

Dr inż. Wojciech Sawczuk

Instytut Silników Spalinowych i Transportu
Politechnika Poznańska
ul. Piotrowo, 60-965 Poznań, Polska
E-mail: wojciech.sawczuk@put.poznan.pl
Tel. +48 61 665 2023

Zastosowanie diagnostyki wibroakustycznej w ocenie zużycia okładzin ciernych kolejowego hamulca tarczowego

Słowa kluczowe: kolejowy hamulec tarczowy, diagnostyka wibroakustyczna, charakterystyki amplitudowe, analiza widmowa

Streszczenie: Diagnostyka wibroakustyczna ze względu na swoje zalety znajduje coraz to nowe zastosowania w obiektach technicznych do oceny ich stanu. Główne zalety tej diagnostyki to łatwość pomiaru, duża szybkość przekazywania informacji, możliwość oceny stanu całego obiektu lub poszczególnych elementów oraz duża zawartość informacji w sygnale. Wszystkie te zalety sprawiają, że również możliwe jest zastosowanie diagnostyki WA do oceny stanu elementów układu hamulcowego. W artykule przedstawiono możliwości określenia zużycia elementów ciernych kolejowego hamulca tarczowego na podstawie analiz sygnałów przyspieszeń drgań generowanych przez okładziny cierne hamulca. W artykule przedstawiono regresyjne modele diagnostyczne [15] bazujące na analizie sygnałów przyspieszeń drgań w dziedzinie amplitud oraz w dziedzinie częstotliwości.

1. Wprowadzenie

Drgania generowane przez układy hamulcowe, zarówno w pojazdach szynowych czy samochodowych od kilkudziesięciu lat są szeroko analizowane i przedstawiane w literaturze. Większość artykułów porusza problematykę zużycia ściernego [4, 14], natomiast hałasu i drgań w zakresie zakłócenia procesu hamowania oraz komfortu w czasie hamowania [12]. Powstało wiele modeli opisujących drgania generowane przez układy hamulcowe do których możemy zaliczyć modele Rudolph'a and Popp'a [17], North [16] czy Millnera [21] (model flatteru binarnego). Natomiast osobnym zagadnieniem jest diagnostyka wibroakustyczna hamulca pozwalająca diagnozować wybrane elementy układu hamulcowego. Liczba artykułów w tym zakresie jest znacznie mniejsza, co świadczy że zagadnienie diagnostyki wibroakustycznej hamulców jest przez niewielu badaczy rozwijane. W pracach [10, 18] przedstawiono możliwości zastosowania drgań generowanych przez hamulcowe do oceny stanu pary ciernej hamulca, zarówno w czasie projektowania jak i eksploatacji hamulców. Dane zdobyte podczas testów na certyfikowanych stanowiskach hamulcowych (w Polsce znajdują się tylko dwa stanowiska do badań kolejowych układów hamulcowych w IPS TABOT w Poznaniu oraz w IK w Poznaniu) a następnie w czasie jazd próbnych wykorzystywane są przy modelowaniu procesu hamowania, co przedstawiono w pracach [1, 11] czy prognozowania jego uszkodzeń [6].

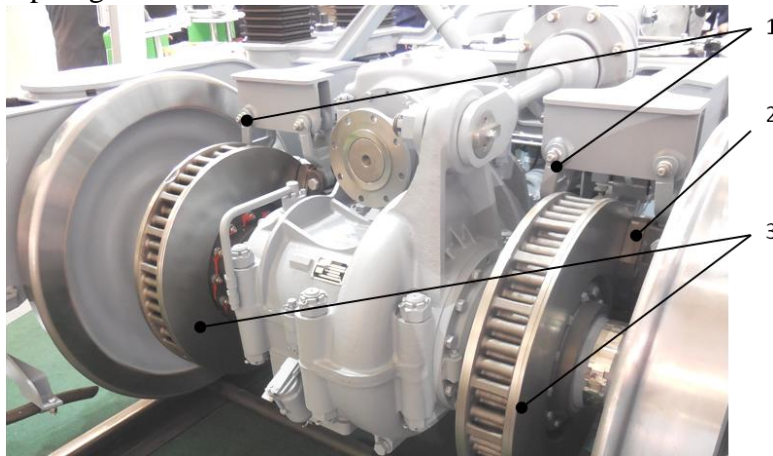
W diagnozowaniu układów hamulcowych dąży się do znalezienia relacji pomiędzy stanem układu a sygnałem diagnostycznym na podstawie równania (1) [5]:

$$S(\theta) = \Phi[X(\theta), Y(\theta)] + Z(\theta) \quad (1)$$

gdzie: $S(\theta) = \{s_1, s_2, \dots, s_n\}$ - wektor sygnału diagnostycznego,

- $X(\Theta) = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ - wektor parametrów stanu,
 $Y(\Theta) = \{y_1, y_2, \dots, y_n\}$ - wektor sterowania,
 $Z(\Theta) = \{z_1, z_2, \dots, z_n\}$ - wektor zakłóceń,
 Θ - eksploatacyjna miara starzenia (czasu lub przebiegu),
 Φ - operator przyporządkowania.

Do opisu wektora sygnału $S(\Theta) = \{s_1, s_2, \dots, s_n\}$ określającego stan techniczny układu hamulcowego, wykorzystuje się parametry procesów roboczych (np. moment hamujący) oraz towarzyszących np. drgania lub hałas.



Rys.1 Kolejowy hamulec tarczowy na wózku napędym dwuosiowym: 1 – mechanizm dźwigniowy, 2- okładzina cierna, 3 – tarcza hamulcowa

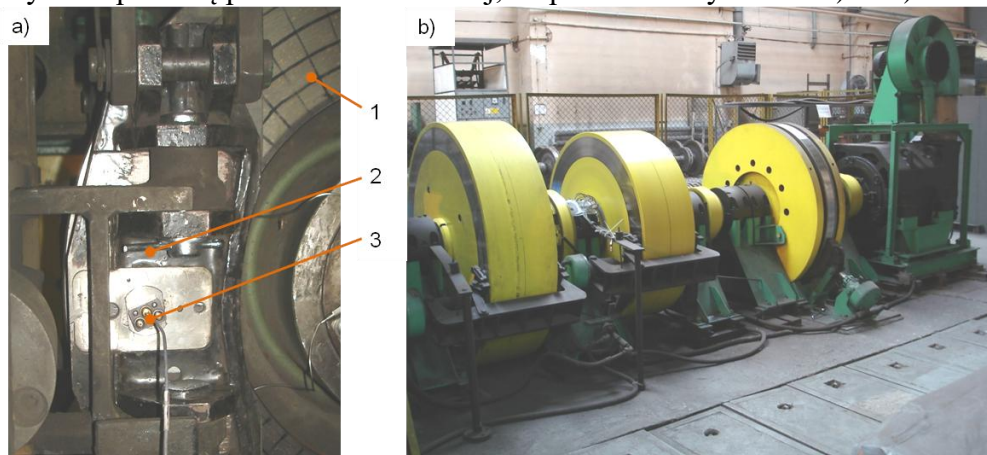
Problematyka diagnostyki tarczowego układu hamulcowego wynika z warunków pracy hamulca oraz z jego umiejscowienia. W przypadku pojazdów kolejowych, hamulce tarczowy najczęściej zamocowany jest na osi zestawów kołowych między kołami (rys. 1), przez co nie jest widoczny przez pracowników obsługi dokonujących przeglądu wagonu. Wówczas konieczny jest wjazd pociągu na tor z kanałem rewizyjnym w celu przeprowadzenia kontroli zużycia elementów ciernych. W przypadku pojazdów samochodowych spotyka się okładziny z czujnikiem zużycia, który zatopiony jest w materiale ciernym na określonej głębokości. Po osiągnięciu wymiaru granicznego dopuszczalnego zużycia najczęściej około 2 mm, czujnik po zetknięciu z metalową tarczą zwiada obwód elektryczny powodujący zaświecenie odpowiedniej kontrolki zużycia okładzin ciernych na pulpicie.

Celem badań jest wykorzystanie sygnału drganiowego generowanego przez okładziny cierne do oceny ich zużycia, wyznaczając charakterystyki w dziedzinie amplitud oraz częstotliwości, podczas badań na bezwładnościowym stanowisku hamulcowym.

2. Metodyka i obiekt badań

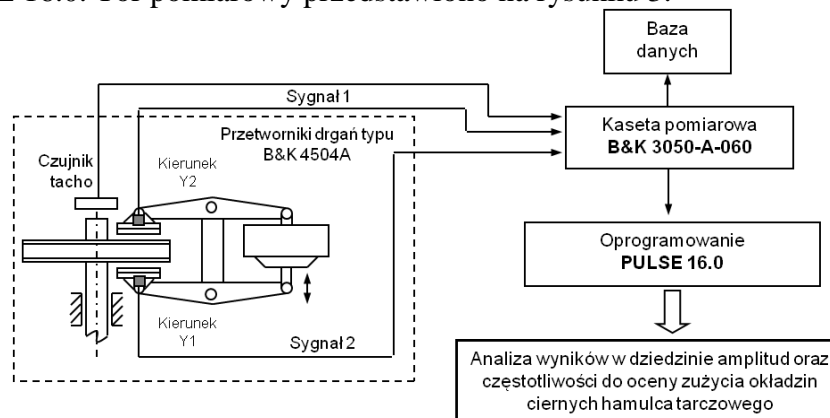
Badania diagnostyczne przeprowadzone zostały w Instytucie Pojazdów Szynowych TABOR w Poznaniu na bezwładnościowym stanowisku do badań hamulców klockowych i tarczowych pojazdów szynowych. Obiektem badań była tarcza hamulcowa typu 590×110 z wentylującymi łopatkami oraz 3 komplety okładzin typu 175 FR20H.2 firmy Frenoplast. Pierwszy komplet okładzin - nowy o grubości 35 mm oraz 2 komplety zużyte do grubości 25 mm i 15 mm. Zgodnie z [13] zastosowano program badań typu 2B1 (II). Na stanowisku przeprowadzono hamowania ze stałą mocą wynoszącą $P=45$ kW przy prędkości $v=80$ km/h. Jest to hamowanie symulujące zjazd pociągu ze wzniesienia ze stałą prędkością. Nacisk okładziny do tarczy wyniósł 28 kN z założoną masą do wyhamowania $M=6,7T$. W czasie

badan zastosowano dwa przetworniki drgań, które zostały zamocowane do obsady hamulcowej za pomocą podkładki metalowej, co przedstawia rysunek 2a) i 2b).



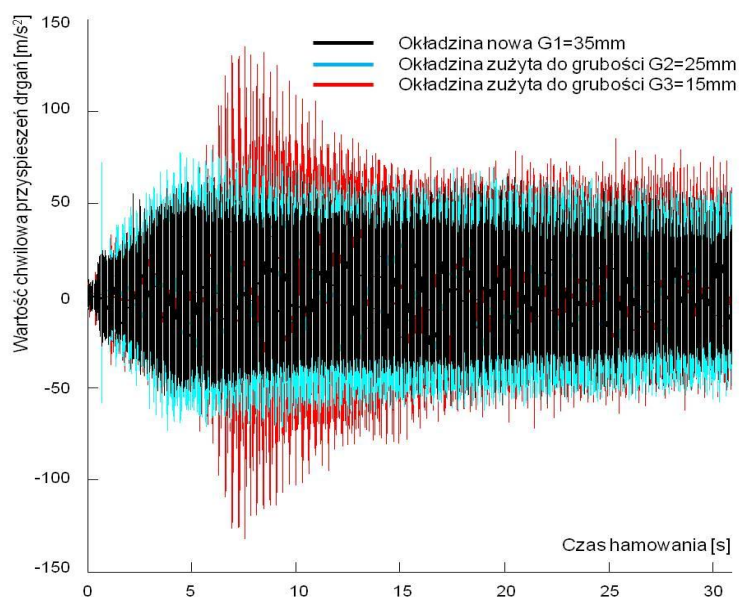
Rys. 2. Stanowisko do badań kolejowego hamulca tarczowego: a) widok obsady hamulcowej z przetwornikiem drgań, b) widok stanowiska w czasie badań diagnostycznych; 1- tarcza hamulcowa, 2- obsada hamulcowa, 3- przetwornik drgań

Podczas badań rejestrowano sygnały przyspieszeń drgań w jednym kierunku tj. prostopadłych do powierzchni ciernej tarczy hamulcowej. Do akwizycji sygnałów drgań zastosowano zestaw pomiarowy składający się z: piezoelektrycznego przetwornika przyspieszeń drgań, kasyty pomiarowej typu B&K 3050-A-060 wraz z oprogramowaniem systemu PULSE 16.0. Tor pomiarowy przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Schemat procedur selekcji sygnału przyspieszeń drgań w czasie diagnozowania zużycia elementów ciernych kolejowego hamulca tarczowego

Na podstawie charakterystyk zawartych w pracy [3] wybrano przetworniki drgań typu 4504 firmy Brüel&Kjær. Liniowe pasmo przenoszenia przetworników tych przetworników wynosi 5 kHz. Częstotliwość próbkowania ustawiono na 131 kHz. Pasmo poddane analizie wyniosło 65 kHz (wyznaczone z zależności Nyquista). Nie zmieniano pozostałych parametrów hamowania jak prędkość zjazdu pociągu, docisk okładziny do tarczy czy masa hamująca i czas hamowania. Równocześnie obserwowano zmiany zachodzące w amplitudzie chwilowych przyspieszeń drgań. Badania zostały przeprowadzone zgodnie z zasadami eksperymentu czynnego. Po przeprowadzeniu hamowania dla zadanej grubości okładziny, zmieniano okładzinę na kolejną o innej grubości bez zmian pozostałych parametrów hamowania. Na rysunku 4 przedstawiono przebieg czasowy chwilowych przyspieszeń drgań zarejestrowanych na okładzinach ciernych w czasie hamowania na spadku. Następnie zarejestrowane sygnały dla każdej z okładzin zostały poddane analizie w dziedzinie amplitud i częstotliwości.



Rys. 4. Przebieg czasowy chwilowych przyspieszeń drgań zarejestrowanych na okładzinach o różnej grubości w czasie hamowania

3. Analiza wyników w dziedzinie amplitud

Zaletą Miar punktowe w diagnostyce wibroakustycznej jest scharakteryzowanie sygnału drganiowego przy pomocy jednej liczby, przez co łatwo można określić zmiany w sygnale wibroakustycznym, będące wynikiem zmiany stanu technicznego badanego obiektu w tym przypadku zmianą grubości okładziny czarnej.

Wykorzystywane miary punktowe w diagnostyce wibroakustycznej, zgodnie z pracą [18], dzieli się na wymiarowe i bezwymiarowe. Do diagnostyki zużycia okładzin ciernych kolejowego hamulca tarczowego zastosowano następujące miary punktowe (wymiarowe):

- amplituda średnia, co przedstawia zależność (2):

$$A_{AVERAGE} = \frac{1}{T} \int_0^T |s(t)| dt \quad (2)$$

gdzie: T – czas uśredniania,

$s(t)$ – wartość chwilowa amplitudy przemieszczeń, prędkości lub przyspieszeń drgań.

- amplituda skuteczna, opisana równaniem (3):

$$A_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [s(t)]^2 dt} \quad (3)$$

- amplituda pierwiastkowa, co przedstawia zależność (4):

$$A_{SQUARE} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T |s(t)|^{\frac{1}{2}} dt \right]^2 \quad (4)$$

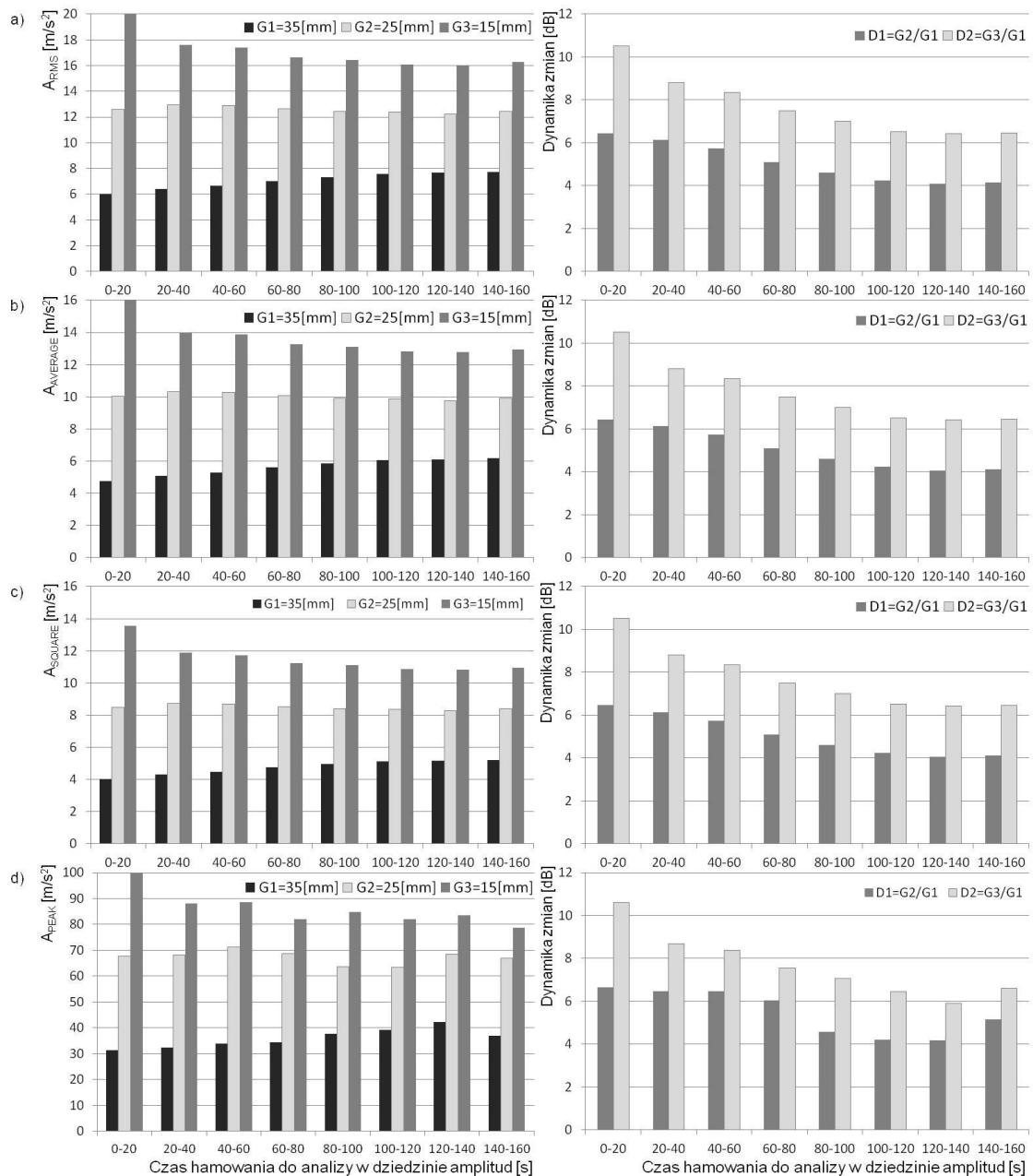
- amplituda szczytowa, opisana równaniem (5):

$$A_{PEAK} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T |s(t)|^{\infty} dt \right]^{\frac{1}{\infty}} \quad (5)$$

Przed obliczeniem miar punktowych z sygnałów przyspieszeń drgań w programie Matlab, dokonano wstępnej obróbki sygnałów w dziedzinie czasu. Miało to na celu wydzielenie z całości zarejestrowanego sygnału, części związanej tylko z procesem hamowania. Chodziło także o uzyskanie wymaganej dynamiki zmian, istotnej dla celów diagnostycznych. Ustalenie zależności grubości okładzin ciernych od wybranych miar punktowych dokonano przez wyznaczenie dynamiki zmian dla danego parametru, co przedstawia zależność (6) [9]:

$$D = 20 \lg \left(\frac{A_2}{A_1} \right) \quad (6)$$

gdzie: A_1 – wartość miary punktowej wyznaczonej dla okładziny G_3 lub G_2 ,
 A_2 – wartość miary punktowej wyznaczonej dla okładziny G_1 .



Rys. 5. Zależność wybranych miar punktowych oraz dynamiki zmian dla różnych grubości okładzin ciernych: a) wartość skuteczna A_{RMS} , b) wartość średnia $A_{AVERAGE}$, c) wartość pierwiastkowa A_{SQUARE} , d) wartość szczytowa A_{PEAK}

Na rysunku 5 przedstawiono zależność wartości skutecznej (RMS), średniej, pierwiastkowej oraz szczytowej przyspieszeń drgań zmierzonych w kierunku Y_2 w czasie hamowania ze stałą mocą $P=45$ kW dla różnych grubości okładzin ciernych w czasie hamowania z prędkością $v=80$ km/h.

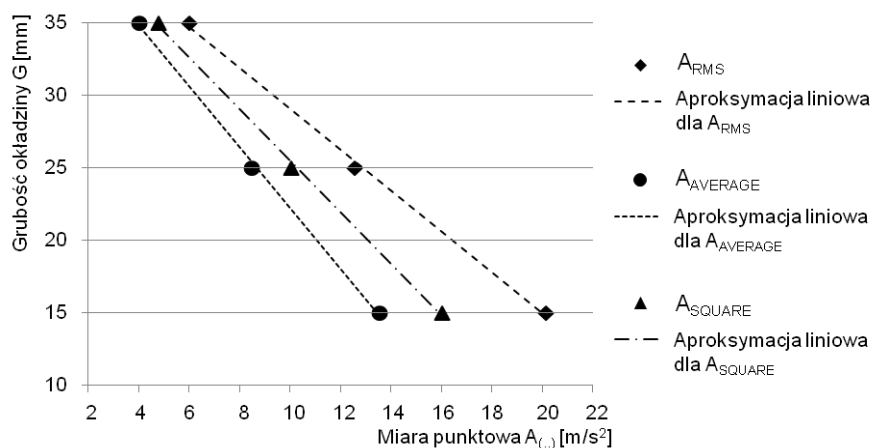
Wyniki badań po zastosowaniu zależności opisujących miary punktowe (2-5) oraz zależność na dynamikę zmian (6) przedstawiono w tabeli 1. Na podstawie wyników badań stwierdzono, że największą wrażliwość parametru diagnostycznego definiowaną dynamiką zmian dla oceny zużycia okładzin ciernych, uzyskano dla kierunku pomiaru przyspieszeń drgań Y_2 dla wszystkich miar punktowych.

Tabela 1

Wartości wybranych miar punktowych oraz dynamika zmian sygnałów przyspieszeń drgań mierzonych w dwóch kierunkach Y_1 i Y_2 dla czasu hamowania od 0 do 20 sekund

Pomiar drgań w kierunku Y_1					
Miary punktowe	Wartość miary punktowej w m/s^2			Dynamika zmian w dB	
	Grubość okładziny 35 mm	Grubość okładziny 25 mm	Grubość okładziny 15 mm	Dla okładzin o grubości 35 mm i 25 mm	Dla okładzin o grubości 35 mm i 15 mm
A_{RMS}	6,42	12,42	14,50	5,73	7,08
$A_{AVERAGE}$	5,11	9,90	11,53	5,75	7,05
A_{SQUARE}	4,32	8,39	9,76	5,76	7,07
A_{PEAK}	33,51	63,17	91,58	5,50	8,73
Pomiar drgań w kierunku Y_2					
A_{RMS}	6,00	12,58	20,15	6,42	10,52
$A_{AVERAGE}$	4,77	10,03	16,02	6,44	10,51
A_{SQUARE}	4,04	8,49	13,55	6,46	10,51
A_{PEAK}	31,46	67,76	106,88	6,66	10,64

Analiza sygnałów przyspieszeń drgań okładzin ciernych wykazała, że możliwe jest znalezienie zależności wybranych miar punktowych od zużycia okładzin ciernych dla obu kierunków pomiaru drgań Y_1 i Y_2 . Przyspieszenia drgań można mierzyć na obsadach hamulcowych zarówno od strony cylindra hamulcowego jak i tłoczyśka hamulcowego.



Rys. 6. Zależność grubości okładzin od wartości miar punktowych (A_{RMS} , $A_{AVERAGE}$, A_{SQUARE}) przyspieszeń drgań mierzonych w kierunku Y_2

Czas hamowania został podzielony na 8 części o długości 20 sekund każdy (całkowity czas poddany analizie to $t = 160s$). Jednak pierwsze 20 sekund hamowania pozwala

obserwować największe zmiany a amplitudze przyspieszeń drgań, dlatego do dalszej analizy wybrano ten fragment hamowania.

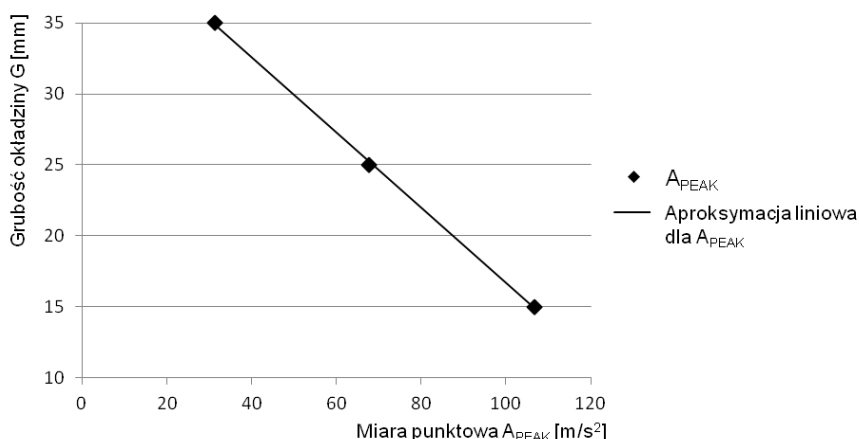


Fig. 7. Zależność grubości okładzin od wartości szczytowej A_{PEAK} przyspieszeń drgań mierzonych w kierunku Y_2

Rysunki 6 i 7 przedstawiają zależność grubości okładzin ciernych (ich zużycia) od wartości miar punktowych przyspieszeń drgań generowanych przez okładziny cierne w czasie hamowania. Ze względu na współczynnik korelacji aproksymacji zużycia okładzin ciernych względem wartości skutecznej przyspieszeń drgań, wyprowadzono zależności liniowe (7-10) dla oceny zużycia okładzin ciernych na podstawie pomiaru drgań generowanych przez osadę zamocowanej z dźwignią do obudowy cylindra hamulcowego.

$$G = -1,4115 \cdot A_{RMS(Y1, t=0-20.s)} + 43,224 \quad R^2 = 0,99 \quad (7)$$

$$G = -1,7765 \cdot A_{AVERAGE(Y2, t=0-20.s)} + 43,251 \quad R^2 = 0,99 \quad (8)$$

$$G = -2,1006 \cdot A_{SQUARE(Y2, t=0-20.s)} + 43,261 \quad R^2 = 0,99 \quad (9)$$

$$G = -0,2651 \cdot A_{PEAK(Y2, t=0-20.s)} + 43,221 \quad R^2 = 0,99 \quad (10)$$

gdzie:

G – grubość okładziny [mm],

$A_{(.,.)}$ – miara punktowa przyspieszeń drgań [m/s²].

Niedokładność odwzorowania liniowych modeli regresyjnych opisanych zależnościami (7-10) przedstawia tabela 2.

Tabela 2

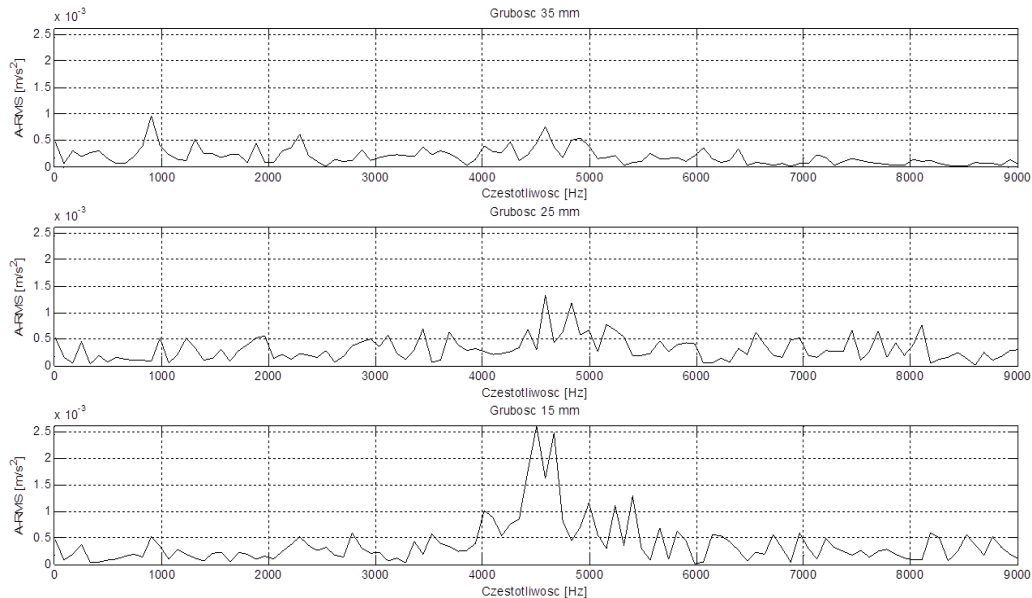
Błąd w % odwzorowania regresyjnych modeli liniowych w oszacowaniu rzeczywistej grubości okładzin

Miary punktowe	Pomiar drgań w kierunku Y_2		
	Dla okładziny cierniej o grubości $G_1=35$ mm	Dla okładziny cierniej $G_2=25$ mm	Dla okładziny cierniej o grubości $G_3=15$ mm
A_{RMS}	0,72	1,88	1,47
$A_{AVERAGE}$	0,67	1,73	1,38
A_{SQUARE}	0,64	1,67	0,83
A_{PEAK}	0,37	0,99	0,89

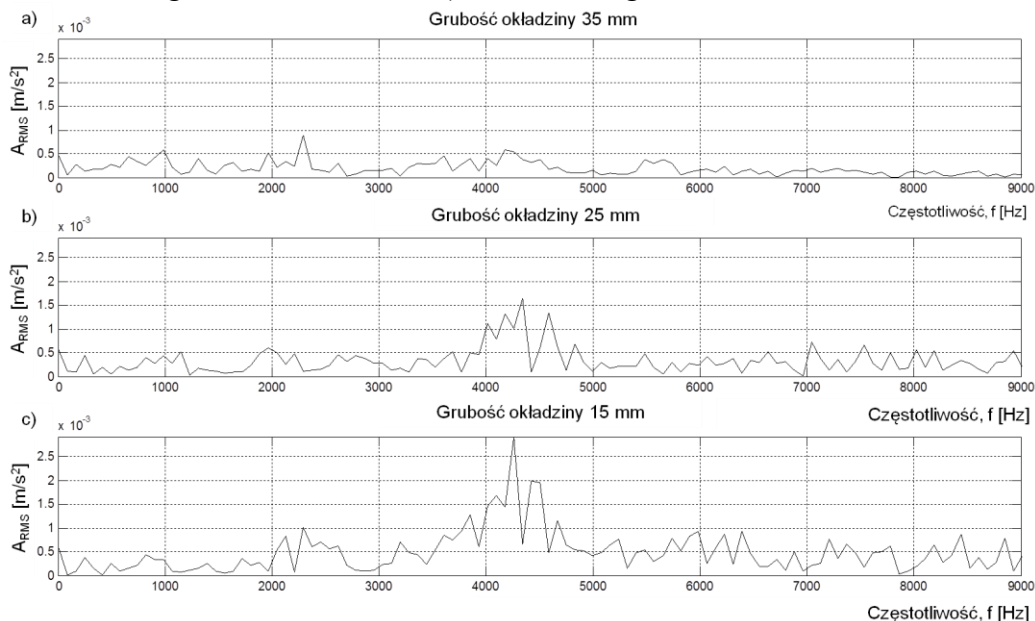
Analiza wyników badań w dziedzinie amplitud wykazała, że wybrane miary punktowe umożliwiają diagnozowanie zużycia okładzin ciernych hamulca tarczowego w czasie hamowania ze stałą mocą $P=45$ kW. Dynamika zmian dla wartości skutecznej przyspieszeń drgań dla okładzin G_1 , G_2 i G_3 mieści się w przedziale 5-7 dB dla kierunku pomiaru drgań Y_1 raz 6-10 dB dla kierunku Y_2 .

4. Analiza wyników w dziedzinie częstotliwości

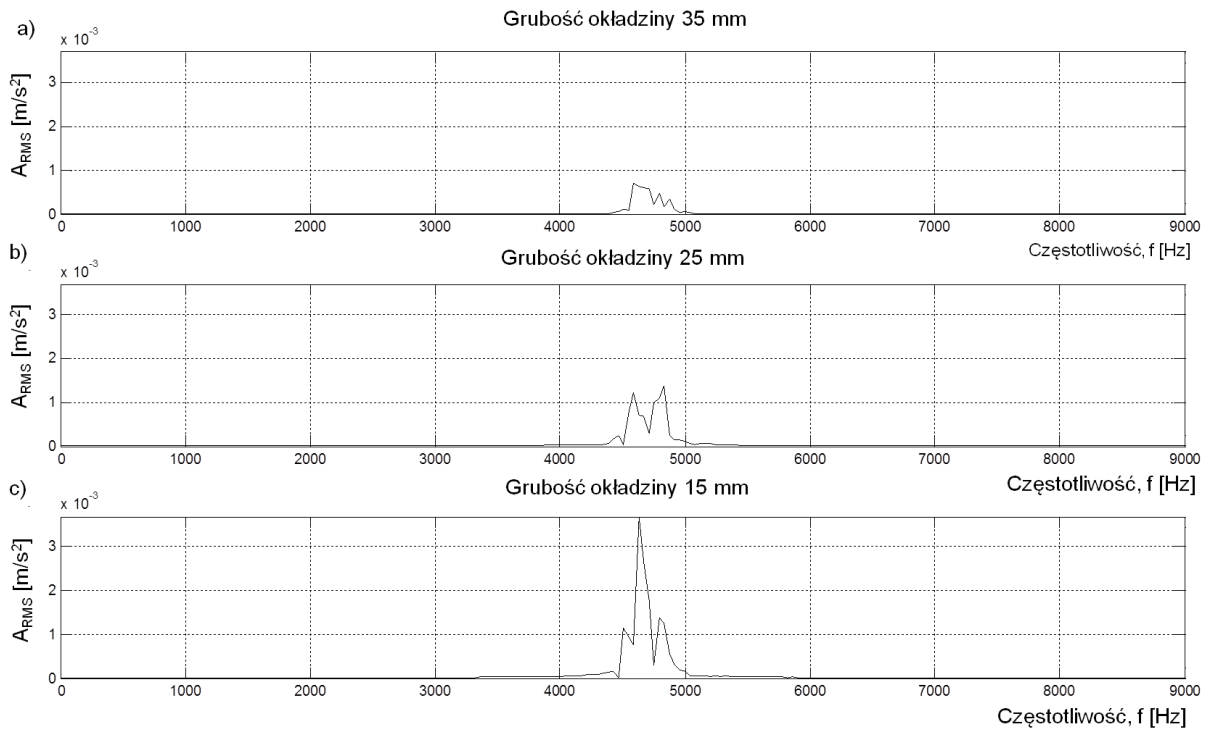
Celem analizy widmowej sygnałów drgań było wyznaczenie pasm częstotliwości związanych ze zmianą grubości okładziny w czasie pracy układu hamulcowego. Na rysunkach 8 i 9 przedstawiono przykładowe widma amplitudowe przyspieszeń drgań dla trzech analizowanych grubości okładzin ciernych dla hamowania ze stałą mocą (hamowanie z prędkością $v=80$ km/h). Natomiast na rysunku 10 i 11 przedstawiono widma amplitudowe z zastosowaniem filtra pasmowego. Pasma częstotliwości poddane analizie to 4600-4800Hz, ponieważ dla tego pasma występuje zależność amplitudy (A_{RMS}) przyspieszeń drgań od grubości okładzin ciernych.



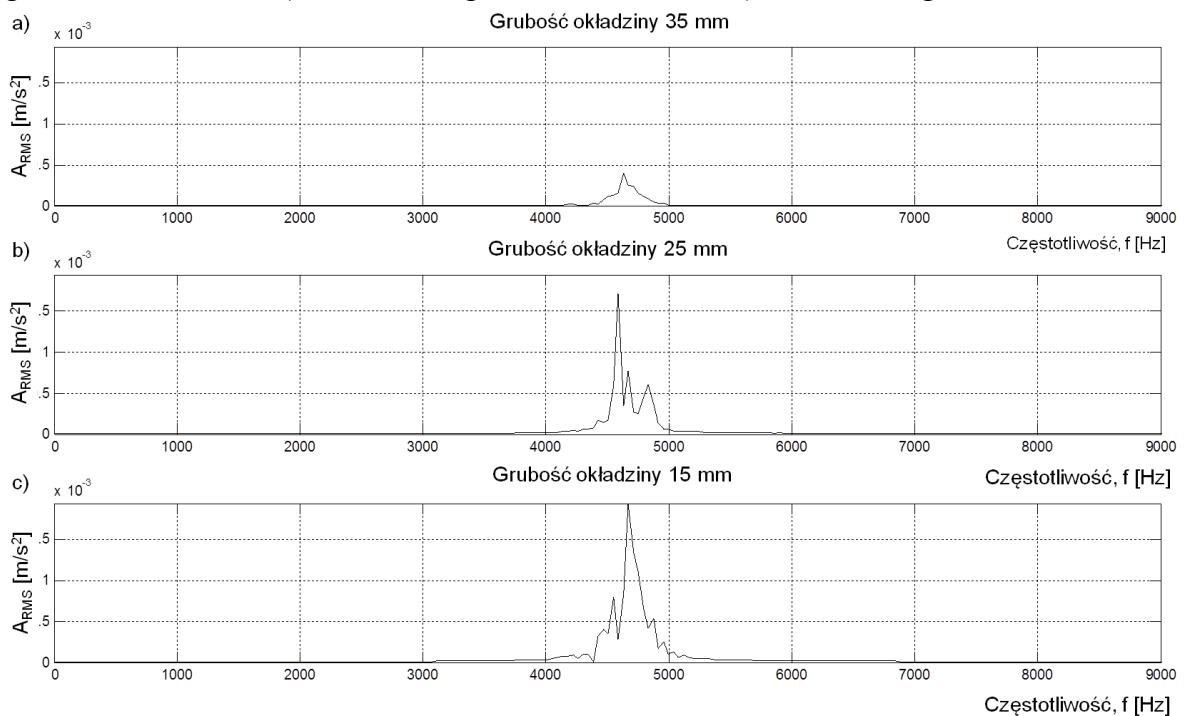
Rys. 8. Zależność amplitudy przyspieszeń drgań od częstotliwości dla różnych grubości okładziny dla kierunku pomiaru drgań Y_1 : a) okładzina o grubości $G_1=35$ mm, b) okładzina o grubości $G_2=25$ mm, c) okładzina o grubości $G_3=15$ mm



Rys. 9. Zależność amplitudy przyspieszeń drgań od częstotliwości dla różnych grubości okładziny dla kierunku pomiaru drgań Y_2 : a) okładzina o grubości $G_1=35$ mm, b) okładzina o grubości $G_2=25$ mm, c) okładzina o grubości $G_3=15$ mm



Rys. 10. Zależność amplitudy przyspieszeń drgań od częstotliwości z filtrem pasmowym 4600-4800 Hz dla różnych grubości okładziny dla kierunku pomiaru drgań Y_1 : a) okładzina o grubości $G_1=35\text{mm}$, b) okładzina o grubości $G_2=25\text{mm}$, c) okładzina o grubości $G_3=15\text{mm}$



Rys. 11. Zależność amplitudy przyspieszeń drgań od częstotliwości z filtrem pasmowym 4600-4800 Hz dla różnych grubości okładziny dla kierunku pomiaru drgań Y_2 : a) okładzina o grubości $G_1=35\text{mm}$, b) okładzina o grubości $G_2=25\text{mm}$, c) okładzina o grubości $G_3=15\text{mm}$

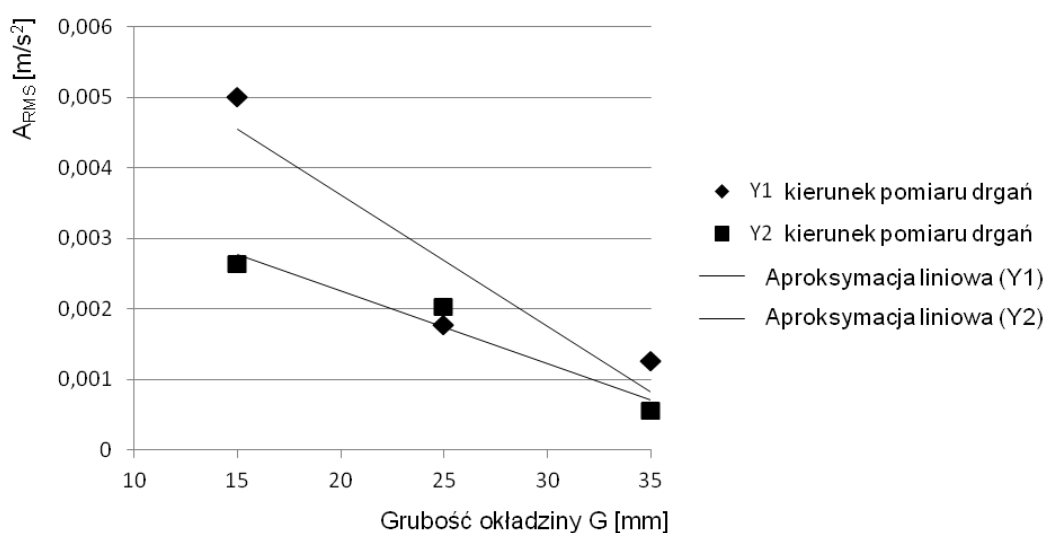
W tabeli 3 przedstawiono zakres częstotliwości, w których obserwuje się zależność wartości amplitudy przyspieszeń drgań od zużycia okładzin. Dodatkowo przedstawiono

dynamikę zmian zgodnie z zależnością (6) badanego parametru diagnostycznego dla danego pasma częstotliwości oraz wartości współczynników korelacji dla liniowej zależności wartości amplitudy przyspieszeń drgań od badanych grubości okładzin ciernych.

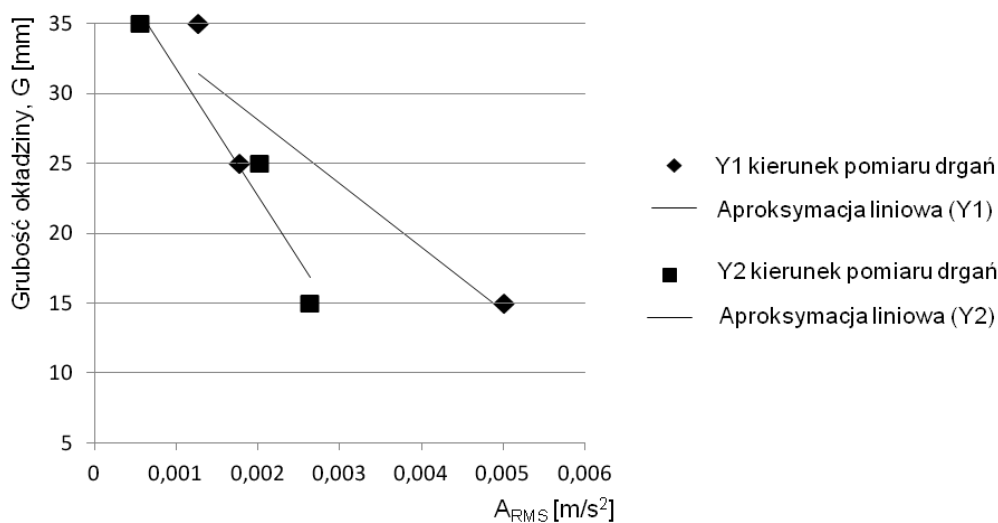
Tabela 3

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

Pomiar drgań w kierunku Y_1						
Częstotliwość Hz	RMS z pasma częstotliwości m/s^2			Dynamika zmian dB		Współczynnik korelacji
	Grubość okładziny 35mm	Grubość okładziny 25mm	Grubość okładziny 15mm	Dla okładzin o grubości 35 mm i 25 mm	Dla okładzin o grubości 35 mm i 15 mm	
4600-4800	$1,27 \cdot 10^{-3}$	$1,77 \cdot 10^{-3}$	$5,00 \cdot 10^{-3}$	2,92	11,92	0,922
Pomiar drgań w kierunku Y_2						
4600-4800	$0,56 \cdot 10^{-3}$	$2,02 \cdot 10^{-3}$	$2,63 \cdot 10^{-3}$	2,29	13,38	0,973



Rys. 12. Zależność wartości skutecznej przyspieszeń drgań A_{RMS} od grubości okładzin ciernych przy hamowaniu ze stałą mocą przy prędkości $v=80\text{km/h}$



Rys. 13. Zależność grubości okładzin ciernych od wartości skutecznej przyspieszeń drgań wyznaczonej z pasma częstotliwości 4600-4800Hz

Natomiast na rysunku 12 przedstawiono graficzną zależność wartości skutecznej przyspieszeń drgań od grubości okładzin ciernych dla rozpatrywanego pasma częstotliwości.

Na rysunku 13 przedstawiono zależności grubości okładzin ciernych hamulca tarczowego G od wartości skutecznej przyspieszeń drgań A_{RMS} dla rozpatrywanego pasma częstotliwości tj. 4600-4800 Hz. Dla obu kierunków pomiarów drgań (tj. dla obsady z okładziną cierną połączonej z dźwignią z obudową cylindra hamulcowego oraz dla obsady połączonej z dźwignią z tłoczyskiem siłownika hamulcowego) dokonano aproksymacji funkcją liniową zależności grubości okładziny od wartości skutecznej przyspieszeń drgań (zależność (11) i (12)).

$$G = -4546,8 \cdot A_{RMS (Y1, 4600-4800)} + 37,201 \quad R^2 = 0,85 \quad (11)$$

$$G = -9150 \cdot A_{RMS (Y2, 4600-4800)} + 40,924 \quad R^2 = 0,95 \quad (12)$$

gdzie:

- G – grubość okładziny cierniej [mm],
- A_{RMS} – Wartość skuteczna RMS z pasma częstotliwości 4600-4800Hz [m/s^2].

Niedokładność odwzorowania liniowych modeli regresyjnych dla analizy w dziedzinie częstotliwości przyspieszeń drgań generowanych przez okładziny cierne opisanych zależnościami (11-12) przedstawia tabela 4.

Tabela 4

Błąd w % odwzorowania regresyjnych modeli liniowych w oszacowaniu rzeczywistej grubości okładzin

Pomiar drgań w kierunku Y_1			
Częstotliwość Hz	Dla okładziny cierniej o grubości $G_1=35$ mm	Dla okładziny cierniej $G_2=25$ mm	Dla okładziny cierniej o grubości $G_3=15$ mm
4600-4800	11,3	16,5	3,9
Pomiar drgań w kierunku Y_2			
4600-4800	2,2	11,5	12,2

Analiza wyników badań w dziedzinie częstotliwości wykazała, że dla analizowanego pasma częstotliwości 4600-4800Hz możliwe jest diagnozowanie zużycia okładzin ciernych bazując na wyznaczonej z tego pasma wartości skutecznej przyspieszeń drgań w czasie hamowania ze stałą mocą (w czasie zjazdu pociągu z ustaloną prędkością). Dynamika zmian wartości skutecznej przyspieszeń drgań dla okładzin G_1 , G_2 i G_3 mieści się, w przedziale 2-13 dB.

4. Wnioski

Stanowiskowe badania diagnostyczne w Instytucie Pojazdów Szynowych TABOT w Poznaniu wykazały, że możliwe jest diagnozowanie zużycia okładzin ciernych hamulca tarczowego dokonując analizy wartości chwilowych przyspieszeń drgań obsad z okładzinami w dziedzinie amplitud. Badania przeprowadzono na tym samym mechanizmie dźwigniowym jaki występuje w obecnie eksploatowanych wagonach pasażerskich. Do celów diagnostyki zużycia okładzin, należy zastosować wartość skuteczną A_{RMS} , wartość średnią $A_{AVERAGE}$, wartość pierwiastkową A_{SQUARE} lub wartość szczytową A_{PEAK} . Z miar bezwymiarowych (współczynników miar punktowych) jedynie zadowalające wyniki uzyskuje się wykorzystując współczynnik szczytu obliczany z zależność wartości szczytowej do wartości skutecznej. Analiza sygnałów przyspieszeń drgań wykazała, że największą dynamikę zmian rozpatrywanego parametru diagnostycznego wynikającą ze zmiany stanu uzyskuje się dla pierwszego okresu hamowania (czas hamowania do 20 sekund). W tym okresie uzyskuje się

najwyższą wartość parametru dla okładziny zużytej do grubości 15 mm oraz najniższą wartość dla okładziny nowej (dotartej) o grubości 35 mm. Dalsze okresy hamowania powyżej 20 sekund powodują, że dynamika zmian maleje.

Zmiany w wartości miar punktowych 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 oraz niezależnie od typu tarczy hamulcowej.

Dla analizy w dziedzinie amplitud dynamika zmian wynosi 6-10 dB dla tarczy typu 590. Wykorzystując rozpatrywane wartości miar punktowych przyspieszeń drgań, możliwe jest wykorzystanie modeli diagnostycznych do wyznaczenia zużycia okładzin ciernych. Maksymalny błąd w szacowaniu grubości okładziny cierniej dla rozpatrywanych trzech grubości okładzin nie przekracza 2% dla analizowanej tarczy hamulcowej.

Badania pomiaru przyspieszeń drgań obsad hamulcowych w dziedzinie częstotliwości również wykazały, że możliwe jest znalezienie pasma częstotliwości, w których obserwuje się zależność wartości skutecznej przyspieszeń drgań A_{RMS} (równanie (3)) od różnych grubości okładzin w rozpatrywanym zakresie prędkości podczas zjazdu pociągu z włączonymi hamulcami. Zależność wartości skutecznej przyspieszeń drgań od zużycia okładzin ciernych występuje dla pasma częstotliwości 4600-4800 Hz. Jest to pasmo pozwalające na diagnozowanie zużycia okładzin ciernych zarówno w czasie hamowania na tarczy typu 590 z mocą $P=45$ kW oraz na tarczy typu 640 przy hamowaniu ze stałą mocą $P=55$ kW.

Zarówno analiza drgań w dziedzinie amplitud jak i częstotliwości pozwala na ocenę stanu elementów ciernych. Analiza częstotliwościowa pozwala uzyskać większą dynamikę zmian względem analizy amplitudowej. Jednak w obu przypadkach jest ona powyżej 6 dB dla okładziny zużytej do grubości 15 mm. Jednak analiza w dziedzinie amplitud z zastosowaniem miar punktowych jest prostszą aplikacją względem analizy częstotliwościowej ponieważ uśrednia cały przebieg procesu hamowania do jednej wartości.

Analizując obecne urządzenia do diagnostyki elementów ciernych hamulca tarczowego, metoda wibroakustyczna pozwala w sposób ciągły oceniać stan okładzin ciernych względem czujników zużycia, które sygnalizują jedynie osiągnięcie dopuszczalnego zużycia okładzin wynoszącego około 2-3 mm. Zastosowanie przetworników drgań na obsadach hamulcowych pozwoli na diagnostykę zużycia okładzin ciernych w całym procesie użytkowania. Wówczas odczytane wartości zużycia okładzin w czasie przeglądów międzypociągowych lub z pulpitu pojazdu pozwolą na podjęcie decyzji o dalszym wykorzystaniu pojazdu szczególnie w komunikacji międzynarodowej, gdzie wymiana okładzin przy granicznym ich zużyciu będzie niemożliwa lub bardzo czasochłonna.

W dalszych pracach planuje się sprawdzić opracowaną metodę oceny zużycia okładzin ciernych na tarczach zużytych (w czasie badań zastosowano nowe tarcze hamulcowe) w celu wyeliminowania wpływu stanu pierścieni ciernych na wynik diagnozy z zastosowanie regresyjnych drganiowych modeli diagnostycznych.

Należy jednak podkreślić, że diagnostyka wibroakustyczna bazująca na analizach w dziedzinie amplitud oraz częstotliwości jest szeroko stosowana w diagnostyce silników spalinowych [7, 20], węzłów łożyskowych maszyn wirnikowych [8] oraz w przemyśle motoryzacyjnym. W wielu przypadkach przetworniki drgań wbudowane są bezpośrednio w urządzenie z wyprowadzeniem przewodu sygnałowego do komputera centralnego. Dodatkowo w diagnostyce urządzeń technicznych analizy typu FFT rozszerzane są o analizy czasowo-częstotliwościowe [19].

Projekt jest finansowany ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju, program LIDER V, umowa Nr LIDER/022/359/L-5/13/NCBR/2014

References

1. Baranowski P, Damaziak K, Małachowski J. Brake system studies using numerical methods. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2013; 15 (4): 337-342.
2. Betancourt S.J, Cruz A, Toro: Friction and wear in sliding contact of cast iron against phenolic resin composites reinforced with carbonaceous fibres from plantain fibre bundles; *Lubrication Science* 2013, 25: 163–172.
3. Brüel&Kjær. Product data. Piezoelectric Accelerometer Miniature Triaxial Delta Tron Accelerometer – Type 4504A. BP 1451-13 04/06: 2.
4. Collignon M, Regheere G, Cristol A.L, Desplanques Y, Balloy D. Braking performance and influence of microstructure of advanced cast irons for heavy goods vehicle brake discs; *Journal of Engineering Tribology*; 227(8) 930–940; 2013.
5. Cempel C. Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. WNT Warszawa 1982.
6. Gill A, Kadziński A. The determination procedure of the onset of the object wear-out period based on monitoring of the empirical failure intensity function. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2015; 17 (2): 282–287.
7. Glowacz A. Recognition of Acoustic Signals of Loaded Synchronous Motor Using FFT, MSAF-5 and LSVM. *Archives of Acoustics* 2015, 40 (2): 197-203.
8. Glowacz A. Diagnostics of DC and Induction Motors Based on the Analysis of Acoustic Signals. *Measurement Science Review* 2014, 14 (5): 257-262.
9. Gryboś R. Drgania maszyn. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2009: 214.
10. Hoguet T. Testy hamulców w firmie Bosch. *Brüel & Kjær Magazine*, 2007, nr 2: 22-24.
11. Kamiński Z, Kulikowski K. Determination of the functional and service characteristics of the pneumatic system of an agricultural tractor with mechanical brakes using simulation methods. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2015; 17 (3): 355–364.
12. Kinkaid N.M, O'Reilly O. M, Papadopoulos P. Automotive disc brake squeal. *Journal of sound and vibration* 267 (2003) 105-166. Department of Mechanical Engineering, University of California, Berkeley, USA.
13. Kodeks UIC 541-3. Hamulec-Hamulec tarczowy i jego zastosowanie. Warunki dopuszczenia okładzin hamulcowych. Wydanie 6, listopad 2006.
14. Meierhofer A, Hardwick C, Lewis R, Six K, Dietmaier P. Third body layer-experimental results and a model describing its influence on the traction coefficient. *Wear* 314 (2014) 148-154.

15. Niziński S, Michalski R. Diagnostyka obiektów technicznych. Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom, 2002.
16. North M,R. Disc brake squeal—a theoretical model. Technical Report 1972/5, Motor Industry Research Association, Warwickshire, England, 1972.
17. Rudolph M, Popp K. Brake squeal, in: K. Popp (Ed.), Detection, Utilization and Avoidance of Nonlinear Dynamical Effects in Engineering Applications: Final Report of a Joint Research Project Sponsored by the German Federal Ministry of Education and Research, Shaker, Aachen, 2001: 197–225.
18. Sawczuk W, Szymański M,G. Application of selected time and amplitude characteristics of vibration Signac to diagnose railway disc brake. Modern Electric Traction – Vehicles: 129-141.
19. Szymański G.M, Josko M, Tomaszewski F, Filipiak R. Application of time-frequency analysis to the evaluation of the condition of car suspension. Mechanical Systems and Signal Processing 58-59 (2015) 298–307.
20. Szymański G.M, Tomaszewski F. Diagnostic of automatic compensators of valve clearance in combustion engine with the use of vibration signal. Mechanical Systems and Signal Processing 68-69 (2016) 479–490.
21. Ścieszka S.F. Hamulce cierne. Zagadnienia materiałowe, konstrukcyjne i tribologiczne. Wydawnictwo Gliwice-Radom 1998: 15.