mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} - \mathbf{D}\mathbf{r} = \mathbf{f}(t, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \\ \mathbf{D}^T\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{w} \end{cases} \quad (8)$$

gdzie:  $t$  – czas,

$\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}$  – odpowiednio wektory współrzędnych, prędkości i przyspieszeń uogólnionych rozważanego modelu matematycznego,

$\mathbf{A}$  – macierz bezwładności,

$\mathbf{D}$  – macierz współczynników odpowiadających poszczególnym siłom reakcji więzów,

$\mathbf{R}$  – wektor niewiadomych sił reakcji więzów,

$\mathbf{f}$  – wektor sił dynamicznych, sprężystości, tłumienia oraz sił uogólnionych,

$\mathbf{w}$  – wektor tzw. prawych stron równań więzów.

### 3. SFORMUŁOWANIE ZADANIA OPTYMALIZACJI

Głównym celem optymalizacji jest dobór pewnych parametrów pojazdu, tak aby zapewnić największy możliwy komfort jazdy. W przedstawionym problemie zmienne decyzyjne określają współczynniki tłumienia fotela kierowcy w dyskretnych chwilach czasowych:

$$\mathbf{X} = [d_1 \quad \dots \quad d_{n_d}]^T \quad (9)$$

gdzie  $n_d$  – liczba dyskretnych chwil czasowych.

Do otrzymania funkcji ciągłej zmiennych decyzyjnych zastosowano funkcje sklepane pierwszego stopnia. Dodatkowo przyjęto ograniczenia nierównościowe określające minimalne i maksymalne wartości parametrów tłumienia:

$$x_{min} \leq x_i \leq x_{max} \quad (10)$$

Ograniczenia te uwzględniono w zadaniu optymalizacji poprzez zewnętrzną funkcję kary [7, 14], której wartość dodawano do minimalizowanej funkcji celu:

$$\zeta_i(\mathbf{X}) = \begin{cases} 0 & \text{dla } g_i(\mathbf{X}) \leq 0 \\ C_{1,i}e^{C_{2,i}g_i(\mathbf{X})} & \text{dla } g_i(\mathbf{X}) > 0 \end{cases} \quad (11)$$

gdzie:  $g_i(\mathbf{X}) \leq 0$  dla  $i = 1, \dots, n_g$  - ograniczenie nierównościowe zdefiniowane na podstawie (10),  
 $n_g$  - liczba ograniczeń nierównościowych,  
 $C_{1,i}, C_{2,i}$  - wagi dobierane empirycznie.

W celu określenia optymalnych współczynników tłumienia zdefiniowano zadanie minimalizacji następującej funkcji celu:

$$\Omega(\mathbf{X}, \mathbf{q}) = C_1 n_e + C_2 \sum_{i=1}^{n_e} \ddot{q}_f(\theta(i)) \rightarrow \min \quad (12)$$

gdzie:  $\mathbf{X}$  - wektor zmiennych decyzyjnych,  
 $n_e$  - liczba ekstremów w przebiegu czasowym przyspieszenia współrzędnej uogólnionej fotela kierowcy,  
 $\theta(i)$  - funkcja określająca chwilę czasową, w której występuje  $i$ -te ekstremum,  
 $C_1, C_2$  - wagi dobierane empirycznie.

Tak postawione zadanie zostało rozwiązane za pomocą metod Hooke'a-Jeevesa (HJ) oraz zmiennej metryki (variable metrics method VM) charakteryzujących się różnym stopniem skomplikowania numerycznego [7]. W kolejnym rozdziale przedstawiono wyniki symulacji numerycznych przeprowadzonych dla wybranego przypadku drogowego.

#### 4. WYNIKI SYMULACJI

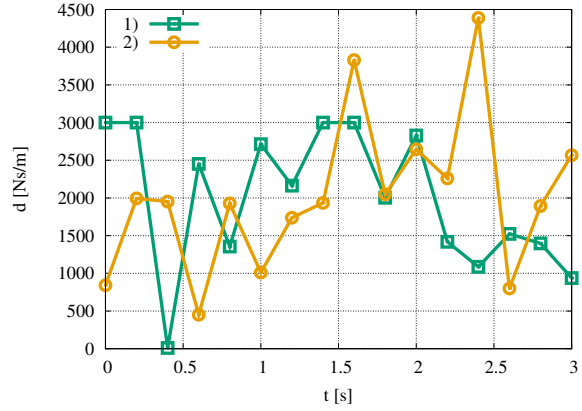
Rozważano przypadek, w którym pojazd poruszający się z pewną prędkością początkową przejeżdża przez przeszkodę w postaci progu zwalniającego o wysokości 5 cm. Przedmiotem badań było wyznaczenie optymalnych współczynników tłumienia zapewniających redukcję drgań fotela kierowcy w czasie wykonywania manewru. W symulacjach numerycznych przyjęto, że manewr trwał 3 s., w których pojazd pokonał przeszkodę przednimi i tylnymi kołami. Założono prędkość początkową pojazdu równą 10 km/h. Liczbę dyskretnych chwil czasowych przyjęto równą 15. W symulacjach numerycznych testowano podział równomierny i nierównomierny, zagęszczając punkty w trakcie przejazdu przez przeszkodę. Ostatecznie wektor wartości chwil czasowych można przedstawić następująco:

$$\mathbf{t} = (t_i)_{i=1, \dots, n_d} \quad (13)$$

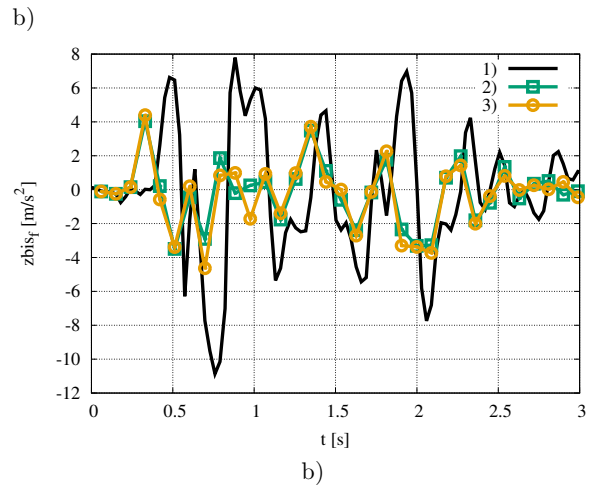
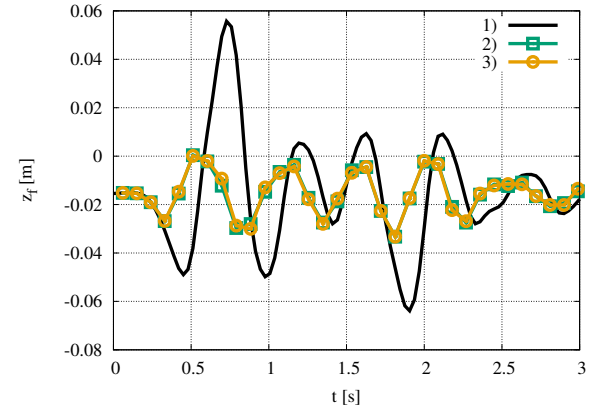
gdzie:  $t_i = i \frac{t_e}{n_d}$ ,  
 $n_d = 15$  - liczba dyskretnych chwil czasowych,  
 $t_e = 3$  [s] - czas zakończenia symulacji.

Parametry fizyczne pojazdu przyjęto zgodnie z [12]. Model kierowcy uwzględniono w równaniach i obliczeniach dynamiki ruchu jako dodatkową masę o wadze 80 kg połączoną z siedziskiem. Do całkowania równań ruchu w każdym kroku procesu optymalizacji zastosowano stałokrokową metodę Rungego-Kutty 4. rzędu. Wartości minimalne i maksymalne współczynników tłumienia stanowiące ograniczenia nierównościowe przyjęto odpowiednio  $x_{min} = 10$  Ns/m oraz  $x_{max} = 3000$  Ns/m.

Wyniki wartości zmiennych decyzyjnych uzyskane w procesie optymalizacji dynamicznej przedstawiono na rys. 7, natomiast na rys. 8 a i b przedstawiono przebieg przyspieszeń i przemieszczeń współrzędnej uogólnionej fotela kierowcy.



Rys. 7. Przebiegi zmiennych decyzyjnych uzyskanych za pomocą metod: 1) Hooke'a-Jeevesa, 2) zmiennej metryki a)



Rys. 8. Przebiegi: a) przemieszczenia i b) przyspieszenia współrzędnej uogólnionej fotela kierowcy, gdzie poszczególne serie danych oznaczają: 1) bez optymalizacji, 2) po optymalizacji metodą Hooke'a-Jeevesa 3) po optymalizacji metodą zmiennej metryki

Można zauważyć znaczące rozbieżności w optymalnych wartościach zmiennych decyzyjnych uzyskanych z obu metod optymalizacji. Jednakże przebiegi pokazane na rys. 8. wskazują, że zastosowanie ich w podukładzie

aktywnego zawieszenia daje pożądane efekty. Pozwala to również na wysunięcie hipotezy, iż dobór tych parametrów w nieuporządkowany sposób (bez zastosowania metod optymalizacji) byłby trudny, niejednokrotnie prowadzący do przypadkowych i nieoczekiwanych rezultatów. W celu porównania ilościowego uzyskanych wyników, wartości funkcji celu uzyskane w symulacjach numerycznych zestawiono w tabeli 1.

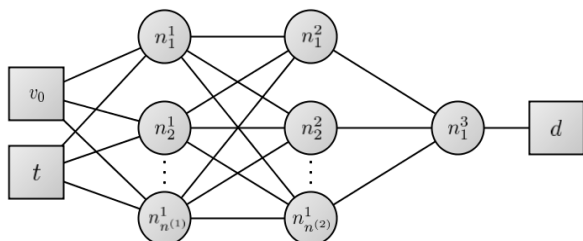
Tabela 1 Wartości funkcji celu uzyskane w symulacjach numerycznych

Rodzaj symulacji	Wartość $\Omega$
Bez optymalizacji	1039,59
Optymalizacja metodą Hooke'a-Jeevesa	117,56
Optymalizacja metodą zmienna metryka	144,74

Wartości funkcji celu uzyskane z różnych metod optymalizacji dynamicznej są porównywalne, a najlepszy wynik otrzymano dla metody Hooke'a-Jeevesa. Najkrótszy czas obliczeń zaobserwowano podczas obliczeń metodą zmiennej metryki. Metoda ta pozwala na uzyskanie rozwiązania optymalnego w krótkim czasie, jednakże do jej poprawnego działania wymagana jest znajomość wektora gradientu w każdym kroku całkowania równań ruchu. W pracy wektor gradientu wyznaczano numerycznie, stosując metodę różnic skończonych [7].

## 5. SIECI NEURONOWE

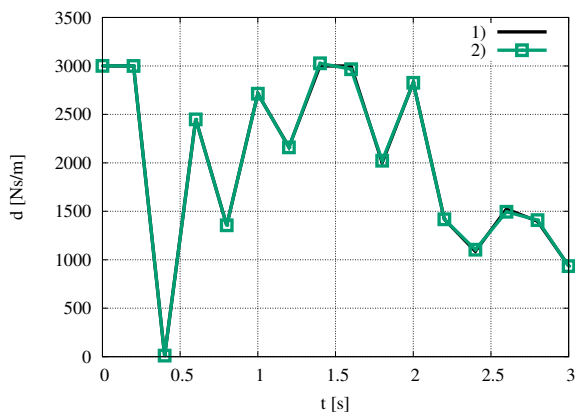
Przedstawiony w poprzednich rozdziałach proces optymalizacji dynamicznych pozwala uzyskać wyniki optymalne (lub bliskie optymalnym), jednakże wadą takiego podejścia jest długi czas obliczeń. Algorytm ten można z powodzeniem stosować do weryfikacji istniejących układów, lecz nie nadaje się do zastosowań technicznych, w których przetwarzanie powinno następować w czasie rzeczywistym. Podjęto próbę uzyskania rozwiązania optymalnego w czasie rzeczywistym z zastosowaniem sztucznych sieci neuronowych. Dane uzyskane z optymalizacji dynamicznej stanowiły zbiór uczący sieci neuronowej typu MLP (Multilayer Perceptron) [1, 3]. Założono, że na wejścia sieci zostaną podane sygnały: prędkość początkowa pojazdu ( $v_0$ ) i dyskretne chwile czasowe ( $t_i$ ). Uzyskano w ten sposób na wyjściu sieci wartość współczynnika tłumienia w dowolnej chwili czasu  $t_i$ . Ogólnych schemat sieci neuronowej przedstawiono na rys. 9.



Rys. 9. Topologia sztucznej sieci neuronowej

Przyjęto, że sieć neuronowa składa się z dwóch warstw ukrytych posiadających odpowiednio 10 i 8 neuronów.

Jako funkcje aktywacji przyjęto tangens hiperboliczny, a do uczenia sieci za pomocą zbioru uzyskanego z optymalizacji dynamicznej (metodą zmiennej metryki) wykorzystano metodę resilient backpropagation. Metoda ta charakteryzuje się małą wrażliwością na punkt startowy oraz stosunkowo niewielką liczbą iteracji potrzebną do uzyskania założonej zbieżności [3]. Przykładowe wyniki uzyskane dla opisywanego problemu doboru optymalnych współczynników tłumienia poprawiających komfort jazdy kierowcy przedstawiono na rys. 10.



Rys. 10. Przebiegi współczynnika tłumienia dla wyników: 1) z optymalizacji za pomocą metody zmiennej metryki, 2) sztucznej sieci neuronowych

Wyniki uzyskane z optymalizacji dynamicznej oraz z symulacji za pomocą wytrenowanej sztucznej sieci neuronowej są zbliżone (współczynnik korelacji Pearsona wynosi 0.998). Wartości przemieszczeń i przyspieszeń pionowych fotela kierowcy są znacznie wyższe bez zastosowania optymalizacji lub sieci neuronowych. Główną różnicą między optymalizacją dynamiczną a zastosowaniem sieci neuronowych jest czas uzyskania optymalnego rozwiązania. W przypadku poprawnie wytrenowanej sieci neuronowej czasy te są znacznie niższe niż w przypadku zastosowania optymalizacji dynamicznej. Dodatkowo sztuczna sieć neuronowa ze względu na prostą budowę (szereg sumatorów) może być stosowana w rzeczywistych podukładach pojazdu takich jak sterowniki tłumienia.

## 6. WNIOSKI

Komfort kierowcy, a szczególnie w pojazdach ciężarowych i specjalnych, jest bardzo istotny. W pracy przedstawiono rozwiązanie zadania doboru parametrów tłumika fotela kierowcy za pomocą optymalizacji dynamicznej dla wybranego manewru drogowego z przeszkodą w postaci progu zwalniającego. Uzyskane wyniki wskazują, że dobór algorytmów postępowania i metod optymalizacyjnych był odpowiedni, a zastosowanie rozwiązań w pojeździe pozwoli poprawić komfort kierowcy podczas przejazdu przez przeszkodę. Porównano również jakościowo i ilościowo wyniki uzyskane w procesie optymalizacji dynamicznej gradientowymi metodami Hooke'a-Jeevesa i zmiennej

metryki. Stosunkowo długi czas obliczeń wynikający z całkowania równań ruchu pojazdu w każdym kroku optymalizacji zredukowano poprzez wprowadzenie sztucznej sieci neuronowej typu MLP. Wytrenowana sieć

neuronowa może być użyta do doboru optymalnego tłumienia fotela kierowcy w czasie rzeczywistym.

## Literatura

1. Ammar A. A., Weiji J. W.: Neural controller based full vehicle nonlinear active suspension systems with hydraulic actuators. "International Journal of Control and Automation" 2011, Vol. 4 No. 2, June, p. 79-93.
2. Attia E. M., Ayman F. Z., El Gamal H.A., El Souhily B.M.: Effect of irregular road on dynamic response of car seat suspended by a magneto-rheological (MR) damper. "International Journal of Applied Science and Technology" 2014, No. 5, Vol. 4, p. 39-54.
3. Haykin S. O.: Neural networks and learning machines. Prentice Hall, 2009.
4. Holen P., Thorvald B.: Possibilities and limitations with distributed damping in heavy vehicles. "Vehicle System Dynamics" Supplement 41, 2004, p. 172-181.
5. Grzegożek W., Adamiec-Wójcik I., Wojciech S.: Komputerowe modelowanie dynamiki pojazdów samochodowych. Kraków: Wyd. Pol. Krak., 2003.
6. Guglielmino, E., Sireteanu, T., Stammers, C.W., Ghita, G., Giuclea, M.: Semi-active suspension control, improved vehicle ride and road friendliness. London: Springer-Verlag, 2008.
7. Press S., Teukolsky W., Vetterling S., Flannery W. B.: Numerical recipes. 3rd ed. : The art of scientific computing. Cambridge: Cambridge University Press, 2007.
8. Rao K., Kumar S.: Modeling and simulation of quarter car semi active suspension system using LQR controller. In: Proceedings of the 3rd International Conference on Frontiers of Intelligent Computing: Theory and Applications (FICTA). Springer-Verlag, 2015, Vol. 1, p. 441-448.
9. Sammonds G., Fray M., Mansfield N.: Overall car seat discomfort onset during long duration driving trials. "Advances in Physical Ergonomics and Human Factors. Part II. AHFE Conference Books, 2014, p. 28-35.
10. Savaresi S., Poussot-Vassal C., Spelta C., Sename O., Dugard L.: Semi-active suspension control design for vehicles. Elsevier Ltd., 2010.
11. Szczotka M., Wojciech S.: Model for simulation of vehicle dynamics. "The Archive of Mechanical Engineering", 2003, s. 335-350.
12. Tengler S.: Analiza dynamiki samochodów specjalnych o wysoko położonym środku ciężkości. PhD Thesis, Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science, University of Bielsko-Biala, 2012.
13. Yang S., Chen L., Li S.: Dynamics of vehicle-road coupled system. Berlin: Springer-Verlag, 2015.
14. Warwas K.: Analiza i sterowanie ruchem pojazdów wielocłonowych z uwzględnieniem podatności elementów. PhD Thesis, Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science, University of Bielsko-Biala, 2009.
15. Warwas K., Augustynek K.: Dynamic optimisation of articulated vehicle motion for control of stability in critical situation. "IDAACS 2015: 8th IEEE International Conference on Intelligent Data Acquisition and Advanced Computing Systems: Technology and Applications:", 2015, Vol. 1, p. 232-237.



Artykuł dostępny na podstawie licencji Creative Commons Uznanie autorstwa 3.0 Polska.  
<http://creativecommons.org/licenses/by/3.0/pl>