



Lech KNAP, Tomek MYDŁOWSKI, Michał MAKOWSKI, Wiesław GRZESIKIEWICZ

BADANIA ORAZ MODELOWANIE WŁAŚCIWOŚCI STEROWANEGO TŁUMIKA PIEZOELEKTRYCZNEGO

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych tłumika piezoelektrycznego. Na podstawie badań eksperymentalnych 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 głównie od wielkości szczeliny w zaworze hydraulicznym, której wielkość zmieniana jest za pomocą sterowania stosem piezoelektrycznym. W ten sposób sterując zaworem można zmieniać charakterystykę tłumika poprzez zmiany oporów przepływu między komorami tłumika hydraulicznego. Badania zostały przeprowadzone w celu opracowania konstrukcji samochodowego tłumika piezoelektrycznego, który zostanie zastosowany w zawieszaniu do redukcji drgań pojazdu.

WSTĘP

Podjęta w pracy problematyka jest związana z badaniami metod 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 [3]. Nowoczesne układy rozpraszania energii wymuszają stosowanie urządzeń o zmiennych charakterystykach np. sterowanych tłumików magnetoreologicznych, elektoreologicznych, lub piezoelektrycznych. Rozwiązania techniczne takich tłumików opisano szerzej w pracy [4] i [5]. Sterowane tłumiki bazują przeważnie na wykorzystaniu materiałów inteligentnych, do których można właśnie zaliczyć materiały piezoelektryczne wykorzystywane w analizowanym w pracy tłumiku.

Autorzy w pracy przedstawili wyniki badań eksperymentalnych dotyczące właściwości dyssypacyjnych sterowanego tłumika piezoelektrycznego (PZD). Badania te przeprowadzono na zbudowanej, w trakcie prowadzonych prac, oryginalnej konstrukcji tłumika PZD. Tłumik hydrauliczny został zbudowany w postaci cylindra z tłoczyskiem dwustronnym. Do kontroli właściwości tłumika zastosowano zawór (PZ), którego elementem wykonawczym jest stos piezoelektryczny. Rozwiązania takie zapewnia możliwość zmiany sił tłumienia w tłumiku przez kontrolę wielkości szczeliny w zaworze, przez którą przepływa oleju hydrauliczny pomiędzy komorami cylindra hydraulicznego. W zaworze piezoelektrycznym jako element wykonawczy został wykorzystany stos piezoelektryczny PPA-80L firmy Cedrat [1].

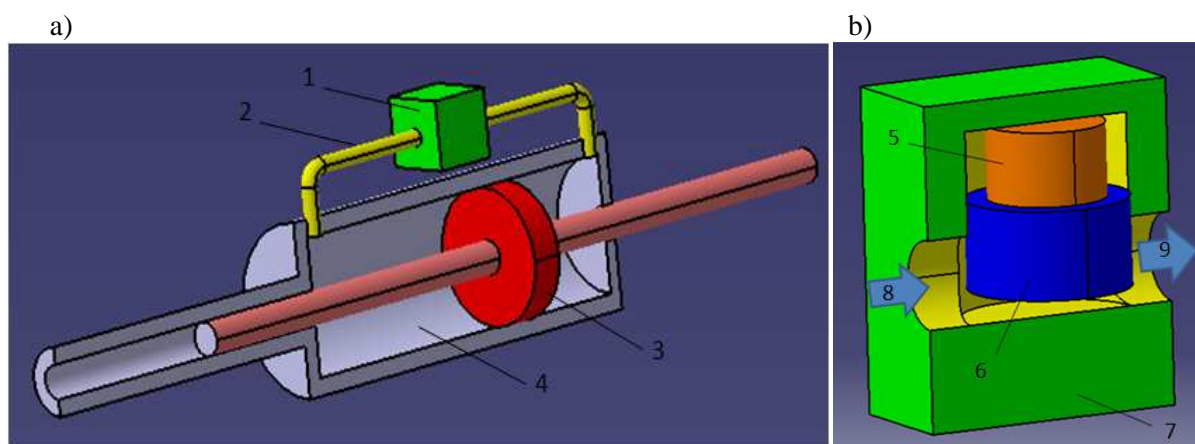
W pracy przedstawione zostały także wyniki dotyczące opracowania modelu numerycznego analizowanego sterowanego tłumika PZD. Zaproponowany został matematyczny model tłumika PZ w postaci struktury reologicznej opisującej fizyczne zjawiska zachodzące w tłumiku podczas jego pracy. Do identyfikacji parametrów modelu wykorzystano dedykowany program opracowany w pakiecie Matlab/Simulink [2], w którym zastosowano algorytmy genetyczne oraz określono odpowiednie kryterium optymalizacyjne.

1. BADANIA STEROWANEGO TŁUMIKA PZ

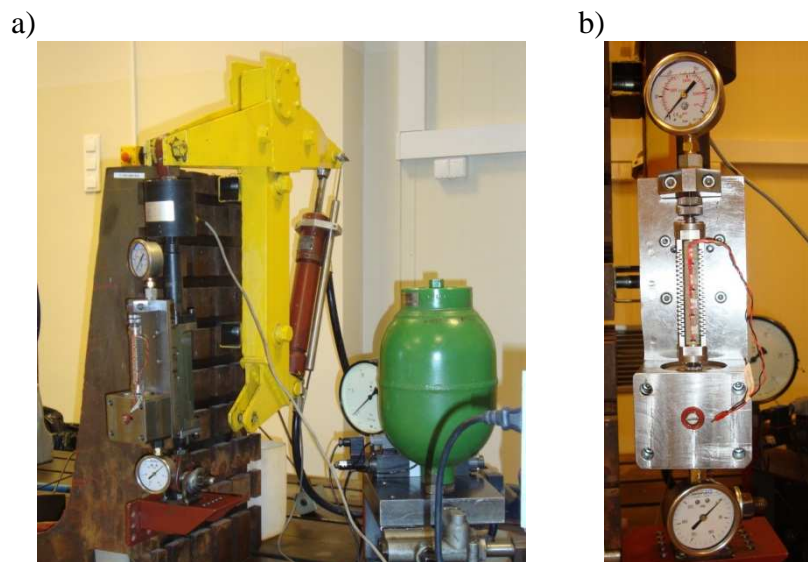
Ideowy schemat budowy sterowanego tłumika z zaworem piezoelektrycznym przedstawiono na rysunku 1a. W cylindrze hydraulicznym (4) znajduje się olej hydrauliczny, który jest przetłaczany pomiędzy komorami cylindra przez poruszający się tłok (3). Ponieważ komory cylindra hydraulicznego są od siebie szczelnie oddzielone (uszczelnienie na tłoku), ciecz przepływa przez przewód (2) a następnie przez szczelinę w zaworze piezoelektrycznym (1). Przepływowi cieczy przez szczelinę o zmiennej wielkości w zaworze PZ towarzyszy tarcie w wyniku, czego rozpraszana jest energia. Tłumienie całego układu mechanicznego sterowanego tłumika PZD zależy przede wszystkim od sił tarcia w sterowanej szczelinie zaworu piezoelektrycznego. W związku z tym, poprzez zmianę wielkości szczeliny sterowanej za pomocą stosu piezoelektrycznego możliwa jest regulacja siły tarcia w tłumiku PZD – a więc zmiana jego charakterystyki.

Na rysunku 1b przedstawiono schematycznie budowę zaworu piezoelektrycznego (PZ) zastosowanego w tłumiku PZD. Jak już wcześniej wspomniano szczelina w zaworze PZ (7) regulowana jest poprzez zmianę długości stosu piezoelektrycznego (5) sterowanego napięciem z dedykowanego układu elektronicznego. Zmiana długości stosu piezoelektrycznego powoduje zmianę położenia tłoczka (6) (maksymalnie o 0,1 mm), co wpływa bezpośrednio na zmianę przekroju szczeliny w zaworze oraz powoduje zmianę siły tłumienia. Strzałki (8) i (9) pokazują kierunek przepływu cieczy przy ruchu tłoka w jednym kierunku.

W tłumiku piezoelektrycznym PZD możliwa jest szybka zmiana wartości sił tłumienia dzięki krótkiemu czasowi odpowiedzi układu mechanicznego i elektronicznego na zmianę wartości sygnału sterowania. W czasie badań właściwości tłumika czas potrzebny na zmianę wartości siły tłumienia wynosił 8 ms przy zmianie sygnału sterowania od 0 do 100% możliwej wartości. Zwłoka wynikająca z działania układu elektronicznego odpowiedzialnego za sterowanie piezoelektrykiem wynosił ok. 1 ms. Łączny czas zwłoki wynosi więc ok. 9 ms. Dla porównania w tłumikach magnetoreologicznych łączny czas wynosił ok. 25 ms [5]. Widać więc, że badany tłumik piezoelektryczny charakteryzuje się prawie trzykrotnie mniejszą zwłoką czasową w odpowiedzi na zadany sygnał sterujący.



Rys.1. Schemat tłumika piezoelektrycznego oraz zaworu piezoelektrycznego



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

Takie cechy tłumika PZD umożliwiają i predysponują zastosowanie go w układach ograniczania tłumienia drgań, w których ze względu na charakter szybkozmiennych wymuszeń konieczna jest bardzo szybka zmiana sił tłumienia. Przykładem może być wspomniane powyżej zawieszenie pojazdu samochodowego, gdzie wymuszenia w istotny sposób zależą od profilu drogi oraz prędkości przejazdu.

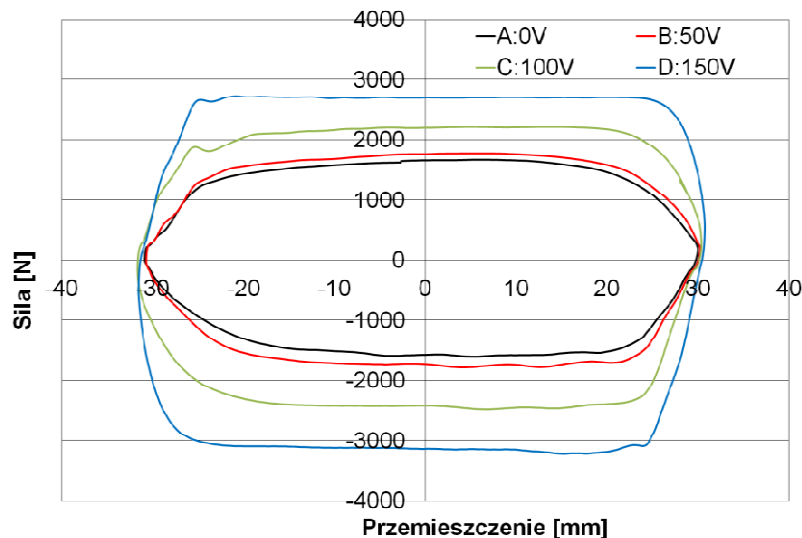
Badania eksperymentalne właściwości tłumika piezoelektrycznego przeprowadzono na stanowisku badawczym. Widok ogólny stanowiska wykorzystywanego do badań właściwości tłumika piezoelektrycznego przedstawiono na rysunku 2. Podczas badań było stosowane wymuszenie kinematyczne, które było realizowane przez siłownik hydrauliczny wraz z odpowiednim układem hydraulicznym. Stanowisko badawcze zostało wyposażone w czujniki przemieszczeń oraz czujnik siły, które są niezbędne do opracowania dyssypacyjnych charakterystyk tłumika PZD.

Przykładowe wyniki badań eksperymentalnych tłumika PZD przedstawiono na rysunku 3. Prezentowane badania przeprowadzone zostały przy wymuszeniu kinematycznym o częstotliwości 2 Hz i amplitudzie 30 mm.

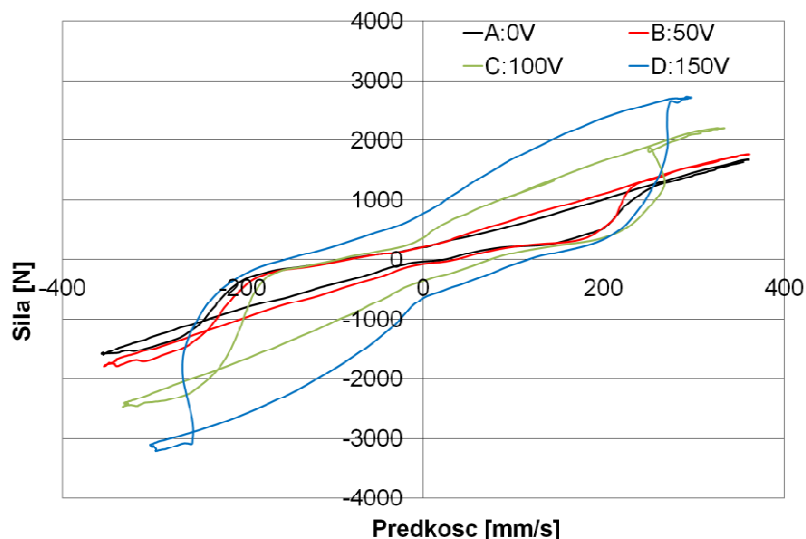
Wyniki badań przedstawione zostały na dwóch płaszczyznach: płaszczyźnie siła-przemieszczenie (tzw. pętla histerezy) i płaszczyźnie siła-prędkość (tzw. charakterystyka dyssypacyjna). Prezentowane są przebiegi, gdzie stos piezoelektryczny był bez zasilania (przypadek A; zawór maksymalnie otwarty) oraz był sterowany napięciem - odpowiednio 50V (przypadek B), 100V (przypadek C) oraz 150V (przypadek D; najmniejsza szczelina w zaworze PZ).

Na przedstawionych wykresach siła-przemieszczenie i siła-prędkość widoczna jest wyraźna zmiana wartości sił wraz ze wzrostem napięcia zasilającego stos piezoelektryczny w zaworze PZ. Jak już wcześniej wspomniano wzrost wartości sił tłumienia wynika ze wzrostów oporów przepływu cieczy przez sterowaną szczelinę w zaworze piezoelektrycznym PZ. Wzrostem oporów przepływu przez szczelinę w zaworze PZ powoduje wzrost ciśnienia w komorze tłocznej tłumika PZD. W wyniku tego obserwowany jest na wykresach wzrost siły realizowanej przez tłumik. Prezentowane wyniki wskazują na dwukrotną zmianę wartości siły tłumienia na skutek zmiany wartości sygnału sterującego stosem piezoelektrycznym. Przy mniejszych częstotliwościach (1 Hz) obserwowana jest trzykrotna zmiana wartości sił tłumienia. Stosunkowo niska wartość zmian siły tłumienia wynika głównie z przyjętej konstrukcji zaworu piezoelektrycznego i bardzo małego skoku, jaki może realizować stos piezoelektryczny (a więc zmiany wielkości szczeliny w zaworze PZ).

a)



b)

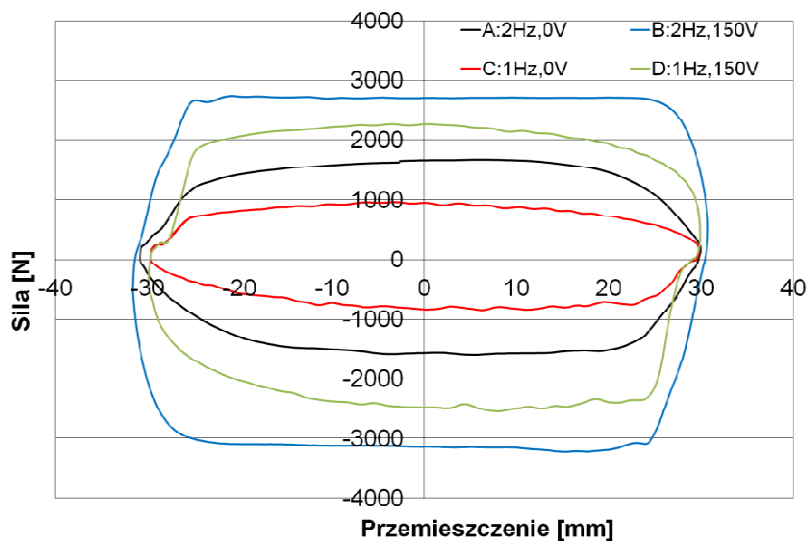


Rys. 3. Wyniki badań eksperymentalnych tłumika PZD bez zasilania oraz z zasilaniem napięciowym przy wymuszeniu z częstotliwością 2 Hz i amplitudzie 30 mm, a) siła-przemieszczenie, b) siła- prędkość

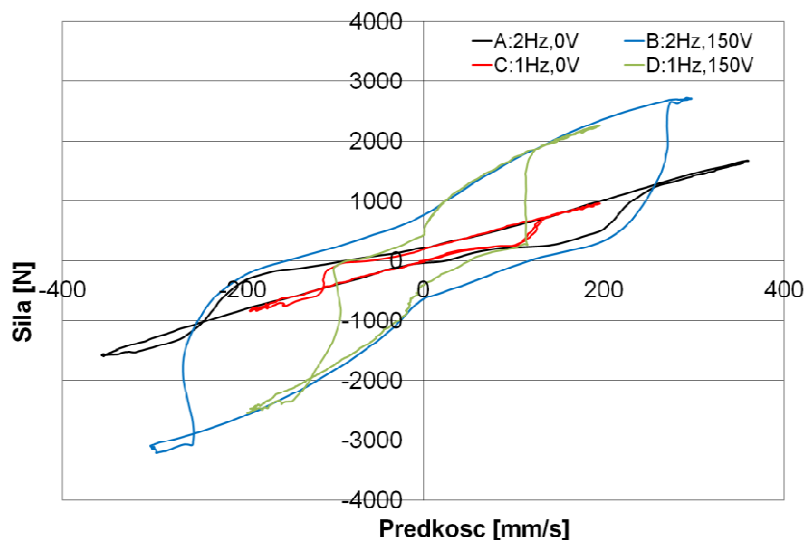
Na rysunku 4 przedstawiono natomiast porównanie charakterystyk tłumika PZD wykonanych przy różnym wymuszeniu kinematycznym tj. o częstotliwości 2Hz oraz 1Hz. W obu zamieszczonych przypadkach badania przeprowadzono przy amplitudzie wynoszącej 30mm.

Prezentowane przebiegi dotyczą przypadków, kiedy stos piezoelektryczny nie był zasilany oraz był zasilany napięciem o wartości 150V. Odnosi się to odpowiednio do największej i najmniejszej wielkości szczeliny w zaworze PZ. Przedstawione na rysunku 4 przebiegi (przypadek A i przypadek B) wyznaczono dla wymuszenia kinematycznego 2Hz odpowiednio bez zasilania stosu piezoelektrycznego (przypadek A) oraz z maksymalną wartością zasilania stosu (przypadek B). Przebiegi opisane odpowiednio przez krzywe w przypadku C i D sporządzono analogicznie lecz dla wymuszenia kinematycznego wynoszącego 1Hz. Przebiegi przedstawione w przypadku A i C oraz B i D w zakresie tych samych prędkości ruchu tłoczyska wykazują podobieństwo przebiegów oraz uzyskiwanych sił w funkcji prędkości niezależnie od częstotliwości przyjętego wymuszenia kinematycznego. Ułatwia to budowę modelu numerycznego przedstawionego w dalszej części artykułu.

a)



b)



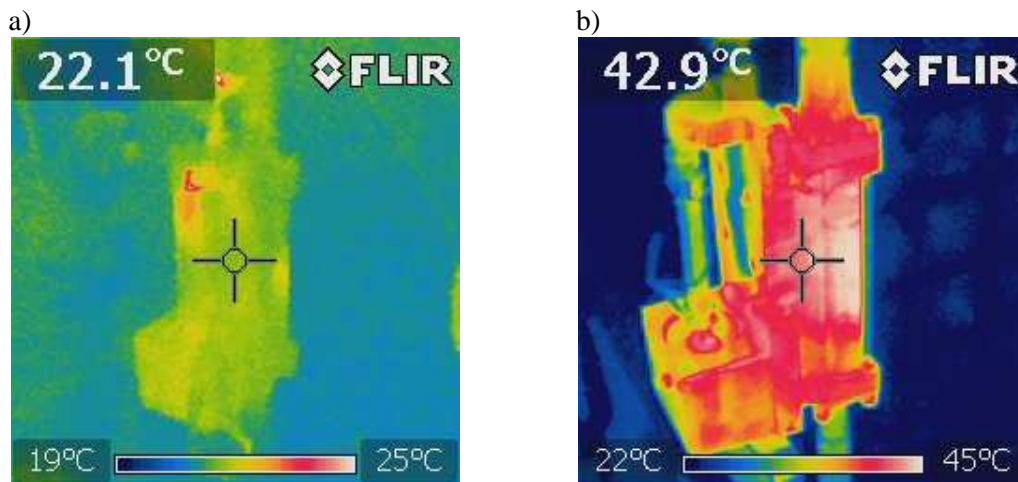
Rys. 4. Wyniki badań eksperymentalnych tłumika PZD bez zasilania oraz z maksymalnym zasilaniem stosu piezoelektrycznego przy wymuszeniu z częstotliwością 2 Hz i 1 Hz oraz amplitudzie 0,03 m, a) siła-przemieszczenie, b) siła- prędkość

Pracy tłumika PZD towarzyszy rozpraszanie energii poprzez tarcie. W tłumiku, jako ciecz roboczą wykorzystywano olej hydrauliczny HL46, którego lepkość zależy od temperatury oleju. Dlatego też część przeprowadzonych i prezentowanych w niniejszym artykule badań związana jest z oceną wpływu zmiany temperatury tłumika PZD na zmianę jego właściwości dyssypacyjnych.

Podczas przeprowadzanych badań eksperymentalnych do pomiaru zmian temperatury wykorzystano kamerę termowizyjną. Przykładowe fotografie przedstawiające rozkład i wartość temperatury w tłumiku PZD obrazuje rysunek 5. Przedstawiono na nim fotografie tłumika przed rozpoczęciem badań (temperatura otoczenia) oraz w trakcie badań, w wyniku których została osiągnięta różnica temperatury pracy tłumika PZD wynosząca ok. 20 °C.

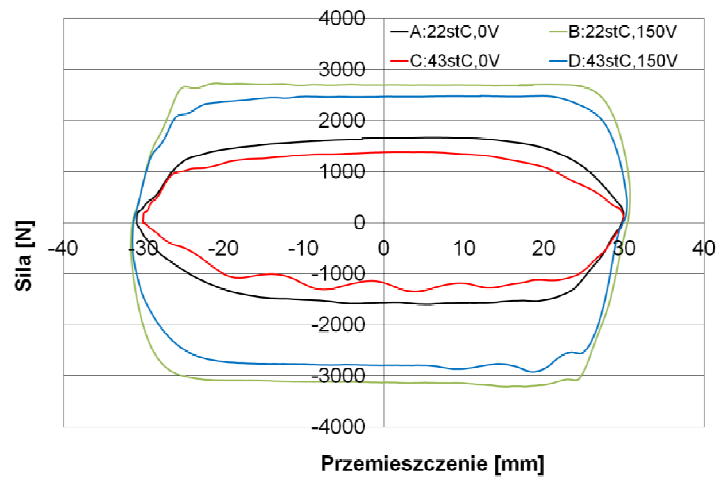
Natomiast na rysunku 6 przedstawiono porównanie zmiany charakterystyk tłumika PZD wynikających ze zmian temperatury. Badania zostały przeprowadzone przy wymuszeniu kinematycznym o częstotliwości 2Hz i amplitudzie 30mm. Na wykresie krzywe A i B pokazują charakterystykę tłumika przy temperaturze ok. 22 °C a krzywe C i D po rozgrzaniu

do temperatury ok. 43 °C. Widoczny jest wpływ temperatury na zmianę wartości siły tłumienia.

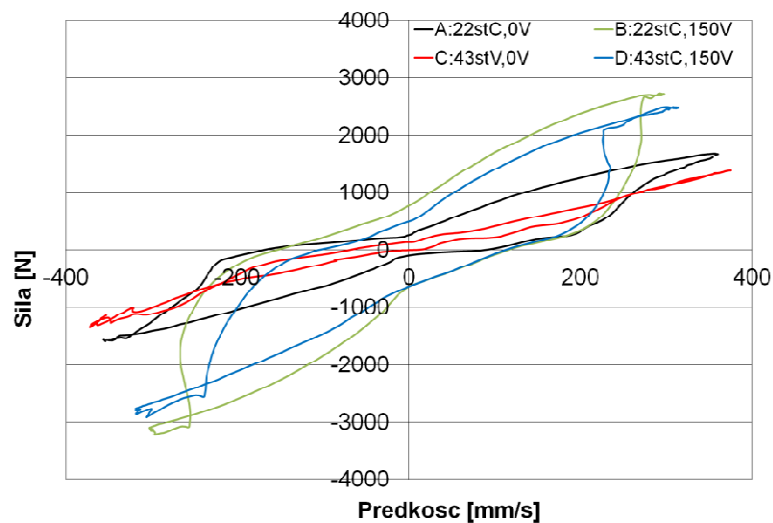


Rys. 5. Rozkład temperatur na badanym tłumiku a) $T=22\text{ }^{\circ}\text{C}$, b) $T=43\text{ }^{\circ}\text{C}$

a)



b)



Rys. 6. Wyniki badań eksperymentalnych tłumika PZD bez zasilania oraz z maksymalnym zasilaniem stosu piezoelektrycznego z częstotliwością 2 Hz oraz amplitudzie 0,03 m, dla temperatury ok. 22 °C (A i B) i temperatury ok. 43 °C (C i D): a) siła-przemieszczenie, b) siła-prędkość.

2. IDENTYFIKACJA PARAMETRÓW TŁUMIKA PZD

Jednym z celów prezentowanych prac była budowa modelu numerycznego sterowanego tłumika PZD, który będzie odwzorowywał rzeczywiste właściwości tłumika PZD a równocześnie będzie pozwalał na analizy numeryczne algorytmów sterowania.

W niniejszym artykule model tłumika PZD opisany został w postaci struktury Bingham, którą zaprezentowano na rysunku 7. Prezentowany model wykorzystano do komputerowej symulacji badań eksperymentalnych przeprowadzonych na stanowisku doświadczalnym.

Opis matematyczny modelu z rysunku 7 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 szerzej w pracy [6] bazującą na wykorzystaniu algorytmów genetycznych.

Do porównań zgodności przebiegów charakterystyk wyznaczonych doświadczalnie oraz uzyskanych podczas symulacji numerycznych przyjęto wskaźnik jakości identyfikacji parametrów modelu przedstawiony zależnością:

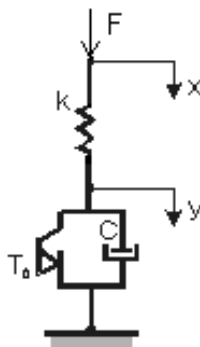
$$W = \frac{\sum (x_{pi} - x_{si})^2}{\sum x_{pi}^2} \quad (4)$$

gdzie:

W - funkcja opisująca różnicę sił,

x_{pi} - wynik badań eksperymentalnych i -tej próbki,

x_{si} - wynik badań symulacyjnych i -tej próbki.



Rys. 7. Schemat struktury reologicznej tłumika PZD

Identyfikacji modelu dokonano z wykorzystaniem algorytmów genetycznych. Zastosowano w tym celu procedurę Optimtool wykonywaną w pakiecie Matlab/Simulink. Procedurę doboru wielkości populacji i działania samego algorytmu genetycznego opisano szerzej w pracy [7]. Ze względu na to, że w algorytmach genetycznych duży wpływ na uzyskany wynik ma rozmiar populacji, do badań przyjęto rozmiar populacji minimum 100 osobników. Na początku przeprowadzono badania dla dużego zakresu przeszukiwań, a następnie zawężono zakres celem zwiększenia dokładności wyznaczenia wartości parametrów modelu tłumika PZD.

W trakcie badań porównawczych podczas symulacji numerycznych do opracowania charakterystyki tłumika PZD przyjęto przebieg wymuszeń kinematycznych zarejestrowany podczas badań doświadczalnych. Identyfikacja parametrów prowadzona była więc dla jednakowych warunków wymuszenia realizowanych w trakcie badań doświadczalnych i symulacji numerycznych. W ten sposób zminimalizowano wpływ zmian funkcji wymuszenia na porównywany przebieg sił.

Wyniki badań symulacyjnych oraz doświadczalnych dla różnych napięć sterowania stosem piezoelektrycznym wykazały pewnego rodzaju zależność wartości parametrów modelu tłumika PZD od wartości stosowanego napięcia oraz od temperatury. Zależności te będą dogłębniej prezentowane w kolejnych pracach. Wartości uzyskanych w procesie identyfikacji parametrów modelu tłumika PZD w funkcji różnych napięć zasilania stosu piezoelektrycznego oraz w funkcji temperatury tłumika zamieszczono w tabeli 1.

Postacie dyssypacyjnych charakterystyk wyznaczono za pomocą zidentyfikowanego modelu tłumika przedstawiono na rysunku 8. Na rysunku tym zamieszczone zostały przebiegi odpowiadające napięciom sterowania 0V, 50V, 100V i 150V. Wyniki badań przedstawiono odpowiednio w płaszczyźnie siła-przemieszczenie oraz w płaszczyźnie siła-prędkość.

PODSUMOWANIE

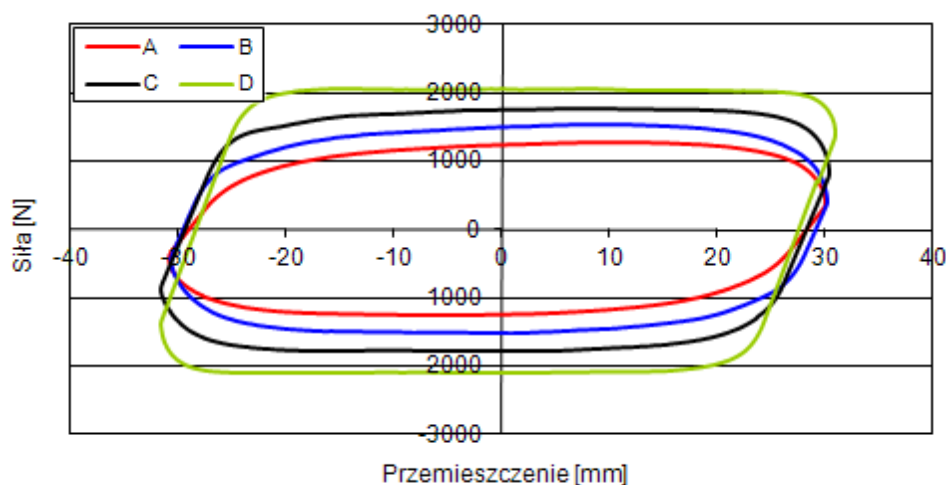
Przeprowadzone prace badawcze miały na celu zbadanie właściwości tłumika piezoelektrycznego. Podczas badań eksperymentalnych wykazano, że charakterystyka tłumika może być kształtowana poprzez zmianę wartości napięcia prądu zasilającego stos piezoelektryczny.

Prezentowany w pracy tłumik PZD może być stosowany w układach mechanicznych służących do ochrony konstrukcji przed wstrząsami, do wibroizolacją oraz redukcji drgań układu mechanicznego przed wymuszeniami zewnętrznymi. Szczególnie uzasadnione jest stosowanie tłumika PZD w układach mechanicznych służących do wibroizolacji, które wymagają bardzo szybkiej zmiany własności dyssypacyjnych wykorzystywanych tłumików. Za takim zastosowaniem przemawia bardzo mała wartości opóźnienia pomiędzy zmianą sygnału sterującego a zmianą charakterystyki tłumika.

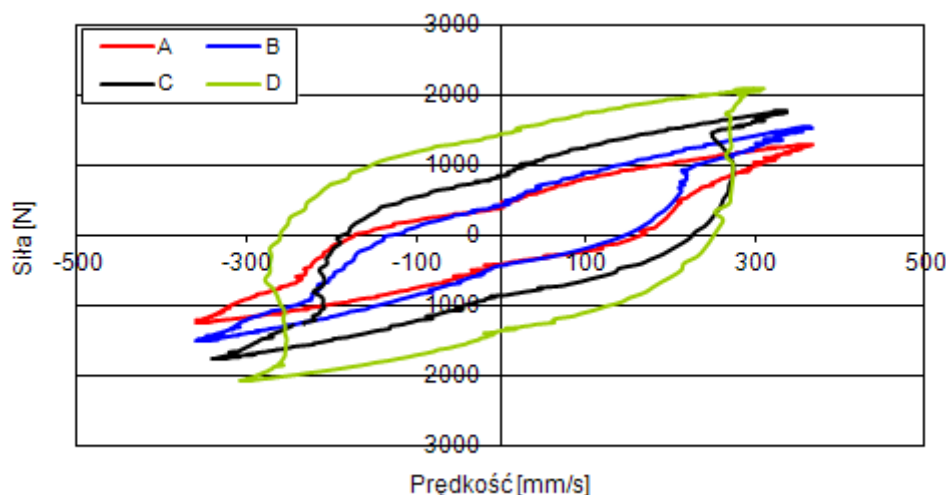
Tab. 1. Wartości parametrów modelu tłumika PZD w funkcji napięcia zasilającego stos piezoelektryczny

Parametr	T_0 [N]	C [Ns/m]	k [N/m]
Napięcie 0V, temp. 22 °C	301	2,72E3	1,991E5
Napięcie 50V, temp. 22 °C	356	3,296E3	3,583E5
Napięcie 100V, temp. 22 °C	796	3,039E3	3,751E5
Napięcie 150V, temp. 22 °C	1325	2,557E3	4,231E5
Napięcie 0V, temp. 43 °C	169	3,299E3	2,135E5
Napięcie 500V, temp. 43 °C	190,6	2,588E3	2,611E5
Napięcie 100V, temp. 43 °C	1363	2,662E3	3,463E5
Napięcie 150V, temp. 43 °C	1078	3,375E3	3,854E5

a)



b)



Rys. 8. Wyniki badań symulacyjnych odpowiadających pomiarom tłumika PZD bez zasilania (A) oraz z zasilaniem napięciem 50V (B), 100V (C) i 150V (D) przy wymuszeniu z częstotnością 2 Hz i amplitudzie 30 mm, temp. 23 °C: a) pętla histerezy, b) charakterystyka tłumika

W artykule zaproponowano matematyczny model tłumika PZD w postaci struktury reologicznej. Na podstawie badań doświadczalnych wyznaczono parametry modelu tłumika PZD. Uzyskane rezultaty wyników badań 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).

Na podstawie zdobytych doświadczeń związanych z budową i badaniami przestawionego w artykule tłumika PZD opracowano konstrukcję tłumika z zaworem piezoelektrycznym, który zabudowano na pojeździe Ford Transit. Wyniki badań będą prezentowane w kolejnych pracach autorów.

Badania prezentowane w niniejszym artykule 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.

EXAMINATION OF PROPERTIES AND NUMERICAL MODELING OF A CONTROLLABLE PIEZOELECTRIC DAMPER

Abstract

The paper presents the results of the experiments involving a piezoelectric damper. A mathematical model of a controllable piezoelectric damper has been adopted for conducting the numerical research. The model is described in the form of a rheological structure. The parameters of the damper's model have been estimated and the adopted model has been verified. The results of the simulation and the experiments are presented in the form of dissipation characteristics. The value of the damping forces depends on the 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 characteristics of the damper by changing the resistance of the flow between the chambers of the hydraulic damper. The research has been carried out in order to develop the structure of a piezoelectric damper for cars which will be applied in a vehicle's suspension in order to reduce its vibration. Controllable piezoelectric dampers can be used for reducing vibration in mechanical devices.

BIBLIOGRAFIA

1. 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.
2. <http://www.mathworks.com>. Simulink - Simulation and Model-Based Design.
3. Liu Y., Zhang J.: *Nonlinear dynamic responses of twin-tube hydraulic shock absorber*, Mechanics Research Communications 2002, nr 29.
4. Makowski M., Knap L., Grzesikiewicz W.: *Identyfikacja parametrów sterowanego tłumika piezoelektrycznego*. Logistyka 6/2011.
5. Makowski M., Knap L., Grzesikiewicz W., Pokorski J.: *Badanie możliwości ograniczenia drgań pojazdu przy użyciu sterowanych amortyzatorów magneto-reologicznych*. Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, Warszawa 2006, nr 3(62).
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.

Autorzy:

dr inż. Lech KNAP – Instytut Pojazdów, Politechnika Warszawska

mgr inż. Tomek Mydłowski – Instytut Pojazdów, Politechnika Warszawska

dr inż. Michał MAKOWSKI – Instytut Pojazdów, Politechnika Warszawska

prof. dr hab. inż. Wiesław GRZESIKIEWICZ – Instytut Pojazdów, Politechnika Warszawska