

## Analiza bezpieczeństwa biegu 4-osowego wagonu cysterny wskutek zmiany masy i parametrów geometrycznych.

Niniejsza praca jest kontynuacją artykułów związanych z bezpieczeństwem jazdy wagonów towarowych, ocenianym zgodnie z wymogami UIC. W pracy tej przedstawiono wpływ zmiany masy i parametrów geometrycznych wagonu na bezpieczeństwo jazdy. Dokonano porównania z bezpieczeństwem jazdy tego wagonu przed zmianą jego parametrów.

### 1. Wprowadzenie

Analizie poddano przeróbkę istniejącej 4-osowej cysterny o pojemności 107 m<sup>3</sup>, rozstawie czopów skretu  $2a^* = 12110$  mm i masie własnej 34,6 t oraz nacisku osi 22,5 t. Przerobiona 4-osowa cysterna ma pojemność 94,5 m<sup>3</sup>, rozstaw czopów skretu  $2a^* = 10495$  mm oraz masę własną 33,5 t i nacisk osi 20 t. Analityczna ocena bezpieczeństwa jazdy obejmuje 4-osowy wagon cysternę o zmienionych parametrach. Dla porównania przedstawiono również ocenę bezpieczeństwa jazdy 4-osowego wagonu cysterny przed zmianą jej parametrów.

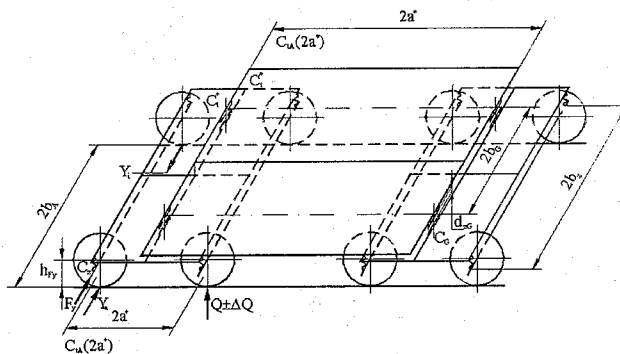
### 2. Wytyczne badań i oceny wagonów towarowych

Badanie i ocena bezpieczeństwa jazdy po torach wichrowatych jest jednym z ważniejszych badań pojazdów prototypowych [1], jak również eksploatowanych. Wymagania stawiane przez UIC zawarte w sprawozdaniu z badań ORE B55, Rp. 8 [2] dotyczą ogólnych zasad i reguł związanych z bezpieczeństwem przejeżdżania wagonów towarowych przez wichrowaty tor. Nie ujmują one zagadnień szczególnych. Z tego powodu prawidłowości i wartości liczbowe danych wejściowych procesu prób i obliczeń ORE B55 ograniczają się do dominujących typów pojazdów i układów biegowych. Poszczególne zarządy kolejowe winny stosować zalecenia ORE B55 do swoich szczególnych danych faktycznych (cechy konstrukcji pojazdu i stan utrzymania nawierzchni toru) i poszerzać zakres znanych danych wejściowych poprzez ich systematyczne zbieranie i ocenę [3].

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

- siły prowadzącej ( $Y$ ) układu biegowego,
- odchyłek sił na obwodzie koła  $\Delta Q$ , spowodowanych cechami specyficznymi dla pojazdu i zmianami sił na obwodzie koła, pochodzącymi od zwichrowania toru, oraz siłą poprzeczną pomiędzy łożyskiem zestawu kołowego i zestawem kołowym.

Na rysunku 1 przedstawiono model wagonu 4-osowego wraz z wybranymi parametrami.

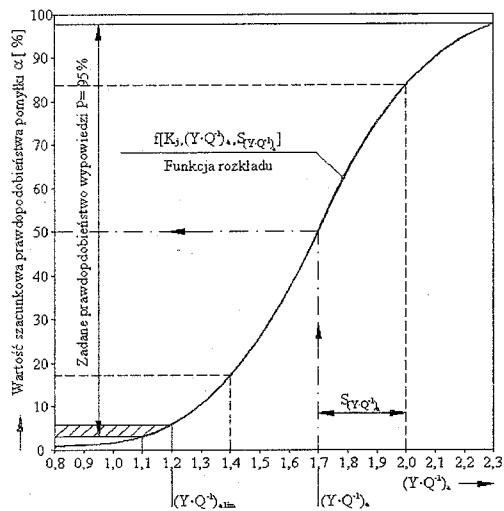


Rys. 1. Model wagonu towarowego-wózkowego

Poszczególne parametry oznaczają:

- $2a^*$  - rozstaw czopów skretu [mm],
- $2a^+$  - rozstaw zestawów kołowych w wózku [mm],
- $2b_2$  - 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 skretna nadwozia  $\left[ \frac{\text{kNm}^2}{\text{rad}} \right]$ ,
- $C_t^+$  - sztywność skretna ramy układu biegowego  $\left[ \frac{\text{kNm}^2}{\text{rad}} \right]$ ,
- $C_G$  - sztywność usprężynowania ślizgu bocznego  $\left[ \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \right]$ ,
- $C_Z$  - sztywność usprężynowania przysiosowego  $\left[ \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \right]$ ,
- $Y_a$  - 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 [kN].

L.p.	Określenie	Oznaczenie	Wartość
1.	Wielkość badana	$(Y \cdot Q^{-1})_a$	-
2.	Wartość średnia	$(Y \cdot Q^{-1})_a$	1,7
3.	Odchylenie standardowe	$S_{(Y \cdot Q^{-1})_a}$	0,3
4.	Wielkość próby	n	48



Rys.2. Rozkład teoretyczny  $(Y \cdot Q^{-1})_a$

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  $(Y \cdot Q^{-1})_a$  dla zagwarantowania bezpieczeństwa ma zastosowanie dla profilów koła z kątem obrzeża  $\gamma=70^\circ$ .

Jeżeli w niekorzystnych warunkach, przy występowaniu dużych sił prowadzących 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  $Y$  lub wzrost siły  $Q$  na obwodzie koła nabiegającego pozwoli na progresywne ustępowanie procesu wykolejenia [4].

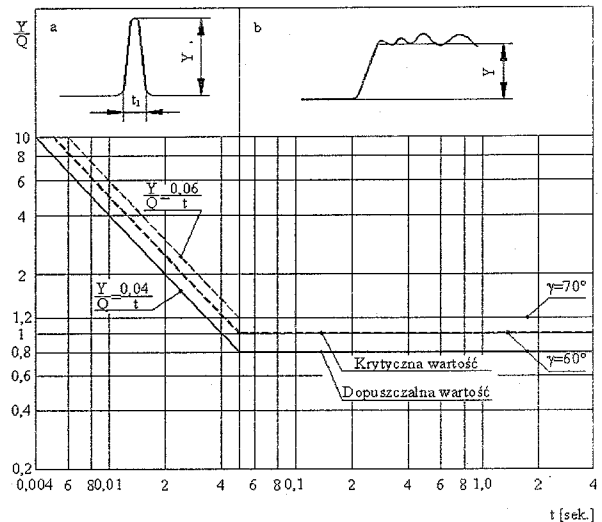
Według stanu wiedzy pojazd pewnie pokonuje krytyczne stany, gdy siły  $Y_a$  i  $Q_a$  na kole prowadzącym nieprzerwanie spełniają warunek:

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

Wartość graniczna  $(Y \cdot Q^{-1})_a$ , ustalona liczbowo jako stała (wg badań Komitetu Ekspertów ORE B55), dostarcza dość dobrej zgodności z warunkami eksploatacyjnymi. Odpowiada jej małe prawdopodobieństwo wykolejenia ( $\alpha=2,5\%$ ), potwierdzone wynikami badań przedstawionymi na rysunku 2. Jest to wystarczające dla zapewnienia warunków bezpieczeństwa jazdy, biorąc jednocześnie pod uwagę stochastyczny charakter występowania czynników wpływających na zjawisko wykolejenia.

Zatem utrzymanie zdefiniowanej wartości granicznej  $\lim(Y \cdot Q^{-1})_a$  w quasi-statycznych warunkach wyklucza z dużym prawdopodobieństwem występowania wykolejenia. Wartość ta może być przekroczona jeżeli czas działania siły

prowadzącej jest bardzo krótki (rys.3). Wówczas bezpieczeństwo jazdy nie zostanie zagrożone.



Rys.3. Krytyczna i dopuszczalna wartość stosunków sił  $(Y/Q)_a$  w zależności od czasu trwania sił:

- a)-wskakiwanie obrzeża koła na krawędź jezdnią główki szyny
- b)-wspinanie obrzeża na krawędź jezdnią główki szyny

Do oceny bezpieczeństwa jazdy niezbędne są następujące zależności analitycznie:

## 2.1. Zależności analityczne niezbędne do oceny bezpieczeństwa jazdy

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

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

$$\lim \Delta Q = \frac{1,2 - \bar{Y}_a \cdot Q_j^{-1}}{1,2} \cdot \bar{Q}_j \quad (4)$$

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

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

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

gdzie:

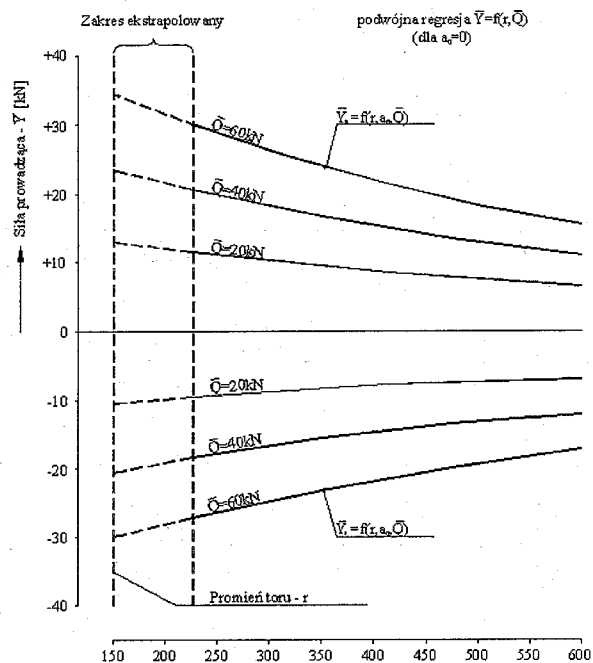
$\Delta Q_{fz_0}$  - odchyłka nacisków kół na poziomym torze dla pojazdu próżnego, zależna od specyficznych cech pojazdu (konstrukcyjnych i warunków utrzymania) [kN],

$\Delta q_0$  - względna odchyłka nacisku kół na poziomym torze,

$\Delta Q_{F_y}$  - odchyłka nacisku koła spowodowanego działaniem siły poprzecznej  $\bar{F}_y$  w łożysku zestawu kołowego [kN],  
 $h_{F_y}$  - promień koła [mm],  
 $\bar{Y}_a$  - 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 układami biegowymi standardowymi przeciętna wartość parametru  $\Delta \bar{q}_0 = 0,2$ ; wartość ta jest wynikiem badań dokonanych w ramach ORE na wielu wagonach towarowych z układami biegowymi standardowymi.

Wartości parametrów  $Y_a$  i  $Y_i$  dobiera się z wykresu przedstawionego na rysunku 4, sporządzonego według algorytmu zamieszczonego w tabelicy 1.



Rys. 4. Siły prowadzące

Dane dotyczące układu biegowego		
1.	Typ układu biegowego	Wózek wagonów towarowych
2.	Zasada typu	Sztywne prowadzenie zestawu kołowego
3.	Referencyjny układ biegowy	Typ wózka Y25 (26TN)
4.	Profil koła, rozstaw kół	DB II, $2a^+ = 1,8$ [m]

Tablica 1

Siły prowadzące

1a. Dane dotyczące układu biegowego			
1.	Typ układu biegowego	Wózek wagonu towarowego z dwoma zestawami kół	
2.	Zasada typu	Zestawy kołowe prowadzone – sztywno	
3.	Układ biegowy	typ wózka Y25 (26TN)	
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	$21 \leq n \leq 43$	
14.	Zakres współczynników korelacji	$0,60 \leq r_k \leq 0,86$	
15.	Zakresy pomiarów	$225 \text{ m} \leq r \leq 929 \text{ m}$	
16.		$-0,5 \text{ ms}^{-2} \leq a_q \leq +0,85 \text{ ms}^{-2}$	
17.		$25,0 \leq \bar{Q} \leq 100 \text{ kN}$	
1d. Układ równań $Y_{a/i} = f(x, a_q, \bar{Q})$ z potrójną regresją			

L.p.	Wielkość pomiarowa	Współczynnik regresji							
		m <sub>1</sub>	m <sub>2</sub>	m <sub>3</sub>	m <sub>4</sub>	c <sub>1</sub>	c <sub>2</sub>	c <sub>3</sub>	c <sub>4</sub>
18.	Y <sub>a</sub>	5,716	-20,700	-89,623	846,625	-170,593	7,837	3609,753	1810,277
19.	Y <sub>i</sub>	-5,506	20,586	270,489	-744,386	252,765	-158,784	-6125,259	1793,537
20.	Algorytm	$\bar{Y} = \sqrt{Q} [x(m_1 a_q + m_2) + m_3 a_q + m_4] + x(c_1 a_q + c_2) + c_3 a_q + c_4 \cdot 10^{-3}$							
21.	Wielkość transformowana: Promień toru-r. Równanie transformowane: $x = \sqrt{r}$								
1e. Miara rozproszenia $s = f(\bar{Q})$									
L.p.	Wielkość pomiarowa	Odchylenie standardowe			Ocena				
22.	Y <sub>a</sub>	S <sub>Y<sub>a</sub></sub>			S <sub>Y<sub>a</sub></sub> =0,065 $\bar{Q}$ +0,67				
23.	Y <sub>i</sub>	S <sub>Y<sub>i</sub></sub>			S <sub>Y<sub>i</sub></sub> =0,059 $\bar{Q}$ +0,23				

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

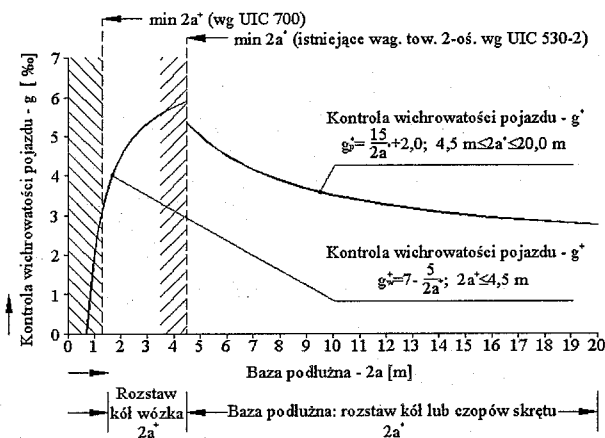
$$\Delta Q_{t(iz)} = g_p^* \cdot C_{tA(2a^*)} + g_w^* \cdot C_{tA(2a^*)}, \quad (8)$$

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  $g_w^*$ , określona analitycznie, przedstawiono na rysunku 5.



Rys. 5. Kryteria wichrowatości budowanych pojazdów

### 2.1.3. Całkowita sztywność skrętna wagonu wózkowego $C_{tA(2a^*)}$ , 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 [kN/mm],

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

### 2.1.4. Całkowita sztywność skrętna wagonu wózkowego $C_{tA(2a^*)}$ ze ślizgami sprężynowymi, przy wichrowaniu pojazdów na bazie rozstawu czopów skrętu $2a^+$ :

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

### 3. Ocena bezpieczeństwa jazdy wagonów cystern na układach biegowych standardowych (20 i 22,5 t/oś)

#### Parametry wagonów cystern

Wagon	Wagon o nacisku osi	Pojemność zbiornika	$2a^*$	$C_t^*$	$Q_0$	dz <sub>G</sub> ślizgi sprężyste	$C_G$
	[t/oś]	[m <sup>3</sup> ]	[mm]	[kNmm <sup>2</sup> /rad]	[kN]	[mm]	[kN/mm]
po zmianie	20	94,5	10495	$2,9 \cdot 10^{10}$	41,1	12	0,4
przed zmianą	22,5	107	12110	$2,9 \cdot 10^{10}$	42,4	12	0,4

Parametry wózka standardowego (Y25):

$2a^+ = 1800$  mm,

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

Dla wagonu o nacisku 20 t/oś;

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

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

Próg zmiany stopnia usprężynowania – 12,6 t/wózek,

Dla wagonu o nacisku 22,5 t/oś;  
 $C_{z1}=1,016$  kN/mm,  
 $C_{z2}=2,688$  kN/mm,  
 Próg zmiany stopnia usprężynowania – 13,3 t/wózek.

### 3.1. Wagon cysterna o nacisku 20 t/oś

#### 3.1.1. Wyznaczenie dopuszczalnej zmiany nacisku koła, spowodowanej zwichrowaniem toru

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

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

$$\Delta Q_{t(d)} = \frac{1,2 - \bar{Y}_a \cdot \bar{Q}_j^{-1}}{1,2} \cdot \bar{Q}_j - 0,2 \cdot \bar{Q}_j - (\bar{Y}_a + \bar{Y}_i) \frac{h_{F_y}}{2b_A}.$$

Przyjmujemy  $\bar{Q}_j = Q_0$  (nacisk koła dla wagonu próżnego), oraz wyznaczamy wartości przeciętnych sił prowadzących  $\bar{Y}_a$  i  $\bar{Y}_i$  z wykresu przedstawionego na rysunku 4, poprzez ekstrapolację dla promienia toru 150 m z wykorzystaniem tablicy nr 1 przyjmując  $a_q$  (przyspieszenie boczne)=0.

$$\bar{Y}_a = 23,8 \text{ kN}; \quad \bar{Y}_i = -20,4 \text{ kN}.$$

Wprowadzając dane, wyznaczamy:

$$\Delta Q_{t(d)} = \frac{1,2 - 23,8 \cdot 41,1^{-1}}{1,2} \cdot 41,1 - 0,2 \cdot 41,1 - (23,8 - 20,4) \cdot \frac{0,46}{1,5}$$

$$\Delta Q_{t(d)} = 12,0 \text{ kN}.$$

#### 3.1.2. Wyznaczenie rzeczywistej zmiany nacisku koła spowodowanej zwichrowaniem toru

Do obliczenia korzystamy z zależności (8).

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

Według zależności analitycznych podanych na rysunku 4:

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

wprowadzając dane, otrzymamy:

$$g_p^* = \frac{15}{10,495} + 2 = 3,43\% \quad \text{oraz}$$

$$g_w^+ = 7 - \frac{5}{1,8} = 4,22\%.$$

Szywność skrętną całego wagonu przy wichrowaniu na bazie rozstawu osi  $2a^+$  w wózku wyznaczymy z zależności (9):

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

wprowadzając dane otrzymamy:

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

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

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

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

Podstawiając dane do powyższej zależności, otrzymamy:

$$\frac{1}{C_{tA(2a^*)}} = 10^3 \left\{ 1500^2 \frac{2}{2,9 \cdot 10^{10}} + \frac{1}{10495} \left[ \left( \frac{1500}{2000} \right)^2 \cdot \left( \frac{2}{0,83} + \frac{2}{2,5} \right) + \left( \frac{1500}{1700} \right)^2 \cdot \frac{8}{0,4} \right] \right\}$$

$$C_{tA(2a^*)} = 0,552 \text{ kN/\%o}.$$

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

$$\Delta Q_{t(rz)} = 3,43 \cdot 0,552 + 4,22 \cdot 0,867 = 5,552 \text{ kN}.$$

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.

$$\Delta Q_{t(rz)} < \Delta Q_{t(d)} \iff 5,552 < 12,0$$

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

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

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

Podstawiając dane otrzymamy:

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

Wprowadzając do w/w zależności w miejsce  $\Delta Q_{t(d)}$  wartość  $\Delta Q_{t(rz)}$  to  $(Y \cdot Q^{-1})_a = 0,905$ .

Czterosiowy wagon cysterna o nacisku 20 t/oś spełnia wymagania w zakresie bezpieczeństwa jazdy na wichrowatych torach.

Jeżeli w zależności (10) założymy, że sztywność skrętna nadwozia (zbiornika) wagonu  $C_t^*$  przyjmuje wartość nie skończoną dużą, to w rezultacie otrzymamy:

$$\frac{1}{C_{tA(2a^*)}} = \frac{10^3}{10495} \left[ \left( \frac{1500}{2000} \right)^2 \cdot \left( \frac{2}{0,83} + \frac{2}{2,5} \right) + \left( \frac{1500}{1700} \right)^2 \cdot \frac{8}{0,4} \right],$$

$$C_{tA(2a^*)} = 0,604 \text{ kN/\%o.}$$

Dla tego przypadku rzeczywista zmiana nacisku koła spowodowana zwichrowaniem toru, po uwzględnieniu zależności (8), wyniesie:

$$\Delta Q_{t(rz)} = 3,43 \cdot 0,604 + 4,22 \cdot 0,867 = 5,73 \text{ kN.}$$

Porównując rzeczywistą zmianę nacisku koła dla powyższego założenia ( $C_t^* = \infty$ ) z wartością dopuszczalną (p. 3.1.1) można zapisać:

$$\Delta Q_{t(rz)} < \Delta Q_{t(d)} \iff 5,73 < 12,0$$

Wartość parametru  $(Y \cdot Q^{-1})_a$  po wprowadzeniu  $\Delta Q_{t(rz)}$  wyniesie  $(Y \cdot Q^{-1})_a = 0,912$ . A więc i w tym przypadku są spełnione wymagania bezpiecznej jazdy, niezależnie od sztywności skrętnej nadwozia (zbiornika) wagonu ( $C_t^*$ ).

### 3.2. Wagon cysterna o nacisku 22,5 t/oś

#### 3.2.1. Wyznaczenie dopuszczalnej zmiany nacisku koła, spowodowanej zwichrowaniem toru

Zmiana dopuszczalnego nacisku koła dla wagonu o nacisku 22,5 t/oś (wg p.3.1.1) dla  $Q_0 = 42,4 \text{ kN}$  gdzie:

$$\bar{Y}_a = 24,5 \text{ kN a } \bar{Y}_i = -21,02 \text{ kN}$$

wyniesie;

$$\Delta Q_{t(d)} = \frac{1,2 - 24,5 \cdot 42,4^{-1}}{1,2} \cdot 42,4 - 0,2 \cdot 42,4 - (24,5 - 21,02) \cdot \frac{0,46}{1,5} = 12,44 \text{ kN.}$$

#### 3.2.2. Wyznaczenie rzeczywistej zmiany nacisku koła spowodowanej zwichrowaniem toru

Do obliczenia korzystamy z zależności (8):

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

Wartość parametrów  $g_p^*$  i  $g_w^*$  wynosi:

$$g_p^* = \frac{15}{2a^*} + 2 = \frac{15}{12,11} + 2 = 3,24 \% \text{ o i } g_w^* = 4,22 \% \text{ o.}$$

Sztywność skrętną całego wagonu przy wichrowaniu na bazie rozstawu osi  $2a^*$  w wózku wyznaczmy z zależności (9).

Po wprowadzeniu danych otrzymamy:

$$\frac{1}{C_{tA(2a^*)}} = 10^3 \left[ 1500^2 \frac{1}{1,5 \cdot 10^{10}} + \frac{1}{1800} \cdot \left( \frac{1500}{2000} \right)^2 \cdot \left( \frac{2}{1,016} + \frac{2}{2,688} \right) \right],$$

$$C_{tA(2a^*)} = 1,002 \text{ kN/\%o.}$$

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

$$\frac{1}{C_{tA(2a^*)}} = 10^3 \left[ 1500^2 \frac{2}{2,9 \cdot 10^{10}} + \frac{1}{12110} \cdot \left[ \left( \frac{1500}{2000} \right)^2 \cdot \left( \frac{2}{1,016} + \frac{2}{2,688} \right) + \left( \frac{1500}{1700} \right)^2 \cdot \frac{8}{0,4} \right] \right]$$

$$C_{tA(2a^*)} = 0,638 \text{ kN/\%o}$$

Ostatecznie rzeczywista zmiana nacisku koła na wichrowanym torze po wprowadzeniu danych wyniesie:

$$\Delta Q_{t(rz)} = 3,24 \cdot 0,638 + 4,22 \cdot 1,002 = 6,3 \text{ kN.}$$

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

$$\Delta Q_{t(rz)} < \Delta Q_{t(d)} \iff 6,3 < 12,44.$$

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

Uwzględniając wszystkie składniki zmiany nacisku koła  $Q_0$  zależność (2) przyjmuje postać:

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

Podstawiając dane otrzymamy:

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

Wprowadzając do w/w zależności w miejsce  $\Delta Q_{t(d)}$  wartość  $\Delta Q_{t(rz)}$  to

$$(Y \cdot Q^{-1})_a = 0,919.$$

Czteroosiowy wagon cysterna o nacisku 22,5 t/oś również spełnia wymagania UIC podane w raporcie ORE B55 Rp.8, dotyczące bezpieczeństwa jazdy na wichrowatych torach. Jeżeli w zależności (10) założymy, że sztywność skrzętna nadwozia (zbiornika) wagonu  $C_t^*$  przyjmuje wartość niekończąc się, to w rezultacie otrzymamy:

$$\frac{1}{C_{tA(2a^*)}} = \frac{10}{12110} \cdot 3 \left[ \left( \frac{1500}{2000} \right)^2 \cdot \left( \frac{2}{1,016} + \frac{2}{2,688} \right) + \left( \frac{1500}{1700} \right)^2 \cdot \frac{8}{0,4} \right]$$

$$C_{tA(2a^*)} = 0,708 \text{ kN//‰.}$$

Wobec tego rzeczywista zmiana nacisku koła spowodowana zwichrowaniem toru według zależności (8) wyniesie:

$$\Delta Q_{t(rz)} = 3,24 \cdot 0,708 + 4,22 \cdot 1,002 = 6,522 \text{ kN.}$$

Porównując rzeczywistą zmianę nacisku koła dla powyższego założenia ( $C_t^* = \infty$ ) z wartością dopuszczalną (p. 3.2.1) stwierdza się, że:

$$\Delta Q_{t(rz)} < \Delta Q_{t(d)} \iff 6,522 < 12,44.$$

Wartość parametru  $(Y \cdot Q^{-1})_a$  po wprowadzeniu  $\Delta Q_{t(rz)}$  wyniesie:

$$(Y \cdot Q^{-1})_a = 0,927.$$

Tu również są spełnione wymagania bezpiecznej jazdy, niezależnie od sztywności skrzętnej nadwozia (zbiornika) wagonu ( $C_t^*$ ).

#### 4. Wnioski

Wyniki badań analitycznych przedstawione w tablicy 2 pozwalają stwierdzić, że wagon cysterna o zmienionych parametrach (punkt 3) spełnia wymagania bezpiecznej jazdy po torze wichrowatym. Wartości zmian nacisku koła na torze wichrowatym  $\Delta Q_{t(rz)}$ , nie przekraczają nacisków dopuszczalnych  $\Delta Q_{t(d)}$ . Również wagon cysterna o parametrach przed zmianą (punkt 3) spełnia wymagania bezpiecznej jazdy w świetle oceny analitycznej.

Tablica 2

Wartości zmian nacisków ( $\Delta Q_t$ ) i parametru ( $Y \cdot Q^{-1}$ )

Wagon	Wagon o nacisku osi [t/oś]	Zmiana nacisku koła					
		Dopuszczalna [kN]		Rzeczywista [kN]			
	-	$\Delta Q_{t(d)}$	$Y \cdot Q^{-1} \leq 1,2$	$\Delta Q_{t(rz)}$	$Y \cdot Q^{-1} \leq 1,2$	$\Delta Q_{t(rz)}$ $C_t^* = \infty$	$Y \cdot Q^{-1} \leq 1,2$
po zmianie	20	12	1,2	5,55	0,905	5,73	0,912
przed zmianą	22,5	12,44	1,2	6,3	0,919	6,52	0,927

Przeprowadzone badania analityczne dla wagonu cysterny o zmienionych parametrach i przed ich zmianą, przy założonej sztywności nadwozia (zbiornika)  $C_t^* = \infty$ , wykazują, że  $\Delta Q_{t(rz)} < \Delta Q_{t(d)}$ . Oznacza to, że jest spełniony warunek bezpieczeństwa jazdy na torze wichrowatym również dla tego przypadku.

Również kryterium  $(Y \cdot Q^{-1})_a \leq 1,2$  dla badanych przypadków jest spełnione co potwierdzają wyniki zamieszczone w tablicy 2.

#### Literatura

- [1] Gąsowski W., Szymański M.: Wpływ zwiększenia nacisku na oś wagonów towarowych na bezpieczeństwo jazdy. Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej. Maszyny Robocze i Pojazdy nr 27, 1986.
- [2] UIC ORE B55 Rp. 8.: Bezpieczeństwo przed wykołosem wagonów towarowych na zwichrowanym torze Utrecht 1983.
- [3] Szymański M.: Konstrukcyjne zapewnienie bezpiecznej jazdy wagonów towarowych po torze wichrowatym. Rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska. 1985
- [4] UIC 530-2.: Wagony towarowe. Bezpieczeństwo jazdy. Wyd. 4, 1985.