

Vibration tests on a vehicle fitted with semi-active piezo valve dampers

Badania drgań pojazdu wyposażonego w semi-aktywne tłumiki z zaworami piezoelektrycznymi



The designed and constructed semi-active piezoelectric damper was tested on a laboratory stand to det. its dissipation characteristics. Displacement and force signals were measured by a control and measurement system developed for the study. Limitation of vehicle body vibration in the semi-active system was achieved, and based on the exposure time anal., an increase in time under comfort conditions was achieved from 4 min to more than 9 h.

Keywords: controlled damper, piezoelectric valve, transport of chemicals

Przedstawiono wyniki badań dotyczących zastosowania sterowanych tłumików do zmniejszania drgań nadwozi pojazdów służących do przewozu środków chemicznych. W przypadku przewozu środków chemicznych lub spożywczych drgania mogą powodować uszkodzenie towaru, a w skrajnych przypadkach mogą doprowadzić do wycieków, a nawet eksplozji. W celu zapewnienia odpowiedniej ochrony pojazdy wyposażone są dotychczas w pasywne układy zawiesznień, ale mogą być to układy semi-aktywne lub aktywne. W semi-aktywnych układach wykorzystywane są tzw. materiały inteligentne, które pozwalają na zmianę swoich właściwości pod wpływem odpowiednio dobranego sygnału sterowania. Przedstawiono wyniki badań pojazdu ze sterowanymi tłumikami z zaworami piezoelektrycznymi kontrolowanymi napięciowo dzięki czemu możliwe jest osiągnięcie wzrostu bezpieczeństwa.

Słowa kluczowe: sterowany tłumik, zawór piezoelektryczny, transport środków chemicznych

Obecnie transport drogowy i kolejowy odpowiadają za przewóz większej części towarów zarówno w Polsce, jak i w UE. Dotyczy to także przewozu środków spożywczych, chemicznych i leków¹⁾. W przypadku przewozów materiałów niebezpiecznych ponad 60% towarów przewożonych jest transportem samochodowym²⁾. Transport środków chemicznych zawsze wiąże się z ryzykiem uszkodzenia w wyniku kolizji lub wypadku. Dlatego jest to ściśle regulowane przepisami ruchu drogowego. Dodatkowym zagrożeniem są drgania nadwozia, które mogą powodować obniżenie jakości towaru lub jego uszkodzenie. Taka sytuacja może mieć miejsce w przypadku przewozu płynnych środków spożywczych³⁾. W przypadku transportu wybuchowych środków chemicznych (np. nitrogliceryny) drgania

mogą doprowadzić do wybuchu⁴⁾. Istotne jest zapewnienie minimalizacji drgań w transporcie przez odpowiednią konstrukcję zawieszienia. Można to osiągnąć przez zastosowanie semi-aktywnego (półaktywnego) zawieszienia pojazdu, które pozwoli na zmniejszenie drgań pionowych. Pasywne układy tłumienia drgań działają w określonych zakresach częstotliwości, ale z uwagi na ich prostą konstrukcję są powszechnie stosowane w pojazdach samochodowych.

Półaktywne układy tłumienia zapewniają natomiast skuteczniejsze zmniejszanie drgań w szerszym zakresie, z uwagi na możliwość zmian właściwości tłumika drgań w czasie jazdy. Aktywne układy tłumienia drgań wymagają dostarczania dużej ilości energii i z tego powodu ich



Dr hab. inż. Michał MAKOWSKI (ORCID: 0000-0002-6428-321X) w roku 2001 ukończył studia na Wydziale Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej. W 2009 r. uzyskał stopień doktora w zakresie budowa i eksploatacja maszyn, a w 2019 r. stopień doktora habilitowanego w dziedzinie nauk technicznych. Pracuje na stanowisku profesora uczelni w Instytucie Pojazdów i Maszyn Roboczych PW. Specjalność – inżynieria mechaniczna.



Dr hab. inż. Lech KNAP (ORCID: 0000-0002-3199-0233) w roku 1993 ukończył studia na Wydziale Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej. W 2001 r. uzyskał stopień doktora w zakresie budowa i eksploatacja maszyn, a w 2018 r. stopień doktora habilitowanego w dziedzinie nauk technicznych. Pracuje na stanowisku profesora uczelni w Instytucie Pojazdów i Maszyn Roboczych PW. Specjalność – inżynieria mechaniczna.

* Adres do korespondencji:

Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych, Politechnika Warszawska, ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa, tel.: (22) 234-85-91, e-mail: michal.makowski1@pw.edu.pl

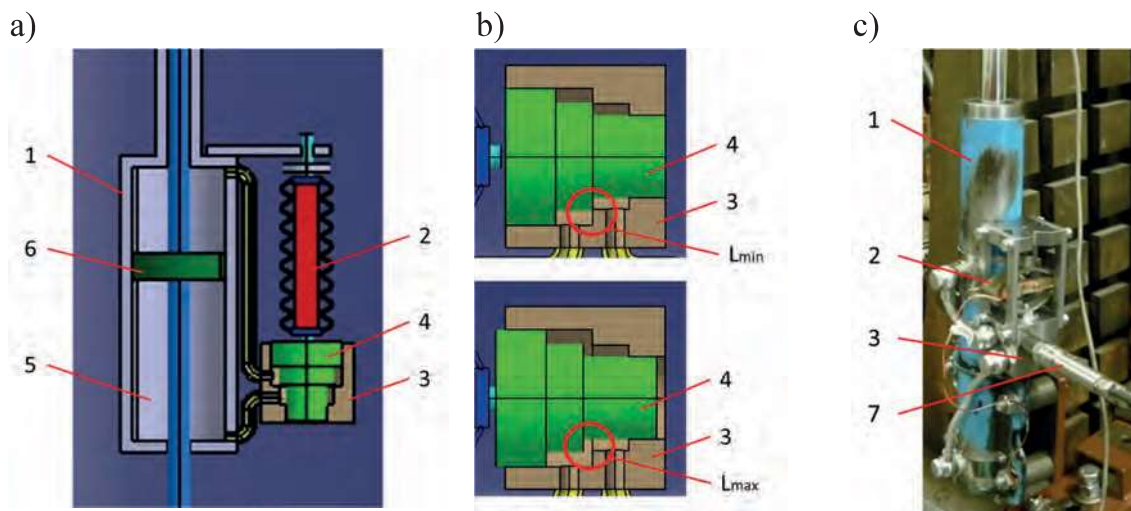


Fig. 1. The design of the damper with piezoelectric valve, a) geometric model of the damper, b) geometric model of valve, c) PZT damper of Ford Transit, 1 – housing of damper, 2 – PZ stack, 3 – valve housing, 4 – PZ piston, 5 – hydraulic fluid, 6 – piston, 7 – pressure sensor

Rys. 1. Budowa tłumika z zaworem piezoelektrycznym, a) model geometryczny tłumika, b) model zaworu, c) tłumik piezoelektryczny Ford Transit; 1 – obudowa tłumika, 2 – stos PZ, 3 – korpus zaworu, 4 – tłoczek PZ, 5 – ciecz hydrauliczna, 6 – tłok, 7 2 czujnik ciśnienia

stosowanie jest ograniczone. Półaktywne układy działają na zasadzie strategii doboru sił tłumienia, np. *sky-hook*⁵.

W pracy przedstawiono strategię zwiększenia bezpieczeństwa transportu środków niebezpiecznych poprzez poprawę właściwości zawieszenia. Możliwe jest to dzięki odpowiedniemu doborowi sił tłumienia na podstawie oryginalnego algorytmu opartego na minimalizacji modułu przyspieszeń pionowych w wybranym punkcie nadwozia⁶. Pozwala to na minimalizację amplitudy drgania np. w środku masy przewożonego towaru, co jest ważne w przypadku przewozu niebezpiecznych środków chemicznych narażonych na eksplozję. W semi-aktywnych układach do budowy tłumików wykorzystuje się tzw. materiały inteligentne. Przykładowo wdrożone w kilku zawieszeniach pojazdów tłumiki z cieczą magneto-reologiczną cechują się zmianą sił tłumienia pod wpływem zmian pola magnetycznego wywołanego przez zmianę natężenia prądu w zakresie 0–2 A^{7,8}. Dla odróżnienia w tłumiku hydraulicznym z zaworem sterowanym stosem piezoelektrycznym (PZ) siła tłumienia zmienia się w wyniku zmiany wielkości szczeliny, przez którą przepływa olej wypełniający tłumik⁹. Zastosowanie stosu piezoelektrycznego do sterowania wielkością szczeliny pozwala na stosunkowo krótki czas zmian sił w wyniku sygnału sterowania. W przypadku stosu piezoelektrycznego napięcie jest zmieniane w zakresie 0–150 V. Stos piezoelektryczny cechuje się niewielką zmianą długości, a siła jest odwrotnie proporcjonalna do jego wydłużenia (np. APA-120L skok 120 μm, maksymalna siła 1200 N)¹⁰.

Celem pracy było zweryfikowanie, czy zastosowanie hydraulicznego tłumika drgań sterowanego zaworem piezoelektrycznym

(PZ), na podstawie autorskiego algorytmu sterowania, może przyczyniać się do zwiększenia bezpieczeństwa pojazdów przewożących niebezpieczne materiały. Do weryfikacji tego celu niezbędne było doświadczalne wyznaczenie charakterystyk dyssypacyjnych tłumika, które posłużyły do badań numerycznych drgań modelu pojazdu. Na podstawie wyznaczonej różnicy ciśnienia oraz prędkości ruchu tłoka można było wyznaczyć wartość rozpraszanej mocy, a w konsekwencji ilości rozproszonej energii przez sterowany tłumik.

Część doświadczalna

Obiekt badań

Obiektem badań był semi-aktywny tłumik piezoelektryczny PZT, którego budowę przedstawiono na rys. 1. Składa się on z obudowy tłumika (1), do której przymocowano stos PZ (2) połączony z korpusem zaworu (3). Zmiana napięcia w stosie piezoelektrycznym w zakresie 0–150 V powoduje zmianę położenia tłoczka PZ (4) z pozycji L_{min} do L_{max} , co wpływa na zmianę wielkości szczeliny. Te dwa skrajne położenia wyznaczają pole przepływu cieczy przez zawór działający. Wielkość szczeliny bezpośrednio wpływa

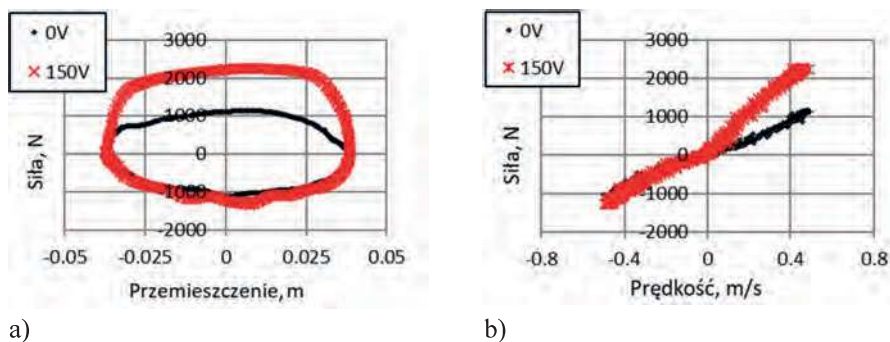


Fig. 2. The characteristics of the PZT damper, a) force-displacement, b) force-velocity

Rys. 2. Charakterystyka tłumika PZT, a) siła-przemieszczenie, b) siła-prędkość

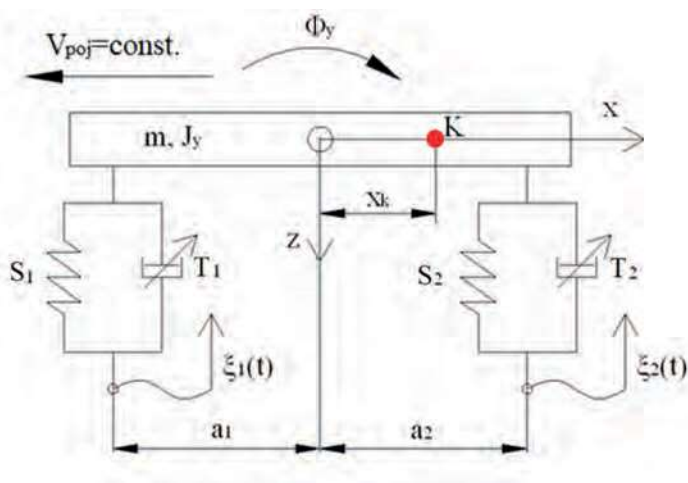


Fig. 3. The flat model of the vehicle

Rys. 3. Płaski model pojazdu

na wartość rozpraszanej energii. Tłumik PZT był wypełniony cieczą hydrauliczną (5), a ruch tłoka (6) powodował jej przepływ przez zawór. Przy zasilaniu stosu PZ uzyskuje się zmianę sił tłumienia w zakresie od T_{\min} do T_{\max} .

Na podstawie modelu geometrycznego zbudowano tłumik PZT, a do jego konstrukcji wykorzystano oryginalne elementy amortyzatora samochodu Ford Transit. Na rys. 1c widoczne są główne elementy tłumika, czyli obudowa (1), stos PZ (2), korpus zaworu PZ (3) i czujnik ciśnienia (7).

Metodyka badań

Zaprojektowany i wykonany sterowany tłumik z zaworem piezoelektrycznym poddano badaniom mającym na celu wyznaczenie jego charakterystyki dyssypacyjnej. Badania przeprowadzono na przeznaczonym do tego celu stanowisku laboratoryjnym, gdzie przemieszczenie tłoczyska tłumika było wymuszane kinematycznie przez cylinder hydrauliczny. Na stanowisku zamontowano czujnik przemieszczeń, który służył do pomiaru ugięć tłumika, a po zróżniczkowaniu sygnału pomiarowego pozwalała na wyznaczanie prędkości odkształceń. Do pomiaru sił tłumienia zastosowano czujnik siły.

Wykorzystywany do sterowania tłumikiem stos piezoelektryczny PZ był zasilany prądem stałym o napięciu w zakresie 0–150 V, co umożliwiało zmianę wielkości szczeliny w tłumiku i zmianę jego właściwości.

Sygnały pomiarowe przemieszczenia oraz siły były mierzone przez opracowany na potrzeby badań układ sterująco-pomiarowy. Na ich podstawie wyznaczono charakterystyki dyssypacyjne sterowanego tłumika na płaszczyźnie siła-przemieszczenie oraz siła-prędkość. Dodatkowo na tłumiku PZD umieszczono dwa czujniki ciśnienia, które mierzyły ciśnienie oleju panujące w przestrzeni nad i pod tłokiem podczas pracy tłumika. Podczas ruchu tłoka w górę wzrastało ciśnienie oleju nad tłokiem, co powodowało przepływ cieczy do przestrzeni pod tłokiem. Przepływowi oleju przez szczelinę kontrolowaną przez sterowany zawór PZ towarzyszyło rozpraszanie energii proporcjonalnie do

wielkości szczeliny. Na podstawie wyznaczonej różnicy ciśnienia oraz prędkości ruchu tłoka można było wyznaczyć wartość rozpraszanej mocy, a w konsekwencji ilości rozpraszanej energii przez sterowany tłumik.

Wyniki badań

Na rys. 2 przedstawiono charakterystyki tłumika PZD w płaszczyźnie siła-przemieszczenie oraz siła-prędkość. Można zauważyć, że przedstawione charakterystyki są niesymetryczne. Na charakterystyce siła-przemieszczenie przy zasilaniu stosu PZ napięciem 150 V uzyskano maksymalną wartość sił rozciągania ok. 2250 N, a przy ściskaniu 1310 N. Podobnie było w przypadku bez zasilania stosu PZ (0 V), gdzie uzyskano odpowiednio maksymalną wartość przy rozciąganiu 1140 N, a przy ściskaniu 1040 N. Taka sama zależność była widoczna na charakterystyce siła-prędkość, gdzie przy prędkości rozciągania tłumika 0,4 m/s przy zasilaniu stosu PZ wartością napięcia 150 V uzyskano siłę 2020 N, a podczas badań bez zasilania (0 V) uzyskano siłę 840 N; natomiast przy ściskaniu tłumika z prędkością 0,4 m/s przy zasilaniu stosu PZ napięciem 150 V uzyskano siłę 970 N, a bez zasilania (0 V) 790 N.

Na charakterystyce siła-prędkość w części przedstawiającej rozciąganie dobrze widoczne jest pole wyboru sił tłumienia. Pole to, znajdujące się pomiędzy liniami przy maksymalnej i minimalnej sile tłumienia, uzyskano odpowiednio przy zasilaniu stosu napięciem 150 V oraz bez zasilania (0 V). Charakterystyka służy do wyznaczenia współczynników tłumienia, które są wykorzystywane podczas dalszych badań numerycznych modelu pojazdu przewożącego niebezpieczne substancje. Wartości współczynników są wyznaczane przez nałożenie linii stycznych do przebiegu punktów uzyskanych podczas badań przy rozciąganiu tłumika przy minimalnej i maksymalnej sile tłumienia, które wynoszą odpowiednio $c_{\min} = 2145$ Ns/m oraz $c_{\max} = 5055$ Ns/m. W badanym tłumiku PZT uzyskano dwuipółkrotny wzrost współczynnika tłumienia.

Tłumiki stosowane do pojazdów samochodowych charakteryzują się małą wartością sił tłumienia przy ściskaniu tłumika oraz dużą siłą przy rozciąganiu tłumika, co jest m.in. niezbędne do zapewnienia kontaktu koła z drogą na nierównościach. Taka konstrukcja umożliwia także uzyskanie minimalnych przyspieszeń pionowych podczas przemieszczania się nadwozia w dół.

Badania numeryczne pojazdu z tłumikiem PZT

Wartości współczynników tłumienia c_{\min} i c_{\max} służą do wyznaczenia granicznych wartości sił tłumienia T_{\min} i T_{\max} . Do wyznaczania sygnałów sterowania (wartości napięcia zasilania stosu PZ) wykorzystano algorytm minimalizujący moduł przyspieszeń pionowych w wybranym punkcie nadwozia pojazdu. Sygnały sterowania w algorytmie wyznaczano na podstawie parametrów zawieszenia: ugięcia elementów sprężystych, prędkości odkształceń tłumików oraz siły w elementach sprężystych. Wówczas na podstawie tych

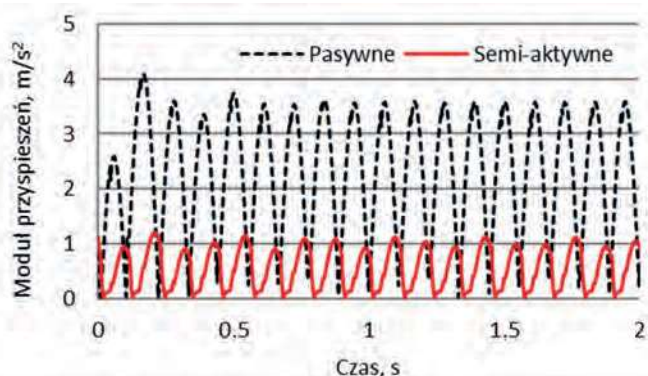


Fig. 4. The modulus of the vertical acceleration

Rys. 4. Moduł przyspieszeń pionowych

danych oraz charakterystyki tłumika PZT wyznaczana była siła tłumienia, a na tej podstawie wyznaczany był sygnał sterowania. Na rys. 3 przedstawiono płaski model pojazdu. Widoczne jest nadwozie pojazdu charakteryzujące się masą (m) i momentem bezwładności (J_y). Na nadwoziu zaznaczono punkt K, w którym będzie minimalizowany moduł przyspieszeń. Zawieszenie pojazdu przedstawiają elementy sprężyste (S_1) i (S_2) oraz sterowane tłumiki (T_1) i (T_2). Są one rozmieszczone względem środka masy nadwozia w odległości (a_1) i (a_2), a punkt K jest przemieszczony o wartość (x_K). Drgania pojazdu są wzbudzone przez nierówności drogi (ξ_1) i (ξ_2). Matematyczny model pojazdu oraz algorytm wyznaczania sygnałów został opisany w pracy⁶⁾.

Na rys. 4 przedstawiono wynik badań numerycznych, gdzie drgania zostały wymuszone podczas ruchu pojazdu z prędkością 90 km/h przez nierówności o amplitudzie 0,02 m i częstotliwości 4,5 Hz. Na rys. 4 widoczne są dwa przebiegi: pojazd z zawieszeniem semi-aktywnym, gdzie wykorzystano algorytm sterowania uwzględniający minimalizację przyspieszeń pionowych nadwozia pojazdu, oraz pojazd wyposażony w pasywne tłumiki drgań. W przypadku zastosowania semi-aktywnego zawieszenia uzyskano obniżenie amplitudy drgań pionowych nadwozia z wartości 3,6 m/s² (pasywne) do wartości 1 m/s² (semi-aktywne). Na podstawie uzyskanych przebiegów drgań przeprowadzono analizę czasu ekspozycji w warunkach komfortu zgodnie z normami^{11, 12)}. W przypadku pojazdu z zawieszeniem pasywnym czas ten wynosił 4 min, a w pojeździe z zawieszeniem semi-aktywnym powyżej 9 h.

Podsumowanie

W pracy przedstawiono badania związane z zastosowaniem sterowanych tłumików drgań do pojazdów samochodowych. Wykazano, że przez zastosowanie semi-aktywnych

tłumików w zawieszeniach pojazdów można skutecznie ograniczyć drgania nadwozia. Jest to ważne w przypadku przewozu niektórych środków chemicznych lub spożywczych.

Przedstawiona została budowa oryginalnego tłumika hydraulicznego z zaworem sterowanym piezoelektrykiem, gdzie siła tłumienia zależy od sygnału sterowania. W przypadku tłumików PZT sygnałem sterującym jest napięcie prądu elektrycznego. W proponowanej konstrukcji siła tłumienia jest związana ze zmianą wielkości szczeliny w zaworze, przez którą przepływa ciecz. Uzyskane wyniki badań eksperymentalnych tłumików PZT oraz wyniki badań numerycznych modelu pojazdu z tłumikami semi-aktywnymi potwierdzają skuteczność ograniczenia drgań nadwozia pojazdu. Zastosowanie algorytmu doboru sił tłumienia przy kryterium minimalizacji przyspieszeń pionowych pozwala na ograniczenie drgań nadwozia pojazdu w wybranym punkcie, np. w miejscu umieszczenia środków chemicznych. Uzyskano ograniczenie drgań nadwozia w układzie semi-aktywnym, a na podstawie przeprowadzonej analizy czasu ekspozycji uzyskano wydłużenie czasu w warunkach komfortu z 4 min do ponad 9 h.

Projekt finansowany z Narodowego Centrum Nauki (No. N509 4030 36) i Politechniki Warszawskiej (504/04555/1150/43.090041).

Otrzymano: 07-10-2024

Zrecenzowano: 20-11-2024

Zaakceptowano: 29-11-2024

Opublikowano: 20-12-2024

LITERATURA

- [1] M. Cichosz, K. Nowicka, A. Pluta-Zaremba, *Przem. Chem.* 2017, **96**, nr 7, DOI: 10.15199/62.2017.7.2.
- [2] G. Nowacki, G. Chmieliński, *Autobusy Bezp. Ekol.* 2017, nr 9, 104.
- [3] A. Paternoster, S. Vanlanduit, J. Springael, J. Braet, *Food Pack. Shelf Life* 2018, **15**, 134.
- [4] S. Żaliński, *O nitroglicerynie i dynamicie*, Pamiętnik Towarzystwa Nauk Ścisłych w Paryżu, t. 2, 1872.
- [5] A. Reński, *Budowa samochodów. Układy hamulcowe i kierownicze oraz zawieszenia*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2004.
- [6] M. Makowski, [w:] *Dynamical systems in theoretical perspective* (red. J. Awrejcewicz), Springer, Cham 2018.
- [7] G. Hu, L. Wu, Y. Deng, L. Yu, G. Li, *J. Magn. Magn. Mater.* 2022, **558**, 169527, <https://doi.org/10.1016/j.jmmm.2022.169527>.
- [8] I. Maciejewski, T. Krzyżyński, *J. Theor. Appl. Mech.* 2011, **49**, nr 4, 1151.
- [9] L. Knap, M. Makowski, K. Siczek, P. Kubiak, A. Mrowicki, *Sensors* 2023, **23**, 1, <https://doi.org/10.3390/s23042007>.
- [10] Piezo actuators, CEDRAT Technologies. <https://cedrat-technologies.com/categorie-produit/piezo-actuators/>, dostęp 20.09.2024 r.
- [11] ISO-2631-1:1997, *Mechanical vibration and shock*.
- [12] PN-S-04100:1991, *Drgania. Metody badań i oceny drgań mechanicznych na stanowiskach pracy w pojazdach*.