

Mirosław WITASZEK
Kazimierz WITASZEK
Piotr ADAMIEC

OKREŚLANIE TRWAŁOŚCI KÓŁ KOLEJOWYCH METODAMI LABORATORYJNYMI

Streszczenie. W artykule przedstawiono matematyczny model służący do obliczania trwałości kół kolejowych. Model ten pozwala na ilościowe określenie wpływu poszczególnych czynników na trwałość kół kolejowych

DETERMINATION OF DURABILITY OF RAIL WHEELS USING LABORATORY METHODS

Summary. A mathematical model of rail wheels durability has been presented. Calculations make possible to determine the influence of different parameters on wheel durability.

1. WPROWADZENIE

Dotychczasowe badania trwałości kół kolejowych prowadzone były na podstawie o danych otrzymanych w czasie eksploatacji pojazdów szynowych. Znaczna ilość i zmienność czynników decydujących o intensywności zużycia kół powoduje, że dane te nie pozwalają na ilościowe określenie wpływu poszczególnych czynników na intensywność zużycia, będącą podstawowym czynnikiem decydującym o trwałości kół kolejowych [1]. Aby cel ten osiągnąć, konieczne jest przeprowadzenie badań laboratoryjnych oraz opracowanie odpowiedniego modelu matematycznego, pozwalającego zastosować wyniki badań laboratoryjnych do obliczeń zużycia rzeczywistych obręczy.

W pracy przedstawiono model matematyczny trwałości kół kolejowych oparty na wynikach laboratoryjnych badań zużycia stali na koła i szyny. Ponieważ modelowanie procesów zużycia warstwy wierzchniej bywa często realizowane za pomocą analizy wymiarowej [2], model trwałości przygotowano tą metodą. W opracowanych przez autora modelach zużywania się ściernego warstwy wierzchniej, zarówno przy tarcu ślizgowym [3-5], jak i tocznym z poślizgiem [6], parametrem pozwalającym na określenie trwałości jest droga tarcia l . W spo-

sób analogiczny do tych modeli opracowano model opisujący zależność drogi tarcia od zużycia oraz parametrów charakteryzujących ruch i własności materiałów węgła tarcia w postaci:

$$\frac{l}{\sqrt{A}} = c_0 \cdot \left(\frac{z}{\sqrt{A}}\right)^{c_1} \cdot \left(\frac{p_0 \cdot \gamma}{HB_1}\right)^{c_2} \cdot \left(\frac{HB_2}{HB_1}\right)^{c_3} C^{c_4}, \quad (1)$$

gdzie: l - droga tarcia w m, A - nominalna powierzchnia współpracy rozpatrywanego elementu węgła tarcia w m^2 , z - zużycie liniowe w m, p_0 - maksymalny nacisk Hertza na powierzchni styku w Pa ($kg\ m^{-1}\ s^{-2}$), HB_1 , HB_2 - twardości elementów pary ciernej (odpowiednio rozpatrywanego i współpracującego) w Pa: $kg\ m^{-1}\ s^{-2}$ przeliczana z kG/mm^2 , w których jest podawana. γ - poślizg, C - zawartość węgla w %, c_0 , c_1 , ..., c_4 - współczynniki regresji określane na podstawie badań laboratoryjnych.

Wzór (1) pozwala określać drogę tarcia w zależności od uniwersalnych parametrów, mających jasny sens zarówno w przypadku modelu, jakim jest stanowisko laboratoryjne, jak i dla rzeczywistego obiektu - koła i szyny. Umożliwia to nieskomplikowane przenoszenie wyników badań laboratoryjnych na obiekt. Pewnego wyjaśnienia wymaga jedynie nominalna powierzchnia współpracy rozpatrywanego elementu węgła tarcia A oraz droga tarcia l .

Przez powierzchnię A rozumiano całą powierzchnię elementu współpracującą z drugim ciałem wchodzącym w skład skojarzenia. Na przykład dla walca, którego powierzchnia boczna współpracuje z innym ciałem, pole A jest równe polu powierzchni bocznej, przy czym w danej chwili niekoniecznie cała ta powierzchnia musi pozostawać w styku z ww. ciałem.

Droga tarcia w modelu rozumiana jest jako droga poślizgu punktu powierzchni ciała, którego zużycie z rozpatrujemy, po drugim. W przypadku tarcia przy ruchu ślizgowym, jak to występowało w układach typu „rolka-kłoczek” [3-5], określenie tego parametru, zwłaszcza dla elementu nieruchomego, nie nastręcza żadnych trudności.

Dla elementów wykonujących względny ruch toczny z poślizgiem, jakimi są koła i szyny kolejowe [7], sposób określania drogi tarcia podano poniżej.

2. DROGA TARCIA W RUCHU TOCZNYM Z POŚLIZGIEM

W przypadku pary koło-szyna wyróżnia się poślizg: wzdłużny, poprzeczny i wiertny, zwany spinem [7]. Jak zostało wykazane poniżej, każdy z nich ma wpływ na drogę tarcia.

2.1. Droga tarcia przy toczeniu się z poślizgiem wzdłużnym

Poślizg wzdłużny występuje wówczas, gdy mamy do czynienia z ciałami poruszającymi się z prędkościami v_1 i v_2 , które mają wspólny kierunek. Występuje on w przypadku dwóch walców dociśniętych do siebie powierzchniami bocznymi, wówczas gdy ich prędkości obwodowe mają różne wartości, przy czym osie walców są równoległe. Występuje więc częściowe ślizganie się walców po sobie. Taki układ jest często wykorzystywany w badaniach laboratoryjnych układu koło - szyna [8-10]. Wzory na poślizgi wzdłużne γ_W^1 są następujące [8]:

¹ W niniejszej pracy poślizgów nie wyrażono w %.

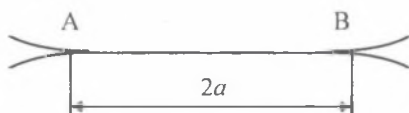
$$\gamma_{W1} = \frac{v_1 - v_2}{v_1}, \quad \gamma_{W2} = \frac{v_2 - v_1}{v_2}. \quad (2)$$

odpowiednio dla walca o prędkości obwodowej v_1 i walca o prędkości obwodowej v_2 .

Innym przypadkiem, w którym występuje poślizg wzdłużny, jest walec toczący się po płaszczyźnie w ten sposób, że prędkość v_1 ruchu postępowego osi leży w płaszczyźnie przekroju walca i ma wartość różną od iloczynu prędkości kątowej ω i promienia r walca, czyli od jego prędkości obwodowej v_2 . Przypadek ten sprowadza się do omówionego wyżej poprzez przyjęcie, do pomiaru prędkości, układu odniesienia związanego z osią walca. Poślizgi wzdłużne oblicza się ze wzorów (2), przy czym γ_{W1} jest poślizgiem wzdłużnym płaszczyzny, zaś γ_{W2} - walca.

W celu wyznaczenia zależności drogi tarcia l od poślizgu wzdłużnego rozpatrzony został przypadek dwóch dociskanych do siebie walców toczących się z poślizgiem wzdłużnym. Prędkości obwodowe wynoszą v_1 i v_2 , a ich kierunki są zgodne. Powierzchnia styku walców jest prostokątem, którego bok AB prostopadły do osi walców ma długość $2a$. (rys. 1).

Walec I



Walec II

Rys. 1. Schemat przekroju poprzecznego strefy kontaktu dwóch walców

Fig. 1. Cross-section scheme of contact zone of two cylinders

Punkt każdego walca może oddziaływać ciernie z powierzchnią drugiego walca tylko wtedy, gdy znajduje się w strefie styku. W układzie współrzędnych, w którym osie obu walców są nieruchome, każdy punkt leżący na obwodzie każdego z walców przebywa w czasie *jednego kontaktu* drogę $2a$. Dla punktów leżącego na obwodzie walca I i walca II droga ta wynosi odpowiednio:

$$2a = v_1 \cdot t_1, \quad (3)$$

$$2a = v_2 \cdot t_2, \quad (4)$$

gdzie:

v_1 - prędkość obwodowa walca I, v_2 - prędkość obwodowa walca II,

t_1 - czas pozostawania punktu na obwodzie walca I w strefie kontaktu,

t_2 - czas pozostawania punktu na obwodzie walca II w strefie kontaktu.

Ponieważ $v_1 \neq v_2$, czasy pozostawania w strefie kontaktu punktów na obwodzie obu walców są różne:

$$t_1 = \frac{2a}{v_1}, \quad t_2 = \frac{2a}{v_2} \quad (5)$$

Jak zaznaczono wyżej, droga tarcia jest drogą poślizgu, czyli różnicą dróg przebytych przez punkty walca I i II podczas ich pozostawania w strefie styku. W czasie t_1 , gdy punkt walca I pozostaje w strefie styku, punkty walca II przebywają drogę:

$$a' = v_2 \cdot t_1 = 2a \cdot \frac{v_2}{v_1} \quad (6)$$

Różnica tych dróg, czyli droga tarcia dla punktu walca I wynosi:

$$l_{W1} = 2a - a' = 2a \left(1 - \frac{v_2}{v_1} \right) = 2a \left(\frac{v_1 - v_2}{v_1} \right), \quad (7)$$

skąd po uwzględnieniu wzorów (2):

$$l_{W1} = 2a \cdot \gamma_{W1}. \quad (8)$$

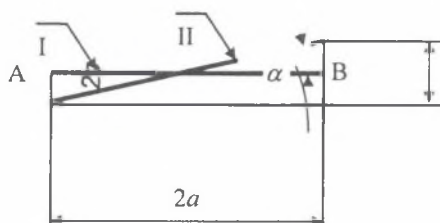
Podobne rozważania dla punktu leżącego na obwodzie walca II prowadzą do wzoru na jego drogę tarcia w czasie jednego obrotu:

$$l_{W2} = 2a \left(\frac{v_2 - v_1}{v_2} \right) = 2a \cdot \gamma_{W2}. \quad (9)$$

Droga tarcia dla elementu pary ciernej, poruszającego się z poślizgiem wzdłużnym, jest zatem iloczynem długości strefy kontaktu i poślizgu wzdłużnego tego elementu. Droga tarcia obliczona w ten sposób może przyjmować zarówno wartości dodatnie, jak i ujemne w zależności od wartości i zwrotów prędkości obwodowych walców. Do określania trwałości należy więc przyjąć jej wartość bezwzględną.

2.2. Droga tarcia przy toczeniu się z poślizgiem poprzecznym

Poślizg poprzeczny występuje wówczas, gdy prędkości stykających się ciał tworzą kąt różny od 0 czy 180°. W celu określenia wpływu poślizgu poprzecznego na drogę tarcia rozpatrzono przypadek docięniętych do siebie dwóch walców o zukosowanych osiach (ich rzuty na płaszczyznę styku tworzą kąt α). Założono, że nie występuje poślizg wzdłużny, tzn. prędkości obwodowe walców mają równe wartości. Tak jak poprzednio, przypadek ten da się sprowadzić do walca toczonego się po płaszczyźnie, jednakże prędkość ruchu postępowego osi walca nie jest do niej prostopadła. Szerokość powierzchni kontaktu w pewnym przekroju prostopadłym do osi jednego z walców oznaczono przez $2a$ na rys. 2, będącym rzutem z góry w stosunku do rys. 1.



Rys.2. Drogi przebyte przez punkty walców o zukosowanych osiach pod kątem α
 Fig.2. Distances traversed by points of cylinders with bevel angle α between their axes

Zakładając, że na długości $2c$ nie następuje zmiana szerokości powierzchni kontaktu ($2a$), co występuje wówczas, gdy kąt jest α mały, jak np. w przypadku koła i szyny, punkt leżący na obwodzie walca II przebywa w czasie kontaktu, w kierunku prostopadłym do odcinka AB drogę długości (rys. 2):

$$l_{p1} = 2c = 2a \operatorname{tg} \alpha. \quad (10)$$

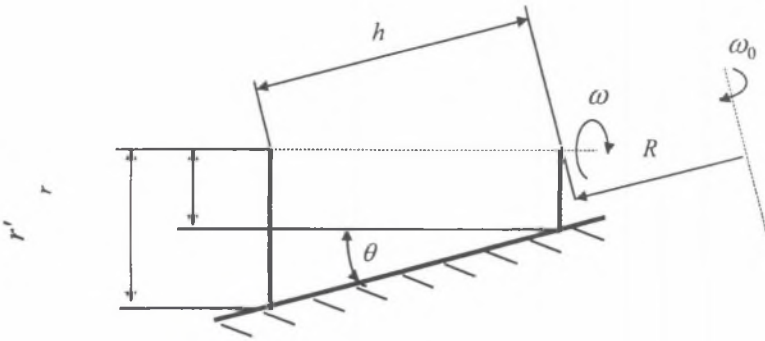
W tym czasie punkty walca I nie przemieszczają się w tym kierunku, czyli $l_{p2} = 0$. Droga tarcia w kierunku poprzecznym wynosi więc:

$$l_p = l_{p1} - 0 = 2a \operatorname{tg} \alpha = 2a \gamma_p, \quad (11)$$

gdzie γ_p jest poślizgiem poprzecznym.

2.3. Droga tarcia przy toczeniu się z poślizgiem wiernym

Rozważmy przypadek toczenia się stożka po płaszczyźnie. Wówczas oś stożka wykonuje obrót wokół osi prostopadłej do płaszczyzny i przechodzącej przez jego wierzchołek. Pomiedzy tworzącą stożka a płaszczyzną nie występuje wtedy żaden poślizg. Odmiennie przedstawia się sytuacja, gdy oś stożka nie może wykonywać takiego obrotu i musi wykonywać np. ruch prostoliniowy lub obrót wokół osi nie przechodzącej przez wierzchołek stożka. Występuje wówczas poślizg wierny. W celu określenia wpływu poślizgu wiernego na drogę tarcia rozważono przypadek stożka ściętego, toczonego się po płaszczyźnie nachylonej do poziomu pod kątem θ . Kąt ten jest równy kątowi nachylenia tworzącej stożka do jego osi (rys. 3). Podstawa o mniejszej średnicy toczy się bez poślizgu po płaszczyźnie z prędkością kątową ω . Promień tej podstawy wynosi r . Oś stożka wykonuje ruch obrotowy z prędkością kątową ω_0 , a promień łuku, jaki zatacza punkt przecięcia się osi stożka z podstawą o mniejszej średnicy, wynosi R .



Rys.3. Stożek ścięty toczący się po płaszczyźnie

Fig.3. Frustrum of cone rolling on plane

Prędkość obwodowa punktu znajdującego się na okręgu toczącym się bez poślizgu wynosi:

$$v_0 = \omega r = \omega_0 R, \quad (12)$$

Stąd:

$$\omega_0 = \omega \frac{r}{R}. \quad (13)$$

Punkt na okręgu o promieniu $r' = r + \Delta r$ ma prędkość liniową:

$$v_1 = \omega (r + \Delta r). \quad (14)$$

Środek tego okręgu porusza się wówczas z prędkością liniową:

$$v_2 = \omega_0 (R + h) = \omega r \left(1 + \frac{\Delta r}{R \sin \theta} \right) \quad (15)$$

Ponieważ prędkości te mają ten sam kierunek jak to występuje w przypadku poślizgów wzdłużnych, przeto do wyznaczenia drogi tarcia i poślizgów wiertnych można zastosować wzory (7) i (8). W wyniku ich zastosowania otrzymuje się wzory na drogę tarcia w czasie jednego kontaktu:

- dla stożka, odpowiednika koła:

$$l_{S1} = 2a \frac{\Delta r \left(1 - \frac{r}{R \sin \theta} \right)}{r + \Delta r} = 2a \gamma_{S1} \quad (16)$$

- dla płaszczyzny, odpowiednika szyny:

$$l_{S2} = 2a \frac{\Delta r \left(\frac{r}{R \sin \theta} - 1 \right)}{r \left(1 + \frac{\Delta r}{R \sin \theta} \right)} = 2a \gamma_{S2}, \quad (17)$$

gdzie γ_{S1} i γ_{S2} są odpowiednio poślizgiem wiertnym dla stożka i płaszczyzny.

W szczególnym przypadku, gdy koło porusza się po prostym odcinku toru ($R = \infty$) otrzymuje się:

$$l_{S1} = 2a \frac{\Delta r}{r + \Delta r}, \quad l_{S2} = -2a \frac{\Delta r}{r}. \quad (18)$$

Natomiast dla omówionego na początku podrozdziału stożka, poruszającego się bez poślizgu wiertnego, $r = R \sin \theta$, co prowadzi do tego, że $\gamma_{S1} = \gamma_{S2} = l_{S1} = l_{S2} = 0$.

Jeżeli wszystkie rodzaje poślizgu występują łącznie, to całkowita droga tarcia, po n obrotach, dla danego punktu jest sumą geometryczną jego podłużnej ($l_{Wi} + l_{Si}$) i poprzecznej (l_P) drogi tarcia:

$$l = 2a n \sqrt{(\gamma_{Wi} + \gamma_{Si})^2 + \gamma_P^2} = 2a n \gamma, \quad (19)$$

gdzie γ jest poślizgiem całkowitym.

3. MODEL TRWAŁOŚCI KÓŁ KOLEJOWYCH

Aby wzór (1) mógł posłużyć do określania trwałości kół kolejowych, należy najpierw wyznaczyć współczynniki regresji c_0, c_1, \dots, c_4 . W niniejszej pracy wykorzystano do tego celu laboratoryjne badania zużycia stali na koła i szyny kolejowe zamieszczone w pracach [9 i 10]. Stale te posiadały strukturę perlityczną. Skład chemiczny i twardość tych stali przedstawiono w tabeli 1. Wszystkie badania były przeprowadzane w układzie rolka - rolka, przy tarcie suchym, przy czym przeprowadzono 126 eksperymentów dla różnych nacisków Hertza p_0 i poślizgów wzdłużnych.

Tabela 1

Skład chemiczny i twardość badanych stali [9, 10]

Lp.	Gatunek	Skład chemiczny w %					Twardość HB
		C	Mn	Si	P	S	
1.	R52	0,52	1,07	0,20	0,013	0,018	209
2.	W64	0,64	0,71	0,23	0,023	0,041	233
3.	R75	0,75	0,98	0,25	0,040	0,030	235
3.	W77	0,77	0,66	0,33	0,030	0,040	235

Jakość regresji oceniano za pomocą kwadratu współczynnika korelacji R^2 , który wyniósł 0,913. Otrzymane wartości współczynników regresji przedstawiono w tabeli 2.

Otrzymane współczynniki regresji sprawdzano pod względem ich statystycznej istotności. Dokonano tego obliczając prawdopodobieństwo tego, że dany współczynnik wynosi zero, czyli odpowiadająca mu wielkość nie ma wpływu na trwałość. Prawdopodobieństwa te wynosiły od $3 \cdot 10^{-216}$ do $4 \cdot 10^{-19}$. Wszystkie współczynniki regresji okazały się więc istotne statystycznie. Ponadto wysoka wartość kwadratu współczynnika korelacji, przy wspomnianej uprzednio liczbie danych eksperymentalnych, świadczy o dobrej zgodności wyników obliczeń z danymi eksperymentalnymi.

Tabela 2

Obliczone współczynniki regresji modelu trwałości

Nazwa	Wartość	Odchylenie standardowe
$\ln c_0$	5,012	0,845
c_0	150,206	-
c_1	0,905	0,012
c_2	-1,174	0,053
c_3	-5,513	0,597
c_4	4,408	0,269

Trwałość kół kolejowych zestawów kołowych zazwyczaj określa się liczbą przejechanych kilometrów do osiągnięcia stanu niezdatności do dalszej eksploatacji. Do określenia trwałości koła, zgodnie z kryterium zużycia geometrycznego, konieczne jest przeliczenie otrzymanej ze wzoru (1) drogi tarcia na długość drogi przejechanej przez koło. W czasie wykonania przez koło „ n ” obrotów, przy poślizgu wzdłużnym γ_{W2} wynosi ona:

$$L = (1 - \gamma_{W2}) \cdot n \cdot \pi D, \quad (20)$$

gdzie: D jest średnicą koła na okręgu współpracującym z szyną. Na skutek bocznych przemieszczeń zestawu kołowego średnica ta ulega niewielkim zmianom. Droga tarcia w wyraża się wzorem (19). Po wyliczeniu z niego n i podstawieniu do wzoru (20) otrzymano:

$$L = (1 - \gamma_{W2}) \frac{\pi \cdot l \cdot D}{2a \cdot \gamma}. \quad (21)$$

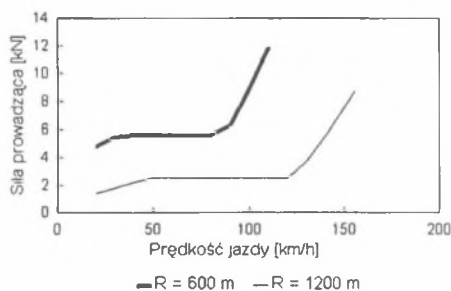
Jeśli w wzorze (20) podstawimy za l drogę tarcia do osiągnięcia zużycia granicznego z_{gr} , obliczona wartość L będzie trwałością T_L wyrażoną w jednostkach drogi. Stąd po uwzględnieniu wzoru (1):

$$T_L = c_0 (1 - \gamma_{W2}) \frac{\pi \cdot D \cdot \sqrt{A}}{2a \cdot \gamma} \cdot \left(\frac{z_{gr}}{\sqrt{A}} \right)^{c_1} \cdot \left(\frac{p_0 \cdot \gamma}{HB_1} \right)^{c_2} \cdot \left(\frac{HB_2}{HB_1} \right)^{c_3} \cdot C^{c_4}. \quad (22)$$

Trwałość koła jest ograniczona zużyciem obrzeża lub powierzchni toczonej, więc obliczenia należy przeprowadzić osobno dla obrzeża i powierzchni toczonej i jako trwałość przyjąć mniejszą z otrzymanych wartości. W czasie ruchu zestawu kołowego [11] następuje zmiana punktu styku koła i szyny. Powoduje to zmiany nacisków i poślizgów. Jednak trwałość określana jest na podstawie pomiarów zużycia w dwóch punktach zarysu: w okręgu toczonej i na obrzeżu.

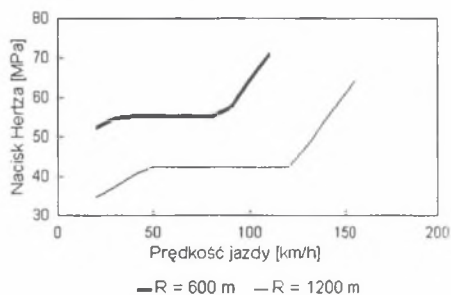
10 mm powyżej okręgu tocznego. Dlatego do obliczeń przyjęto naciski Hertza oraz zużycia dopuszczalne w tych punktach profilu.

Niezbędne siły do obliczenia maksymalnego nacisku Hertza p_0 na powierzchni tocznej uzyskano dzieląc ciężar pojazdu przez liczbę kół. Założono zatem równomierne naciski kół na szynę. Do określenia p_0 na obrzeżu konieczna jest znajomość siły bocznej, działającej pomiędzy obrzeżem a szyną, zwanej *siłą prowadzącą*. Obliczano ją z modelu Heumanna [12, 13], w którym uwzględniono wpływ prędkości jazdy tak jak w pracy [14]. Zależność siły prowadzącej na kole nabiegającym od prędkości jazdy i promienia łuku przedstawiono na rys. 4. Otrzymało ją zakładając, że wózki wagonu znajdują się w położeniu narożnikowym lub skrajnym zewnętrznym [11] podczas jazdy po łuku. W obliczeniach uwzględniono ograniczenia prędkości i przechyłki toru na łukach, wymagane przez przepisy [15]. Siła ta posłużyła do obliczenia nacisku Hertza p_0 na obrzeżu (rys. 5) i osi elipsy styku 2a.



Rys.4. Zależność siły prowadzącej od prędkości jazdy i promienia łuku toru R

Fig.4. Leading force vs. car velocity and track curvature radius R



Rys.5. Zależność nacisku Hertza p_0 od prędkości jazdy i promienia łuku toru R

Fig.5. Hertzian pressure p_0 vs. car velocity and track curvature radius R

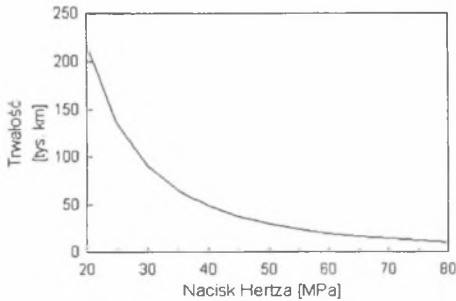
4. ZASTOSOWANIE MODELU DO OBLICZANIA TRWAŁOŚCI KÓŁ KOLEJOWYCH

Za pomocą modelu opisanego równaniem (22) przeprowadzono obliczenia trwałości kół kolejowych wagonu pasażerskiego typu Z2 o masie 46 t.

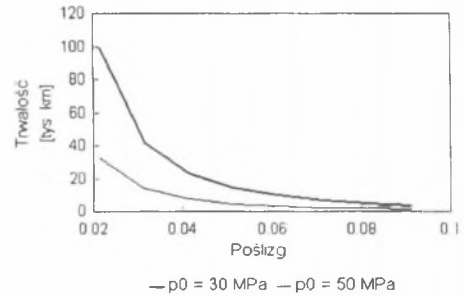
Założono, że linia kolejowa w całości składa się z łuków o jednym promieniu, przy czym udziały łuków lewo- i prawostronnych są równe. Ponieważ wagon kursuje po linii „tam” i „z powrotem” więc, przy równym udziale łuków w obie strony, każde z kół wózka jest kołem nabiegającym przez 1/4 długości linii przypadającej na łuki. Przyjęto, że poślizg w okręgu tocznym wynosi 0,001 (0,1%). Jako maksymalne, dopuszczalne zużycie przyjęto spadek grubości obrzeża o 10 mm lub zmniejszenie się średnicy w okręgu tocznym o 16 mm. Obliczenia trwałości kół kolejowych na podstawie wzoru (22) pozwalają określić ilościowo zależność trwałości kół od parametrów konstrukcyjnych wagonu, materiału kół (C, HB), i szyn, a po uwzględnieniu zależności sił prowadzących od parametrów eksploatacyjnych, takich jak prędkość jazdy, masa pojazdu i ładunkiem, promień łuku toru czy jego przechyłka, również od tych parametrów. Przykładową zależność trwałości kół od nacisku Hertza przedstawiono na rys. 6. Zależność trwałości kół od poślizgu γ przedstawiono na rys. 7. Wykresy sporządzo-

no dla kół o twardości 250 HB, wykonanych ze stali o zawartości węgla 0.55% oraz szyny o twardości 300 HB.

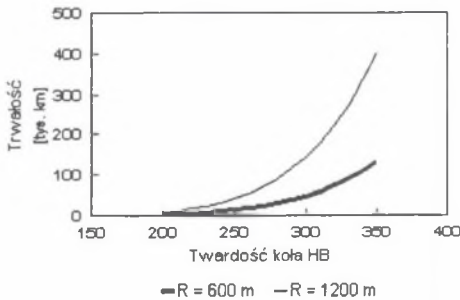
Zależności trwałości kół tego wagonu od ich twardości zobrazowano na rys. 8. Twardość szyny pozostała taka jak poprzednio. Natomiast wpływ twardości szyny uwidocznił się na rys. 9. Twardość koła wynosiła 250 HB. Obliczenia trwałości w funkcji twardości koła i szyny przeprowadzono dla dwóch wartości promienia łuku toru 600 i 1200 m, przy zawartości węgla w stali koła takiej jak poprzednio. Wyniki obliczeń wykazały, że trwałość obliczona na podstawie kryterium maksymalnego zużycia obrzeża jest mniejsza, co jest zgodne z danymi zawartymi w literaturze, np. [1].



Rys. 6. Zależność trwałości od nacisku Herta
Fig. 6. Durability of wheels vs. Hertzian pressure

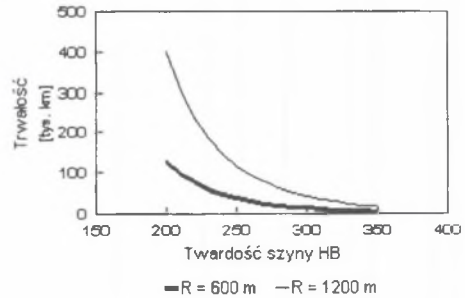


Rys. 7. Zależność trwałości kół od poślizgu
Fig. 7. Durability of wheels vs. slippage



Rys. 8. Zależność trwałości kół od ich twardości dla wagonu pasażerskiego typu Z2 (R - promień łuku toru)

Fig. 8. Durability of wheels of type Z2 passenger car vs. wheel hardness (R - track curvature radius)



Rys. 9. Zależność trwałości kół od twardości szyny dla wagonu pasażerskiego typu Z2 (R - promień łuku toru)

Fig. 9. Durability of wheels of type Z2 passenger car vs. rail hardness (R - track curvature radius)

5. UWAGI KOŃCOWE

Prezentowany model matematyczny pozwala na obliczanie trwałości kół kolejowych. Przeprowadzone obliczenia dla wagonu pasażerskiego typu Z2 wykazały, że otrzymane zależności trwałości od rozpatrzonych w artykule parametrów mają charakter zgodny z oczeki-

waniami. Zwiększenie siły, a co za tym idzie, nacisku p_0 pomiędzy obrzeżem a bokiem główki szyny, poślizgu i twardości szyny powoduje spadek trwałości, natomiast wzrost twardości materiału koła powoduje wzrost trwałości. Zależność trwałości kół od prędkości jazdy jest funkcją malejącą, ponieważ siła prowadząca rośnie ze wzrostem prędkości jazdy. Wykazuje ona odcinek w przybliżeniu równoległy do osi odciętych.

Otrzymane w wyniku obliczeń wartości trwałości mniejsze od trwałości obserwowanych w praktyce. Jest to spowodowane założeniem, że linia kolejowa składa się z samych łuków. Jednakże obliczenia modelowe trwałości uwzględniają tylko jeden zestaw warunków eksploatacyjnych, jak promień łuku toru czy prędkość jazdy, które jak wiadomo, są zmienne. Wypadkową trwałość proponuje się zatem obliczać analogicznie do prędkości średnich, tj. jako ważoną średnią harmoniczną trwałości otrzymanych dla poszczególnych warunków eksploatacyjnych. Ponadto w obliczeniach dokonano założeń a priori dotyczących np. poślizgu w okręgu tocznym czy częstotliwości kontaktu obrzeża z główką szyny. Dokładniejsze określenie tych wielkości w celu zminimalizowania ilości założeń jest przedmiotem dalszych prac.

LITERATURA

1. Kobic J., Pośpiech P., Wiedermann J., Perchuc L.: Charakterystyka podstawowych wad obręczy i kół bezobrzęczowych. W: Międzynarodowa Konferencja Transport'97, Ostrava-Katowice 29.04-06.05.1997, s. 685-697.
2. Wybrane zagadnienia zużywania się materiałów w ślizgowych węzłach tarcia. Praca zbiorowa pod redakcją W. Zwierzyckiego. PWN, Warszawa – Poznań 1990.
3. Witaszek M.: Zastosowanie analizy wymiarowej do modelowania zużycia stali na obręcze kół kolejowych. W: Międzynarodowa Konferencja Transport'97, Ostrava-Katowice 29.04-06.05.1997, s. 631-637.
4. Witaszek M., Adamiec P.: Modelowanie zużycia warstwy wierzchniej przy pomocy analizy wymiarowej. W: Sympozjum Naukowo-Techniczne „Technika laserowa w inżynierii powierzchni materiałów. WAT, Warszawa 19.11.1997.
5. Adamiec P., Witaszek M., Witaszek K.: Intensywność zużycia stali na obręcze kół kolejowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, ser.: Transport, z. 30, Gliwice 1998.
6. Adamiec P., Witaszek M., Witaszek K.: Modelowanie zużycia przy tarcu tocznym z poślizgiem. W: VI Seminarium Naukowe "Nowe technologie i materiały w metalurgii i inżynierii materiałowej, Katowice, 17. 05. 1998, s. 178-181.
7. Pytko S.: Zjawiska tarcia i zużycia koła i szyny, metody minimalizacji zużycia. W: Konferencja - Szkoła: Teoretyczne i doświadczalne podstawy prognozowania trwałości koło-szyna. Spała, 06.1987, poz. 4.3.
8. Markov D.: Laboratory tests for wear of rail and wheel steels. *Wear*, 181-183 (1995), s. 678-686.
9. Danks D., Clayton P.: Comparison of the wear process for eutectoid rail steels: Field and laboratory tests. *Wear*, 120 (1987), s. 233-250.
10. Granham J. E., Beynon J. H.: Dry rolling -sliding wear of bainitic and pearlitic steels. *Wear*, 157 (1992), s. 81-109.

11. Chudzikiewicz A., Nowakowski Z.: Minimalizacja zużycia zarysów czynnych obręczy kół lokomotyw pracujących w warunkach kolejowego transportu przemysłowego. W: Konferencja Naukowo - Techniczna „Postęp i przemiany w PKP - 1997”, Tarnowskie Góry - Kokotek 23-24.10.1997, s. 21-28.
12. Romaniszyn Z., Oramus Z., Nowakowski Z.: Podwozia trakcyjnych pojazdów szynowych. WKŁ, Warszawa 1989.
13. Pokorná J.: Hutnické Aktuality. Výzkumný ústav hutnictví železa, Informat, Praha, 137 s. maszyn.
14. Буйносов А.П., Агапов Е.В., Цихалевский И.С.: Движение колесной пары локомотива по кривому участку пути. Конструкционно – технологические обеспечение надежности колес рельсовых экипажей. Сборник научных трудов. Санкт–Петербург 1997, s. 127 - 135.
15. D1 - Przepisy techniczne utrzymania i eksploatacji nawierzchni na liniach kolejowych normalnotorowych użytku publicznego. Ministerstwo Komunikacji. Warszawa 1982.
16. Mt 11 - Instrukcja pomiarów geometrycznych zestawów kołowych pojazdów trakcyjnych PKP. Dyrekcja Generalna PKP. Warszawa 1995.

Recenzent: Dr hab. inż. Paweł Piec

Abstract

The existence of the great amount of factors that influence the wear of rail wheels makes impossible to determine the influence of material and exploitation parameters on the wear intensity and durability from field data. It can be done only with the help of laboratory investigations. This paper presents a mathematical model of rail wheels durability. Calculations make possible to determine the influence of different parameters such as rail/wheel force, speed or wheel and rail hardness on wheel durability.

Further investigations to determine the influence of welding repair of flange and lubrication on wear durability of wheels are required.