

Wpływ różnych odmian wózków na bezpieczeństwo jazdy wagonów towarowych.

Niniejsza praca kontynuuje cykl artykułów związanych z bezpieczeństwem jazdy czteroosiowych wagonów towarowych. W tej części przedstawiono wpływ parametrów konstrukcyjnych różnych typów wózków wagonów towarowych na zachowanie bezpieczeństwa jazdy na wichrowatym torze zgodnie z wymaganiami ORE B55, Rp.8. Praca jest przykładem zastosowania metody ORE B55, Rp.8, dotyczącej bezpieczeństwa jazdy na torach wichrowatych, wagonów towarowych, o nacisku na oś 22,5 t.

1. Wstęp

W procesie projektowania wagonów wiele uwagi poświęca się teoretycznym i praktycznym poszukiwaniom środków zwiększających bezpieczeństwo jazdy na torach wichrowatych 4-osiowych wagonów towarowych, charakteryzujących się nadmierną sztywnością skrętną.

Duża sztywność skrętna takich wagonów, przede wszystkim cystern, stwarza zagrożenie bezpieczeństwa jazdy. Spowodowane jest to nadmiernym odciążeniem kół podczas jazdy tych wagonów po torze wichrowatym. Odciążenia kół podczas jazdy po torze wichrowatym są zdeterminowane wieloma przyczynami, które omówiono w pracach [1] i [2].

Wagony cysterny są z reguły tak sztywne, że osiągnięcie dostatecznej podatności na skręcanie wymaga wprowadzenia dodatkowych środków zaradczych. W pracy przedstawiono - na przykładzie 4-osiowego wagonu cysterny typu 435Ra - wpływ wózków typu Y25Cs (25TN) i 661DB na bezpieczeństwo jazdy po wichrowatym torze. Różnica między wymienionymi wózkami polega na odmiennym sposobie prowadzenia zestawu kołowego. Wózek Y25Cs (25TN) jest wózkiem standardowym ogólnie stosowanym, gdzie zestaw kołowy jest prowadzony sztywno. Natomiast wózek 661DB jest rozwiązaniem z zestawami kołowymi, prowadzonymi z luzem poprzecznym i podłużnym w jego ramie. Umożliwia to radialne ustawienie się wózka w łuku torowym. Celem pracy jest ilościowe określenie różnicy w stopniu bezpieczeństwa jazdy na torze wichrowatym wagonu-cysterny o nadmiernej sztywności skrętnej w zależności od stosowanej odmiany wózka. Publikacja zawierająca wyniki uzyskane metodą ORE-B55 jest kontynuacją rozważań przedstawionych w pracy [1], dotyczących również zagadnień bezpieczeństwa jazdy wagonów towarowych.

2. Wymagania dotyczące badań i oceny wagonów towarowych

Badanie i ocena bezpieczeństwa jazdy po torach wichrowatych jest jednym z ważniejszych badań wagonów nowobudowanych, jak również eksploatowanych. Wymagania stawiane przez UIC zawarte są w sprawozdaniu badawczym ORE B55, Rp.8 [1]. Dotyczą one ogólnych zasad oraz metody obliczeń w zakresie zapewnienia

bezpieczeństwa przy przejeżdżaniu wagonów towarowych przez wichrowaty tor.

Bezpieczeństwo ze względu na wykolejenie podczas przejazdu przez zwichrowany tor zależy przede wszystkim od:

- siły prowadzącej Y układu biegowego,
- odchyłek pionowych nacisków koła ΔQ , na poziomym i wichrowatym torze,
- siły poprzecznej F_y , działającej między łożyskiem zestawu kołowego i zestawem kołowym.

Rysunek 1 przedstawia model wagonu 4-osiowego wraz z wybranymi parametrami.

Poszczególne parametry oznaczają:

$2a^*$ - rozstaw czopów skrętu [mm],

$2a^+$ - rozstaw zestawów kołowych w wózku [mm],

$2b_z$ - baza poprzeczna w usprężynowaniu wózka (wynosi - 2000) [mm],

$2b_A$ - baza punktów podparcia zestawu kołowego (wynosi - 1500) [mm],

$2b_G$ - rozstaw ślizgów bocznych (wynosi - 1700) [mm],

dz_G - luz ślizgu bocznego [mm],

h_{Fy} - promień koła (wynosi - 460) [mm],

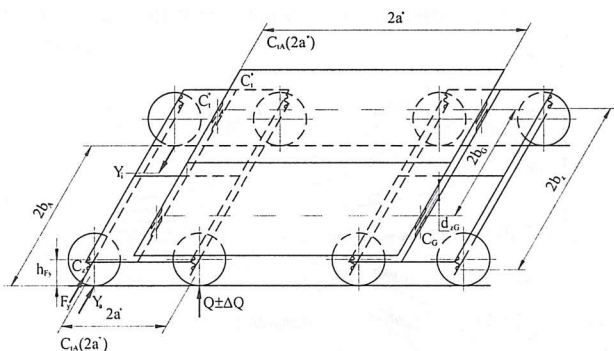
C_t^* - sztywność skrętna nadwozia $\left[\frac{\text{kNmm}^2}{\text{rad}} \right]$,

C_t^+ - sztywność skrętna ramy układu biegowego

$\left[\frac{\text{kNmm}^2}{\text{rad}} \right]$,

C_G - sztywność usprężynowania ślizgu bocznego $\left[\frac{\text{kN}}{\text{mm}} \right]$,

C_z - sztywność usprężynowania przyosiowego $\left[\frac{\text{kN}}{\text{mm}} \right]$,



Rys. 1. Model wagonu towarowego – wózkowego

Y_a - siła prowadząca na kole nabiegającym [kN],
 Y_i - siła prowadząca na kole nie nabiegającym [kN],
 F_y - siła poprzeczna w łożysku zestawu kołowego [kN],
 Q - nacisk koła na szynę na poziomym torze [kN].

Kryterium bezpieczeństwa ze względu na wykolejenie, stosowane dla koła prowadzącego, jest zdefiniowane zależnością:

$$\lim(Y \cdot Q^{-1})_a \leq 1,2 \quad (1)$$

Wartość graniczna ilorazu $(Y \cdot Q^{-1})_a = 1,2$ dla zagwarantowania bezpieczeństwa ma zastosowanie dla profili koła z kątem pochylenia obrzeża 70° . W przypadku koła z obrzeżem o kącie 60° wartość ta wynosi 0,8. Jeżeli w niekorzystnych warunkach, przy występowaniu dużych sił prowadzących (Y_a) i przy jednocześnie zmniejszonych siłach pionowych (naciskach) na obwodzie koła prowadzącego, wystąpi nabieganie, to proces ten może trwać przy nie zmienionym poziomie wszystkich sił aż do wystąpienia stanu równowagi chwiejnej. Nieznaczne zmniejszenie siły prowadzącej (Y_a) lub wzrost siły (Q_a) na obwodzie koła nabiegającego pozwoli na progresywne ustępowanie zjawisk sprzyjających procesowi wykolejenia. Pojazd pewnie pokonuje krytyczne stany, gdy siły Y_a i Q_a na kole prowadzącym nieprzerwanie spełniają warunek:

$$(Y \cdot Q^{-1})_a \leq \lim(Y \cdot Q^{-1})_a \quad (2)$$

Wartość graniczna $(Y \cdot Q^{-1})_a$, określona doświadczalnie i teoretycznie przez Komitet Ekspertów ORE B55 i C138, ma dość dobrą zgodność z warunkami eksploatacyjnymi oraz przyjętym modelem teoretyczno-probabilistycznym. Odpowiada jej małe prawdopodobieństwo wykolejenia ($\alpha=2,5\%$), potwierdzone wynikami badań [1]. Zatem przyjęcie zdefiniowanej wartości granicznej $\lim(Y \cdot Q^{-1})_a$ w quasi-statycznych warunkach ruchu wyklucza z dużym prawdopodobieństwem występowanie wykolejenia.

2.1. Parametry służące do analitycznego określenia bezpieczeństwa jazdy

Bezpieczeństwo jazdy określa się przy pomocy następujących parametrów:

2.1.1. Dopuszczalna ze względu na bezpieczeństwo zmiana nacisku koła spowodowana zwichrowaniem toru

$$\Delta Q_{t(d)} = \lim \Delta Q - \Delta Q_{fz_0} \pm \Delta Q_{F_y} \quad (3)$$

przy czym

$$\lim \Delta Q = \frac{(Y \cdot Q^{-1})_{\lim-} \operatorname{tg}(\gamma + \zeta)}{(Y \cdot Q^{-1})_{\lim+} \operatorname{tg}(\gamma + \zeta)} \cdot \bar{Q}_j, \quad (4)$$

$$\Delta Q_{fz_0} = \Delta q_0 \cdot \bar{Q}_j, \quad (5)$$

$$\Delta Q_{F_y} = F_y \frac{b_{F_y}}{2b_A}, \quad (6)$$

$$\bar{F}_y = \bar{Y}_a + \bar{Y}_i, \quad (7)$$

gdzie:

$\lim \Delta Q$ - dopuszczalna całkowita zmiana nacisku koła na poziomym i wichrowatym torze [kN],

ΔQ_{fz_0} - odchyłka nacisków kół na poziomym torze dla pojazdu próżnego, zależna od specyficznych cech pojazdu (konstrukcyjnych i warunków utrzymania) [kN],

$\Delta q_0 = \frac{\Delta Q_{fz_0}}{Q_j}$ - względna odchyłka nacisku kół na poziomym torze,

ΔQ_{F_y} - odchyłka nacisku koła spowodowanego działaniem siły poprzecznej (\bar{F}_y) w łożysku zestawu kołowego [kN],

$\operatorname{tg}(\gamma + \zeta)$ - parametr charakterystyczny dla siły prowadzącej Y i typu wózka, a więc zależny między innymi od rozstawu osi, luzów podłużnych i poprzecznych, prowadzenia zestawu kołowego w prowadnicach łożysk oraz rodzaju zawieszenia,

\bar{Y}_a - średnia wartość siły prowadzącej na kole nabiegającym [kN],

\bar{Y}_i - średnia wartość siły prowadzącej na kole nie nabiegającym [kN],

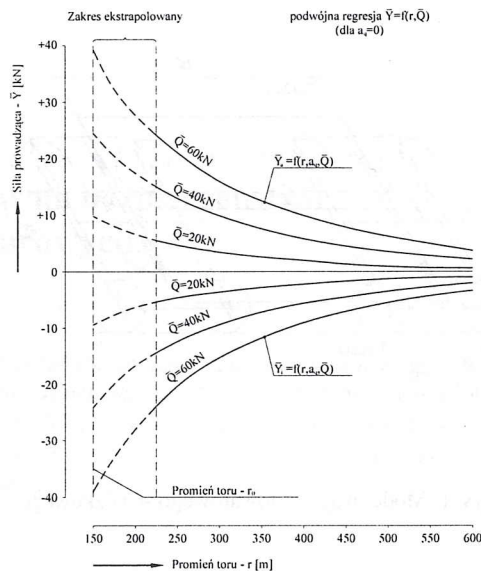
\bar{Q}_j - średni nacisk koła j -tego zestawu kołowego [kN].

Uwaga: dla wagonów towarowych z wózkami standardowymi Y25Cs (25TN) i wózkami typu 661DB przeciętna wartość parametru $\Delta \bar{q}_0 = 0,2$; wartość ta jest wynikiem

badania dokonanych w ramach ORE na wielu wagonach towarowych z wyżej wymienionymi wózkami [1].

Wartości parametrów Y_a i Y_i dla wagonów towarowych z wózkami Y25Cs (25TN) są przedstawione w publikacji [2]. Wartości parametrów Y_a i Y_i dla wagonów towarowych z wózkami 661DB dobiera się z wykresu przedstawionego na rysunku 2, lub oblicza na podstawie odpowiednich równań dla wózków referencyjnych, przedstawionych w tabelicy 1 [1]. W pracy [1] podane są również równania sił prowadzących dla wózka typu Y25C. Siłę prowadzącą można też określić na podstawie parametru $tg(\gamma+\zeta)$ [2].

Dane dotyczące układu biegowego		
1.	Typ układu biegowego	Wózek wagonów towarowych
2.	Zasada typu	Zestawy kołowe ustawione radialnie
3.	Układ wzorcowy	Typ wózka 661DB
4.	Profil koła, rozstaw kół	DB II, $2a^+ = 1,8$ [m]



Rys.2. Siły prowadzące wózek 661 DB

Siły prowadzące – wózek 661DB

Tabelica 1

1a. Dane dotyczące układu biegowego									
1.	Typ układu biegowego	Wózek wagonu towarowego z dwoma zestawami kół							
2.	Zasada typu	Zestawy kołowe prowadzone radialnie							
3.	Układ biegowy	typ wózka 661DB							
4.	Profil koła, rozstaw kół	DB II, $2a^+ = 1,8$ m							
1b. Wielkości									
L.p.	Określenie				Oznaczenie		Jednostka miary		
5.	Siła prowadząca/ wartość średnia/				\bar{Y}		kN		
6.	Siła prowadząca na kole zewnętrznym				Y_a		kN		
7.	Siła prowadząca na kole wewnętrznym				Y_i		kN		
8.	Średni nacisk				\bar{Q}		kN		
9.	Promień łuku toru				r		m		
10.	Przyspieszenie boczne				a_q		ms^{-2}		
11.	Wielkość pomocnicza				x		-		
1c. Podstawy – dane statystyczne									
L.p.	Określenie				Oznaczenie				
12.	Prawdopodobieństwo wypowiedzi				P=95%				
13.	Zakres prób losowych				$22 \leq n \leq 41$				
14.	Zakres współczynników korelacji				$0,55 \leq r_{ij} \leq 0,87$				
15.					$225 \text{ m} \leq r \leq 929 \text{ m}$				
16.	Zakresy pomiarów				$-0,5 \text{ ms}^{-2} \leq a_q \leq +0,85 \text{ ms}^{-2}$				
17.					$28,3 \leq \bar{Q} \leq 100 \text{ kN}$				
1d. Układ równań $\bar{Y}_{a/i} = f(x, a_q, \bar{Q})$ z potrójną regresją									
L.p.	Wielkość pomiarowa	Współczynnik regresji							
		m_1	m_2	m_3	m_4	c_1	c_2	c_3	c_4
18.	Y_a	-52,975	133,200	169,567	-140,335	635,855	-881,231	68,820	614,765
19.	Y_i	39,662	-134,565	62,978	167,485	-201,254	984,482	-689,994	-1178,979
20.	Algorytm	$\bar{Y} = \left[\bar{Q} \left[x(m_1 a_q + m_2) + m_3 a_q + m_4 \right] + x(c_1 a_q + c_2) + c_3 a_q + c_4 \right] 10^{-3}$							
21.	Wielkość transformowana: Promień toru-r. Równanie transformowane: $x = 10^3/r$								
1e. Miara rozproszenia $S = f(\bar{Q})$									
L.p.	Wielkość pomiarowa	Odchylenie standardowe				Ocena			
22.	Y_a	S_{Y_a}				$S_{Y_a} = 0,133 \bar{Q} - 1,15$			
23.	Y_i	S_{Y_i}				$S_{Y_i} = 0,117 \bar{Q} - 1,82$			

2.1.2. Rzeczywista zmiana nacisku koła spowodowana zwichrowaniem toru (wagon wyposażony w ślizgi sprężyste);

$$\Delta Q_{t(rz)} = g_p^* \cdot C_{tA(2a^*)} + g_w^+ \cdot C_{tA(2a^*)}, \quad (8)$$

gdzie:

g_p^* - kontrolna, wichrowatość pojazdu zredukowana do rozstawu czopów skrętu $2a^*$ [%],

g_w^+ - kontrolna wichrowatość pojazdu zredukowana do rozstawu osi w wózku $2a^+$ [%];

wartości parametrów g_p^* i g_w^+ , określone analitycznie, przedstawione są w publikacjach [1] i [2].

2.1.3. Całkowita sztywność skrętna wagonu wózkowego, przy wichrowaniu pojazdu na bazie rozstawu osi wózka ($2a^+$):

$$\frac{1}{C_{tA(2a^+)}} = 10^3 \left[(2b_A)^2 \cdot \frac{1}{C_t^*} + \frac{1}{2a^+} \left(\frac{b_A}{b_z} \right)^2 \cdot \left(\frac{2}{C_{z1}} + \frac{2}{C_{z2}} \right) \right] \quad (9)$$

gdzie:

C_{z1} - sztywność usprężynowania przyosiowego pierwszego stopnia, gdy wózek wyposażony jest w 4 resory paraboliczne z progresywną charakterystyką [kN/mm],

C_{z2} - sztywność usprężynowania przyosiowego drugiego stopnia [kN/mm].

2.1.4 Całkowita sztywność skrętna wagonu wózkowego ze ślizgami sprężynowymi, przy wichrowaniu pojazdów na bazie rozstawu czopów skrętu ($2a^*$):

$$\frac{1}{C_{tA(2a^*)}} = 10^3 \left\{ (2b_A)^2 \cdot \frac{2}{C_t^*} + \frac{1}{2a^*} \left[\left(\frac{b_A}{b_z} \right)^2 \cdot \left(\frac{2}{C_{z1}} + \frac{2}{C_{z2}} \right) + \left(\frac{b_A}{b_G} \right)^2 \frac{8}{C_G} \right] \right\} \quad (10)$$

Sposób prowadzenia analitycznych badań bezpieczeństwa jazdy wagonu na wichrowatym torze przedstawiony jest w pracy [2].

3. Badanie bezpieczeństwa jazdy wagonu cysterny typu 435Ra na wózkach typu Y25Cs (25TN) i 661DB

Wagon typu 435Ra posiada następujące parametry:

$$2a^* = 8000 \text{ mm},$$

$$C_t^* = 3,5 \cdot 10^{10} \text{ kNmm}^2/\text{rad},$$

$$\bar{Q}_j = Q_0 = 27,4 \text{ kN},$$

$$dz_G = 12 \text{ mm ślizgi sprężyste},$$

$$C_G = 0,4 \text{ kN/mm}.$$

Parametry wózków:

-wózek Y25Cs (25TN):

$$2a^+ = 1800 \text{ mm},$$

$$C_t^+ = 1,5 \cdot 10^{10} \text{ kNmm}^2/\text{rad},$$

$$C_{z1} = 0,83 \text{ kN/mm},$$

$$C_{z2} = 2,5 \text{ kN/mm},$$

$$\text{tg}(\gamma + \zeta) = 0,45,$$

-wózek 661DB:

$$2a^+ = 1800 \text{ mm},$$

$$C_t^+ = 0,89 \cdot 10^{10} \text{ kNmm}^2/\text{rad},$$

$$C_{z1} = 1,47 \text{ kN/mm},$$

$$C_{z2} = 1,47 \text{ kN/mm},$$

$$\text{tg}(\gamma + \zeta) = 0,25.$$

3.1. Wagon na wózkach typu Y25Cs (25TN)

3.1.1. Wyznaczenie dopuszczalnej zmiany nacisku koła, spowodowanej zwichrowaniem toru

Dopuszczalną zmianę nacisku koła określa się z zależności (3), wykorzystując zależności (4), (5), (6) i (7).

$$\Delta Q_{t(d)} = \lim \Delta Q - \Delta Q_{f_{z0}} - \Delta Q_{F_y},$$

$$\Delta Q_{t(d)} = \frac{(Y \cdot Q^{-1}) \lim - \text{tg}(\gamma + \zeta)}{(Y \cdot Q^{-1}) \lim + \text{tg}(\gamma + \zeta)} \cdot \bar{Q}_j -$$

$$- 0,2 \cdot \bar{Q}_j - \left(\bar{Y}_a + \bar{Y}_i \right) \frac{h_{F_y}}{2b_A}$$

Przyjmujemy $\bar{Q}_j = Q_0$ (nacisk koła dla wagonu próżnego), i wyznaczając wartości średnie sił prowadzących \bar{Y}_a i \bar{Y}_i z wykresu przedstawionego w pracy [2] oraz z rysunku 3 [1], poprzez ekstrapolację dla promienia toru 150 m otrzymamy.

$$\bar{Y}_a = 17,1 \text{ kN}; \quad \bar{Y}_i = -14,0 \text{ kN}.$$

Po wprowadzeniu danych liczbowych otrzymamy:

$$\Delta Q_{t(d)} = \frac{1,2 - 0,45}{1,2 + 0,45} \cdot 27,4 - 0,2 \cdot 27,4 -$$

$$- (17,1 - 14) \cdot \frac{0,46}{1,5} = 6,024 \text{ kN}.$$

3.1.2. Wyznaczenie rzeczywistej zmiany nacisku koła spowodowanej zwichrowaniem toru

Korzystając z zależności (8) oraz przyjmując z pracy [2]:

$$g_p^* = \frac{15}{2a^*} + 2 \quad \text{ i } \quad g_w^+ = 7 - \frac{5}{2a^+},$$

otrzymamy:

$$g_p^* = \frac{15}{8} + 2 = 3,875 \% \quad \text{ i } \quad g_w^+ = 7 - \frac{5}{1,8} = 4,22 \%.$$

Szywność skrętną wagonu przy wichrowaniu na bazie rozstawu osi $2a^+$ w wózku, po wprowadzeniu danych liczbowych wyznaczmy z zależności (9):

$$\frac{I}{C_{tA(2a^+)}} = 10^3 \left[1500^2 \frac{I}{1,5 \cdot 10^{10}} + \frac{I}{1800} \left(\frac{1500}{2000} \right)^2 \cdot \left(\frac{2}{0,83} + \frac{2}{2,5} \right) \right]$$

$$C_{tA(2a^+)} = 0,867 \text{ kN/‰.}$$

Szywność skrętną całego wagonu ze ślizgami sprężystymi, przy wichrowaniu na bazie rozstawu czopów skretnu $2a^*$, określimy z zależności (10):

$$\frac{I}{C_{tA(2a^*)}} = 10^3 \left\{ \begin{aligned} &1500^2 \frac{2}{3,5 \cdot 10^{10}} + \frac{I}{8000} \cdot \\ &\left[\left(\frac{1500}{2000} \right)^2 \cdot \left(\frac{2}{0,83} + \frac{2}{2,5} \right) + \left(\frac{1500}{1700} \right)^2 \cdot \frac{8}{0,4} \right] \end{aligned} \right\}$$

$$C_{tA(2a^*)} = 0,434 \text{ kN/‰.}$$

Wprowadzając wyznaczone parametry do zależności (8), otrzymuje się rzeczywistą zmianę nacisku koła na zwichrowanym torze:

$$\Delta Q_{t(rz)} = 3,875 \cdot 0,434 + 4,22 \cdot 0,867 = 5,340 \text{ kN.}$$

Rzeczywista zmiana nacisku koła spowodowana zwichrowaniem toru (p.3.1.2) jest mniejsza od dopuszczalnej (ze względu na bezpieczeństwo jazdy) zmiany nacisku koła wyznaczonej w p.3.1.1.

$$\Delta Q_{t(rz)} < \Delta Q_{t(d)} \iff 5,340 < 6,024.$$

3.1.3. Sprawdzenie wartości ilorazu $(Y \cdot Q^{-1})_a$

Po uwzględnieniu wszystkich składników zmiany nacisku koła Q_0 zależność (2) przyjmuje postać:

$$\begin{aligned} (Y \cdot Q^{-1})_a &= \\ &= \bar{Y}_a \cdot [Q_0 - \Delta Q_{t(rz)} - \Delta Q_{f_{zo}} - \Delta Q_{F_y}]^{-1} \leq \lim(Y \cdot Q^{-1})_a \\ (Y \cdot Q^{-1})_a &= \\ &= \bar{Y}_a \left[Q_0 - \Delta Q_{t(rz)} - 0,2 \cdot Q_0 - (\bar{Y}_a + \bar{Y}_i) \frac{h_{F_y}}{2b_A} \right] \leq 1,2 \end{aligned}$$

Podstawiając dane otrzymamy:

$$\begin{aligned} (Y \cdot Q^{-1})_a &= \\ &= 17,1 \left[27,4 - 5,340 - 0,2 \cdot 27,4 - (17,1 + 14) \frac{0,46}{1,5} \right] \leq 1,2 \\ (Y \cdot Q^{-1})_a &= 1,09 < 1,2. \end{aligned}$$

3.2. Wagon na wózkach 661DB

3.2.1. Wyznaczenie dopuszczalnej zmiany nacisku koła, spowodowanej zwichrowaniem toru

Dopuszczalną zmianę nacisku koła określa się z zależności (3), wykorzystując zależności (4), (5), (6) i (7).

$$\Delta Q_{t(d)} = \lim \Delta Q - \Delta Q_{f_{zo}} - \Delta Q_{F_y},$$

$$\Delta Q_{t(d)} = \frac{(Y \cdot Q^{-1})_{\lim-} \operatorname{tg}(\gamma + \zeta)}{(Y \cdot Q^{-1})_{\lim+} \operatorname{tg}(\gamma + \zeta)} \cdot \bar{Q}_j - 0,2 \cdot \bar{Q}_j -$$

$$- \left(\bar{Y}_a + \bar{Y}_i \right) \frac{h_{F_y}}{2b_A}$$

Przyjmujemy $\bar{Q}_j = Q_0$ (nacisk koła dla wagonu próżnego), oraz wyznaczając wartości średnie sił prowadzących \bar{Y}_a i \bar{Y}_i z wykresu przedstawionego w pracy na rysunku 2 [2], poprzez ekstrapolację dla promienia toru 150 m otrzymamy.

$$\bar{Y}_a = 13,7 \text{ kN}; \bar{Y}_i = -13,43 \text{ kN.}$$

Po wprowadzeniu danych liczbowych otrzymamy:

$$\begin{aligned} \Delta Q_{t(d)} &= \frac{1,2 - 0,25}{1,2 + 0,25} \cdot 27,4 - 0,2 \cdot 27,4 - \\ &- (13,7 - 13,43) \cdot \frac{0,46}{2,5} = 12,4 \text{ kN,} \end{aligned}$$

3.2.2. Wyznaczenie rzeczywistej zmiany nacisku koła spowodowanej zwichrowaniem toru

Obliczenia przeprowadza się wykorzystując zależność (8). Wartość parametrów g_p^* i g_w^+ jest taka sama jak dla wagonu zwózkami typu Y25Cs (25TN) (p.3.1.2.) i wynosi:

$$g_p^* = 3,875 \text{ ‰} \quad \text{i} \quad g_w^+ = 4,22 \text{ ‰.}$$

Szywność skrętną wagonu przy wichrowaniu na bazie rozstawu osi $2a^+$ w wózku wyznaczmy z zależności (9). Po wprowadzeniu danych otrzymamy:

$$\frac{I}{C_{tA(2a^+)}} = 10^3 \left[1500^2 \frac{I}{0,89 \cdot 10^{10}} + \frac{I}{1800} \left(\frac{1500}{2000} \right)^2 \cdot \left(\frac{2}{1,47} + \frac{2}{1,47} \right) \right]$$

$$C_{tA(2a^+)} = 0,906 \text{ kN/‰.}$$

Sztywność skrętną wagonu przy wichrowaniu na bazie rozstawu czopów skrętu $2a^*$, wyznaczmy z zależności (10). Wprowadzając dane, otrzymamy:

$$\frac{1}{C_{iA}(2a^*)} = 1500^2 \frac{2}{3,5 \cdot 10^{10}} + \frac{1}{8000} \cdot \left[\left(\frac{1500}{2000} \right)^2 \cdot \left(\frac{2}{1,47} + \frac{2}{1,47} \right) + \left(\frac{1500}{1700} \right)^2 \cdot \frac{8}{0,4} \right]$$

$$C_{iA}(2a^*) = 0,441 \text{ kN/\%o.}$$

Ostatecznie rzeczywista zmiana nacisku koła na zwichrowanym torze po wprowadzeniu danych wyniesie: $\Delta Q_{i(rz)} = 3,875 \cdot 0,441 + 4,22 \cdot 0,906 = 5,532 \text{ kN}$.

Rzeczywista zmiana nacisku koła spowodowana zwichrowaniem toru (p.3.2.2) jest mniejsza od dopuszczalnej zmiany nacisku koła określonej w p.3.2.1.

$$\Delta Q_{i(rz)} < \Delta Q_{i(d)} \iff 5,532 < 12,4.$$

3.2.3. Sprawdzenie wartości ilorazu $(Y \cdot Q^{-1})_a$

Po uwzględnieniu wszystkich składników zmiany nacisku koła Q_0 zależność (2) przyjmuje postać:

$$(Y \cdot Q^{-1})_a = \bar{Y}_a \cdot (Q_0 - \Delta Q_{i(rz)} - \Delta Q_{i(v)} - \Delta Q_{i(f)})^{-1} \leq \lim(Y \cdot Q^{-1})_a$$

$$(Y \cdot Q^{-1})_a = \bar{Y}_a \left[Q_0 - \Delta Q_{i(rz)} - 0,2 \cdot Q_0 - (\bar{Y}_a + \bar{Y}_i) \frac{h_{Fz}}{2b_A} \right]^{-1} \leq 1,2$$

wobec czego

$$(Y \cdot Q^{-1})_a = 13,7 \left[27,4 - 5,532 - 0,2 \cdot 27,4 - (13,7 + 13,43) \frac{0,46}{1,5} \right]^{-1} \leq 1,2$$

skąd

$$(Y \cdot Q^{-1})_a = 0,84 < 1,2.$$

4. Wnioski

Wyniki badań, przedstawione w tabelicy 2, wykazują, że zarówno wagon na wózkach typu Y25Cs, jak i na wózkach typu 661DB spełnia wymagania bezpiecznej jazdy po torze wichrowatym.

Typ wózka	Wartości zmian nacisków [kN]		$(Y \cdot Q^{-1})_a$	$\lim(Y \cdot Q^{-1})$
	dopuszczalną e	rzeczywiste		
	$\Delta Q_{i(d)}$	$\Delta Q_{i(rz)}$		
Y25Cs (25TN)	6,024	5,340	1,09	$\leq 1,2$
661DB	12,4	5,532	0,84	

Z przedstawionych wyników badań można wyciągnąć dodatkowe wnioski, a mianowicie:

1. Wagon na wózkach Y25Cs (25TN) posiada o 12% większą dopuszczalną zmianę nacisku koła na torze wichrowatym ($\Delta Q_{i(d)}$) od rzeczywistej zmiany nacisku ($\Delta Q_{i(rz)}$), natomiast wartość ilorazu $(Y \cdot Q^{-1})_a$ jest mniejsza o $\sim 9\%$ od wartości granicznej - $\lim(Y \cdot Q^{-1}) \leq 1,2$.
2. Wagon na wózkach 661DB posiada o $\sim 65\%$ większą dopuszczalną zmianę nacisku koła na torze wichrowatym ($\Delta Q_{i(d)}$) od rzeczywistej zmiany nacisku ($\Delta Q_{i(rz)}$), natomiast wartość ilorazu $(Y \cdot Q^{-1})_a$ jest mniejsza o $\sim 30\%$ od wartości granicznej - $\lim(Y \cdot Q^{-1}) \leq 1,2$.
3. Porównanie wyników badań wagonu cysterny typu 434Ra na wózkach typu Y25TN z wagonem cysterną typu 434Ra z wózkami typu 661DB wykazuje przewagę tego ostatniego, ponieważ z porównania parametrów badanych (tabl. 2) wynika, że:
 - dopuszczalna zmiana nacisku koła na torze wichrowatym ($\Delta Q_{i(d)}$) jest większa o 51,5%,
 - rzeczywista zmiana nacisku koła na torze wichrowatym ($\Delta Q_{i(rz)}$) jest większa o 3,5%,
 - iloraz $(Y \cdot Q^{-1})_a$ jest mniejszy o $\sim 30\%$.

Tak więc wózki typu 661DB, w porównaniu z wózkami typu Y 25Cs (25TN), są zdecydowanie korzystniejsze w zapewnieniu bezpieczeństwa jazdy wagonów na torach wichrowatych. Dotyczy to szczególnie wagonów charakteryzujących się nadmierną sztywnością skrętną (cysterny), gdzie stosowanie wózków typu Y25Cs (25TN) nie zawsze będzie w stanie spełnić wymagania w zakresie bezpieczeństwa jazdy na torach wichrowatych. W takich przypadkach konieczne będzie stosowanie wózków typu 661DB, pomimo że ich koszt jest wyższy. Przyczyną lepszych właściwości w zakresie bezpieczeństwa jazdy wózków typu 661DB są ich lepsze charakterystyki dla sił poprzecznych Y, wynikające z radialnego ustawienia się zestawów kołowych w torze, jak i lepsza charakterystyka usprężynowania przyosiowego.

Literatura:

- [1] UIC ORE B55 Rp. 8.: *Bezpieczeństwo przed wykolejeniem wagonów towarowych na zwichrowanym torze*, Utrecht 1983.
- [2] Szymański M.: *Konstrukcyjne zapewnienie bezpiecznej jazdy wagonów towarowych po torze wichrowatym*. Rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska, 1985.