

Lech KNAP, Tomasz MYDŁOWSKI, Jacek DYBAŁA, Michał MAKOWSKI

POLITECHNIKA WARSZAWSKA, INSTYTUT POJAZDÓW  
ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa

## Badanie właściwości sterowanego tłumika piezoelektrycznego

Dr inż. Lech KNAP

Absolwent Wydziału Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej. Doktorat z Adaptacyjnego rozpraszania energii zderzeń obronił w Instytucie Podstawowych Problemów Techniki PAN. Pracuje w Instytucie Pojazdów Politechniki Warszawskiej na stanowisku adiunkta. Zajmuje się tłumieniem drgań w układach mechanicznych.



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

Mgr inż. Tomasz MYDŁOWSKI

Absolwent Wydziału Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej ze specjalnością Pojazdy. Doktorant w Instytucie Pojazdów Politechniki Warszawskiej. Interesuje się mechatroniką pojazdową oraz aktywnym sterowaniem struktur w tłumieniu drgań.



e-mail: t.mydowski@mechatronika.net.pl

### Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych tłumika piezoelektrycznego. Do przeprowadzenia badań numerycznych został przyjęty model sterowanego tłumika piezoelektrycznego w postaci struktury reologicznej. Dokonano identyfikacji parametrów modelu tłumika oraz przeprowadzono weryfikację przyjętego modelu. Wyniki badań numerycznych i eksperymentalnych przedstawiono w postaci charakterystyk dyssypacyjnych. Wartości sił tłumienia zależne są od wielkości szczeliny w zaworze hydraulicznym, której wielkość zmieniana jest za pomocą sterowania stosem piezoelektrycznym. W ten sposób poprzez sterowanie zaworem można sterować charakterystyką tłumika poprzez zmiany oporów przepływu między komorami tłumika hydraulicznego. Badania zostały przeprowadzone celem opracowania konstrukcji samochodowego tłumika piezoelektrycznego, który zostanie zastosowany w zawieszaniu pojazdu do redukcji drgań pojazdu.

**Słowa kluczowe:** tłumik piezoelektryczny, zawór piezoelektryczny, matematyczny model, identyfikacja parametrów, pojazd samochodowy, redukcja drgań, badania doświadczalne.

## Examination of controllable piezoelectric damper properties

### Abstract

The paper deals with the issue of reducing externally-excited vibrations in vehicles, machines as well as building structures. The research related to use of "intelligent materials" for reducing mechanical vibrations in mechanical devices has continued for a long time. There are known solutions using e.g. magneto-rheological dampers. The solutions containing controllable suspension systems for vehicles using magneto-rheological dampers are described in [2]. In this paper the authors propose use of a hydraulic valve controlled by a piezoelectric stack for reducing vehicle vibrations as well as development of a PZ piezoelectric damper. The paper presents the results of experiments on a piezoelectric damper. A mathematical model of a controllable piezoelectric damper in the form of a rheological structure has been adopted for conducting the numerical research. The parameters of the damper model were estimated and the assumed model was verified. The results of simulations and experiments are given in the form of dissipation characteristics. Values of the damping forces depend on a size of the opening in a hydraulic valve which is controlled by a piezoelectric stack. This way, by controlling the valve, one can control the damper char-

acteristics by changing resistances of the flow between the hydraulic

Prof. nzw. dr hab. inż. Jacek DYBAŁA

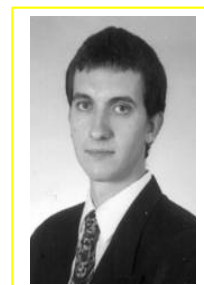
Absolwent Wydziału Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej oraz Instytutu Organizacji Systemów Produkcyjnych Politechniki Warszawskiej. Profesor nadzwyczajny w Instytucie Pojazdów Politechniki Warszawskiej. Zajmuje się problematyką związaną z diagnostyką i bezpieczeństwem technicznym, mechatroniką pojazdów oraz przetwarzaniem i analizą sygnałów i obrazów. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.



e-mail: jdybala@simr.pw.edu.pl

Dr inż. Michał MAKOWSKI

Absolwent wydziału Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej ze specjalnością Samochody i Ciągniki. Rozprawę doktorską obronił w Instytucie Pojazdów Politechniki Warszawskiej. Obecnie pracuje w Instytucie Pojazdów Politechniki Warszawskiej na stanowisku adiunkta. Zajmuje się badaniem układów mechanicznych z zastosowaniem sterowanych struktur w tłumieniu drgań.



e-mail: michal.makowski@simr.pw.edu.pl

damper chambers. The investigations were carried out in order to develop the structure of a piezoelectric damper which will be used in a vehicle's suspension in order to reduce its vibrations. Controllable piezoelectric dampers can be used for reducing vibrations in mechanical devices.

**Keywords:** piezoelectric damper, piezoelectric valve, mathematical model, parameter identification, motor vehicle, vibration reduction, experimental research.

## 1. Wstęp

Podjęta w pracy problematyka jest związana z metodami redukcji drgań pojazdów, maszyn oraz konstrukcji budowlanych przed zewnętrznymi wymuszeniami. Przez wiele lat do ochrony konstrukcji powszechnie były stosowane pasywne tłumiki o stałej charakterystyce. Modelowaniu tych tłumików zostało poświęconych wiele prac [1]. Nowoczesne układy rozpraszania energii wymagają stosowanie tłumików o zmiennych charakterystykach. Rozwiązania techniczne takich tłumików opisano w pracy [2]. Sterowane tłumiki bazują przeważnie na wykorzystaniu materiałów inteligentnych, do których można również zaliczyć materiały piezoelektryczne. Przykładowe badania z zastosowaniem materiałów piezoelektrycznych zostały przedstawione m.in. w pracach [3, 4].

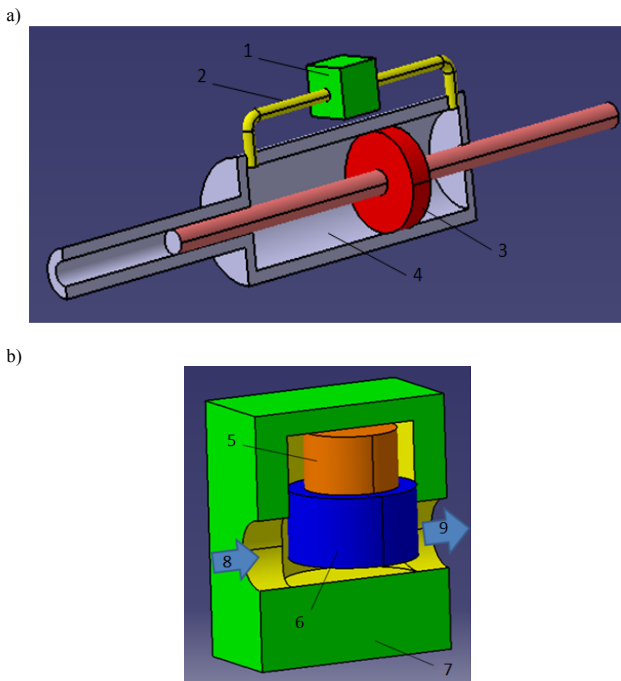
Autorzy w pracy przedstawili wyniki badań eksperymentalnych dotyczące właściwości dyssypacyjnych sterowanego tłumika piezoelektrycznego (PZ). Badania te przeprowadzono na zbudowanym w trakcie prowadzenia prac oryginalnej konstrukcji tłumika PZ. Tłumik hydrauliczny został zbudowany w postaci cylindra dwustronnego działania z tłoczyskiem jednostronnym, gdzie zastosowano zawór ze sterowaniem stosem piezoelektrycznym. Rozwiązania takie miało zapewnić zmianę sił tłumienia na zaworze a przez to kontrolę przepływu oleju hydraulicznego pomiędzy komorami cylindra hydraulicznego. W zaworze piezoelektrycznym został zamontowany stos piezoelektryczny PPA-80L firmy Cedrat.

Do przeprowadzenia badań numerycznych został przyjęty matematyczny model tłumika PZ w postaci struktury reologicznej. Identyfikacja parametrów modelu została przeprowadzona przy użyciu algorytmów genetycznych. Badania optymalizacyjne iden-

tyfikacji parametrów zostały wykonane w procedurze w programie MATLAB/Simulink oraz opracowany numeryczny model tłumika piezoelektrycznego.

## 2. Badania sterowanego tłumika PZ

Schemat budowy tłumika piezoelektrycznego przedstawiono na rysunku 1a. W cylindrze hydraulicznym (4) znajduje się olej hydrauliczny, który jest przetłaczany pomiędzy komorami cylindra przez poruszający się tłok (3). Ponieważ komory cylindra hydraulicznego są od siebie szczelnie oddzielone (uszczelnienie na tłoku), ciecz przepływa przez przewód (2), a następnie przez szczelinę w zaworze piezoelektrycznym (1). W wyniku tarcia cieczy podczas przepływu przez sterowaną szczelinę zaworu PZ (zmiana wielkości przekroju), rozpraszana jest energia. Tłumienie całego układu mechanicznego zależy przede wszystkim od sił tarcia w sterowanej szczelinie zaworu piezoelektrycznego. W związku z tym, poprzez zmianę wielkości szczeliny w zaworze sterowanym piezoelektrykiem, możliwa jest regulacja siły tarcia w tłumiku PZ.



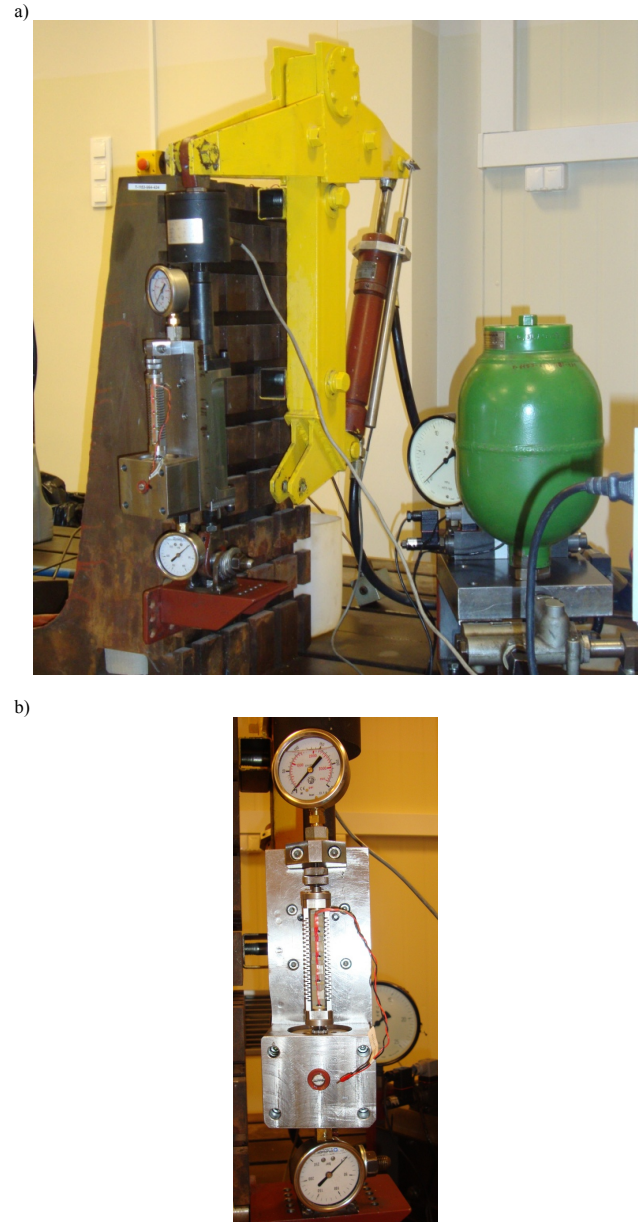
Rys. 1. Schemat tłumika piezoelektrycznego oraz zaworu piezoelektrycznego  
Fig. 1. Schematic diagram of a piezoelectric damper and a piezoelectric valve

Na rysunku 1b przedstawiono schematycznie budowę zaworu piezoelektrycznego zastosowanego w tłumiku PZ. 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 przekroju szczeliny przepływu cieczy hydraulicznej i powoduje zmianę siły tłumienia. Strzałki (8) i (9) pokazują kierunek przepływu cieczy przy ruchu tłoka w jednym kierunku.

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 PZ umożliwiają zastosowanie go w układach ograniczania tłumienia drgań, w których ze względu na charakter szybkozmiennych 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.

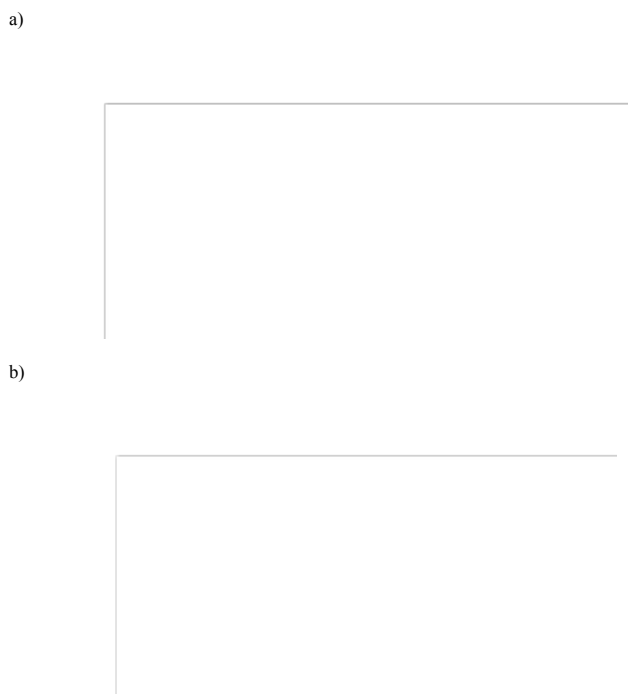
Badania eksperymentalne właściwości tłumika piezoelektrycznego przeprowadzono na stanowisku badawczym przy przyłożonym wymuszeniu kinematycznym, które zrealizowano za pomocą

układu hydraulicznego. Widok ogólny stanowiska wykorzystywanego do badań właściwości tłumika piezoelektrycznego przedstawiono na rysunku 2. Stanowisko zostało wyposażone w czujniki przemieszczeń oraz czujnik siły, które są niezbędne do opracowania dysypacyjnych charakterystyk tłumika PZ.



Rys. 2. Stanowisko do badań właściwości tłumików: a) widok stanowiska, b) tłumik PZ  
Fig. 2. Test-bed for examining the properties of dampers: a) view of the test-bed, b) a PZ damper

Wyniki badań eksperymentalnych tłumika PZD przedstawiono na rysunku 3. 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. Wzrost wartości sił wynika ze wzrostów oporów przepływu cieczy przez szczelinę w zaworze piezoelektrycznym. Ze wzrostem oporów przepływu związany jest wzrost ciśnienia w komorze tłocznej tłumika. W wyniku tego obserwowany jest wzrost siły realizowanej przez tłumik.

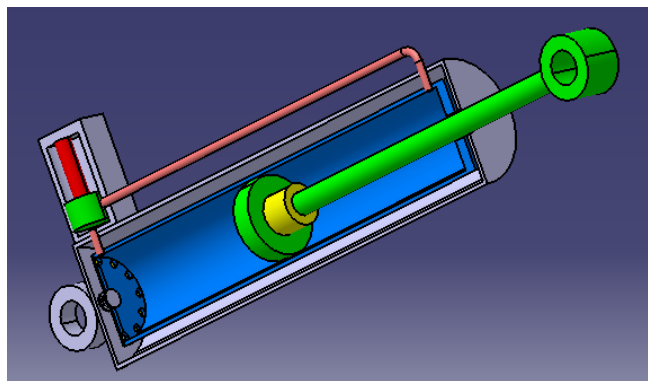


Rys. 3. Wyniki badań eksperymentalnych tłumika PZ bez zasilania oraz z zasilaniem napięciem 6 i 9 V przy wymuszeniu z częstotliwością 1 Hz i amplitudzie 0,022 m, a) siła-przemieszczenie, b) siła- prędkość

Fig. 3. Results of experimental investigations of a PZ damper not supplied and supplied by a 6V and 9 V voltage for an input of 1 Hz frequency and 0.022 m amplitude, a) force-displacement, b) force- velocity

Na podstawie otrzymanych charakterystyk dyssypacyjnych i doświadczeń zdobytych podczas projektowania tłumika, opracowano konstrukcję tłumika z zaworem piezoelektrycznym do pojazdu Ford Transit, który schematycznie został przedstawiony na rysunku 4.

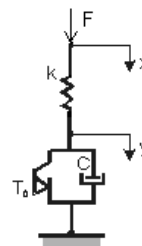
Zmiana konstrukcji oryginalnego amortyzatora samochodowego polega na zmianie charakterystyki oryginalnych zaworów oraz dobudowanie obejścia (tzw. by-passu) z zamontowanym zaworem piezoelektrycznym. W przypadku pracy z minimalną siłą tłumienia, płyn hydrauliczny będzie przepływał częściowo przez zmienne zawory oryginalnego tłumika, a częściowo przez obejście. Zmiana sił tłumienia w piezoelektrycznym tłumiku samochodowym będzie realizowana przez zmianę wielkości szczeliny w zaworze piezoelektrycznym, która jest wymuszona poprzez regulację napięcia prądu w stosie piezoelektrycznym.



Rys. 4. Model samochodowego tłumika piezoelektrycznego  
Fig. 4. Model of the motor vehicle's piezoelectric damper

### 3. Identyfikacja parametrów tłumika piezoelektrycznego

Model tłumika PZ opisany został w postaci struktury Bingham, którą zaprezentowano na rysunku 5. Prezentowany model wykorzystano do komputerowej symulacji badań eksperymentalnych przeprowadzonych na stanowisku doświadczalnym.



Rys. 5. Schemat struktury reologicznej tłumika PZ  
Fig. 5. Diagram of the PZ damper rheological structure

Opis matematyczny modelu 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.

Podstawą identyfikacji modelu były rezultaty pomiarów doświadczalnych. Do symulacji działania tłumika piezoelektrycznego wykorzystano opracowany model tłumika w programie Simulink. Wartości wstępne parametrów modelu tłumika ( $T_0, k$  i  $C$ ) zostały wyznaczone metodą przedstawioną w pracy [5]. Do porównań przyjęto przebieg sił w założonym odcinku czasowym uzyskanym podczas badań eksperymentalnych oraz badań numerycznych. Na potrzeby identyfikacji parametrów matematycznego modelu tłumika piezoelektrycznego wprowadzono wskaźnik jakości identyfikacji przedstawiony zależnością:

$$W = \frac{\sum (x_{pi} - x_{si})^2}{\sum x_{pi}^2} \quad (4)$$

gdzie:

$W$  - funkcja opisująca różnicę sił,  
 $x_{pi}$  - wynik badań eksperymentalnych  $i$ -tej próbki,  
 $x_{si}$  - wynik badań symulacyjnych  $i$ -tej próbki.

Identyfikacji modelu dokonano z wykorzystaniem algorytmów genetycznych. Zastosowano w tym celu procedurę Optintool wykonywaną w środowisku Matlab [7]. Procedurę doboru wielkości populacji i działania samego algorytmu genetycznego opisano w pracy [6]. Ze względu na to, że w algorytmach genetycznych duży wpływ na uzyskany wynik ma rozmiar populacji, do badań przyjęto rozmiar populacji 100 osobników. Na początku przeprowadzono badania dla dużego zakresu przeszukiwań, a następnie zawężono zakres celem zwiększenia efektywności obliczeń przy uwzględnieniu czasu kolejnych prób.

Wyniki badań symulacyjnych oraz doświadczalnych dla różnych napięć sterowania wykazały konieczność uzależnienia wartości parametrów tłumika PZD od wartości stosowanego napięcia.

Na podstawie przeprowadzonych badań sformułowano zatem następujące zależności:

$$T_o(U) = T_{oo} + \alpha U \quad (5)$$

$$k(U) = k_o + \chi U \quad (6)$$

$$C(U) = C_o + \gamma U \quad (7)$$

gdzie:

$C_o, k_o, T_{oo}$  - parametry modelu bez zasilania,  
 $\alpha, \chi, \gamma$  - współczynniki przeliczeniowe napięcia,  
 $U$  - napięcie zasilania układu.

Wartości uzyskanych parametrów i współczynników przeliczeniowych przedstawiono w tabeli 1.

Tab. 1. Wartości parametrów modelu tłumika PZ i współczynników przeliczeniowych napięcia

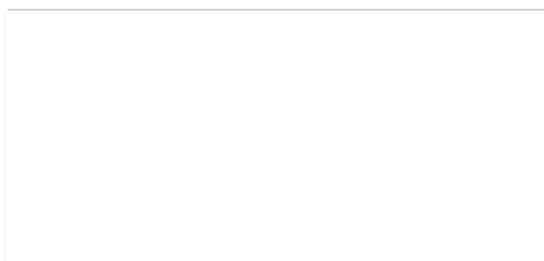
Tab. 1. Values of the PZ damper model parameters and voltage conversion factors

Parametr	$T_{oo}$ [N]	$C_o$ [Ns/m]	$k_o$ [N/m]	$\alpha$ [N/V]	$\gamma$ [N/mV]	$\chi$ [Ns/mV]
Wartość	4 74	8,937E3	2,5 97E5	24 8	313	4,62 E4

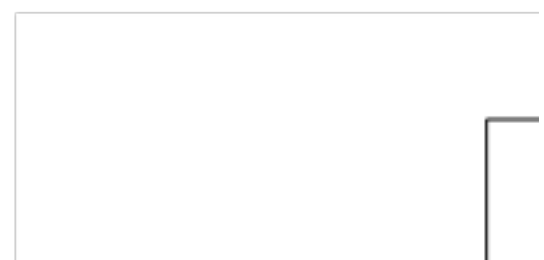
Podczas badań numerycznych tłumika PZ przyjęto przebieg wymuszeń kinematycznych zarejestrowany podczas badań doświadczalnych. Identyfikacja parametrów prowadzona była dla jednakowych warunków wymuszenia w badaniach doświadczalnych i numerycznych, w ten sposób zminimalizowano wpływ zmian funkcji wymuszenia na porównywany przebieg sił.

Postacie dyssypacyjnych charakterystyk wyznaczono za pomocą zidentyfikowanego modelu tłumika przedstawiono na rysunku 6. Na rysunku tym zamieszczone zostały przebiegi odpowiadające napięciom sterowania 0V, 6V, 9V. Wyniki badań przedstawiono odpowiednio w płaszczyźnie siła-przemieszczenie oraz w płaszczyźnie siła-prędkość.

a)



b)



Rys. 6. Wyniki badań symulacyjnych odpowiadających pomiarom tłumika PZ bez zasilania oraz z zasilaniem napięciem 6 i 9 V przy wymuszeniu

z częstotścią 1 Hz i amplitudzie 0,022 m: a) pętla histerezy, b) charakterystyka tłumika

Fig. 6. Simulation results corresponding to measurements of the PZ damper not supplied and supplied with a voltage of 6V and 9 V for the input of 1 Hz frequency and 0.022 m amplitude: a) hysteresis loop, b) damper characteristics

#### 4. Podsumowanie

Przeprowadzone prace badawcze służyły do zbadania właściwości tłumika piezoelektrycznego. Podczas badań eksperymentalnych wykazano, że charakterystyka tłumika może być kształtowana poprzez zmianę wartości napięcia prądu zasilającego piezoelektryk.

Własność taka umożliwia zastosowanie sterowanego tłumika piezoelektrycznego w sterowanych układach rozpraszających energię. Opracowana koncepcja sterowanego tłumika PZ może być aplikowana w urządzeniach technicznych związanych z ochroną przed wstrząsami, wibroizolacją, monitorowania konstrukcji oraz redukcją drgań układu mechanicznego przed wymuszeniami zewnętrznymi. Rozwiązanie takie może być wykorzystane jako narzędzie diagnostyczne do monitorowania stanu konstrukcji.

Przyjęto matematyczny model tłumika PZ w postaci struktury reologicznej i wyznaczono parametry modelu tłumika PZ, którego odkształcenie było wymuszone kinematycznie. Na podstawie parametrów modelu tłumika przeprowadzono badania numeryczne tłumika PZ, które odpowiadały napięciom prądu zasilania stosu piezoelektryka uzyskanego podczas badań eksperymentalnych. W czasie badań dobrano parametry modelu. Uzyskane rezultaty badania porównawczych numerycznych i eksperymentalnych wskazują na to, że opracowany model numeryczny odzwierciedlający zjawiska fizyczne zachodzące w tłumiku został opracowany poprawnie i może być wykorzystywany do badań numerycznych sterowanych układów mechanicznych służących do rozpraszania energii (tłumienia drgań w konstrukcji).

Wyniki badań zaprezentowanej koncepcji budowy badawczego tłumika PZ wskazują na możliwość zastosowania opracowanych tłumików jako samochodowych tłumików drgań np. do pojazdu Ford Transit, który jest na wyposażeniu Instytutu Pojazdów Politechniki Warszawskiej.

Badania zostały przeprowadzone w Instytucie Pojazdów Politechniki Warszawskiej, które zostały sfinansowane w ramach projektów Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego o numerach N N509 403036 i N N 502 1492 39.

#### 5. Literatura

- [1] Liu Y., Zhang J.: Nonlinear dynamic responses of twin-tube hydraulic shock absorber, *Mechanics Research Communications* 29 (2002), str. 359-365.
- [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., Knap L., Grzesikiewicz W.: Identyfikacja parametrów sterowanego tłumika piezoelektrycznego. *Logistyka* 6/2011, s. 2419-2428, ISSN 1231-5478.
- [6] Rutczyńska-Wdowiak K., Makowski M.: Analiza wpływu wybranych parametrów algorytmu genetycznego w problemie identyfikacji modelu tłumika. *IX Konferencja Naukowo-Techniczna, Logistyka, Systemy Transportowe, Bezpieczeństwo w Transporcie*. Szczyrk 2012.
- [7] Simulink - Simulation and Model-Based Design. [http:// www.mathworks.com](http://www.mathworks.com)

---

*otrzymano / received: 10.07.2012*

*przyjęto do druku / accepted: 03.09.2012*

*artykuł recenzowany / revised paper*