MECHANIKA
CZASOPISMO TECHNICZNE
TECHNICAL TRANSACTIONS
MECHANICS
WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ
3-M/2012
ZESZYT 8
ROK 109
ISSUE 8
YEAR 109

WOJCIECH SAWCZUK*

METODY DIAGNOZOWANIA PAR CIERNYCH HAMULCA TARCZOWEGO

METHODS OF DIAGNOSIS OF FRICTION SETS OF DISC BRAKE

Streszczenie

W pojazdach szynowych ze względu na coraz większe prędkości jazdy prowadzi się prace nad udoskonalaniem układów hamulcowych, tak aby zatrzymanie pojazdu odbyło się na możliwie najkrótszej drodze hamowania. Większe wymagania stawiane układom hamulcowym wymusza nie tylko okresowe kontrolowanie stanu pary ciernej, ale również stałego monitorowania zużycia elementów układu hamulcowego. Celem artykułu jest przedstawienie aktualnego stanu wiedzy z zakresu diagnostyki układów hamulcowych. W artykule opisano procesy robocze i towarzyszące, występujące w czasie hamowania oraz możliwość ich wykorzystania w diagnostyce stanu urządzenia hamulcowego.

Słowa kluczowe: hamulec tarczowy, zużycie okładzin, diagnostyka hamulca tarczowego, sygnał wibroakustyczny, droga hamowania

Abstract

In rail vehicles, because of higher and higher ride speed, development works on braking systems are carried out to stop the vehicle in the shortest possible braking distance. Higher requirements for braking systems trigger not only seasonal inspections of friction set but also continuous monitoring the wear of elements of braking system. The aim of this article is to present current knowledge about diagnostics of braking systems. In the article working processes and accompanying processes occurring during braking and perspectives of using those processes to diagnose the condition of braking system are described.

Keywords: disc brake, wear of friction pad, diagnostic disc brake system, vibration signal, braking distance

* Dr inż. Wojciech Sawczuk, Instytut Silników Spalinowych i Transportu, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Politechnika Poznańska.

1. Stan wiedzy z zakresu diagnostyki układów hamulcowych

Analizując dostępną literaturę z zakresu diagnostyki układów hamulcowych pojazdów samochodowych oraz szynowych, obserwuje się ich ciągły rozwój jako odpowiedź na większe wymagania stawiane układom hamulcowym pod względem szybkiego rozproszenia nagromadzonej podczas hamowania energii cieplnej do otoczenia. Większe prędkości jazdy pojazdów oraz zmniejszanie wymiarów pary ciernej hamulca (tarcza–okładzina) wymusza stosowanie większych nacisków elementów ciernych na tarczę, również wpływa na wzrost obciążenia cieplnego układu hamulcowego.

W celu zdiagnozowania pary ciernej układu hamulcowego przeprowadza się różnorodne pomiary, które w sposób bezpośredni lub pośredni dostarczają informacji o jego stanie. Metody bezpośrednie odnoszą się głównie do oceny zużycia pary ciernej i są to metody wykorzystujące sprawdziany i przyrządy mikrometryczne. Osobną grupę metod bezpośrednich stanowią metody stosowane w badaniach nieniszczących [12] (penetracyjne i magnetoproszkowe), używane do kontroli i pomiaru długości pęknięć termicznych na powierzchni tarczy hamulcowej. W każdym przypadku metody bezpośrednie wymuszają konieczność częściowego demontażu układu biegowego w przypadku pojazdów samochodowych lub wejścia pod wagon do kanału rewizyjnego w pojazdach szynowych.

W metodach pośrednich oceny stanu układu hamulcowego dokonuje się pomiaru drogi hamowania lub pomiaru szczelności układu albo ciśnienia w układzie hamulcowym. Tego typu metody dostarczają informacji o stanie układu bez konieczności jego demontażu. Niestety, dokonując pomiaru drogi hamowania w pojazdach drogowych i szynowych, nie uzyskuje się pełnych informacji o stanie poszczególnych układów, a jedynie wynik sumaryczny z pracy wszystkich układów, co zostało opisane w pracy [13].

W systemach diagnostycznych układów hamulcowych na szczególną uwagę zasługują trzy zaawansowane systemy pozwalające określić zużycie pary ciernej hamulca. W pojazdach samochodowych wykorzystywany jest system OBD II/EOBD [10], który dodatkowo dostarcza informacje o zużyciu poszczególnych okładzin ciernych. W pojazdach szynowych został opracowany System Wizyjny Hard Soft [1], który poprzez zastosowanie kamer cyfrowych na podwoziu wagonu pozwala na monitorowanie zużycia pary ciernej tarcza–okładzina. Drugim systemem diagnozującym zużycie okładzin ciernych hamulca kolejowego jest Diagnostic Brake Pads System [15], torowy system dokonujący rejestracji obrazu pary ciernej hamulca w chwili przejazdu pociągu. Na podstawie otrzymanych obrazów wyznaczona jest grubość okładziny ciernej, w chwili przekroczenia dopuszczalnego zużycia liniowego wynoszącego 10 mm maszynista pociągu otrzymuje informacje o konieczności wymiany okładziny.

2. Procesy robocze w diagnostyce par ciernych układów hamulcowych

Złożoność układów hamulcowych oraz ich późniejsza eksploatacja sprawia, że zmiana stanu układu rozumiana zużyciem elementów układu hamulcowego oraz emisja sygnałów diagnostycznych to proces losowy. W praktyce rzadko występują zależności funkcyjne ze względu na niemierzalność zakłóceń, które w procesie eksploatacji hamulca podlegają ciągłym zmianom oraz ze względu na występowanie strat w postaci zużycia elementów pary ciernej hamulca. Z reguły występujące zależności są zależnościami stochastycznymi tzn. niejednoznacznymi. W diagnozowaniu układów hamulcowych dąży się znalezienia relacji pomiędzy stanem układu a sygnałem diagnostycznym na podstawie równania (1) [2]:

$$\mathbf{S}(\Theta) = \Phi[\mathbf{X}(\Theta), \mathbf{Y}(\Theta)] + \mathbf{Z}(\Theta) \tag{1}$$

gdzie:

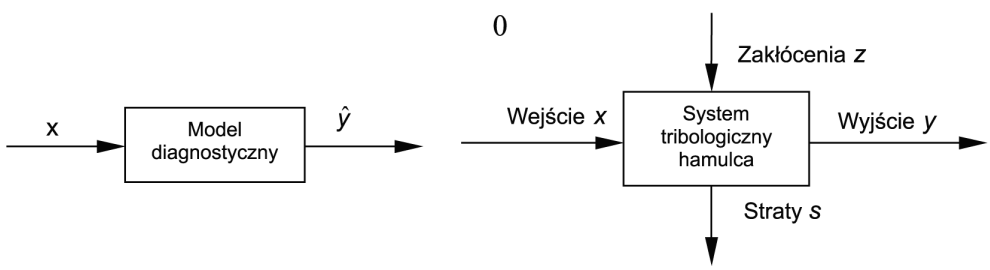
$\mathbf{S}(\Theta) = \{s_1, s_2, \ldots, s_n\}$ – wektor sygnału diagnostycznego,
$\mathbf{X}(\Theta) = \{x_1, x_2, \ldots, x_n\}$ – wektor parametrów stanu,
$\mathbf{Y}(\Theta) = \{y_1, y_2, \ldots, y_n\}$ – wektor sterowania,
$\mathbf{Z}(\Theta) = \{z_1, z_2, \ldots, z_n\}$ – wektor zakłóceń,
Θ – eksploatacyjna miara starzenia (czasu lub przebiegu),
Φ – operator przyporządkowania.

Do opisu wektora sygnału $\mathbf{S}(\Theta) = \{s_1, s_2, \ldots, s_n\}$ określającego stan technicznego układu hamulcowego wykorzystuje się parametry procesów roboczych oraz towarzyszących. Uzyskanie modelu diagnostycznego (rys. 1) umożliwia np. metoda analizy regresyjnej, gdzie proponowany model diagnostyczny korzysta z parametrów sygnału diagnostycznego do określenia parametrów stanu zgodnie z zależnością (2) [11]:

$$y_n = f_n\left(x_1, x_2, ..., x_m, a_o, a_1, ..., a_j\right) \tag{2}$$

gdzie:

$x_1, x_2, \ldots, x_n$ – parametry sygnałów diagnostycznych,
$a_o, a_1, \ldots, a_j$ – współczynniki (parametry) równań regresji.



Rys. 1. Model diagnostyczny i system tribologiczny hamulca

Fig. 1. Model diagnostic and tribological brake system

W diagnostyce technicznej zgodnie z [11] bardzo często wykorzystuje się jednowymiarowe modele liniowe o jednym wejściu i jednym wyjściu na podstawie obserwacji systemu tribologicznego hamulca zgodnie z zależnością (3):

$$\hat{y}_n = a_0 + a_i \cdot x_i \tag{3}$$

lub wykorzystuje się modele jednowymiarowe nieliniowe, co przedstawiają zależności (4) i (5):

$$\hat{y}_i = \beta \cdot a^{x_i} \tag{4}$$

$$\hat{y}_i = a \cdot x_i^{y} \tag{5}$$

gdzie:

a, β, y – parametry regresyjnego modelu diagnostycznego.

Układ hamulca tarczowego jako przedmiot badań charakteryzuje się jednoczesnym występowaniem różnych procesów: mechanicznych, cieplnych, chemicznych, fizycznych, aerodynamicznych i hydromechanicznych. Jednak układ ten jest złożonym obiektem diagnostycznym ze względu na trudności rozdzielenia sygnału diagnostycznego, związanego ze stanem poszczególnych elementów układy hamulcowego oraz procesów fizycznych, które w nim zachodzą.

Wielkościami, które opisują procesy robocze w diagnostyce układu hamulcowego, są: uzyskany podczas hamowania współczynnika tarcia μ, droga hamowania pojazdu szynowego lub samochodowego oraz ciśnienie powietrza w cylindrach hamulcowych. W wagonach kolejowych z tarczowym układem hamulcowym zasilanych z indywidualnych cylindrów hamulcowych różne wartości ciśnień w cylindrach wpływają na nierównomierne hamowanie poszczególnych wagonów i tzw. nabieganie ich na siebie podczas hamowania.

Pomiar współczynnika tarcia jako parametru diagnostycznego jest stosowany do oceny skuteczności hamowania i odbywa się w warunkach badań stanowiskowych. Podczas badań na stanowisku bezwładnościowym [7] określa się chwilowy współczynnik tarcia μ_a, w każdej chwili hamowania zgodnie z zależnością (6):

$$\mu_a = \frac{F_t}{F_b} \tag{6}$$

gdzie:

F_t – chwilowa siła styczna odniesiona do promienia hamowania r,

F_b – całkowita chwilowa siła nacisku na tarczę hamulcową.

Następnie oblicza się średni współczynnik tarcia μ_m, który jest wyznaczany z całki oznaczonej chwilowego współczynnika tarcia po drodze hamowania s_2 zgodnie z równaniem (7) [7]:

$$\mu_m = \frac{1}{s_2}\int_0^{s_2} \mu_a ds \tag{7}$$

Na podstawie zależności (6) oraz (7) wyznaczane są charakterystyki $\mu_a = f(t)$ oraz $\mu_m = f(v)$. Podczas badań stanowiskowych hamulca kolejowego rejestruje się przebieg chwilowego współczynnika tarcia w czasie hamowania od zadanej prędkości hamowania aż do zatrzymania. Na tej podstawie określa się chwilę osiągnięcia wartości maksymalnej oraz minimalnej chwilowego współczynnika tarcia. Przebiegi otrzymane z zależności (7) stanowią końcowe zestawienia sprawdzające zachowanie się współczynnika tarcia w całym zakresie prędkości hamowania danego pojazdu. Ocenę stanu danej pary ciernej określa się przez naniesienie tolerancji chwilowego i średniego współczynnika tarcia na otrzymane i wyliczone wartości współczynników zgodnie z Kartą UIC 541-3.

Diagnozowanie pary ciernej układu hamulcowego za pomocą drogi hamowania s dokonuje się w warunkach poligonowych dla całego pociągu pomiarowego, zestawionego z wagonów danego typu lub dla pojedynczego wagonu, odczepianego podczas jazdy od pociągu pomiarowego. Na podstawie pomierzonej drogi i obliczenia wartość procentu rzeczywistego ciężaru hamującego λ_h z tablic [6] odczytuje maksymalną dozwoloną prędkość pociągu. Innym sposobem diagnozowania pary ciernej jest porównanie pomierzonej drogi hamowania z drogą wyznaczoną na podstawie zależności (8) [6]:

$$s = \frac{t_s}{2} \cdot v + \frac{m_c \cdot v^2}{2\left(F_c + W_m\right)} \tag{8}$$

gdzie:

t_s – czas napełniania cylindra hamulcowego, s,
v – prędkość początku hamowania, m/s,
m_c – masa całkowita wagonu, t,
F_c – siła hamowania na obwodzie koła, kN,
W_m – wartość średnia oporu jazdy, kN.

Następnie po obliczeniu drogi hamowania s z tablic [6] odczytuje się procent ciężaru hamującego λ_h i oblicza ciężar hamujący B, który określa maksymalną sumę nacisków okładzin na tarczę, jaką dany wagon lub skład może realizować.

Pomiar szczelności instalacji pneumatycznej lub częściej pomiar ciśnienia w cylindrze hamulcowym [5] jest najprostszą metodą oceny stanu technicznego hamulca tarczowego. Metoda sprawdza się w warunkach badań stanowiskowych oraz poligonowych, wykonywanych podczas prób na wagonach kolejowych w czasie przeglądów okresowych. Na podstawie zmierzonego ciśnienia w cylindrze hamulcowym oblicza się całkowitą znamionową siłę nacisku na tarczę hamulcową z zależności (9) [12]:

$$F_B = \left(A \cdot p_c - F_f\right) \cdot i_c \cdot \eta \tag{9}$$

gdzie:

A – powierzchnia tłoka, m^2,
p_c – ciśnienie w cylindrze hamulcowym, MPa,
F_f – siła sprężyny tłokowej, N,
i_c – przełożenie układu dźwigniowego,
η – sprawność układu hamulcowego.

Obliczenie siły nacisku na tarczę hamulcową umożliwia obliczenie nacisku jednostkowego okładziny z równania (10) [7] przy znanej powierzchni tarcia okładziny i liczbie okładzin:

$$p = \frac{1000 \cdot F_B}{N \cdot S} \tag{10}$$

gdzie:

F_B – siła nacisku na tarczę hamulcową, kN,
N – liczba połówek okładziny na tarczę hamulcową,
S – nominalna powierzchnia tarcia jednej połówki okładziny, cm^2.

Wartości ciśnienia zmierzone w cylindrze hamulcowym w diagnostyce par ciernych układu hamulcowego umożliwiają sprawdzenie realizowanych nacisków jednostkowych okładzin na tarczę. Przy znanej liczbie okładzin przypadających na jedną tarczę hamulcową (np. $N = 4$) oraz powierzchni nominalnej okładziny (np. $S = 175$ cm^2 lub $S = 200$ cm^2 w zależności od średnicy tarczy) ciśnienie w cylindrze hamulcowym jest wprost proporcjonalne do siły nacisku F_B oraz nacisku jednostkowego p, zgodnie z zależnością (11) [4]:

$$p_c = f(F, p) \tag{11}$$

Spadek ciśnienia w pneumatycznym układzie hamulcowym pojazdu szynowego w wyniku nieszczelności, spowoduje obniżenie siły docisku elementu ciernego do tarczy hamulcowej. W przypadku długich składów wagonowych zmienne siły hamowania na poszczegól-

nych wagonach stwarzają dodatkowe zagrożenie, jakim jest wykolejenie wagonów w wyniku nabiegania ich na siebie.

3. Procesy towarzyszące w diagnostyce par ciernych układów hamulcowych

Wśród procesów towarzyszących podczas hamowania należy wymienić: procesy wibroakustyczne w układzie hamulcowym (drgania, hałas), procesy termiczne występujące w parze ciernej oraz zużycie elementów pary ciernej hamulca.

Procesy wibroakustyczne pozwalają odzwierciedlić najważniejsze procesy fizyczne w pracy układu hamulcowego, czyli: uderzenia elementów układu hamulcowego w wyniku luzów, naprężenia czy odkształcenia. Do najważniejszych zalet wibroakustyki (WA) należy zaliczyć łatwość pomiaru, dużą szybkość przekazywania informacji, możliwość oceny stanu całego obiektu lub poszczególnych części oraz dużą zawartość informacji w sygnale.

W diagnostyce wibroakustycznej, przedstawionej w pracach [2, 3], istnieje zależność drgań elementów pary ciernej od prędkości i chropowatości powierzchni określanej parametrem R_a. W ten sposób obliczana jest średnia częstotliwość mikroudarów dwóch współpracujących powierzchni, co przedstawia równanie (12):

$$f \cong \frac{v}{10 \cdot R_a} \tag{12}$$

gdzie:

v – prędkość względna elementu ciernego np. tarczy, m/s,

R_a – chropowatość powierzchni elementu ciernego, μm.

W diagnostyce tarczowego układu hamulcowego na podstawie średniej częstotliwości mikroudarów, przy znanej prędkości elementu ciernego (tarczy hamulcowej) można określić stan okładzin ciernych [14]. Podczas docierania okładzin w warunkach badań stanowiskowych, brak obserwacji zmian średniej częstotliwości mikroudarów w kolejnych hamowaniach powoduje ustabilizowanie się wartości chropowatości powierzchni i świadczy o dotarciu okładziny bez demontażu jej z obsady. W innym przypadku należy okresowo sprawdzać stan powierzchni okładziny po każdej serii próbnych hamowań, co wiąże się ze stratą czasu na częste zatrzymywanie stanowiska i demontaż okładziny z obsady do oceny okiem nieuzbrojonym jej dotarcia.

Diagnostyka wibroakustyczna, zgodnie z [2], również jest stosowana do określenia zużycia ciernego wyrażonego grubością zużytej warstwy h lub objętością zużytego materiału U, opisanych równaniami (13) i (14):

$$h = k\left[p_o + p_d(t)\right] v \cdot \theta \tag{13}$$

$$U = \left[\frac{k_o\sqrt{p} - k_1 \cdot p}{f} + k_2 \cdot A \cdot p\right] N \tag{14}$$

gdzie:

k – współczynnik stały,

p_o – część stacjonarna nacisku jednostkowego,

$p_d(t)$ – część dynamiczna nacisku o amplitudzie proporcjonalnej do amplitudy drgań względnych,

v – prędkość względna elementów pary ciernej,
θ – czas eksploatacji,
k_o, k_1 – współczynniki stałe nacisku jednostkowego,
k_2 – współczynnik stały amplitudy przyspieszeń drgań,
p – nacisk jednostkowy,
A – amplituda przyspieszeń drgań względnych w połączeniu,
f – częstotliwość drgań,
N – liczba cykli drgań.

Analizując zależności (13) oraz (14), można stwierdzić, że drgania są czynnikiem determinującym intensywność procesu zużycia. Przy stałej częstotliwości f ubytek masy zależy liniowo od nacisku p, amplitudy ruchu względnego A oraz liczby cykli N [3].

W pracy [14] do oceny zużycia pary ciernej hamulca tarczowego, wykorzystano drgania okładzin ciernych. Dokonując analizy sygnałów przyspieszeń drgań w dziedzinie amplitud wyznaczono wartości skuteczne amplitudy przyspieszeń drgań zgodnie z równaniem (15):

$$S_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T \left[s(t)\right]^2 dt} \tag{15}$$

gdzie:
T – czas uśredniania,
t – czas,
$s(t)$ – chwilowa wartość amplitudy przyspieszeń drgań.

Stosując równanie (15) do konkretnego hamowania z naciskiem okładziny N do tarczy i masie hamującej M przypadającej na tarczę hamulcową, można wyznaczyć relację zużycia okładziny, prędkości początku hamowania od wartości skutecznej amplitudy przyspieszeń drgań okładzin zgodnie z zależnością (16):

$$S_{RMS} = f(z, v) \tag{16}$$

gdzie:
z – zużycie okładziny,
t – prędkość początku hamowania.

W diagnostyce wibroakustycznej oprócz analiz w dziedzinie amplitud wykorzystuje się dwa widma, tj. widmo amplitudowe i widmo fazowe w dziedzinie częstotliwości [2]. Natomiast stosując szybką transformatę Fouriera (*FFT*), wyznacza się widma mocy, opisanego równaniem (17) lub widmo gęstości mocy, przedstawione zależnością (18):

$$P(k) = \left(A(k)\right)^2 \tag{17}$$

$$G(k) = \frac{P(k)}{\Delta f} \tag{18}$$

gdzie:
$P(k)$ – widmo mocy,
$A(k)$ – widmo amplitudowe,
$G(k)$ – widmo gęstości mocy,
Δf – szerokość pasma analizy.

Celem analizy widmowej sygnałów drgań jest wyznaczenie pasm częstotliwości związanych ze zmianą z zużyciem okładzin w czasie pracy układu hamulcowego. Następnie dla danego pasma częstotliwości wyznacza się modele wartości skutecznej przyspieszeń drgań [14].

Rozwój metody wibroakustycznej, ze względu na jej szereg zalet, spośród których szczególnie ważna jest duża wrażliwość na zmianę stanu określonego zużyciem, doprowadził do wytwarzania elementów maszyn z wbudowanymi przetwornikami przyspieszeń drgań. Przykładem jest firma SKF produkująca obudowy łożysk tocznych oraz silników elektrycznych, w których na etapie produkcji na stałe umieszcza się przetworniki przyspieszeń drgań [9]. Na tej podstawie możliwe jest diagnozowanie ciągłe stanu łożysk, determinowane ich zużyciem oraz prognozowanie dalszego okresu ich eksploatacji do osiągnięcia zużycia granicznego.

Procesy termiczne w układach hamulca tarczowego są odzwierciedleniem zjawisk fizycznych występujących w parze ciernej tarcza–okładzina oraz w elementach układu dźwigniowego. Rozkłady temperatury przekraczające wartości maksymalne świadczą o ich nieprawidłowej pracy lub zużyciu. W warunkach badań stanowiskowych dokonuje się pomiaru temperatury tarczy przez zmocowanie termopar na powierzchni ciernej tarczy hamulcowej, natomiast w warunkach poligonowych wykorzystuje się badania pirometryczne. Diagnozowanie stanu hamulca tarczowego przez pomiar temperatury jest wykonywane w celu sprawdzenia występowania luzu między okładziną a tarczą w czasie jazdy wagonu z wyłączonym hamulcem. Przyrost temperatury tarczy może również świadczyć o jej uszkodzeniu (skrzywieniu), wynikiem czego jest jej bicie poprzeczne przekraczającego wartość 0,5 mm zgodnie z [12]. Dokonując jednoczesnego pomiaru rozkładu temperatury wszystkich tarcz hamulcowych wagonu przedstawionego w pracy [13], można ocenić pracę poszczególnych układów hamulcowych.

Procesy termiczne ze względu na powolny charakter zmiany temperatury badanego obiektu, wynikający z przewodzenia i przejmowania cieplnego na granicy tarcza–otoczenie, często dłuższego od czasu trwania pojedynczego hamowania, nie znajdują większego zastosowania w diagnostyce par ciernych układów hamulcowych.

Procesy zużycia są nośnikami informacji diagnostycznej o stanie układu hamulcowego i odnoszą się głównie do okładziny i tarczy hamulcowej. Zużycie okładzin zgodnie z wynikami badań W. Gąsowskiego i M. Kaluby [4] zależy nie tylko od rozproszonej energii, ale jest również związane procesami termicznymi występującymi w parze ciernej, zgodnie z równaniem (19):

$$Z = f\left(E, T\right) \tag{19}$$

gdzie:

E – energia hamowania,

T – temperatura tarczy (mierzona 1 mm pod powierzchnią tarczy).

W pojazdach kolejowych, podczas wykonywania badań stanowiskowych w zależności od rodzaju hamowania, określa się wagowe zużycie okładzin ciernych, które następnie odnosi się do zużycia obliczonego z równania (20) [4]:

$$Z = C \cdot P \cdot t_H \cdot \frac{T}{T_o} \tag{20}$$

gdzie:

C – stała charakteryzująca materiał okładziny (zużycie właściwe okładziny w temperaturze referencyjnej $T_o = 50°C$), g/kJ,
P – moc hamowania, $P = \mu(N, v)\, N{\cdot}v$, kW,
t_H – czas hamowania, s,
T – temperatura tarczy, °C,
T_o – temperatura referencyjna tarczy, °C,
$\mu(N, v)$ – współczynnik tarcia okładziny po tarczy, będący funkcją nacisku okładziny N i prędkości poślizgu okładziny po tarczy v.

Podczas badań na konkretnej okładzinie dostarczonej przez producenta, dzieląc zależność (20) przez czas hamowania t_H, otrzymuje się szybkość zużycia z wyrażoną w g/s. Przy znajomości stałej materiału C, współczynnika tarcia μ, nacisku okładziny N, prędkości początku hamowania v i temperatury referencyjnej T_o, możliwe jest określenie zależności szybkości zużycia od temperatury tarczy ($z = f(T)$). Wyższe temperatury tarczy powodowane przez większe naciski okładziny i masy hamujące, tarcie okładzin o tarcze w wyniku braku luzu między elementami pary ciernej w czasie jazdy wagonu lub skrzywienie tarczy będą powodowały zwiększoną szybkość zużycia okładzin.

4. Podsumowanie diagnostyki par ciernych układów hamulcowych

Analizując wiedzę z zakresu stosowanej diagnostyki par ciernych układów hamulcowych, można stwierdzić, że stan techniczny układu hamulcowego jest możliwy do opisania za pomocą wielu parametrów procesów roboczych oraz parametrów towarzyszących. W szczególności można stwierdzić, że:

1) w diagnostyce układu hamulcowego parametry procesu roboczego są najczęściej określane poprzez badania stanowiskowe, wyjątek stanowi pomiar drogi hamowania, wykonywany podczas prób na określonym torze pomiarowym. Jest to w pojazdach szynowych najbardziej znana metoda diagnostyczna, pozwalająca określić stan układu hamulcowego, na podstawie której określa się maksymalną prędkość pociągu;
2) innym parametrem procesu roboczego opisującym stan układu hamulcowego jest ciśnienie w cylindrze hamulcowym. Ciśnieniowa metoda diagnostyczna znalazła zastosowanie w większości zakładów zajmujących się eksploatacją pojazdów szynowych. W tym celu budowane są specjalne stanowiska, w których oprócz sprawdzania samych cylindrów hamulcowych, w ich obwody pneumatyczne podłączane są inne elementy układu hamulcowego podlegającego kontroli;
3) wartości zmierzonych ciśnień w cylindrach hamulcowych pozwalają na sprawdzenie występujących nacisków elementów ciernych na tarczę hamulcową oraz dodatkowo umożliwiają diagnozowanie układu hamulcowego pojazdu szynowego w aspekcie nieszczelności cylindra hamulcowego lub instalacji hamulcowej;
4) z procesów towarzyszących pracy układu hamulcowego do celów diagnozowania przeprowadzono próby wykorzystania drgań elementów układu hamulcowego, dokonując analiz sygnałów przyspieszeń drgań w dziedzinie amplitud oraz częstotliwości.

Literatura

[1] Boguś P., Bocian S., *Shape deformation analizys of rail car brakes with image processing techniques,* Book of Abstracts of European Mechanics Society EUROMECH 406 Colloquium – Image Processing Methods in Applied Mechanics, Warszawa, 6–8 maj 1999, 47-49.

[2] Cempel C., *Diagnostyka wibroakustyczna maszyn*, PWN, Warszawa 1989.

[3] Cempel C., Tomaszewski F., *Wibroakustyczna metoda diagnozowania silnika spalinowego lokomotywy w warunkach eksploatacji*, Konferencja Naukowa – Rozwój systemów i środków w transporcie – TRANSSYSTEM 89, Warszawa 1989, Sekcja D, 21-24.

[4] Gąsowski W., Kaluba M., *Trybologiczne badanie okładzin ciernych hamulca tarczowego pojazdów szynowych*, Pojazdy Szynowe, nr 1, 1999, 14-21.

[5] Kaluba M., Piechowiak T., *Wpływ napełnienia przewodu głównego wysokim ciśnieniem na proces luzowania pociągu*, XIV Konferencja Naukowa Pojazdy Szynowe 2000, t. 2, Kraków, Arkanów, 9–13 październik 2000, 101-112.

[6] Karta UIC 544-1*, Hamulec: Moc hamowania*, Wydanie 1995.

[7] Karta UIC 541-3*, Hamulec: hamulec tarczowy i okładziny hamulcowe, warunki ogólne dla prób na stanowisku badawczym,* Wydanie 6, listopad 2006.

[8] Kardacz A., Grzeszczyk R., *Diagnostyka układu hamulcowego pojazdów szynowych na podstawie sygnałów wizyjnych,* III Krajowa Konferencja Naukowo-Techniczna Diagnostyka Procesów Przemysłowych, Jurata 7–10 września 1998, 361-366.

[9] Kuře G., Martinez V., *Pokonywanie odległości ze zunifikowanym odometrem kolejowym z SKF*, Evolution, Magazyn Biznesu i Techniki firmy SKF, nr 4, 2009, 21-24.

[10] Merkisz J., Mazurek S., *Pokładowe systemy diagnostyczne pojazdów samochodowych*, WKŁ, Warszawa 2000.

[11] Niziński S., Michalski R., *Diagnostyka obiektów technicznych*, Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom 2002.

[12] Rail Consult Gesellschaft für Verkehrsberatung mbH. *Wagon osobowy Z1 02, układ jezdny, tom, 2*, dokumentacja techniczno-ruchowa.

[13] Sawczuk W., *Badanie rozkładu temperatury kolejowych tarcz hamulcowych w warunkach poligonowych*, XVIII Konferencja Naukowa Pojazdy Szynowe, t. 1, Katowice–Ustroń 2008, 293-303.

[14] Sawczuk W., *Application of Vibroacoustic Signal to Diagnose Disc Braking System*, Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18, No. 1, 2011, European Science Society of Powertrain and Transport Publication Warsaw 2011, 525-534.

[15] Brake Pads Wear measuring system (http://www.mermecgroup.com/diagnostics/rolling-stock-inspection/96/1/brake-pads-wear.php – odczyt z dnia 1.10.2011).