

Stanisław DŻUŁA
Paweł URBAŃCZYK

WPLYW ODKSZTAŁCEŃ TERMICZNYCH KŁOCKA HAMULCOWEGO NA WSPÓŁPRACĘ Z POWIERZCHNIĄ TOCZNĄ KOŁA

Streszczenie. Z punktu widzenia skuteczności procesu hamowania oraz stabilności dróg hamowania rozkład jednostkowych nacisków w strefie tarcia pary ciernej hamulca klockowego powinien być równomierny. W rzeczywistości rozkład ten wzdłuż powierzchni ciernej zmienia się w czasie tego samego hamowania w bardzo szerokich granicach. Dominującym czynnikiem wpływającym na rozkład nacisków jest powstające w czasie hamowania ciepło tarcia. W artykule przedstawiono wyniki analizy numerycznej wpływu odkształceń termicznych klocka hamulcowego na przebieg procesu hamowania. Wykorzystując wyniki badań opracowano zasady doboru klocków hamulcowych pojazdów pracujących w różnych warunkach eksploatacyjnych.

INFLUENCE OF THERMAL DEFORMATION OF THE BRAKE SHOE ON THE INTERACTION WITH WHEEL

Summary. From the point of view of the length and stability of braking distance, the specific pressure on the friction face of brake should be homogeneously distributed. However, due to the elastic and first of all, thermal deformation of the brake shoe - wheel system, the distribution of pressures in real systems deviates significantly from the uniform distribution. It is the aim of this paper to demonstrate a numerical results of a specific surface pressure distribution on the friction face at braking from high and low speed.

1. WSTĘP

Na wartość siły tarcia powstającej w parze ciernej hamulca klockowego, oprócz rodzaju materiału elementów pary, temperatury powierzchni tarcia i zewnętrznych warunków atmosferycznych (szczególnie przy wstawkach hamulcowych wykonanych z tworzywa sztucznego), decydujący wpływ ma wartość jednostkowego nacisku w strefie styku trących się ciał. I tak np. wzrost nacisku jednostkowego o 50% powoduje spadek współczynnika tarcia ślizgowego

wstawek żeliwnych, niezależnie od prędkości średnio o około 10% [1]. W efekcie może to prowadzić do spadku wartości siły hamującej.

Obserwowane w eksploatacji pojazdów szynowych nierównomierne zużycie cierne wstawek hamulcowych, a w tym bardzo często występujące tzw. „zużycie klinowe” wywołane jest tym, że naciski jednostkowe w różnych miejscach wstawki przyjmują różne wartości. Jest rzeczą zrozumiałą, iż miejscowe, liniowe zużycie wstawki będzie tym większe, im będzie wyższy lokalny nacisk jednostkowy. Źródłem „zużycia klinowego” wstawek hamulcowych jest działanie momentu będącego wynikiem zawieszenia klocka hamulcowego w ostoi pojazdu lub w ramie wózka.

Powstające podczas hamowania ciepło tarcia jest przyczyną drugiego, odmiennego mechanizmu nierównomiernego zużycia wstawek. W czasie hamowania powierzchnia cierna wstawki nagrzewa się do wyższej temperatury niż jej grzbiet. Różnica jest tym wyższa, im wyższa jest moc i praca hamowania. W wyniku nagrzania zmniejsza się krzywizna wstawki hamulcowej, a w jej części środkowej wzrastają naciski jednostkowe, wskutek czego wstawka ściiera się bardziej w części środkowej niż na końcach. Podczas ochładzania się wstawki, po okresie hamowania, odkształca się ona w odwrotnym kierunku tak długo, dopóki grzbiet nie odzyska swojej pierwotnej krzywizny, o ile wcześniej nie następuje powtórne hamowanie. Powstały po ostygnięciu wstawki mniejszy promień jej powierzchni ciernej nie jest przeto bezpośrednim skutkiem odkształcenia cieplnego, lecz nierównomiernego zużycia. Przy ponownym hamowaniu zaczynają najpierw przylegać do koła tylko końce wstawki. Następuje ich szybsze zużycie, a równocześnie powstające ciepło tarcia powoduje ponowne odkształcenie wstawki i wzrost nacisków jednostkowych w części środkowej.

Z punktu widzenia trwałości wstawek hamulcowych, długości i stabilności dróg hamowania, nacisk jednostkowy powinien być stały wzdłuż całej powierzchni tarcia [2].

Drugim problemem występującym w eksploatacji pojazdów szynowych wyposażonych w układ klasycznego hamulca klockowego jest wzrost wartości masy hamowanej wraz ze wzrostem liniowego, ściernego zużycia wstawek hamulcowych. Bezpośrednią przyczyną zmiany wartości masy hamowanej może być tylko zmienna wartość siły hamującej, realizowanej przez hamulec. Z kolei na zmianę wartości siły hamującej wpływać mogą tylko te parametry, których zmiana wywołana jest zmianą grubości wstawki hamulcowej. Wydaje się, że w skali makro istnieją dwie przyczyny, które ulegając zmianie wraz ze zmianą grubości wstawki mogą wpływać na wartość siły hamującej.

Pierwszą z tych przyczyn jest zmiana geometrii podwieszenia klocka hamulcowego do ostoi lub ramy wózka. Wraz ze zmianą grubości wstawki hamulcowej zmienia się położenie klocka hamulcowego względem koła, a tym samym położenie dźwigni wieszaków układu hamulcowego. Zmienia się kierunek i wartość sił utrzymujących klocki hamulcowy w równowadze, w tym także wartość momentu dążącego do obrotu klocka względem czopa belki hamulcowej.

Drugim czynnikiem, na który wpływa grubość wstawki hamulcowej, jest stan cieplny klocka podczas hamowania, a przede wszystkim stan cieplny wstawki hamulcowej. We wstawce nowej, a więc o stosunkowo dużej grubości, gradient temperatury wzdłuż jej grubości jest znacznie większy niż w przypadku wstawki zużytej. Różne gradienty temperatury wywołują różne odkształcenia termiczne, a to z kolei różne rozkłady nacisków jednostkowych i w efekcie różne wartości sił hamujących.

Celem niniejszej pracy jest opracowanie na drodze teoretycznej zasad doboru klocków hamulcowych.

2. METODA OBLICZANIA ROZKŁADU JEDNOSTKOWYCH NACISKÓW W STREFIE TARCIA HAMULCA KLOCKOWEGO

Do obliczania rozkładu nacisków jednostkowych i siły hamującej w funkcji długości i grubości wstawki hamulcowej jako parametrów wykorzystano opracowaną metodę obliczania rozkładu nacisków jednostkowych w strefie tarcia hamulca klockowego [3]. Do opracowania tej metody wykorzystano liniową teorię prętów zakrzywionych i teorię podłoża sprężystego Winklera. Obsadę wstawki hamulcowej i samą wstawkę traktuje się jako pręty zakrzywione, a podłożę sprężyste, na którym spoczywa klocek hamulcowy, stanowi obręcz i tarcza koła. Dzięki temu przemieszczenia układu klocek hamulcowy - koło można było opisać równaniem różniczkowym wyprowadzonym w teorii prętów zakrzywionych. Rozkład nacisków jednostkowych w strefie tarcia wstawki hamulcowej o powierzchnię toczną koła zestawu kołowego przy założeniu, że jego wartość na szerokości wstawki jest stała, wylicza się z następującego wzoru:

$$p(\varphi) = \frac{k \cdot v(\varphi)}{s}, \quad (1)$$

gdzie:

- k - współczynnik oporu podłoża sprężystego,
- $v(\varphi)$ - radialne przemieszczenie punktu o współrzędnej φ leżącego na powierzchni tarcia,
- s - szerokość wstawki.

Wykorzystując powyższą metodę można określić rozkład nacisków jednostkowych w dowolnym momencie procesu hamowania uwzględniając następujące czynniki:

- sprężyste i cieplne odkształcenia klocka hamulcowego,
- sprężyste odkształcenia koła,
- zużycie liniowe wstawki hamulcowej i obręczy koła,
- wymiary i kształt wstawki hamulcowej,
- geometrię podwieszenia klocka do ostoi.

Znając rozkład nacisków jednostkowych w strefie tarcia hamulca klockowego, wartość siły hamującej wyliczana jest ze wzoru:

$$H_{\mu} = \iint_A \mu p dA, \quad (2)$$

gdzie:

- p - naciski jednostkowe w strefie tarcia,
- μ - współczynnik tarcia ślizgowego,
- A - czynna powierzchnia tarcia.

Należy zaznaczyć, że siłę hamującą, przy uwzględnieniu wyżej wymienionych czynników, można obliczyć oddzielnie dla obu klocków tego samego koła.

3. WYNIKI OBLICZEŃ TEORETYCZNYCH

W celu ustalenia wpływu odkształceń termicznych na rozkład nacisków jednostkowych wykonano obliczenia dla koła o średnicy nominalnej okręgu tocznego 0,92 m. Koła są hamowane dwustronnie jednowstawkowymi klockami z wstawkami wykonanymi z żeliwa. Wymiary obsady wstawki hamulcowej, długość wieszaka klocka (0,25 m) i geometrię jego podwieszenia do ostoi pojazdu przyjęto zgodnie z konstrukcją wózka wagonu towarowego typu 25 TNa.

W przykładzie obliczeniowym wykorzystuje się wyniki badań przeprowadzonych przez ERRI (ORE) i zamieszczonych w [4]. W czasie badań zahamowano pojazd szynowy o nacisku osi na tor 192 kN z prędkości 120 km/h na drodze 789 m, w czasie 47,5 s. Siła docisku klocka hamulcowego do koła była równa 25 kN. Średnia wartość współczynnika tarcia wynosiła:

$$\mu = 0,071 \quad \text{przy } V = 120 \text{ km/h,}$$

$$\mu = 0,294 \quad \text{przy } V = 0 \text{ km/h,}$$

Przyrost temperatury na powierzchni tarcia wstawki hamulcowej zmierzony w momencie zatrzymania $\Delta t_p = 212 \text{ K}$.

Na rys. 1 - 8 przedstawiono wyniki obliczeń rozkładu nacisków jednostkowych w strefie tarcia pary ciernej hamulca klockowego dla wstawek hamulcowych o długości $l_w = 0,25 \text{ m}$ i $l_w = 0,3 \text{ m}$ oraz przy różnych grubościach obręczy $2h$ i wstawek hamulcowych $2h_1$. Obliczenia przeprowadzono dla siły docisku klocka $P = 25 \text{ kN}$ w następujących przypadkach:

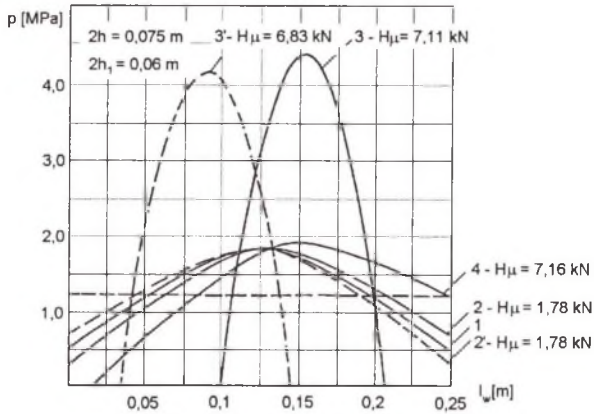
krzywa 1	$\mu = 0, \Delta t_p = 0,$
krzywa 2 i 2'	$\mu = 0,071, V = 120 \text{ km/h, } \Delta t_p = 0,$
krzywa 3 i 3'	$\mu = 0,294, V = 0, \Delta t_p = 212 \text{ K,}$
krzywa 4	$\mu = 0,294, V = 0, \Delta t_p = 0,$

przy czym linią przerywaną (krzywa 2' i 3') narysowano rozkład nacisków jednostkowych dla tego samego klocka (klocka lewego), ale dla przeciwnego kierunku jazdy. Linią przerywaną rysowano także wartości jednostkowego nacisku nominalnego. Przy odpowiednim numerze krzywej podano odpowiadającą jej wartość siły tarcia.

Z przedstawionych na rys. 1 - 8 wykresów widać wyraźnie, że proces nierównomiernego zużycia się wstawek hamulcowych, który jest wynikiem rozkładu nacisków jednostkowych, ma zupełnie inny przebieg dla przypadku, gdy hamowanie następuje z wysokich prędkości (krzywe 3 i 3'), niż w przypadku hamowania z prędkości niskich (krzywa nr 4 na rysunkach).

W pierwszym przypadku, kiedy to przyrost temperatury na powierzchni ciernej wstawki hamulcowej jest stosunkowo duży, a równocześnie powstające ciepło tarcia przeniknęło w głąb wstawki i obsady, o rozkładzie średnich nacisków jednostkowych decyduje odkształcenie cieplne klocka hamulcowego. Efektywna powierzchnia tarcia wstawki hamulcowej stanowi tylko część jej powierzchni nominalnej i jest praktycznie niezależna od długości wstawki hamulcowej (oczywiście, przy takim samym lub zbliżonym stanie cieplnym klocka hamulcowego). Położenie tej powierzchni uzależnione jest od kierunku jazdy hamowanego pojazdu. Dla parametrów hamowania jak w zamieszczonych obliczeniach długość efektywnej powierzchni

tarcia wstawki hamulcowej w momencie zatrzymania wynosi około 0,1 m. Stanowi to 40% nominalnej powierzchni tarcia dla wstawki o długości $l_w = 0,25$ m i 33% dla wstawki o długości $l_w = 0,3$ m.



Rys. 1. Rozkład nacisków jednostkowych w strefie tarcia dla parametrów:

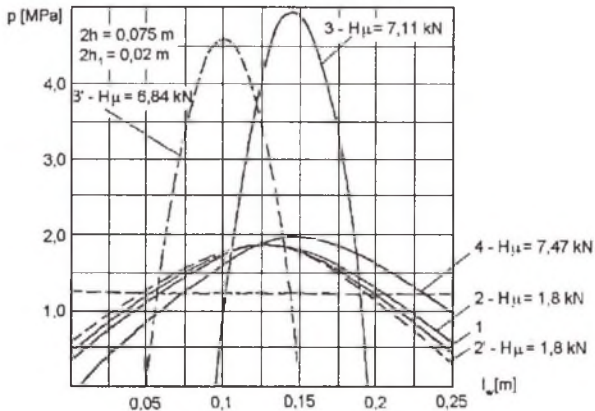
$l_w = 0,25$ m - długość wstawki hamulcowej; $2h = 0,075$ m - grubość obręczy;

$2h_1 = 0,06$ m - grubość wstawki hamulcowej

Fig. 1. Distribution of specific surface pressures for the parameters:

$l_w = 0,25$ m - length of the shoe brake insert; $2h = 0,075$ m - thickness of the tyre;

$2h_1 = 0,06$ m - thickness of the shoe brake insert



Rys. 2. Rozkład nacisków jednostkowych w strefie tarcia dla parametrów:

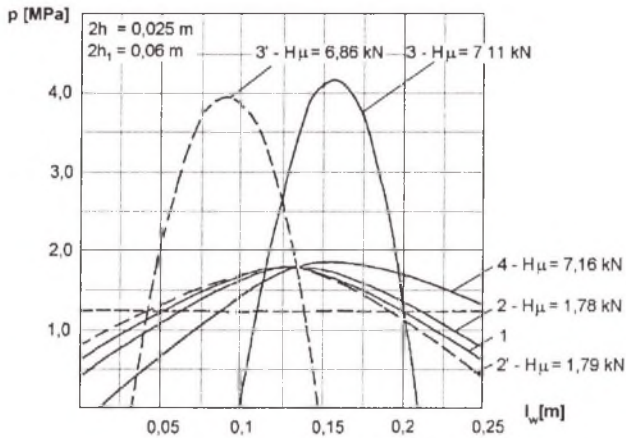
$l_w = 0,25$ m - długość wstawki hamulcowej; $2h = 0,075$ m - grubość obręczy;

$2h_1 = 0,02$ m - grubość wstawki hamulcowej

Fig. 2. Distribution of specific surface pressures for the parameters:

$l_w = 0,25$ m - length of the shoe brake insert; $2h = 0,075$ m - thickness of the tyre;

$2h_1 = 0,02$ m - thickness of the shoe brake insert

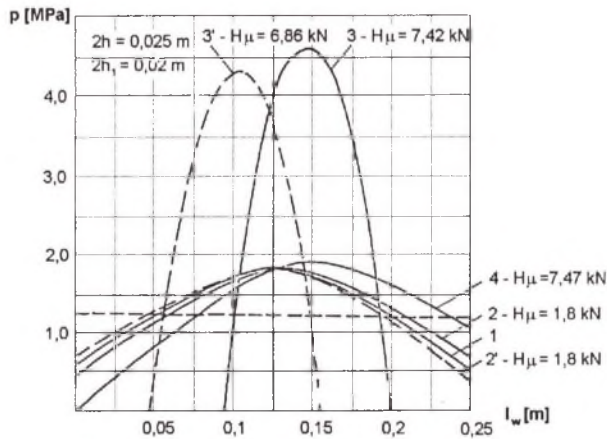


Rys. 3. Rozkład nacisków jednostkowych w strefie tarcia dla parametrów:

$l_w = 0,25$ m - długość wstawki hamulcowej; $2h = 0,025$ m - grubość obręczy;
 $2h_1 = 0,06$ m - grubość wstawki hamulcowej

Fig. 3. Distribution of specific surface pressures for the parameters:

$l_w = 0,25$ m - length of the shoe brake insert; $2h = 0,025$ m - thickness of the tyre;
 $2h_1 = 0,06$ m - thickness of the shoe brake insert

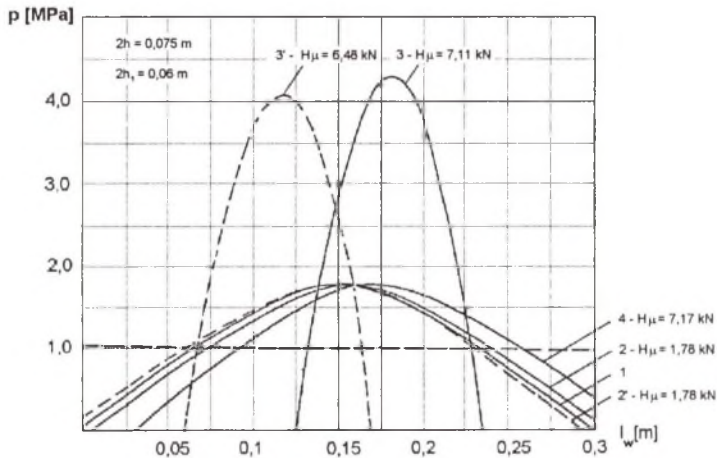


Rys. 4. Rozkład nacisków jednostkowych w strefie tarcia dla parametrów:

$l_w = 0,25$ m - długość wstawki hamulcowej; $2h = 0,025$ m - grubość obręczy;
 $2h_1 = 0,02$ m - grubość wstawki hamulcowej

Fig. 4. Distribution of specific surface pressures for the parameters:

$l_w = 0,25$ m - length of the shoe brake insert; $2h = 0,025$ m - thickness of the tyre;
 $2h_1 = 0,02$ m - thickness of the shoe brake insert



Rys. 5. Rozkład nacisków jednostkowych w strefie tarcia dla parametrów:

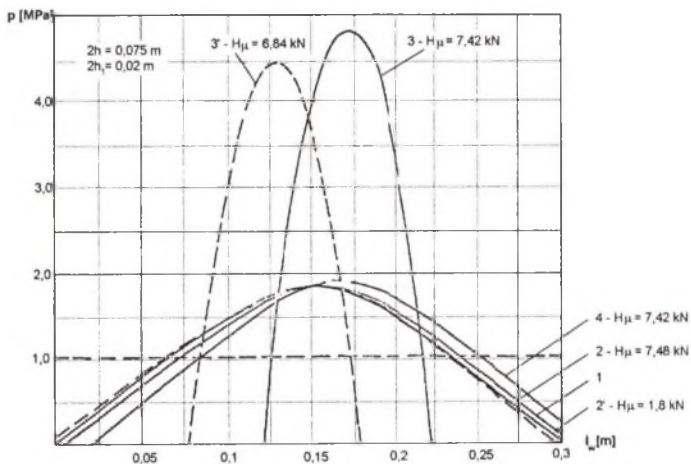
$l_w = 0,3$ m - długość wstawki hamulcowej; $2h = 0,075$ m - grubość obręczy;

$2h_1 = 0,06$ m - grubość wstawki hamulcowej

Fig.5. Distribution of specific surface pressures for the parameters:

$l_w = 0,3$ m - length of the shoe brake insert; $2h = 0,075$ m - thickness of the tyre;

$2h_1 = 0,06$ m - thickness of the shoe brake insert



Rys. 6. Rozkład nacisków jednostkowych w strefie tarcia dla parametrów:

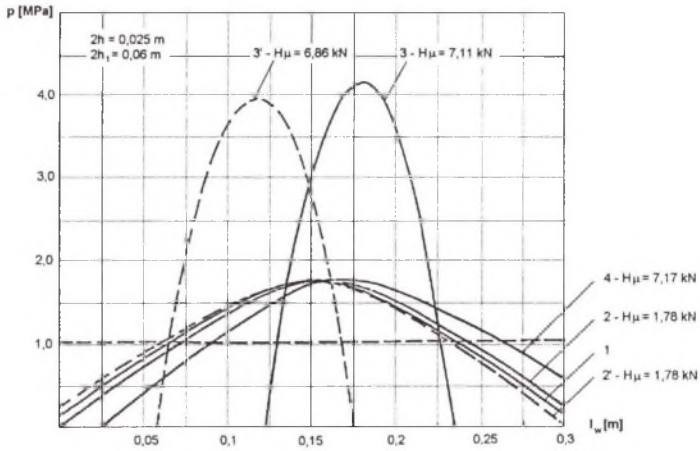
$l_w = 0,3$ m - długość wstawki hamulcowej; $2h = 0,075$ m - grubość obręczy;

$2h_1 = 0,02$ m - grubość wstawki hamulcowej

Fig.6. Distribution of specific surface pressures for the parameters:

$l_w = 0,3$ m - length of the shoe brake insert; $2h = 0,075$ m - thickness of the tyre;

$2h_1 = 0,02$ m - thickness of the shoe brake insert

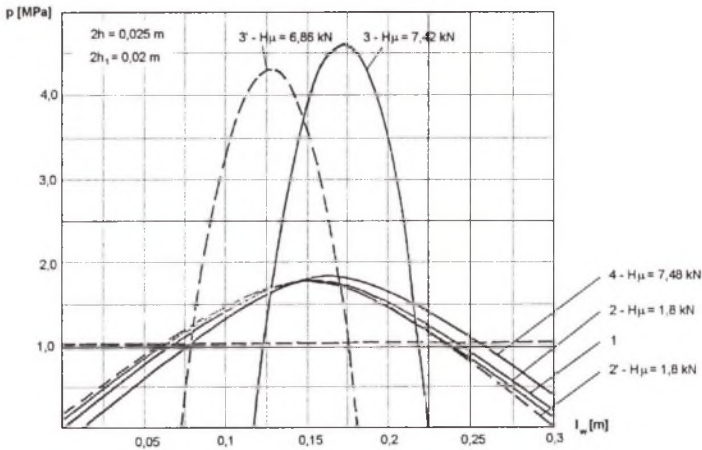


Rys. 7. Rozkład nacisków jednostkowych w strefie tarcia dla parametrów:

$l_w = 0,3 \text{ m}$ - długość wstawki hamulcowej; $2h = 0,025 \text{ m}$ - grubość obręczy;
 $2h_1 = 0,06 \text{ m}$ - grubość wstawki hamulcowej

Fig. 7. Distribution of specific surface pressures for the parameters:

$l_w = 0,3 \text{ m}$ - length of the shoe brake insert; $2h = 0,025 \text{ m}$ - thickness of the tyre;
 $2h_1 = 0,06 \text{ m}$ - thickness of the shoe brake insert



Rys. 8. Rozkład nacisków jednostkowych w strefie tarcia dla parametrów:

$l_w = 0,3 \text{ m}$ - długość wstawki hamulcowej; $2h = 0,025 \text{ m}$ - grubość obręczy;
 $2h_1 = 0,02 \text{ m}$ - grubość wstawki hamulcowej

Fig. 8. Distribution of specific surface pressures for the parameters:

$l_w = 0,3 \text{ m}$ - length of the shoe brake insert; $2h = 0,025 \text{ m}$ - thickness of the tyre;
 $2h_1 = 0,02 \text{ m}$ - thickness of the shoe brake insert

Rozkład nacisków jednostkowych wzdłuż efektywnej powierzchni tarcia jest praktycznie dla tego przypadku niezależny od całkowitej długości wstawki hamulcowej. Potwierdzają to wyniki badań uzyskane przez Jaxtheimera [1], który stwierdził iż zmiana długości wstawki z 0,25 m do 0,4 m nie spowodowała zmiany w ich bezwzględnym zużyciu. Należy również zwrócić uwagę na wysoką lokalną wartość nacisku jednostkowego, który wielokrotnie może przekraczać jego wartość nominalną.

Łącząc to ze zjawiskiem wzrostu wartości współczynnika tarcia ślizgowego w zakresie niskich prędkości, można stwierdzić, iż proces zużycia wstawek hamulcowych pojazdów przystosowanych do wyższych prędkości jazdy będzie miał przebieg jak to opisano w pkt. 1.

W przypadku hamowania pojazdów szynowych z niskich prędkości początkowych, kiedy to wpływ powstającego ciepła tarcia jest niewielki (krzywa 4), o charakterze zużycia wstawek hamulcowych decyduje działanie momentu będącego wynikiem geometrii zawieszenia klocka hamulcowego w ostoi pojazdu. Występuje wówczas tendencja do tzw. klinowego zużycia wstawek hamulcowych. Zjawisko to jest tym wyraźniejsze, im krótsze są wstawki hamulcowe.

Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że również i w tym przypadku jest możliwe odrywanie się końców wstawki hamulcowej od powierzchni toczonej koła zestawu kołowego w zakresie prędkości tuż przed zatrzymaniem się pojazdu.

Zjawisko to występuje tylko na jednym końcu wstawki (w zależności od kierunku jazdy) i w porównaniu z przypadkiem hamowania z wyższych prędkości na niewielkiej długości powierzchni ciernej. Długość ta zależna jest od stopnia zużycia wstawki hamulcowej i obręczy.

4. ZAKOŃCZENIE

Z przytoczonych rozważań wynika uzasadniona reguła, iż w pojazdach przeznaczonych do wyższych prędkości jazdy, a więc w pojazdach o wysokich mocach hamowania, należy stosować wielowstawkowe klocki hamulcowe z wstawkami krótkimi ($l_w = 0,25$ m), natomiast w lokomotywach manewrowych i pojazdach przeznaczonych do niższych prędkości jazdy wystarczają klocki hamulcowe jednowstawkowe o długości co najmniej $l_w = 0,3$ m. Reguła ta odnosi się do wstawek wykonanych z żeliwa.

Z punktu widzenia skutków procesu hamowania oraz stabilności dróg hamowania wartość nacisku jednostkowego w strefie tarcia pary ciernej powinna być stała. W rzeczywistości rozkład nacisków jednostkowych wzdłuż powierzchni ciernej zmienia się w czasie tego samego hamowania w bardzo szerokich granicach (od rozkładu danego krzywą 2 do rozkładu wzdłuż krzywej 3). Dominującym czynnikiem wpływającym na rozkład nacisków jest powstające w czasie hamowania ciepło tarcia. Stąd też wydawało się, że wstawka hamulcowa ze szczelinami dylatacyjnymi [1] dzięki lepszym warunkom odprowadzania ciepła do otaczającego powietrza oraz zmniejszenia wpływu odkształceń termicznych zapewnia bardziej korzystny rozkład nacisków jednostkowych. Jednak z uwagi na technologię wykonania oraz małą odporność na wykruszenie powierzchni ciernej, wstawki hamulcowe ze szczelinami dylatacyjnymi nie znalazły zastosowania w pojazdach szynowych.

Oprócz ciepła tarcia istnieją jeszcze inne czynniki wpływające na rozkład nacisków jednostkowych, jakkolwiek ich wpływ jest znacznie mniejszy. Chodzi tu o wpływ stopnia zużycia obręczy i wstawki hamulcowej.

Najbardziej korzystny rozkład nacisków jednostkowych występuje dla przypadku, w którym grubość obręczy jest najmniejsza ($2h = 0,025$ m), a wstawki hamulcowej największa

($2h_1 = 0,06$ m) - rys. 3 i 7, najbardziej niekorzystny dla przypadku, w którym $2h = 0,075$ m i $2h_1 = 0,02$ m - rys. 2 i 6.

Dlatego też, z uwagi na rozkład nacisków jednostkowych, sztywność promieniowa koła zestawu kołowego powinna być jak najmniejsza, a sztywność obsady klocka hamulcowego jak największa.

LITERATURA

1. Tross A.: Der Mechanismus der Reibung, Glasers Annalen, nr 5, 11, 12, 1962.
2. Sachs K.: Elektrische Triebfahrzeuge, tom I, Springer - Verlag, New York 1973.
3. Dżuła S.: A theory of calculation of the specific surface pressure on the friction face of shoe brake, Rails vehicles - Selected Problems, Monograph 41, Cracow 1986.
4. Zeszyty Naukowe ORE 1965, nr 1.

Recenzent: Dr hab.inż. Marek Sitarz
Prof. Politechniki Śląskiej

Abstract

From the point of view of the length and stability of braking distance, the specific pressure on the friction face of brake should be homogeneously distributed. However, due to the elastic and first of all, thermal deformation of the shoe brake - wheel system, the distribution of pressures in real systems deviates significantly from the uniform distribution. It is the aim of this paper to demonstrate a numerical results of a specific surface pressure distribution on the friction face at braking from high and low speed.

In the first case, where the temperature increase is high and friction heat deeply penetrates brake shoe insert and brake shoe holder, the distribution of specific surface pressures is controlled by thermal deformation of brake shoe. An effective friction surface of brake shoe insert is only a part of the entire insert surface and its position on the insert surface depends on the direction of the movement of vehicle. When the vehicle is stopped from low velocities an influence of generated friction heat is very small and distribution of specific surface pressures is controlled only by moment generated by geometry of suspension of brake shoe in framework.