mgr inż. Radosław Miklasz
dr inż. Marek Sobaś
Instytut Pojazdów Szynowych "Tabor"

Analiza przejazdu wagonów towarowych dwuosiowych przez łuk toru o minimalnym promieniu (2)

W artykule przedstawiono dalsze prace analityczne poświęcone przejezdności wagonów towarowych dwuosiowych przez łuku toru o minimalnym promieniu. Jak okazuje się w praktyce, bardzo ważnym zagadnieniem jest wyznaczenie sił działających na pojazd, których wielkość nie zagraża bezpiecznej eksploatacji. W pracy wyznaczono kryteria bezpieczeństwa, które należy zachować, aby wagon mógł przejechać przez zadeklarowany łuk o minimalnym promieniu. Przedstawiono również przejazd wagonu towarowego dwuosiowego ze skrajnie zużytymi zestawami kołowymi przez łuk o minimalnym promieniu.

Część II

WYZNACZENIE SIŁ DZIAŁAJĄCYCH NA WAGON TOWAROWY PODCZAS PRZEJAZDU PRZEZ ŁUK O MINIMALNYM PROMIENIU. ANALIZA PRZEJAZDU WAGONU TOWAROWEGO Z ZESTAWAMI KOŁOWYMI W STANIE ZUŻYTYM.

1. Wprowadzenie

Artykuł jest kontynuacją prac analitycznych przedstawionych w [8]. Jak wynika z ostatnich tendencji rozwojowych zainteresowanie kryterium użytkowym, jakim jest łuk toru o minimalnym promieniu, przez który może przejechać pojazd jest wciąż ważnym parametrem konstrukcyjnym, który jest analizowany od strony eksploatacyjno-użytkowej. W opracowaniu [8] przedstawiono obliczenia minimalnego promienia łuku toru, przez który może przejechać wagon towarowy dwuosiowy z zawieszeniem klasycznym z zestawami kołowymi w stanie nowym. Obliczenia przeprowadzono dla łuku toru posiadającego różne prześwity. W niniejszym opracowaniu dokonano kontynuacji prac analitycznych z uwzględnieniem różnych stanów zużycia zestawu kołowego.

2.Kryterium siłowe zejścia koła z szyny przy wjeździe wagonu towarowego dwuosiowego na łuk o minimalnym promieniu

W oparciu o analizę przejazdu wagonu towarowego dwuosiowego przez łuk o minimalnym promieniu przedstawioną w [8] można wyznaczyć kryterium bezpiecznego przejazdu na podstawie sił działających na koło przedniego zestawu kołowego, wykazującego największy kąt nabiegania na szynę zewnętrzną. Przypadek ten został pokazany na rys.1 i 2. Dla uniknięcia zejścia koła z szyny istotne znaczenie posiada stan równowagi sił działających w punkcie B koła, na które działają siła kierująca P oraz siła nacisku pionowego Q. Jeżeli siła kierująca P przekracza pewną wartość, wówczas koło zaczyna się unosić. Jeżeli założyć dwupunktowy styk obrzeża z kołem tzn. w punkcie A oraz w punkcie B, to dla zjawiska ewentualnego wykolejenia istotny jest moment utraty kontaktu koła z główką szyny w punkcie A i przejęcia nacisku pionowego w punkcie B. W związku z tym, że kąt nabiegania α_1' wg [8] nie przekracza 3,211° można założyć, że siła kierująca P działa równolegle do osi zestawu. Ponieważ chwilowym środkiem obrotu kąta jest punkt A, wektor prędkości ruchu ślizgowego punktu B jest prostopadły do odcinka BA, który tworzy kąt β_μ z płaszczyzną pionową przechodzącą przez punkt B. Z ruchu ślizgowego punktu B wynika siła tarcia, której wartość określają rzuty sił na kierunek boku obrzeża. Koło podnosi się, jeśli wypadkowa rzutów sił na kierunek leżący w płaszczyźnie pionowej przechodzącej przez punkt B, leżący na boku obrzeża działa ku górze.

Rys.1. Nabieganie koła na szynę

Rys.2. Siły działające w punkcie styku obrzeża z szyną

Przyjmując, że kąt nachylenia boku obrzeża w przekroju pionowym przechodzącym przez punkt B różni się nieznacznie od kąta γ z powodu niewielkiej odległości punktu B od osi pionowej koła, można napisać następujące równanie:

$$-Q\cdot\sin\gamma + P\cdot\cos\gamma + f\left(P\cdot\sin\gamma + Q\cdot\cos\gamma\right)\cdot \cdot\cos\beta_\mu = 0 \qquad (1)$$

Z powyższego równania można wyznaczyć wartość siły kierującej P, przy której koło się podnosi:

$$P = Q\frac{tg\gamma - f\cdot\cos\beta_\mu}{1+f\cdot tg\gamma\cdot\cos\beta_\mu} \qquad (2)$$

Kąt β_μ można wyznaczyć z następującej zależności:

$$tg\beta_\mu \approx \frac{\Delta h}{\mu} = \frac{\Delta h}{(r+\Delta h)\cdot tg\psi} = \frac{\Delta h}{(r+\Delta h)\cdot tg\arcsin(tg\alpha\cdot tg\gamma)} \qquad (3)$$

Jako kryterium bezpieczeństwa przed zejściem koła z szyny przyjmuje się następujący warunek:

$$\frac{P}{Q} < \left(\frac{P}{Q}\right)_{GR} = \frac{tg\gamma - f\cdot\cos\beta_\mu}{1+f\cdot tg\gamma\cdot\cos\beta_\mu} \qquad (4)$$

Uwzględniając wielkość kąta β_μ z równania (3) otrzymuje się:

$$\left(\frac{P}{Q}\right)_{GR} = \frac{tg\gamma - f\cdot\cos\left(arctg\frac{\Delta h}{(r+\Delta h)\cdot tg\arcsin(tg\alpha\cdot tg\gamma)}\right)}{1+f\cdot tg\gamma\cdot\cos\left(arctg\frac{\Delta h}{(r+\Delta h)\cdot tg\arcsin(tg\alpha\cdot tg\gamma)}\right)} \qquad (5)$$

Analizując zależność $\left(\frac{P}{Q}\right)_{GR}$ wyrażoną wzorami (4) oraz (5) jako funkcję poszczególnych czynników można wyciągnąć dalsze wnioski.

Jeśli przyjąć, że kąt β_μ maleje teoretycznie do zera, co występuje w przypadku, kiedy kąt nabiegania L rośnie, wówczas funkcja $\cos\beta_\mu$=1 i zależność (4) oraz (5) przyjmują następującą postać:

$$\frac{P}{Q} < \left(\frac{P}{Q}\right)_{GR} = \frac{tg\gamma - f}{1+f\cdot tg\gamma} \qquad (6)$$

Zależność (6) jest identyczna z zależnością wyprowadzoną w [6] oraz podanymi w [1,9]. Wzór powyższy jest określany w literaturze jako kryterium Bodeckera-Nadala [6]. Jeżeli przyjąć przeciętną wartość współczynnika tarcia wynoszącą μ=0,25 oraz maksymalną μ =0,36 wówczas równanie (6) przyjmuje następującą postać:

- dla kąta pochylenia obrzeża γ =60° i μ=0,25:

$$\left(\frac{P}{Q}\right)_{GR} = 1{,}034 \qquad (7)$$

- dla kąta pochylenia obrzeża γ=60° i μ=0,36:

$$\left(\frac{P}{Q}\right)_{GR} = 0{,}845 \qquad (8)$$

- dla kąta pochylania obrzeża γ=70° i μ=0,25:

$$\left(\frac{P}{Q}\right)_{GR} = 1{,}4805 \qquad (9)$$

- dla kąta pochylenia obrzeża γ=70° i μ=0,36:

$$\left(\frac{P}{Q}\right)_{GR} = 1{,}2 \qquad (10)$$

Rys. 3 przedstawia zależność stosunku $\left(\frac{Y}{Q}\right)$ od współczynnika tarcia L dla różnych kątów pochylenia obrzeża.

Rys.3. Zależność współczynnika stosunku $\left(\frac{Y}{Q}\right)$ od współczynnika tarcia dla różnych kątów pochylenia obrzeża

Porównując na rys.3 zależności odpowiednio (7) i (8) oraz (9) i (10) można wyciągnąć wniosek, że przejazd przez łuki o minimalnym promieniu jest bezpieczniejszy wraz ze zmniejszeniem współczynnika tarcia pomiędzy kołem a szyną, co można zrealizować poprzez zainstalowanie specjalnych, stacjonarnych urządzeń smarujących w rejonie początku łuku toru. Instalacja takiego urządzenia przyczynia się również do zmniejszenia zużycia szyn i obrzeży kół jak również ograniczenia emisji hałasu podczas przejazdu wagonu towarowego. Należy zwrócić uwagę na to, że jeśli chciałoby się uniknąć problemów związanych z hamowaniem, wystarczające jest stosowanie środków tylko nieznacznie obniżających współczynnik tarcia jak np. wodę. Środek ten jako możliwy do zaakceptowania z punktu widzenia ochrony środowiska jest zalecany również w tramwajowej komunikacji miejskiej, zwłaszcza przy przejeździe przez łuki o małym promieniu [10]. Jak wynika z dotychczasowych doświadczeń współczynnik tarcia na torach znajdujących się w rejonach o małej wilgotności oraz cechującej się ponadto dużą intensywnością zanieczyszczeń może spaść nawet do wartości poniżej 0,1 jeśli tylko wystąpią intensywne opady deszczu. Zmiana współczynnika tarcia w wyniku zmiany wilgotności powietrza w przeciągu jednego dnia powoduje, że zmienia się intensywność wykolejeń, przyjmując najmniejszą wartość rano i wieczorem, kiedy nasłonecznienie jest najmniejsze [6].

W przypadku, kiedy kąt nabiegania $\alpha=0$ wówczas $tg\alpha=0$ oraz $\cos\beta_\mu=0$, zależność (4) oraz (5) przyjmuje postać następującą:

$$\left(\frac{P}{Q}\right)_{GR} = tg\gamma \qquad (11)$$

Dla kąta pochylenia obrzeża $\gamma=60°$ oraz $\gamma=70°$ wartość ilorazu sił wynosi odpowiednio $\left(\frac{P}{Q}\right)_{GR} = 1{,}732$ oraz $\left(\frac{P}{Q}\right)_{GR} = 2{,}747$

Rys.4. Układ sił działających na wagon towarowy dwuosiowy znajdujący się w łuku(położenie narożnikowe)

Siłę P_1 działającą na koło nabiegające wagonu towarowego dwuosiowego można wyznaczyć z równań równowagi wyprowadzonych w oparciu o rys 4.

$$\sum M_\Omega = 0$$

$$P_1 \cdot x_0 + P_2 \cdot (p - x_0) = 2 \cdot \mu \cdot Q \cdot q_1 + 2 \cdot \mu \cdot Q \cdot q_2 \qquad (12)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$P_1 + 2 \cdot \mu \cdot Q \cdot \cos\vartheta_2 - P_2 - 2 \cdot \mu \cdot Q \cdot \cos\vartheta_1 = 0 \qquad (13)$$

Z równania (13) można wyznaczyć siłę P_2:

$$P_2 = P_1 + 2 \cdot \mu \cdot Q \cdot (\cos\vartheta_2 - \cos\vartheta_1) \qquad (14)$$

Po wstawieniu zależności (14) do równania (12) wyznacza się siłę P_1 z następującego wzoru:

$$P_1 = 2 \cdot \mu \cdot Q \cdot \left[\frac{q_1 + q_2 + (p - x_0) \cdot (\cos\vartheta_1 - \cos\vartheta_2)}{p}\right] \qquad (15)$$

Wartości siły P_1 dla wagonu towarowego dwuosiowego o bazie p=10 m dla różnych rozpatrywanych wariantów w zależności od luzu zestawu kołowego w torze ε oraz luzu wzdłużnego pomiędzy widłami maźniczymi oraz maźnicą zestawu kołowego q_W przedstawiono w tabeli 1. Wartości łuku o minimalnym promieniu, przez który może jeszcze przejechać wagon oraz odstępu biegunowego zostały wyliczone w [4]. Iloczyn siły prowadzącej oraz kąta nabiegania $P_1 \cdot \alpha_1$ można określić jako miarę zużycia koła zestawu kołowego nabiegającego. W tabeli 1 przedstawiono wyniki obliczeń powyższego iloczynu dla poszczególnych wartości P_1 oraz kąta nabiegania α_1 przedniego zestawu kołowego, który przyjęto na poziomie 3.211° zgodnie z obliczeniami przedstawionymi w tabeli 3 pracy [8]. Zgodnie z równaniem (12) całkowity moment sił tarcia M_Ω wynosi odpowiednio:

$$M_\Omega = 2\mu \cdot Q \cdot \sum_{i=1}^{i=2} q_i = 2\mu \cdot Q \cdot (q_1 + q_2) \qquad (16)$$

Obliczenia tego momentu przedstawiono (dla μ=0,36) dla różnych wariantów luzów e w tabeli 1.

Zestawienie wartości charakteryzujących wagon podczas przejazdu przez łuk o minimalnym promieniu

Tabela 1

	Wariant I ε= 0,004 m q_W = 0,0225	Wariant II ε= 0,009 m q_W = 0,0225	Wariant III ε=0,019 m q_W = 0,0225	Wariant IV ε=0,039 m q_W = 0,0225	Wariant V ε=0,044 m q_W = 0,0225	Wariant VI ε=0,044 m q_W =0
Minimalny promień łuku toru R [m]	65.57	66.00	66.89	68.71	69.18	96.76
x_0 [m]	5.288	5.323	5.394	5.542	5.58	5.425
q_1 [m]	5.340	5.375	5.445	5.592	5.630	5.476
q_2 [m]	4.771	4.736	4.666	4,520	4,483	4.636
ϑ_1 [°]	8,00°	7,976°	7,848°	7,667°	7,641°	7,825°
υ_2 [°]	9,02°	9,053°	9,198°	9,500°	9,616°	9,304°
P_1 [kN]	0,728Q	0,728Q	0,729Q	0,729Q	0,729Q	0,729Q

P_2 [kN]	0,726Q	0,725Q	0,726Q	0,725Q	0,725Q	0,726Q
$\mu_{gr}(P_1$	0,596	0,596	0,595	0,595	0,595	0,595
$P_1 \cdot \alpha_1$ [kN·rad]	0,040Q	0,040Q	0,040Q	0,040Q	0,040Q	0,040Q
M_Ω [kNm]	7,279Q	7,279Q	7.279 Q	7.280Q	7.281Q	7.280Q

Wstawiając do wzoru (5) następujące wartości: kąta pochylenia obrzeża γ=70°, współczynnika tarcia między kołem a szyną f=0,36, promienia tocznego r=0,460 m, kąta nabiegania α=3,211°,wysokości punktu styku Δh=10mm otrzymuje się wartość następującą:

$$\left(\frac{P}{Q}\right)_{gr} = 1.207 \tag{17}$$

Jak wynika z porównania

$$\left(\frac{P}{Q}\right)_{rzecz} = \left(\frac{P_1}{Q}\right) = 0,729 < \left(\frac{P}{Q}\right)_{gr} \tag{18}$$

Jeśli przeanalizuje się zależności (17) oraz (18) można dojść do wniosku, że kryterium oparte na siłach występujących na łuku o najmniejszym promieniu przy położeniu narożnikowym nie jest decydujące. Decydujące w tym przypadku jest kryterium geometryczne określone przez ekstremalne warunki torowe oraz warunek (18) wyprowadzony w [8]. Ponieważ czynnikiem decydującym o wykolejeniu jest współczynnik tarcia, można wyliczyć jego teoretyczną graniczną wartość, powyżej której może wystąpić zejście koła z szyny, w oparciu o następującą zależność:

$$\mu = \frac{1,207}{2 \cdot \left[\dfrac{q_1 + q_2 + (p - x_0)\cdot(\cos\vartheta_1 - \cos\vartheta_2)}{p}\right]} \tag{19}$$

Wartości współczynników tarcia u_{gr} dla poszczególnych minimalnych promieni wyliczonych w oparciu o zależność (19) przedstawiono w tabeli 1. Można więc stwierdzić, że w tym przypadku wartością graniczną współczynnika tarcia, przy której nie dojdzie jeszcze do zjawiska wykolejenia, można uznać $\mu_{gr} \leq 0,6$.

Wartość μ=0,6 może występować w rzeczywistości. Potwierdzają to doświadczenia z miejskich przedsiębiorstw eksploatujących tramwaje. Jak wynika z doświadczeń, wartość współczynnika tarcia przy niesmarowanych kołach i szynach przy słonecznej pogodzie i małej wilgotności może wynosić μ>0,5 [5].

Z przedstawionych obliczeń w tabeli 1 wynika, że wartości wskaźnika zużycia mierzone za pomocą iloczynu $P_1 \cdot \alpha_1$ są takie same a wartości momentu sił tarcia M_Ω są w przybliżeniu takie same. W celu wyjaśnienia problemu posłużono się przykładowym wagonem-platformą typu Lgjss 572.1 przystosowanym do przewozu zbiorników wymiennych(rys.5).

Rys.5. Wagon dwuosiowy typu Lgjss 572.1 do przewozu zbiorników wymiennych produkcji Waggonbau Dessau GmbH

Wagon ten posiada następujące parametry masowe:
- masa własna 14 350 kg,
- masa z ładunkiem w przypadku ruchu „SS" :39 850 kg, odpowiadająca w przybliżeniu naciskowi osi na tor 20 t,
- masa z ładunkiem w przypadku ruchu „S":44850 kg odpowiadająca w przybliżeniu naciskowi osi na tor 22,5 t.

Wartości liczbowe $P_1 \cdot \alpha_1$ oraz M_Ω dla poszczególnych stanów załadowania przedstawia tabela 2.

Zestawienie wartości zużycia $P_1 \cdot \alpha_1$ oraz momentu sił tarcia M_Ω podczas przejazdu wagonu towarowego dwuosiowego Lgjss

Tabela 2

Stan wagonu Nacisk koła [kN]	Stan próżny Q=35,193 kN	Stan ładowny dla ruchu „SS" Q=97,73 kN	Stan ładowny dla ruchu „S" Q=109,99 kN
Wskaźnik zużycia $P_1 \cdot \alpha_1$ [kN·rad]	1,40	3,90	4,39
Moment sił tarcia M_Ω [kN·m]	256,24	711,57	800,83

Analiza równowagi sił została przeprowadzona w oparciu o pewne założenia upraszczające, które są szczegółowo omówione w [8] i przedstawiają się następująco:
- wszystkie zestawy kołowe podczas wjazdu na łuk nie są hamowane,
- na wszystkich kołach występuje ta sama wartość współczynnika tarcia pomiędzy kołem i szyną,
- siła kierująca, jako siła reakcyjna nacisku obrzeża na główkę szyny, leży w płaszczyźnie równoległej do płaszczyzny przechodzącej przez główki szyn,
- nacisk pionowy koła na szynę jest przekazywany przez punkt styku koła z szyną leżącą w kręgu nominalnym,
- siły tarcia kół po szynach powstają jedynie w punktach styku powierzchni tocznych kół z szynami,
- siły kierujące są prostopadłe do osi podłużnej pojazdu; w rzeczywistości siła kierująca nachylona jest pod pewnym kątem do osi poprzecznej pojazdu, co jest pokazane na rys 6.
- siła kierująca działa w osi geometrycznej zestawu kołowego; w rzeczywistości punkt przyłożenia siły jest odsunięty od osi geometrycznej o odcinek c, co jest pokazane na rys 7.
- powierzchnie toczne kół mają kształt walcowy i są jednakowe dla wszystkich zestawów kołowych,
- odległość punktu styku od powierzchni tocznej kół do osi podłużnej pojazdu lub wózka jest dla wszystkich zestawów jednakowa i równa się połowie odległości 2s=1500 mm dla okręgów tocznych,
- łuk toru jest kołowym łukiem matematycznym o stałym promieniu R a luz zestawu kołowego w torze ε posiada stałą wartość wzdłuż całego łuku,
- współczynnik tarcia poślizgowego pomiędzy kołem i szyną jest stały i jednakowy dla wszystkich kół,
- tor i pojazd są idealnie sztywne,
- siły tarcia i siły zewnętrzne działają na jednej wspólnej płaszczyźnie równoległej do toru.

Rys.6. Kierunek działania siły kierującej

Rys.7. Rzeczywiste położenie siły kierującej

3. Przejazd wagonu dwuosiowego przez łuk o minimalnym promieniu przy maksymalnie zużytych zestawach kołowych.

W pracy [8] przedstawiono analizę przejazdu wagonu towarowego dwuosiowego w stanie nowym zestawu kołowego. Jest to stan, w którym najczęściej klient stawia wymaganie przeprowadzenia próby na prototypie wagonu w celu udowodnienia, że wagon może przejechać łuk o minimalnym promieniu zadeklarowany w dokumentacji konstrukcyjnej. Należy jednak wziąć pod uwagę, że w rzeczywistości dochodzi do zużycia szyn oraz zestawów kołowych, co pociąga za sobą następujące konsekwencje:
- zwiększenie luzu zestawu kołowego w torze w wyniku zmniejszenia rozstawu zewnętrznego obrzeży kół z 1426 mm do 1410 mm zgodnie z przepisami międzynarodowymi [4],
- zmianę kąta pochylenia obrzeża w stosunku do wartości γ= 70° w stanie nowym.

W oparciu o wzór wyprowadzony w [7], na podstawie którego można wyznaczyć promień minimalnego przejeżdżanego łuku toru tzn.:

$$R = \frac{\frac{p}{2} - \left[\frac{\sin arc\cos \frac{r+\Delta h}{r+\Delta r}}{\operatorname{tg}\gamma} + \frac{q_w}{s} \right] \cdot \frac{\varepsilon}{2}}{\left(\frac{\sin arc\cos \frac{r+\Delta h}{r+\Delta r}}{\operatorname{tg}\gamma} + \frac{q_w}{s} - \frac{\varepsilon + 2q}{p} \right)} \qquad (20)$$

rozpatrzono następujące warianty obliczeniowe w stanie zużytym zestawu kołowego:

wariant I:
-stan maksymalnie zużyty zestawu kołowego monoblokowego, gdzie został osiągnięty wymiar kresowy po ostatniej reprofilacji koła, odpowiadający promieniowi tocznemu wynoszącemu r=460-25-6=429 mm; założono następujące dane: Δh=10 mm, kąt pochylenia obrzeża γ=60° oraz luz ε=0,055 m , przy założeniu, że prześwit toru wynosi 1465 mm, natomiast rozstaw zewnętrzny obrzeży kół osiągnął wartość 1410 mm, luz wzdłużny prowadzenia osi q_W =0,0225 m oraz luz poprzeczny tego prowadzenia q=0,020 m,

wariant II:
-stan maksymalnie zużyty zestawu kołowego monoblokowego, gdzie został osiągnięty wymiar kresowy po ostatniej reprofilacji koła odpowiadający promieniowi tocznemu wynoszącemu r=460-25-6=429 mm; założono następujące dane: Δh=10 mm, kąt pochylenia obrzeża γ=60° oraz luz ε=0,060 m , przy założeniu, że prześwit toru wynosi 1470 mm, natomiast rozstaw zewnętrzny obrzeży kół osiągnął wartość 1410 mm, luz wzdłużny q_W =0,0225 m oraz luz poprzeczny q=0,020 m,

wariant III:
-stan maksymalnie zużyty zestawu kołowego monoblokowego, gdzie został osiągnięty wymiar kresowy po ostatniej reprofilacji koła odpowiadający promieniowi tocznemu wynoszącemu r=460-25-6=429 mm; założono następujące dane: Δh=10 mm, kąt pochylenia obrzeża γ=60° oraz luz ε=0,047 m , przy założeniu, że prześwit toru wynosi 1465 mm, natomiast rozstaw zewnętrzny obrzeży kół osiągnął wartość 1418 mm, luz wzdłużny q_W =0,0225 m oraz luz poprzeczny q=0,020 m,

wariant IV:
-stan maksymalnie zużyty zestawu kołowego monoblokowego, gdzie został osiągnięty wymiar kresowy po ostatniej reprofilacji koła odpowiadający promieniowi tocznemu wynoszącemu r=460-25-6=429 mm; założono następujące dane: Δh=10 mm, kąt pochylenia obrzeża γ=60° oraz luz ε=0,052 m , przy założeniu, że prześwit toru wynosi 1470 mm, natomiast rozstaw zewnętrzny obrzeży kół osiągnął wartość 1418 mm, luz wzdłużny q_W =0,0225 m oraz luz poprzeczny q=0,020 m,

Wyniki obliczeń dla poszczególnych wariantów podano w tabeli 3.

Zestawienie wyliczonych wartości promieni łuków torów, które może przejechać wagon towarowy dwuosiowy w stanie maksymalnie zużytych zestawów kołowych.

Tabela 3

Nr wariantu	Wariant I	Wariant II	Wariant III	Wariant IV
Promień łuku toru R_{min} [m]	46,68	46,90	46,34	46,55

Jak wynika z porównania tabel 2i3 zmniejszenie kąta pochylenia obrzeża z γ=70° w stanie nowym do 60° w stanie maksymalnie zużytym zestawu kołowego wyposażonego w standardowe koła monoblokowe powoduje znaczne zmniejszenie promienia łuku toru, który może przejechać wagon towarowy dwuosiowy. Analiza ta ma jednak tylko charakter wyjściowy w celu dalszych poszukiwań analitycznych. Ich zasadniczy cel powinien polegać na ustaleniu rzeczywistej wartości Δh w zależności od kąta pochylenia obrzeża. Na rys. 8 przedstawiono wysokość Δh dla kątów pochylenia obrzeża γ=65°,66°,67°,68°,69° oraz 70° natomiast na rys. 9 przedstawiono wysokości Δh dla kątów pochylenia obrzeża γ=71°,72°,73°,74° i 75°. W celu dokładnego wyznaczenia wartości Δh posłużono się analizą graficzną, używając oprogramowania komputerowego AUTO-CAD.

Rys.8. Zależność wysokości Δh od kątów pochylenia obrzeża γ=65°,66°,67°,68°,69° oraz 70 °

Rys.9. Zależność wysokości Δh w zależności od kątów pochylenia obrzeża γ=71°,72°,73°,74°i 75°

Wyniki poszczególnych obliczeń minimalnego promienia łuku, który może przejeżdżać wagon towarowy dwuosiowy o bazie p=10 m z maksymalnie zużytymi kołami o promieniu r=0,429 m przedstawiono w tabeli 4 oraz 5, zakładając luz w torze ε=0,060 m, luz wzdłużny q_w=0,0225 m, luz poprzeczny q=0,020 m.

Minimalne promienie łuku toru, które może przejeżdżać wagon towarowy dwuosiowy o bazie p=10 m dla kątów pochylenia obrzeża γ≤70° -koła max. zużyte.

Tabela 4

Nr wariantu	Wariant I γ=70°, ε=0,060 m, q = 0,0225m Δh=9,3606 mm	Wariant II γ=69°, ε=0,060 m, q = 0,0225m Δh=9,1597 mm	Wariant III γ=68°, ε=0,060 m, q = 0,0225m Δh=8,9932 mm	Wariant IV γ=67°, ε=0,060 m, q = 0,0225m Δh=8,7219 mm	Wariant V γ=66°, ε=0,060 m, q = 0,0225m Δh=8,5361 mm	Wariant VI γ=65°, ε=0,060 m, q = 0,0225m Δh=8,3291 mm
Minimalny promień łuku toru w [m]	R=66,00	R=62,41	R=59,23	R=55,91	R=53,13	R=50,47

Minimalne promienie łuku toru, które może przejeżdżać wagon towarowy dwuosiowy o bazie p=10 m dla kątów pochylenia obrzeża γ>70° -koła max. zużyte

Tabela 5

Nr wariantu	Wariant I γ=71°, ε=0,060 m, q = 0,020m Δh=9,5792 mm	Wariant II γ=72°, ε=0,060 m, q = 0,020m Δh=9,8064 mm	Wariant III γ=73°, ε=0,060 m, q = 0,020m Δh=10,0228 m	Wariant IV γ=74°, ε=0,060 m, q = 0,020m Δh=10,2403 m	Wariant V γ=75°, ε=0,060 m, q = 0,020m Δh=10,4019 m
Minimalny promień łuku toru [m]	R=69,98	R=74,36	R=79,10	R=84,30	R=89,67

Z przedstawionych tabel wynika, że w zależności od charakteru zużycia kół objawiającego się zmianą kąta pochylenia obrzeża γ oraz wysokości Δh odpowiadającej odległości od poziomu główki szyny w punkcie B (rys.1) promień łuku toru może zmniejszać się względnie zwiększać w dość szerokich granicach w zależności od tego, czy kąt pochylenia obrzeża odpowiednio zmniejsza się czy też zwiększa. Analiza ta miała na celu dokonanie rozpoznania, czy zużycie zestawu kołowego w dość szerokich granicach zmienności kąta pochylenia obrzeża γ tzn. 70°±5° może mieć wpływ na wartość wyznaczanego minimalnego promienia łuku toru.

Na obecnym etapie należy rozstrzygnąć, czy w rzeczywistej eksploatacji dochodzi do zwiększenia czy też do zmniejszenia kąta γ. Jak wynika z graficznych analiz zużytych zestawów kołowych przedstawionych w [6] można oczekiwać, że kąt pochylenia obrzeża wzrasta w trakcie eksploatacji, co jest przedstawione na rys 10.

Rys.10. Graficzne przedstawienie zużytych zestawów kołowych

Z przedstawionych na rys. 10 zarysów powierzchni tocznej zużytych kół można wnioskować, że kąt pochylenia obrzeża zwiększa się w miarę zwiększania zużycia zarysu koła. Potwierdzałyby to również pomiary za pomocą sprawdzianu przedstawionego w przepisach międzynarodowych [7] przeznaczonego do kontroli stanu zużycia obrzeża przez określenie tzw. wymiaru q_R (rys.11)

Rys.11. Przyrząd do pomiarów stopnia zużycia zestawów kołowych

O tendencji do zwiększenia kąta pochylenia obrzeży kół w miarę ich zużywania świadczy przyjęcie dopuszczalnego kryterium kwalifikowania obrzeży kół q_R >6.5 mm zgodnie z [7], przy wymiarze wyjściowym wynoszącym q_R =11 mm dla kół w stanie nowym. Aby można było wyciągnąć ostateczne wnioski co do tendencji zużycia kół, można sięgnąć do dotychczasowych doświadczeń poszczególnych zarządów kolejowych. Zarys koła jaki jest przedstawiony w przepisach międzynarodowych [4] jest brany za podstawę do dostarczania kół w stanie nowym oraz do reprofilacji (odtwarzania profilu po zużyciu).

Ostateczne wymiary koła są rezultatem długoletnich obserwacji zużyć przez poszczególne zarządy kolejowe. Każdy z wymiarów posiada poważne znaczenie i uzasadnienie techniczne, wynikające z doświadczeń eksploatacyjnych oraz obserwacji zużyć. Z pierwszych doświadczeń technicznych sięgających lat dwudziestych profil koła posiadał odpowiednio pochylenie 1:20 (od strony wewnętrznej) oraz 1:10 od strony zewnętrznej obrzeża z promieniem zaokrąglenia stopy obrzeża wynoszącym 15 mm oraz kątem pochylenia obrzeża γ= 60°.

Rys 12. Zarys koła z wymiarami w stanie nowym o pochyleniu 1:20 oraz 1:40.

W wyniku zebranych doświadczeń zarządy kolejowe doszły do wniosku, że poprzez zastosowanie dwóch mniej pochylonych stożków odpowiednio 1:40 (od strony obrzeża) oraz 1:20 (od strony zewnętrznej) przy niezmienionym kącie pochylenia obrzeża oraz kształcie główki obrzeża można poprawić spokojność biegu zwłaszcza dla wagonów poruszających się z wysokimi prędkościami (rys.12). Dalsze doświadczenia wynikały bezpośrednio z obserwacji procesu zużycia. Stwierdzono, że zużycie zestawu kołowego o takim zarysie, zakładając nowy stan szyn, odbywa się w wąskim zakresie stożka prostego (o pochyleniu 1:40) po obydwu kręgach tocznych, prowadząc do " wyżłobień" w tym miejscu oraz prowadząc do zwiększenia kąta pochylenia obrzeża γ =70°. W wyniku tego wprowadzono do eksploatacji pierwszy profil zbliżający się do profilu zużytego wg koncepcji Heumanna i Lotara, który jest przedstawiony na rys.13. Najważniejsze zmiany sprowadzały się do wprowadzenia na obrzeżu dwóch zaokrągleń o dwóch różnych promieniach oraz zastąpienia dotychczasowych powierzchni odpowiednio 1:40 oraz 1:20 przez 1:∞ oraz 1:10.

Rys.13. Profil koła wg Heumanna i Lottara (profil DB I)

Dokładne obserwacje zachowania się wagonów poruszających się z dużymi prędkościami z profilami kół 1:40 oraz 1:20 (rys.12) doprowadziły do wniosku, że wskutek zużycia zwiększające się różnice średnic pomiędzy kołami zestawu kołowego z powodu małego pochylenia powierzchni stożkowej powierzchni tocznej nie mogą być skompensowane. W związku z tym dochodziło do jednostronnego nabiegania zestawu kołowego na szynę. Jak się okazało spokojność biegu pogarszała się z czasem wskutek zużyć na powierzchni tocznej i to po przebiegu znacznie krótszym, aniżeli przewidziany pomiędzy dwoma przeglądami międzynaprawczymi. Dochodziło z tego też względu do wcześniejszych napraw zestawów kołowych aniżeli wcześniej zakładano. Dalsze badania doprowadziły do rozwoju takiego profilu, który ograniczyłby w poważny sposób zużycie zestawu kołowego w trakcie jego przebiegu oraz przedwczesną wymianę zestawów kołowych. W wyniku tego powstał profil DB II , zwany inaczej profilem S 1002 UIC-ORE (rys.14), który jest identyczny z obowiązującym w przepisach międzynarodowych [4].

Rys 14. Profil "zużyty" DB II (UIC/ORE S1002)

Na główce obrzeża profilu UIC/ORE S 1002 dokonano istotnego zabiegu konstrukcyjnego polegającego na wprowadzeniu promienia zaokrąglenia R=20 mm w tym celu, aby utrzymywać wymiar q_R w miarę przebiegu wagonu w granicach dopuszczalnych. Z powodu zaokrąglenia tak dużym promieniem boku obrzeża i ukształtowania stopy obrzeża bok obrzeża posiada stosunkowo krótki prosty odcinek. Stożek o pochyleniu 1:15,5 znajdujący się po zewnętrznej stronie jest wprowadzony z uwagi na zapobieżenie tworzenia się wybrzuszeń materiału na powierzchni tocznej. Jak wynika z dotychczasowych

doświadczeń, zużycie zasadnicze odbywa się po stronie obrzeża, ponieważ punkt styku obrzeża z szyną występuje częściej po obydwu stronach bliżej okręgu tocznego aniżeli na stronie zewnętrznej. Przejście w część stożkową 1:15,5 posiada również kolejne znaczenie praktyczne. Jak wynika z [3,6] przejście to zastosowano w tym celu, aby ułatwić wtaczanie koła z iglicy na opornicę oraz z dzioba krzyżownicy na szynę skrzydłową. Sfazowanie występujące na końcu powierzchni tocznej koła wynoszące 5×10 mm ma zapewnić swobodne przechodzenie koła z jednego elementu krzyżownicy bądź zwrotnicy w drugi. Okrągły kształt przy przejściu wieńca w bok obrzeża oraz sfazowanie 5×10 mm zapobiegają tworzeniu wypływek materiału na obu powierzchniach bocznych koła, utrudniających działanie hamulców torowych znajdujących się u podnóża górek rozrządowych. Jeśli weźmie się pod uwagę, że styk koła z szyną posiada kształt elipsy, to przy zmniejszających się promieniach kół w miarę zużycia, elipsa styku posiada coraz mniejszą powierzchnię, wskutek czego rosną naprężenia kontaktowe zwiększające coraz bardziej zużycie. Zwiększająca się prędkość obrotowa przy określonej prędkości liniowej dla kół o mniejszych średnicach jest niejako dalszym czynnikiem potęgującym zużycie.

Z przeprowadzonej analizy mechanizmu zużycia wynikają następujące wnioski:

- zużycie grubości obrzeża z dopuszczalnej maksymalnej wartości wynoszącej 33 mm do 22 mm powoduje osłabienie jego wytrzymałości na przenoszenie sił poprzecznych, jak również zwiększenie kątów nabiegania wagonów podczas przejazdu przez łuk o minimalnym promieniu, wskutek zwiększenia luzów zestawu kołowego w torze; jak wynika z dotychczasowych analiz zwiększony luz zestawu kołowego w torze powoduje pewne ograniczenie wartości promienia łuku;
- zwiększenie kąta nabiegania postępujące w miarę zużycia zestawów kołowych powoduje zwiększony zapas bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu (wychodząc z kryterium sił działających na koło), jednak zmniejsza się przy jego wzroście czas niezbędny do wejścia punktu styku obrzeża koła z główką szyny; zwiększenie tego kąta powoduje możliwość zbyt twardych uderzeń zestawu kołowego o szynę przy przechodzeniu przez nierówności toru albo przy wejściu w łuki i rozjazdy,
- profil powierzchni tocznej UIC/ORE S 1002 jest niejako "profilem zużytym" gwarantującym możliwie największe przebiegi wagonów towarowych do momentu ewentualnego odtworzenia profilu, czyli reprofilacji.

Opracowany w wyniku długoletnich doświadczeń profil UIC/ORE S 1002 gwarantuje stosunkowo dużą stabilność powierzchni tocznej. Nie ulega jednak wątpliwości, że dwa parametry tzn. grubość obrzeża i kąt pochylenia decydujące o geometrycznym wpisywaniu się wagonu w łuki zmieniają się w trakcie eksploatacji. Parametry te wpływają na wielkość promienia łuku, przez który może przejechać pojazd. Wynika stąd, że kąt pochylenia obrzeża staje się jednym z parametrów o bardzo dużym znaczeniu (podobnie jak luzy wzdłużne q_W) decydującym o możliwości przejazdu rozpatrywanych pojazdów przez łuki.

4. Podsumowanie

Jak wynika z przedstawionej analizy przejazdu wagonu towarowego dwuosiowego przez łuk toru o minimalnym promieniu, można wyciągnąć następujące wnioski:

1. Wykonując prace analityczne dotyczące przejazdu przez łuk toru o minimalnym promieniu należy wziąć pod uwagę dwa stany pojazdu tzn. w stanie nowym oraz w stanie z zużytymi zestawami kołowymi. Otrzymuje się wówczas pełny obraz wyników w zależności od efektywnego luzu zestawu kołowego w torze jak również w zależności od kąta pochylenia obrzeża. Analiza wskazuje również na konieczność przeprowadzenia ewentualnych prób w w/w dwóch stanach pojazdu.
2. Powyższe analizy nie uwzględniają jednak zużycia szyn, które może wystąpić podczas eksploatacji. W wyniku zużycia szyn punkt styku obrzeża z główką szyny może przyjmować inne współrzędne niż w stanie nowym.
3. Z wykonanych prac analitycznych wynika, że przejazd wagonów towarowych dwuosiowych przez łuk o minimalnym promieniu jest bardziej uzależniony od kryterium geometrycznego, obrazującego zdolność do wpisywania się pojazdu w łuk, aniżeli od klasycznie rozpatrywanego układu sił występujących podczas przejazdu przez łuk toru.
4. Przykład szwajcarskiej nowoczesnej lokomotywy spalinowej typu Am 843, gdzie postawiono warunek minimalnego przejezdnego promienia R=60, przeznaczonej do transportu oraz prac manewrowych z wagonami towarowymi, świadczy o tym, że również pojazdy trakcyjne powinny być dostosowane do zwiększonych wymagań w tym zakresie, analogicznie jak wagony towarowe [2].

Literatura

[1] *Bałuch T., Basiewicz T., Smolarz W., Sobolewski H., Stakiewicz J.: Przystosowanie kolei do zwiększonych szybkości i dużych przewozów. WKŁ.Warszawa 1969.*

[2] *Benedict N., Winkler U.: Die Diesellokomotive Am 843 der SBB. ETR- Eisenbahn- technische Rundschau 03.2003.*

[3] *Friszman M.A.: Tor kolejowy i jego współpraca z pojazdami. WKŁ.Warszawa 1983.*

[4] *Karta UIC 510-2: Wagony. Warunki do stosowania kół o różnych średnicach. 3-cie wydanie z 1.01.1998.*

[5] Kik W. , Menssen R. , Moelle D. :Kräfte und Verschleiss in der Wendeschleife und im Abzweig einer Weiche. EI-Der Eisenbahningenieur 04.2003.

[6] *Krugmann H.L.: Lauf der Schienenfahrzeuge im Gleis. Eine Einführung. Oldenburg.Wien 1982.*

[7] *RIV 2000-Regolamento InternazionaleVeicoli. Umowa o wzajemnym użytkowaniu wagonów towarowych w komunikacji międzynarodowej. Zmiana 11 z 01.07.1987.*

[8] *Sobaś M.: Analiza przejazdu wagonów towarowych dwuosiowych przez minimalny promień łuku toru. Pojazdy Szynowe 1/2003.*

[9] *Sysak J.: Drogi kolejowe.PWN.Warszawa 1981*

[10] *Weber K.H.: Rozważania o prowadzeniu pojazdów szynowych. Siły pomiędzy kołem i szyną- ich powstawanie i ustalanie. Vereinigte Weichenbau GmbH. Bochum. 1998.*