

*Tłumiki piezoelektryczne, zawór piezoelektryczny, matematyczny model,
identyfikacja parametrów, materiały inteligentne,
tłumienie drgań, badania doświadczalne i symulacyjne*

MAKOWSKI Michał¹

KNAP Lech²

GRZESIKIEWICZ Wiesław³

IDENTYFIKACJA PARAMETRÓW STEROWANEGO TŁUMIKA PIEZOELEKTRYCZNEGO

Praca jest poświęcona identyfikacji parametrów modelu sterowanego tłumika piezoelektrycznego oraz eksperymentalnej weryfikacji modelu tłumika. Model urządzenia został opracowany w postaci struktury reologicznej. Do badań numerycznych opracowany został matematyczny model opisujący zjawiska zachodzące w tłumiku. W pracy zostały przedstawione wyniki badań symulacyjnych i eksperymentalnych własności sterowanego tłumika piezoelektrycznego. Sterowanie siłą tłumienia odbywa się przy pomocy sterowanego zaworu piezoelektrycznego. Zawór ten umożliwia sterowanie charakterystyką tłumika poprzez zmiany oporów przepływu między komorami tłumika hydraulicznego.

IDENTIFICATION OF A CONTROLLED PIEZOELECTRIC DAMPER MODEL PARAMETERS

In this paper, a mathematical model of a piezoelectric damper (PZD) is presented. Moreover, identification of model parameters is described and compared with results of direct experiment.

Device model was developed as a rheological structure. Set of mathematical equations was used to describe the phenomena occurring in the PZD. Damping force realized in PZD is controlled by piezoelectric valve. This piezoelectric valve allows controlling the fluid flow between damper chambers. In that way control of dissipations characteristics of the piezoelectric damper is possible. In this paper are also presented results of numerical and experimental studies.

¹ Warsaw University of Technology, Faculty of Automotive and Construction Machinery Engineering, POLAND, 02-524 Warsaw, Narbutta 84, Phone: + 48 22 234-85-91, Fax: + 48 22 849-03-03

E-mail: m.makowski@simr.pw.edu.pl

² Warsaw University of Technology, Faculty of Automotive and Construction Machinery Engineering, POLAND, 02-524 Warsaw, Narbutta 84, Phone: + 48 22 234-03-03, Fax: + 48 22 849-03-03

E-mail: l.knap@simr.pw.edu.pl

³ Warsaw University of Technology, Faculty of Automotive and Construction Machinery Engineering, POLAND, 02-524 Warsaw, Narbutta 84, Phone: + 48 22 234-85-91, Fax: + 48 22 849-03-03

E-mail: wgr@simr.pw.edu.pl

1. WSTĘP

Podjęta w pracy problematyka obejmuje aktywne metody ochrony części maszyn i konstrukcji budowlanych przed zewnętrznymi wymuszeniami przenoszonymi na konstrukcję z wykorzystaniem sterowanych tłumików piezoelektrycznych. W szczególności w pracy przedstawiony został model tłumika piezoelektrycznego, opis matematycznym modelem oraz wyniki badań numerycznych i doświadczalnych.

Badania urządzeń z wykorzystaniem tzw. materiałów inteligentnych prowadzone są od szeregu lat. Badania koncentrowane są głównie nad wykorzystaniem cieczy magneto-reologicznych oraz cieczy elektro-reologicznych. Zastosowanie tych materiałów inteligentnych w różnego rodzaju tłumikach umożliwiło praktyczną realizację koncepcji semi-aktywnego lub adaptacyjnego tłumienia drgań w konstrukcji zawieszenia pojazdów. Badania z wykorzystaniem tłumików magneto-reologicznych w sterowanych zawieszeniach pojazdów zostały opisane poprzednich pracach autorów np. [1], [2]. Do materiałów inteligentnych zaliczane są także materiały piezoelektryczne. Od kilku lat można zaobserwować prace koncentrujące się na zastosowaniu piezoelektryków do sterowanego tłumienia drgań w układach mechanicznych [3], [4].

Przedstawione w pracy wyniki badań mają na celu prezentację metody identyfikacji parametrów modelu sterowanego tłumika piezoelektrycznego (PZ). Podczas badań wykorzystywano tłumik hydrauliczny zbudowany w postaci cylindra dwustronnego działania z tłoczką jednostronną z zaworem piezoelektrycznym mającym na celu kontrolę przepływu oleju hydraulicznego pomiędzy komorami cylindra hydraulicznego. Zmiana charakterystyki tłumika możliwa jest poprzez zmianę oporów przepływu cieczy przez sterowaną szczelinę w zaworze piezoelektrycznym. Do budowy zaworu piezoelektrycznego został wykorzystany stos piezoelektryczny PPA-80L firmy Cedrat. Stos piezoelektryczny pod wpływem działania pola elektrycznego zmienia niezwykle szybko swoją długość w sposób niemalże liniowy. Pozwala to na dokładną kontrolę szczeliny w zaworze piezoelektrycznym. Zmiana wielkości szczeliny, przez którą przepływa olej hydrauliczny powoduje zmianę tłumienia, co umożliwia zmianę charakterystyki tłumika PZD. Dzięki tym właściwościom materiałów piezoelektrycznych, powstała możliwość wykorzystania tłumików PZD w sterowanych systemach odpowiedzialnych za rozpraszanie energii niemalże w czasie rzeczywistym.

W badaniach doświadczalnych został wykorzystany zaprojektowany i zbudowany w Instytucie Pojazdów Politechniki Warszawskiej tłumik PZD z zaworem piezoelektrycznym PZ. Badania doświadczalne przeprowadzone zostały w oparciu o stanowisko pomiarowe służące do badania właściwości sterowanych tłumików drgań. Na stanowisku tym tłumik PZD poddawany różnego rodzaju wymuszeniom kinematycznym.

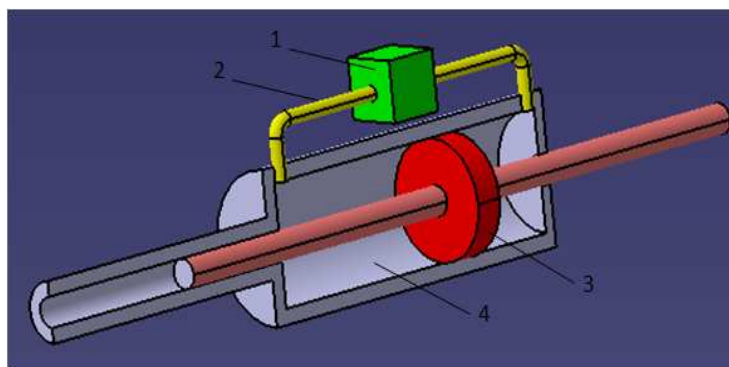
W oparciu o wyniki badań doświadczalnych został opracowany model tłumika w postaci struktury reologicznej. Na podstawie wyników badań eksperymentalnych zidentyfikowano wstępnie parametry modelu numerycznego. Na podstawie opracowanego matematycznego modelu tłumika został opracowany także model tłumika w programie MATLAB/Simulink służący następnie do przeprowadzenia oceny doboru parametrów modelu z kryterium jakości. Do estymacji parametrów i oceny jakościowej doboru parametrów tłumika PZ wykorzystany został program łączący model w programie Simulink z algorytmami genetycznymi (AG).

Przedstawione w pracy rozwiązanie pozwala na stosowanie tłumika PZD w różnego rodzaju układach tłumienia drgań, w których niezbędne sterowanie siłą tłumienia niemalże w czasie rzeczywistym. W szczególności możliwe jest to dzięki rozwojowi układów elektronicznych służących do sterowania układami mechanicznymi w stosunkowo krótkim czasie ok. 1-2 ms. Przykładowo tłumik piezoelektryczny może zostać zastosowany do tłumienia drgań pojazdu, co może wpływać na bezpieczeństwo lub komfort podróży. Opis takiego typu zawieszenia pojazdu został przedstawiony w pracy [5]. Rozwój elektroniki oraz wykorzystanie idei sterowanych tłumików o zmiennej charakterystyce umożliwia rozwinięcie praktycznych zastosowań systemów kontroli drgań nie tylko pojazdów, ale również w maszynach roboczych i innych obiektach technicznych.

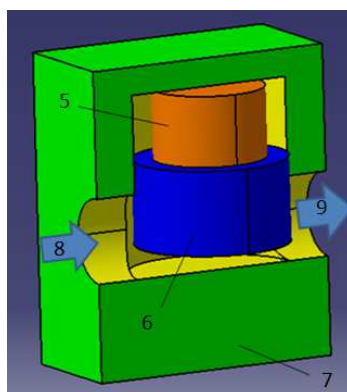
2. BUDOWA TŁUMIKA PIEZOELEKTRYCZNEGO

Budowa tłumika piezoelektrycznego w sposób schematyczny została przedstawiona na rysunku 1 a). W cylindrze hydraulicznym (4) znajduje się olej hydrauliczny, który jest przetłaczany pomiędzy komorami cylindra poprzez poruszający się tłok (3).

a)



b)



Rys.1. Schemat tłumika piezoelektrycznego oraz zaworu piezoelektrycznego.

Komory cylindra hydraulicznego są od siebie szczelnie oddzielone (uszczelnienie na tłoku) i ciecz przepływa przez przewód (2) a następnie przez szczelinę w zaworze piezoelektrycznym (1).

W wyniku tarcia cieczy podczas przepływu przez zmienną szczelinę w zaworze PZ rozpraszana jest energia. Głównie od sił tarcia w sterowanej szczelinie zaworu piezoelektrycznego zależy siła tłumienia całego układu mechanicznego tłumika. Dlatego też poprzez zmianę wielkości szczeliny w zaworze PZ możliwa jest regulacja siły tłumienia tłumika PZD.

Na rysunku 1 b) przedstawiono schematycznie budowę zaworu piezoelektrycznego zastosowanego w tłumiku PZD. Szczelina w zaworze PZ (7) regulowana jest poprzez zmianę napięcia w układzie elektronicznym zasilającym stos piezoelektryczny (5). Zmiana napięcia w stosie powoduje zmianę położenia tłoczka (6), co wpływa bezpośrednio na zmianę szczeliny przepływu cieczy hydraulicznej i powoduje zmianę siły tłumienia. Strzałki (8) i (9) pokazują kierunek przepływu cieczy przy ruchu tłoka w jednym kierunku.

Dzięki specyficznym właściwościom materiałów piezoelektrycznych w tłumiku piezoelektrycznym możliwa jest szybka zmiana sił tłumienia dzięki krótkiemu czasowi odpowiedzi układu mechanicznego ok. 1-2 ms na sterowanie pochodzące z układu elektronicznego. Takie cechy tłumika PZD pozwalają na zastosowanie go w układach ograniczania tłumienia drgań, w których ze względu na charakter szybkoszmiennych wymuszeń konieczna jest szybka zmiana sił tłumienia. Przykładem może być wspomniane powyżej zawieszenie pojazdu samochodowego, gdzie wymuszenia w istotny sposób zależą od profilu drogi oraz prędkości przejazdu.

a)



b)



Rys.2. Stanowisko do badań właściwości tłumików: a) widok stanowiska, b) tłumik PZ

Istota możliwości ograniczenia drgań układu mechanicznego wyposażonego w tłumik z zaworem piezoelektrycznym sprowadza się, zatem do konieczności doboru w jak najkrótszym czasie sił tłumienia w tłumiku (układzie mechanicznym), poprzez

wygenerowanie odpowiedniego sygnału sterującego stosem piezoelektrycznym (a więc sterowania szczeliną w zaworze piezoelektrycznym).

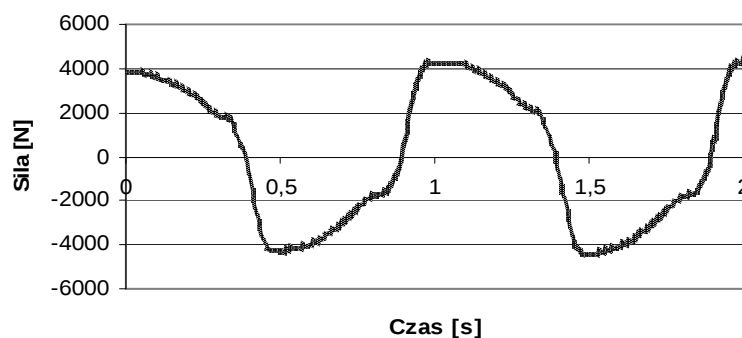
Opracowanie efektywnego kompletnego systemu ograniczenia drgań układów mechanicznych wymaga, więc nie tylko opracowania sterowanych tłumików, ale także opracowania modelu matematycznego tłumików PZD, niezbędnego z kolei do stworzenia odpowiednich algorytmów wyznaczania sygnałów sterujących. Dlatego też, opracowanie odpowiedniego modelu numerycznego tłumika PZD (oraz identyfikacja parametrów tego modelu numerycznego) pozwalającego na odwzorowanie zjawisk zachodzących w tłumiku PZ stało się jednym z głównych zadań niniejszej pracy. Przedstawione badania miały na celu opracowanie adaptacyjnego rzeczywistego zawieszenia pojazdu wyposażonego w sterowane tłumiki PZD.

Opis możliwych do wykorzystania algorytmów sterowania tłumikami o zmiennych charakterystykach w układach ograniczania drgań z różnymi kryteriami sterowania (np. kryterium ograniczania przyspieszeń, ograniczania zmiany siły nacisku na podłoże lub kryterium mieszane łączące poprzednie dwa pozornie sprzeczne kryteria) został przedstawiony obszernie w pracy [1].

3. BADANIA EKSPERYMENTALNE TŁUMIKA PIEZOELEKTRYCZNEGO

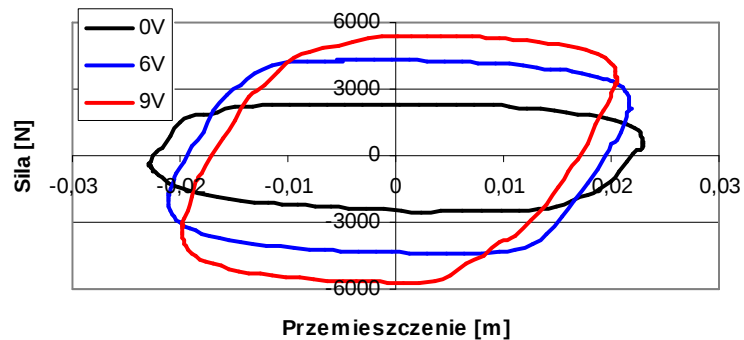
Badania eksperymentalne przeprowadzono na stanowisku badawczym przy przyłożonym wymuszeniu kinematycznym, które realizowane było przy wykorzystaniu układu hydraulicznego. Widok ogólny stanowiska wykorzystywanego do badań własności tłumika piezoelektrycznego przedstawiono na rysunku 2. Stanowisko zostało wyposażone w niezbędne do identyfikacji parametrów modelu reologicznego czujniki przemieszczeń i czujnik siły.

Na rysunku 3 przedstawiono przebieg siły tłumienia w czasie badań eksperymentalnych przy wymuszeniu kinematycznym o częstotliwości 1 Hz i amplitudzie 22 mm, gdzie układ elektroniczny był zasilany napięciem 6V.

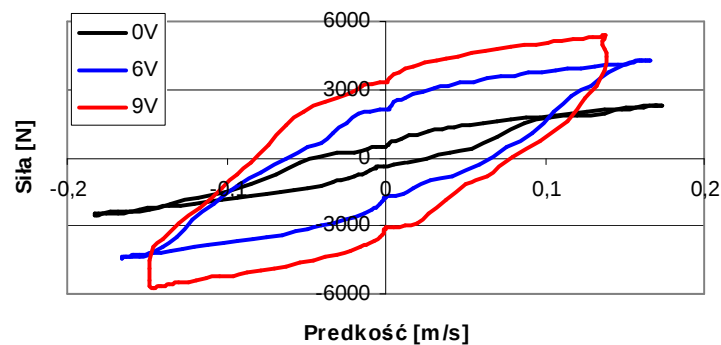


Rys. 3. Wynik badań eksperymentalnych przebiegu siły w funkcji czasu przy zasilaniu 6V, wymuszenie o częstotliwości 1 Hz i amplitudzie 0.022 mm

a)



b)



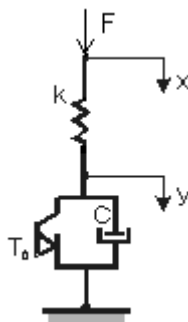
Rys.4. Wyniki badań eksperymentalnych tłumika PZ bez zasilania oraz z zasilaniem napięciem 6 i 9 V przy wymuszeniu z częstotliwością 1 Hz i amplitudzie 0.022 m, a) siła-przemieszczenie, b) siła-prędkość

Wyniki badań eksperymentalnych tłumika PZD przedstawiono na rysunku 4. Prezentowane badania przeprowadzone zostały przy wymuszeniu kinematycznym o częstotliwości 1 Hz i amplitudzie 22 mm. Wyniki badań przedstawione zostały na dwóch płaszczyznach: płaszczyźnie siła-przemieszczenie (pętla histerezy) i płaszczyźnie siła-prędkość (charakterystyka dysypacyjna). Prezentowane są przebiegi, gdzie układ elektroniczny był bez zasilania (0 V) oraz był sterowany napięciem odpowiednio 6 i 9 V. Na wykresach siła-przemieszczenie i siła-prędkość widoczna jest zmiana wartości sił wraz ze wzrostem napięcia w układzie elektronicznym.

4. IDENTYFIKACJA PARAMETRÓW TŁUMIKA PZ

Model tłumika PZD opisany został w postaci struktury Binghama, którą zaprezentowano na rysunku 5. Model ten wykorzystano do komputerowej symulacji

eksperymentów przeprowadzonych na stanowisku doświadczalnym. Parametry modelu wyznaczono na podstawie rezultatów pomiarów doświadczalnych.



Rys.5. Schemat struktury reologicznej tłumika PZ

Matematyczny model sił działających na strukturę z rysunku 5 ma postać układu równań i relacji:

$$kx - ky = F \quad (1)$$

$$C\dot{y} + \tau T_0 - kx + ky = 0 \quad (2)$$

$$\tau \in \begin{cases} \{\text{sign } \dot{y}\} & , \text{gdy } \dot{y} \neq 0 \\ [-1, +1] & , \text{gdy } \dot{y} = 0 \end{cases} \quad (3)$$

gdzie:

- C, k, T_0 - parametry charakteryzujące lepko-sprężyste cechy struktury,
- x, y - współrzędne modelu,
- F - siła działająca na strukturę

Parametry modelu tłumika PZ wyznaczono na podstawie wyników badań doświadczalnych przebiegu sił tłumienia w czasie oraz w oparciu o wyniki badań symulacyjnych dla przyjętych parametrów. Przykładowy przebieg sił uzyskany na podstawie badań eksperymentalnych przedstawiono na rysunku 3.

Tabela. 1. Wartości zidentyfikowanych parametrów modelu

Rodzaj pomiaru	T_0 [N]	C [Ns/m]	k [N/m]
Napięcie zasilania 0V	965	0.67 E4	0.955E5
Napięcie zasilania 6V	1985	1.64 E4	7.78E5
Napięcie zasilania 9V	3410	1.37 E4	11.10E5

Do oceny jakości uzyskanych parametrów modelu przyjęto ogólnie stosowane kryterium minimalizacji sumy różnicy kwadratów wartości sił uzyskanych z eksperymentu i symulacji. Na podstawie przyjętego kryterium można stosunkowo łatwo ocenić zarówno

zgodność rozwiązań doświadczalnych i symulacyjnych jak i trafność doboru parametrów modelu. Do rozwiązania zadania optymalizacji parametrów modelu wykorzystano algorytmy genetyczne.

W tabeli 1 przedstawiono wyniki wyznaczonych parametrów modelu uzyskanych na podstawie badań przy wymuszeniu kinematycznym z częstotścią 1 Hz i amplitudzie 22 mm oraz przy różnych prądach zasilających układ piezoelektryka.

5. BADANIA NUMERYCZNE TŁUMIKA PIEZOELEKTRYCZNEGO

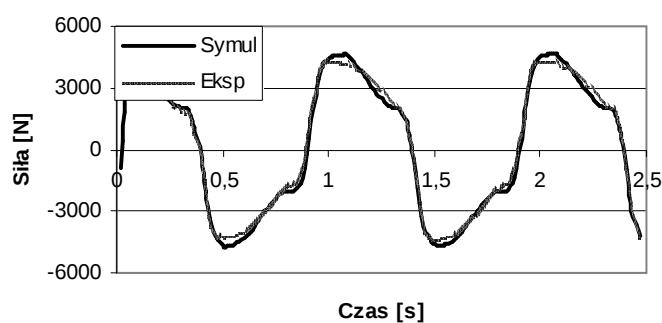
Identyfikacja parametrów modelu tłumika PZD pozwoliła na przeprowadzenie badań numerycznych opracowanego modelu. Wartości parametrów modelu dobrano tak, aby dyssypacyjne charakterystyki wyznaczone symulacyjnie i doświadczalnie były możliwie najlepiej do siebie zbliżone zgodnie z kryterium przedstawionym w poprzednim punkcie.

Podczas badań numerycznych tłumika PZD założono przebieg funkcji opisującej wymuszenie kinematyczne tak, aby jej przebieg odpowiadał zaobserwowanej w badaniach doświadczalnych.

Na rysunku 6 przedstawiono porównanie przebiegu zmian sił w czasie badań eksperymentalnych oraz wyniki badań eksperymentalnych dla tłumika PZ z przykładowym zasilania 6V wymuszane kinematycznie z częstotścią 1 Hz i amplitudzie 0.022 mm.

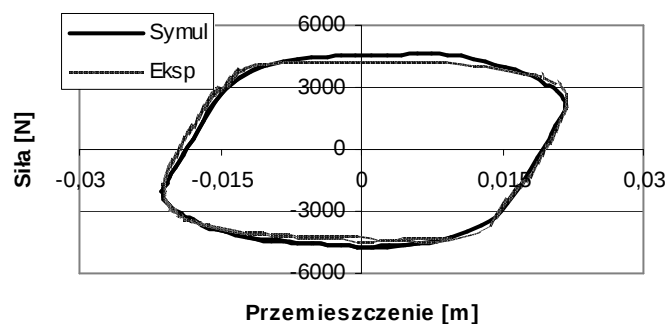
Postacie dyssypacyjnych charakterystyk wyznaczono za pomocą zidentyfikowanego modelu tłumika przedstawiono na rysunku 7. Na rysunku tym zamieszczone zostały przebiegi odpowiadające napięciu sterowania 6V. Wyniki badań przedstawiono odpowiednio w płaszczyźnie siła-przemieszczenie oraz w płaszczyźnie siła-prędkość. Przedstawione badania symulacyjne odpowiadają wynikom badań eksperymentalnych przedstawionych porównawczo na rysunku 6.

Przedstawione wyniki badań wskazują, że parametry modelu tłumika PZ zidentyfikowano poprawnie i uzyskano satysfakcjonującą zgodność wyników z badań symulacyjnych z eksperymentalnymi. Na podstawie przeprowadzonej weryfikacji modelu tłumika stwierdzono, że założony model reologiczny tłumika w postaci struktury Binghama jest poprawny.

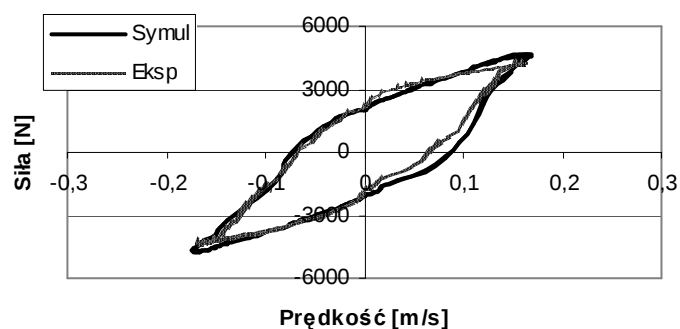


Rys. 6. Przebieg sił w czasie wyniki badań symulacyjnych i eksperymentalnych tłumika PZ przy zasilaniu 6V, częstotści 1 Hz i amplitudzie 0.022 mm

a)



b)



Rys. 7. Wyniki badań symulacyjnych odpowiadających pomiarom tłumika PZ przy zasilaniu 6V, częstotliwości 1 Hz i amplitudzie 0.022 mm: a) pętla histerezy, b) charakterystyka tłumik

Wyniki badań symulacyjnych oraz doświadczalnych dla różnych napięć sterowania wykazały konieczność przeprowadzenia aproksymacji przebiegu parametrów modelu tłumika piezoelektrycznego. W wyniku aproksymacji opracowanej na podstawie parametrów zamieszczonych (dla różnych napięć) w tabeli 1 sformułowano następujące zależności:

$$T_o(U) = T_{oo} + \alpha U \quad (4)$$

$$k(U) = k_o + \chi U \quad (5)$$

$$C(U) = C_o + \gamma U \quad (6)$$

gdzie:

C_o, k_o, T_{oo} - parametry modelu bez zasilania,
 κ, χ, γ - współczynniki przeliczeniowe napięcia,
 U - napięcie zasilania układu,

Wartości parametrów modelu tłumika PZ uzyskane na podstawie aproksymacji parametrów przedstawiono w tabeli 2.

Tabela. 2. Wartości parametrów z aproksymacji

Parametr	T_{00} [N]	C_0 [Ns/m]	k_0 [N/m]	κ [N/V]	γ [N/mV]	χ [Ns/mV]
Wartość	834	7.78 E3	9.68E4	257	898	1.13E5

6. PODSUMOWANIE

Celem podjętych i prezentowanych badań było ustalenie właściwości tłumika PZ oraz oceny możliwości jego aplikacji w sterowanych układach rozpraszających energię. Sterowane tłumiki PZD mogą znaleźć zastosowanie wszędzie tam gdzie problematyka wibroizolacji konstrukcji, monitorowania stanu lub jej ochrona przed wstrząsami (lub uderzeniami) ma istotne znaczenie.

W pracy przedstawiono koncepcję budowy tłumika piezoelektrycznego PZD. Przedstawiono również wyniki badań doświadczalnych. Na podstawie wyników badań eksperymentalnych sformułowano matematyczny model tłumika PZD. Przeprowadzona została identyfikacja parametrów modelu dla przykładowego przebiegu przy zasilaniu układu elektronicznego napięciem 0, 6, 9V. Estymację parametrów przeprowadzono z wykorzystaniem algorytmów genetycznych przy założonym kryterium oceny minimalizacji zmian przebiegu sił przy porównaniu wyników uzyskanych z badań doświadczalnych oraz symulacyjnych.

Wykazano, iż możliwa jest regulacja wielkości sił tłumienia w zależności od zmian napięcia zasilania układu elektronicznego zaworu PZ. Stwierdzono m.in. silną zależność sił tarcia w tłumiku od regulacji napięcia w układzie elektronicznym, który wpływał na wielkość szczeliny przepływu oleju hydraulicznego.

W Instytucie Pojazdów Politechniki Warszawskiej wykonywany jest projekt finansowany N N509 403036 przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego, w ramach którego prowadzone są prace związane z badaniem układów mechanicznych wyposażonych w sterowane tłumiki piezoelektryczne.

7. BIBLIOGRAFIA

- [1] Makowski M.: *Badanie wpływu sterowania tłumikiem magneto-reologicznym w zawieszeniu pojazdu samochodowego na komfort jazdy*, Rozprawa doktorska, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2008.
- [2] Makowski M., Knap L., Grzesikiewicz W., Pokorski J.: *Badanie możliwości ograniczenia drgań pojazdu przy użyciu sterowanych amortyzatorów magneto-reologicznych*. ZN Instytutu Pojazdów, 3(62)/2006, Warszawa 2006, s. 33-54.
- [3] Pietrzakowski M., *Active damping of transverse vibration using distributed piezoelectric elements*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2004.
- [4] Claeysen F., Ducamp A., Barillot F., Le Letty R., Porchez T., Sosnicki O., Belly C.: *Stepping Piezoelectric Actuators Based on APAs*. ACTUATOR 2008, 11th International Conference on New Actuators, Bremen, Germany, 9 – 11 June 2008, pp. 623-626
- [5] Makowski M., Grzesikiewicz W., Knap L.: *Badania drgań pojazdu ze sterowanymi tłumikami piezoelektrycznymi*. Logistyka 6/2010. ISSN 1231-5478, s. 16.
- [6] Simulink - Simulation and Model-Based Design. <http://www.mathworks.com>