ISSN 1232-3829
tts Technika Transportu Szynowego koleje ▪ tramwaje ▪ metro 10/2013

SAWCZUK Wojciech

DRGANIA SWOBODNE OKŁADZIN CIERNYCH HAMULCA TARCZOWEGO W ASPEKCIE OCENY ICH ZUŻYCIA

Streszczenie

Niezawodność działania układu hamulcowego danego pojazdu uzależniona jest w dużej mierze od współpracy elementów hamulcowych stanowiących parę cierną np. tarcza hamulcowa-okładzina cierna [3, 4, 8]. Niestabilność pracy wynika między innymi z występowania drgań na styku elementów ciernych, co wpływa na obniżenie sprawności procesu hamowania. W praktyce oznacza to, że podczas hamowania pojazdów występujący zmienny w czasie opór tarcia może być powodem nierównomiernego przebiegu procesu hamowania. Skutki tych zmian zgodnie z pracą [11] mogą objawić się w postaci drgań samowzbudnych. Drgania generowane przez układ hamulcowych przenoszone są na pojazd, co również niekorzystnie wpływa na pogorszenie komfortu jazdy.

Celem artykułu jest przedstawienie wyników badań drgań okładzin ciernych zamocowanych do obsad hamulcowych w aspekcie oceny ich zużycia wyznaczając charakterystyki w dziedzinie częstotliwości na bezwładnościowym stanowisku hamulcowym.

1. BADANIA DRGAŃ OKŁADZIN CIERNYCH

1.1. Cel badań

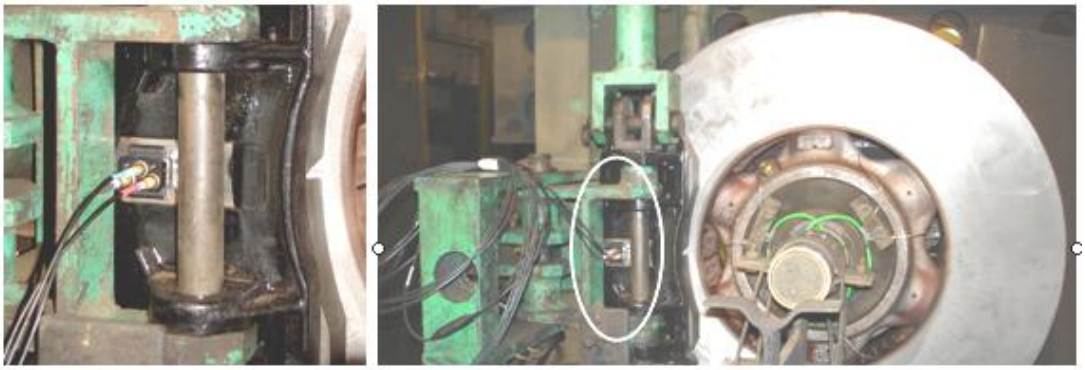
Celem badań był pomiar przyspieszeń drgań okładzin ciernych kolejowego hamulca tarczowego poprzedzających hamowanie w aspekcie oceny ich zużycia. Szacowanie zużycia okładzin ciernych zamocowanych do obsad hamulcowych dokonano analizą sygnałów drganiowych w dziedzinie częstotliwości.

1.2. Metodyka i przedmiot badań

Badania przeprowadzone zostały na bezwładnościowym stanowisku do badań hamulców pojazdów szynowych w Instytucie Pojazdów Szynowych TABOR w Poznaniu. Obiektem badań była tarcza hamulcowa typu 610x110 z wentylującymi łopatkami oraz 3 komplety okładzin typu 200 FR20H.2 firmy Fenoplast, jeden komplet nowy o grubości 35 mm i 2 komplety zużyte do grubości 25 mm i 15 mm.

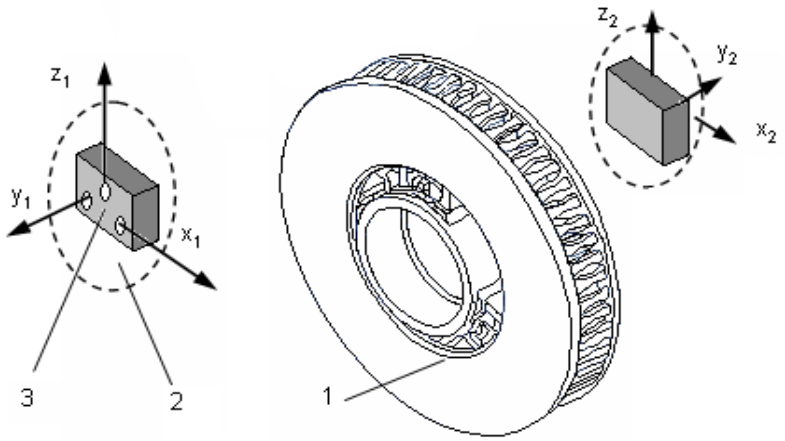
Do badań wykorzystany został program badawczy C zgodnie z [6] (jazda szybka), hamowania wykonano z prędkości 50, 80, 120, 160 i 200 km/h, symulowana masa hamująca przypadająca na jedną tarczę wyniosła 7,5 tony

Badania zostały przeprowadzone zgodnie z zasadami eksperymentu czynnego [7]. Po przeprowadzeniu serii hamowań z różnych prędkości zmieniano okładziny cierne i równocześnie obserwowano zmiany zachodzące w amplitudzie chwilowych przyspieszeń drgań. Przetworniki drgań zamocowano na obsadach okładzin od strony obudowy cylindra hamulcowego oraz od strony tłoczyska co przedstawia rysunek 1 za pośrednictwem klipsa montażowego.

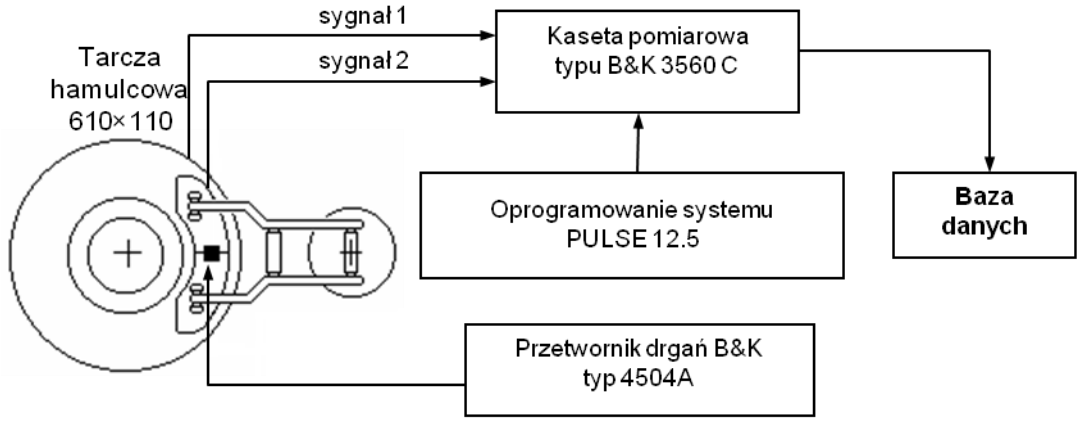


Rys. 1. Układ dźwigniowy hamulca tarczowego na stanowisku hamulcowym z zamocowanymi przetwornikami drgań do obsad hamulcowych

Podczas badań rejestrowano sygnały przyspieszeń drgań w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach. Orientacja kierunków dgrań przedstawiono na rysunku 2. Do akwizycji sygnałów drgań zastosowano zestaw pomiarowy składający się z: piezoelektrycznych przetworników przyspieszeń drgań 4504A, kasety pomiarowej typu B&K 3560 C wraz z oprogramowaniem systemu PULSE 12.5. Schemat toru pomiarowego przedstawiono na rysunku 3.



Rys.2. Orientacja kierunków drgań obsad okładzin: 1-badana tarcza hamulcowa, 2-obsada okładziny, 3- przetwornik drgań



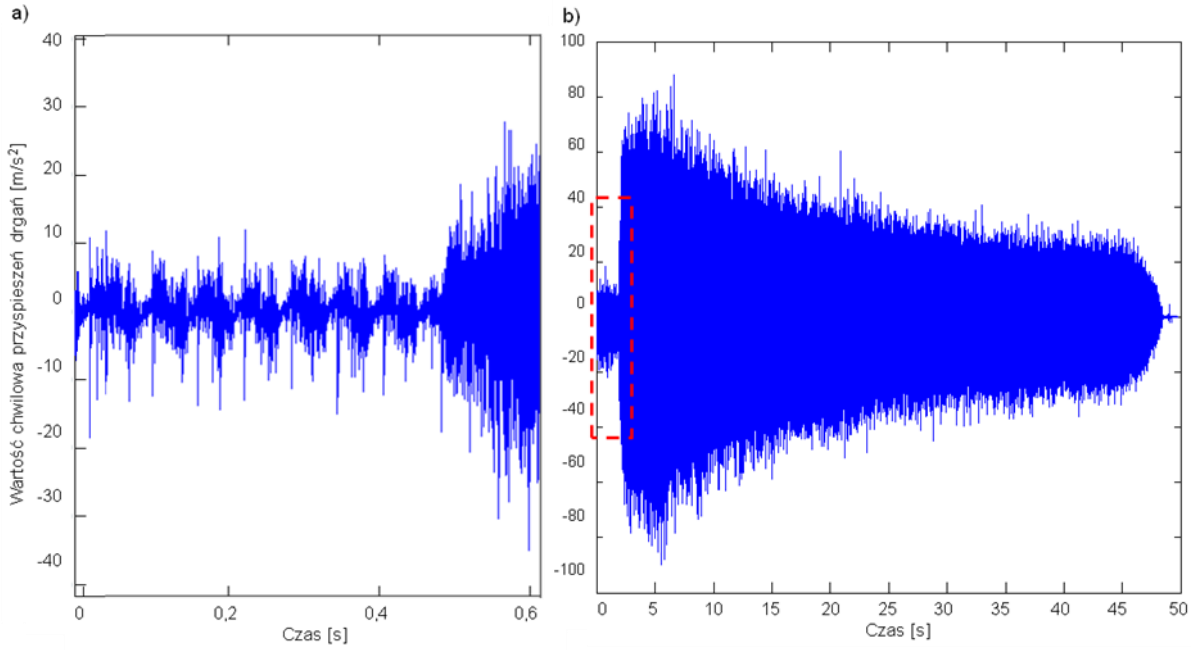
Rys.3. Schemat toru pomiaru przyspieszeń drgań okładzin ciernych hamulca tarczowego

Przetworniki drgań typu 4504 firmy Brüel&Kjær wybrano na podstawie wytycznych zawartych w pracach [1, 2]. Liniowe pasmo przenoszenia przetworników wyniosło 13 kHz. Podczas badań diagnostycznych rejestrowano sygnały w paśmie od 0,1 Hz do 6 kHz [9].

Częstotliwość próbkowania ustawiono na 32 kHz. Oznacza to, że pasmo poddane analizie zgodnie zależnością Nyquista wyniosło 16 kHz.

1.3. Analiza wyników badań

Celem analizy widmowej sygnałów drgań było wyznaczenie pasm częstotliwości związanych ze zmianą grubości okładziny. Do analizy widmowej wykorzystano fragment sygnału drganiowego poprzedzającego proces hamowania. Jest to okres w którym symulowana jest jazda ze stałą prędkością, z której rozpocznie się hamowanie zatrzymujące. Na rysunku 4 przedstawiono przebieg czasowy sygnału przyspieszeń drgań okładzin ciernych dla całego procesu hamowania (rys. 4b)) oraz dla fragmentu poprzedzającego hamowanie. Zwrócono uwagę na przyspieszenia drgań swobodnych okładzin na które nie jest wywierana żadna siła docisku do tarczy hamulcowej w czasie symulowanej jazdy ze stałą prędkością (rys. 4a)). Analiza czasowych fragmentów chwilowych wartości przyspieszeń drgań wykazała, że pomiaru przyspieszeń drgań można dokonać na obu kierunkach (pomiar od strony cylindra hamulcowego Y_1 lub pomiar od strony tłoczyska Y_2) uzyskując widoczną zmianę przyspieszeń drgań od zużycia okładzin ciernych.

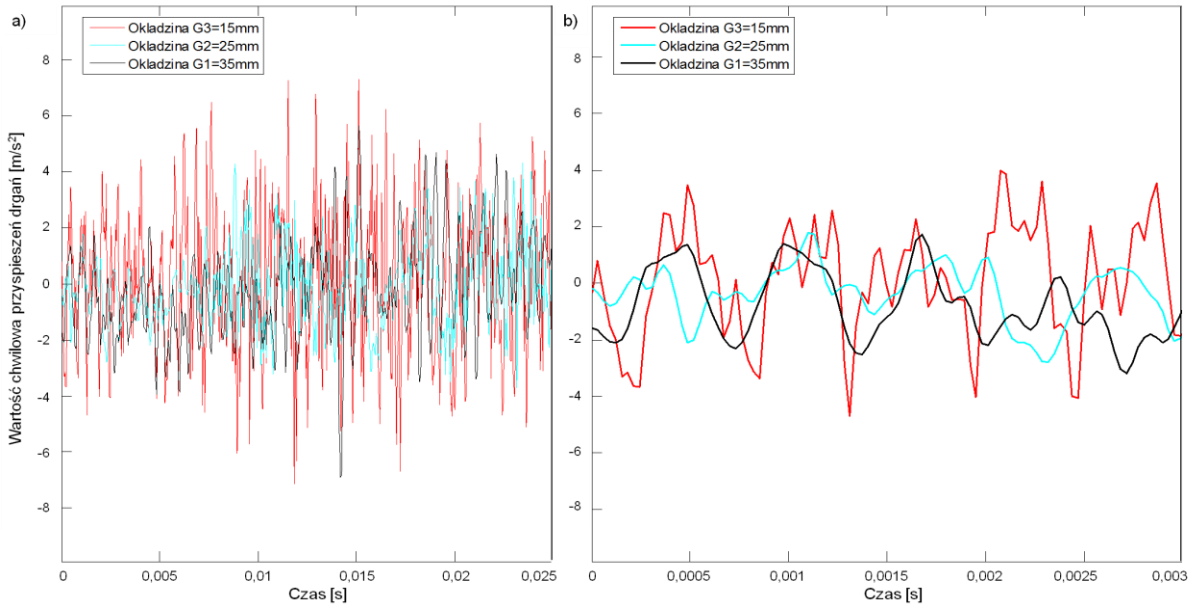


Rys. 4. Wartość chwilowych przyspieszeń drgań okładziny hamulcowej: a) przy prędkości v=160km/h przed hamowaniem, b) w czasie hamowania z prędkości v=160km/h do zatrzymania na tarcza hamulcowa typu 610×110

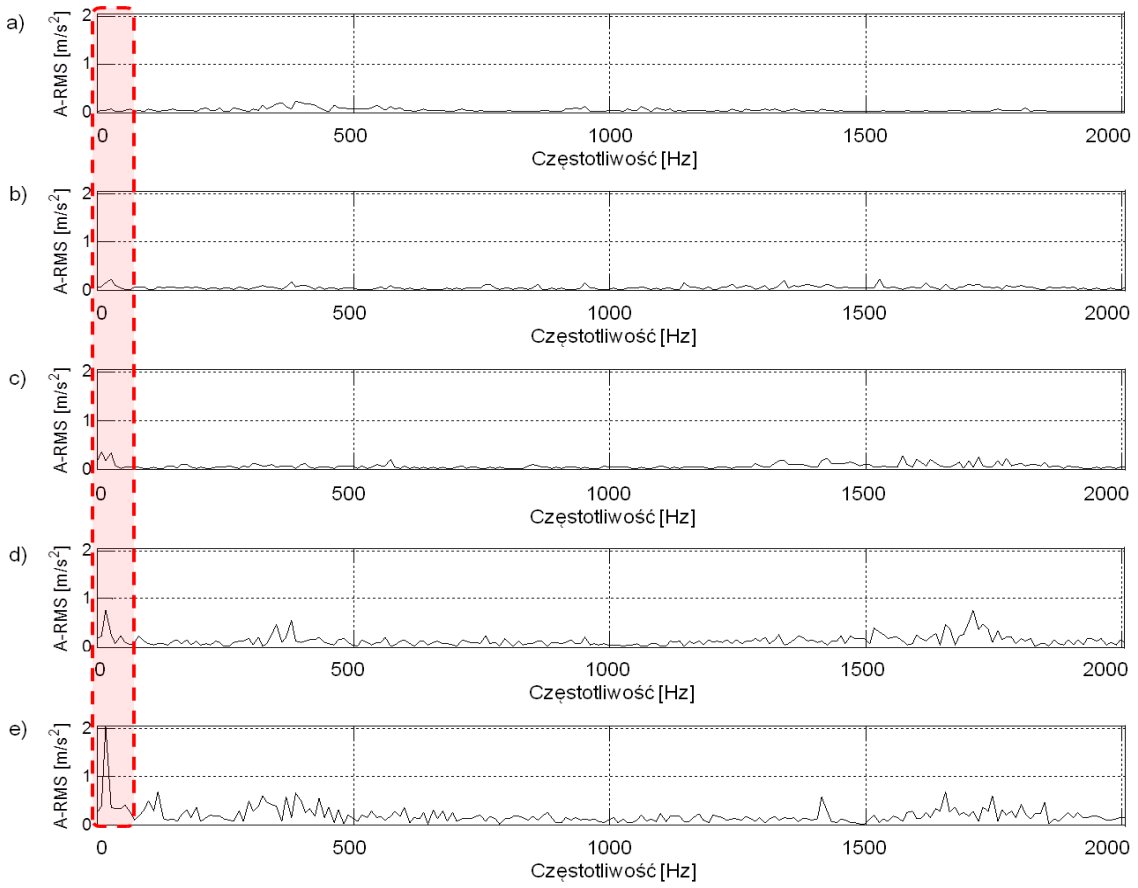
Do dalszych analiz w dziedzinie czasu i częstotliwości wybrano kierunek pomiaru Y_1 (pomiar drgań w kierunku prostopadłym do powierzchni ciernej tarczy hamulcowej). Na rysunku 5 przedstawiono przebieg czasowy przyspieszeń drgań okładzin ciernych o różnej grubości podczas jazdy z prędkością 120km/h poprzedzających hamowanie. Okładzina zużyta do grubości 15mm wykazuje największe przyspieszenia drgań w stosunku do okładziny nowej o grubości 35mm.

W pierwszym etapie analizy widmowej przyspieszeń drgań swobodnych okładzin ciernych, dokonano sprawdzenia dla wszystkich rozpatrywanych prędkości jazdy poprzedzającej hamowanie od 50 do 200km/h wspólnego zakresu częstotliwości, w którym obserwuje się zmiany w widmie amplitudowym. Na rysunku 6 przedstawiono widma drgań okładzin przy różnej symulowanej prędkości jazdy. Dla badań stanowiskowych zakres częstotliwości 5-40Hz dla którego widoczna jest zmiana wartości skutecznej przyspieszeń

drgań w zależności od prędkości obrotowej związana jest z drganiami generowanymi przez samo stanowisko hamulcowe i przenoszone na okładziny wraz z obsadą hamulcową.

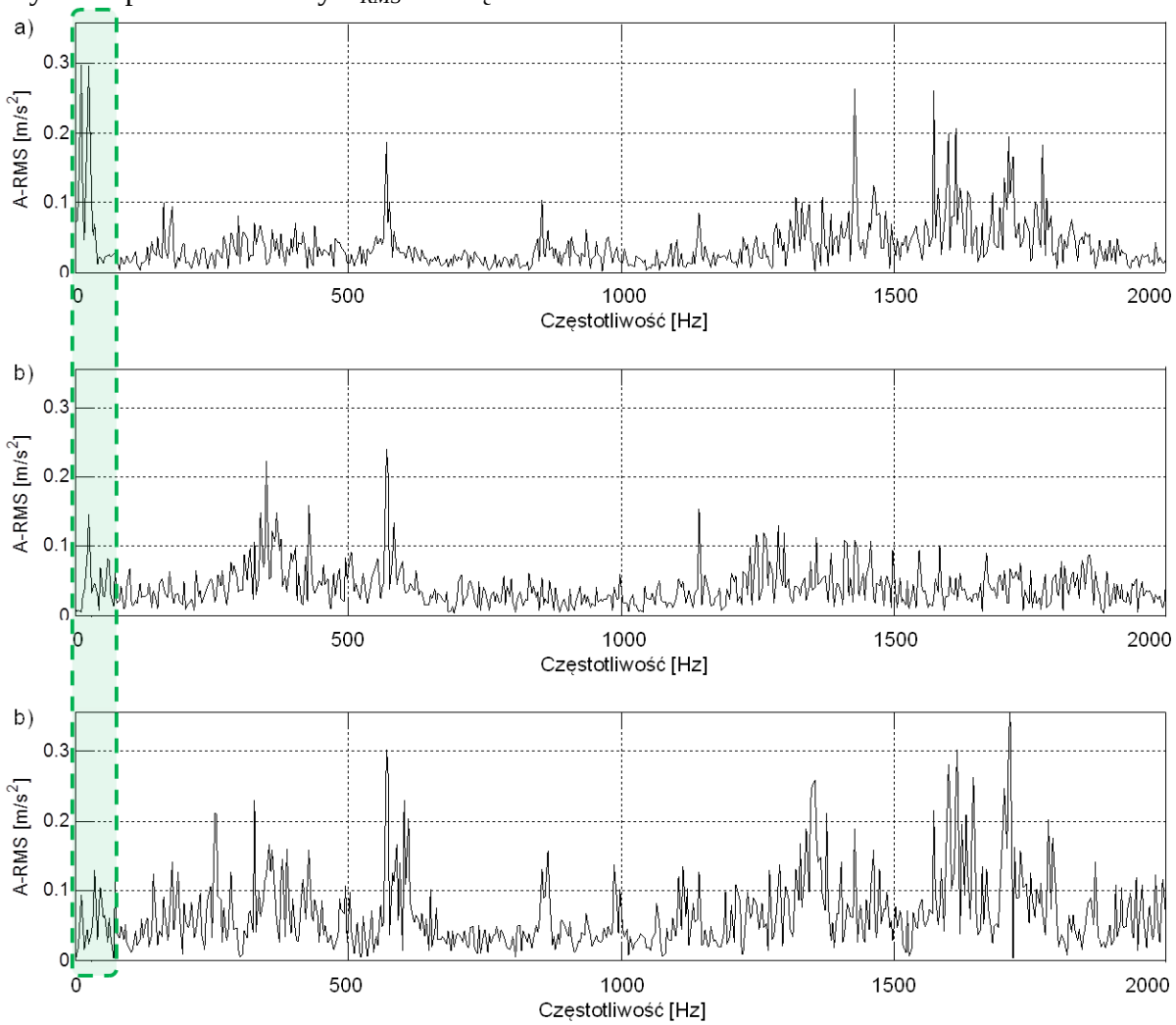


Rys.5. Wartość chwilowych przyspieszeń drgań dla trzech grubości okładzin ciernych hamulca tarczowego przy symulowanej prędkości jazdy v=120km/h: a) dla czasu 0,025s (3 obroty tarczy hamulcowej), b) dla czasu 0,003s



Rys.6. Zależność amplitudy przyspieszeń drgań okładziny o grubości 35mm od częstotliwości przy różnych symulowanych prędkościach poprzedzających hamowanie: a) prędkość jazdy v=50km/h, b) prędkość jazdy v=80km/h, c) prędkość jazdy v=120km/h, d) prędkość jazdy v=160km/h, e) prędkość jazdy v=200km/h

W drugim etapie analizy widmowej sprawdzono dla wyznaczonego zakresu częstotliwości 5-40Hz wynikającego ze zmiany symulowanej prędkości poprzedzającej hamowanie – czy możliwa jest również obserwacja zmian amplitudy przyspieszeń drgań (A_{RMS}) w zależności od grubości okładzin ciernych. Dokładna analiza sygnałów przyspieszeń drgań swobodnych okładzin ciernych dowiodła, że we wspomnianym zakresie częstotliwości również obserwuje się zmiany wartości skutecznej przyspieszeń drgań w zależności od rozpatrywanych grubości okładzin. Widma przyspieszeń drgań analizowano przy pomocy programu MATLAB 2012, gdzie od 1 do 2kHz co 1Hz wyznaczano A_{RMS} [10] dla trzech grubości okładzin ciernych, następnie sprawdzano dynamikę zmian dla wartości skutecznych przyspieszeń drgań wyznaczonych z pasm częstotliwości co 1Hz oraz wyznaczano współczynnik korelacji zakładając liniową zależność A_{RMS} od grubości badanych okładzin ciernych. Na rysunku 7 przedstawiono widma amplitudowe drgań swobodnych okładzin ciernych o różnych grubościach przy prędkości jazdy v=120km/h. Dla pozostałych prędkości jazdy również uzyskano podobne zmiany A_{RMS} od częstotliwości.



Rys.7. Zależność amplitudy przyspieszeń drgań okładzin ciernych przed hamowaniem od częstotliwości przy prędkości jazdy v=120km/h: a) dla okładziny o grubości G1=35mm, b) dla okładziny o grubości G2=25mm, c) dla okładziny o grubości G3=15mm

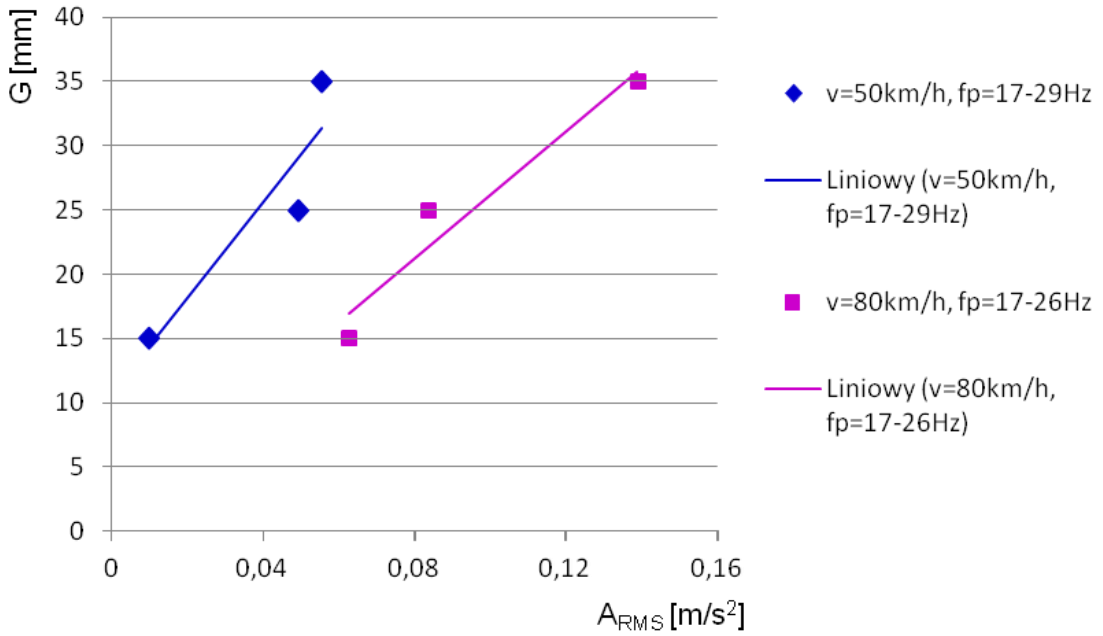
W tabeli 1 przedstawiono zakres częstotliwości, w których obserwuje się zależność wartości amplitudy przyspieszeń drgań od zużycia okładzin ciernych dla rozpatrywanych prędkości jazdy. Dodatkowo przedstawiono dynamikę zmian zgodnie z zależnością przedstawioną w [5] badanego parametru diagnostycznego dla danego pasma częstotliwości

oraz wartości współczynników korelacji dla liniowej zależności wartości amplitudy przyspieszeń drgań od badanych grubości okładzin ciernych.

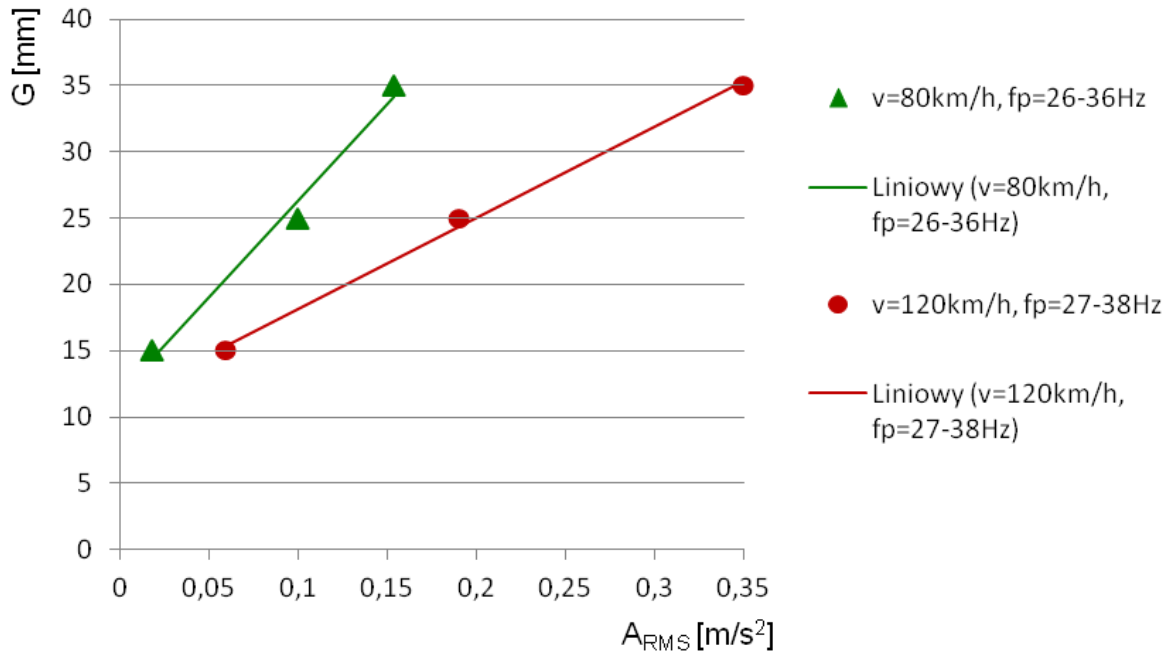
Tab. 1. Zestawienie wyników analizy widmowej sygnałów przyspieszeń drgań obsad hamulcowych z okładzinami ciernymi

Drgania swobodne okładzin z obsadą przy prędkości v=50km/h						
Częstotliwość [Hz]	RMS z pasma częstotliwości w [m/s^2]			Dynamika zmian [dB]		Wsp. Korelacji R
	Dla G1= 35 [mm]	Dla G2= 25 [mm]	Dla G3= 15 [mm]	Dla G2/G1	Dla G3/G1	
17-29	0,0554	0,0493	0,0098	-1,0087	-15,0340	0,9208
Drgania swobodne okładzin z obsadą przy prędkości v=80km/h						
17-26	0,1386	0,0836	0,0624	-4,3939	-6,9280	0,9686
26-36	0,1536	0,1003	0,0186	-3,7028	-18,3591	0,9927
Drgania swobodne okładzin z obsadą przy prędkości v=120km/h						
6-16	0,1504	0,0113	0,0008	-22,4811	-45,0028	0,8956
27-38	0,3498	0,1904	0,0592	-5,2819	-15,4271	0,9984
Drgania swobodne okładzin z obsadą przy prędkości v=160km/h						
20-25	0,9610	0,7971	0,4534	-1,6236	-6,5246	0,9797
36-42	0,2657	0,1325	0,0665	-6,0437	-12,0360	0,9816
Drgania swobodne okładzin z obsadą przy prędkości v=200km/h						
6-11	0,1146	0,0680	0,0589	-4,5382	-5,7831	0,9319
11-19	0,1572	0,1175	0,0977	-2,5237	-4,1291	0,9820

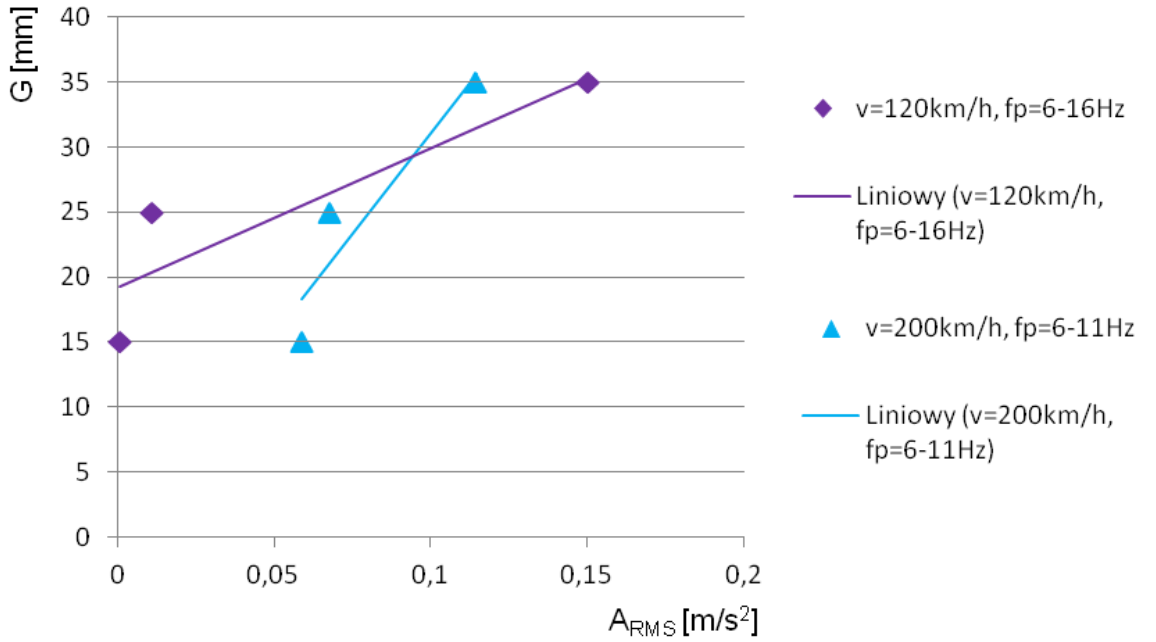
Na rysunkach 8-11 przedstawiono zależności grubości okładzin ciernych hamulca tarczowego G od wartości skutecznej przyspieszeń drgań A_{RMS} w rozpatrywanych pasmach częstotliwości przyporządkowanych do poszczególnych prędkości jazdy.



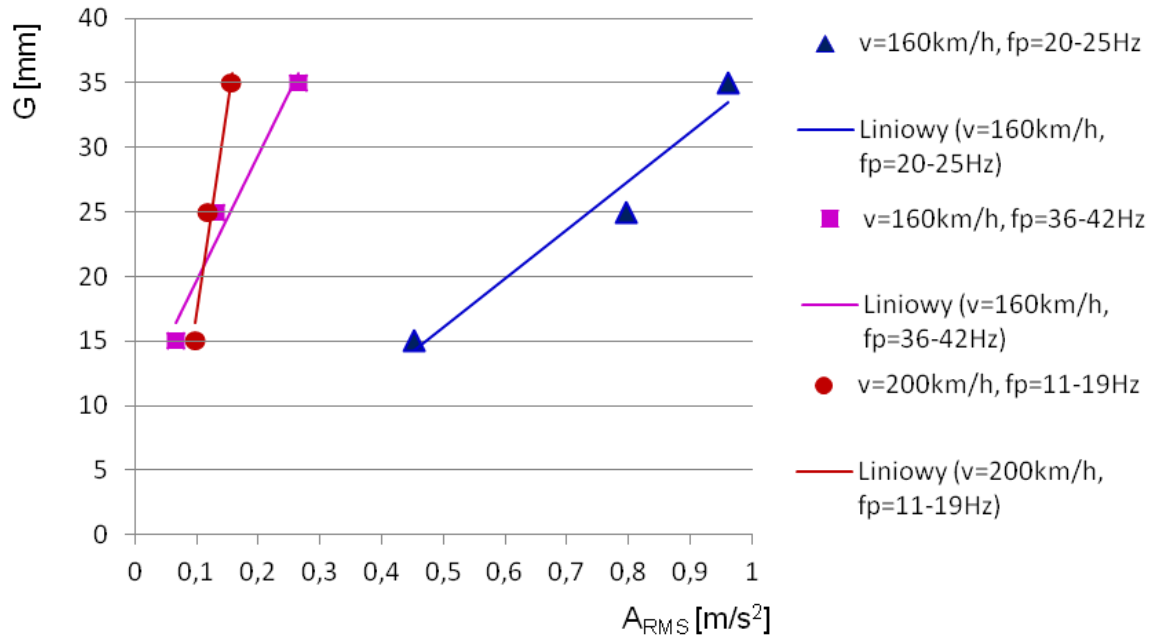
Rys. 8. Zależność grubości okładziny G od wartości skutecznej A_{RMS} wyznaczonej z pasma częstotliwości fp=17-26Hz drgań okładziny poprzedzających hamowanie z prędkości v=50 i 80km/h



Rys. 9. Zależność grubości okładziny *G* od wartości skutecznej A_{RMS} wyznaczonej z pasma częstotliwości fp=27-36Hz drgań okładziny poprzedzających hamowanie z prędkości v=80 i 120km/h



Rys. 10. Zależność grubości okładziny *G* od wartości skutecznej A_{RMS} wyznaczonej z pasma częstotliwości fp=6-16Hz drgań okładziny poprzedzających hamowanie z prędkości v=120 i 200km/h



Rys.11. Zależność grubości okładziny G od wartości skutecznej A_{RMS} wyznaczonej z różnych pasm częstotliwości z drgań okładziny poprzedzających hamowanie z prędkości v=160 i 200km/h

Ze względu na współczynnik R^2 aproksymacji zużycia okładzin ciernych względem wartości skutecznej przyspieszeń drgań, wyprowadzono zależności liniowe (1-9) dla oceny zużycia okładzin ciernych na podstawie pomiaru drgań generowanych przez obsadę zamocowanej z dźwignią do obudowy cylindra hamulcowego (kierunek Y_1).

$$G_{v=50} = 372{,}06 \cdot A_{v=50,\, f_p=17-29Hz} + 10{,}8 \quad R^2 = 0{,}8483 \tag{1}$$

$$G_{v=80} = 246{,}31 \cdot A_{v=80,\, f_p=17-26Hz} + 1{,}6331 \quad R^2 = 0{,}9385 \tag{2}$$

$$G_{v=80} = 145{,}99 \cdot A_{v=80,\, f_p=26-36Hz} + 11{,}739 \quad R^2 = 0{,}9855 \tag{3}$$

$$G_{v=120} = 68{,}608 \cdot A_{v=120,\, f_p=27-38Hz} + 11{,}292 \quad R^2 = 0{,}9969 \tag{4}$$

$$G_{v=120} = 107{,}27 \cdot A_{v=120,\, f_p=6-16Hz} + 19{,}19 \quad R^2 = 0{,}8024 \tag{5}$$

$$G_{v=200} = 310{,}94 \cdot A_{v=200,\, f_p=6-11Hz} - 0{,}1109 \quad R^2 = 0{,}8024 \tag{6}$$

$$G_{v=160} = 37{,}819 \cdot A_{v=160,\, f_p=20-25Hz} - 2{,}8792 \quad R^2 = 0{,}9599 \tag{7}$$

$$G_{v=160} = 96{,}732 \cdot A_{v=160,\, f_p=36-42Hz} + 10{,}016 \quad R^2 = 0{,}9635 \tag{8}$$

$$G_{v=200} = 324{,}05 \cdot A_{v=200,\, f_p=11-19Hz} + 15{,}226 \quad R^2 = 0{,}9641 \tag{9}$$

gdzie: $G_{(\ldots)}$ – grubość okładziny,
$A_{\mathrm{RMS}(\ldots)}$ – wartość skuteczna przyspieszeń drgań w m/s^2 w kierunku Y_1.

Analiza wyników badań w dziedzinie częstotliwości wykazała, że dla poszczególnych pasm częstotliwości możliwe jest diagnozowanie zużycia okładzin ciernych przy znanej wartości skutecznej przyspieszeń drgań. Dynamika zmian wartości skutecznej przyspieszeń drgań dla okładzin G_1, G_2 i G_3 mieści się, w przedziale 4-15dB.

PODSUMOWANIE

Stanowiskowe badania o charakterze diagnostyczne wykazały, że możliwe jest diagnozowanie zużycia okładzin ciernych hamulca tarczowego dokonując analizy wartości chwilowych przyspieszeń drgań obsad z okładzinami w dziedzinie częstotliwości. Do celów diagnostyki zużycia okładzin, wystarczające jest zarejestrowanie dowolnego fragmentu poprzedzającego hamowanie przy którym możliwe jest utrzymanie stałej prędkości jazdy. Wówczas rejestruje się drgania swobodne okładziny nie obciążone żadną siłą docisku do tarczy hamulcowej.

Analiza drgań obsad w dziedzinie częstotliwości umożliwia diagnozowanie zużycia okładzin ciernych w paśmie częstotliwości od 5 do 40Hz. W przypadku badań stanowiskowych przeprowadzonych w IPS TABOR w Poznaniu jest to pasmo drgań wywołanych pracą stanowiska bezwładnościowego i przenoszone na elementy układu hamulcowego.

Zmiany postaci widma amplitudowego przyspieszeń drgań w zależności od zużycia okładzin ciernych hamulca są widoczne niezależnie od zamocowania przetwornika drgań na obsadzie hamulcowej od strony tłoczyska lub od strony obudowy cylindra hamulcowego.

Dla analizy w dziedzinie częstotliwości dynamika zmian wyniosła 4-15dB w zależności od danego pasma częstotliwości dla okładziny zużytej do grubości 15mm względem okładziny nowej. W przypadku symulowanej prędkości 120km/h wspomniana dynamika zmian osiąga wartość 45dB. Wykorzystując wartości skuteczną przyspieszeń drgań wyznaczoną z danego pasma częstotliwości, możliwe jest wykorzystanie regresyjnych modeli diagnostycznych do wyznaczenia zużycia okładzin ciernych przy poszczególnych prędkościach jazdy.

W dalszych etapach prac planuje się przeprowadzenia badań eksploatacyjnych na wagonach z tarczowym układem hamulcowym w celu sprawdzenia możliwości oceny zużycia okładzin ciernych poprzez ich drgania wywołane jazdą wagonu po torze przy wyłączonym hamulcu.

Projekt jest finansowany ze środków Narodowego Centrum Nauki, nr N N504 644840

BIBLIOGRAFIA

1. Brüel & Kjær, *Piezoelectric Accelerometer Miniature Triaxial Delta Tron Accelerometer – Type 4504A*, oferta firmy Brüel & Kjær.
2. Brüel & Kjær, *Measuring Vibration*, Revision September 1982.
3. Gruszewski M., *Wybrane zagadnienia eksploatacji hamulca tarczowego.* Technika Transportu Szynowego 6-7/1995.
4. Gruszewski M., *Wybrane zagadnienia eksploatacji hamulca tarczowego wagonu Bdhpumn*. Technika Transportu Szynowego 6/1996.
5. Gryboś R., *Drgania maszyn*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2009.
6. Karta UIC 541-3, *Hamulec: hamulec tarczowy i okładziny hamulcowe, warunki ogólne dla prób na stanowisku badawczym,* Wydanie 6-te listopad 2006.
7. Leszek W., *Badania empiryczne*, Studia i rozprawy – Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 1977.
8. Rail Consult Gesellschaft für Verkehrsberatung mbH, *Wagon osobowy Z1 02, układ jezdny-tom 2*. Dokumentacja Techniczno-Ruchowa.
9. Serridge M., Licht T. R.: *Piezoelectric accelerometers and vibration preamplifiers*, Brüel & Kjær 1987.

10. Szymański G., M., *Analiza możliwości zastosowania wybranych charakterystyk sygnału drganiowego do diagnostyki silnika spalinowego*. Rozprawa doktorska Politechnika Poznańska, Poznań 2005.
11. Ścieszka S.F., *Hamulce cierne*. *Zagadnienia materiałowe, konstrukcyjne i tribologiczne*, Wydawnictwo Gliwice-Radom 1998,

FREE VIBRATION OF BRAKE PADS RAILWAY DISC BRAKE IN TERMS OF ASSESSING THEIR WEAR

Abstract

The reliability of the operation of the braking system of the vehicle depends to a large extent on the cooperation of the brake components forming a pair of friction e.g. brake disc-friction pad [3, 4, 8]. Work instability arises between the occurrence of vibrations on friction element, which affects the lower efficiency of the braking process. In practice, this means that, during braking the vehicles currently alternative at a time of friction resistance may cause uneven braking process. The effects of these changes in accordance with the work [1] may be revealed in the form of a self-excited vibration. The vibrations generated by the assemblies are moved per vehicle, which also adversely affects ride comfort.

The purpose of this article is to present the results of research of vibration friction pads mounted to caliper in terms of assessing their wear and characteristics in frequency domain carried out at internal station for tests of railway brakes.

Autorzy:
Dr inż. **Wojciech Sawczuk** – Politechnika Poznańska, Instytut Silników Spalinowych i Transportu, Zakład Pojazdów Szynowych, 60-965, Poznań, ul. Piotrowo 3, tel. 61 665 2023, e-mail. wojciech.sawczuk@put.poznan.pl