

Marian SZYMAŃSKI

WPLYW MASY WAGONU TOWAROWEGO PRÓŻNEGO NA BEZPIECZEŃSTWO JAZDY

Streszczenie. Obecne tendencje w przewozach towarów koleją preferują do realizacji tego zadania wagony specjalizowane. Do grup takich środków transportu zalicza się systemy kolejowego transportu kontenerowo-zbiornikowego. Przy czym dziś stosowane rozwiązania wymagają gruntownej modernizacji zmierzającej do tworzenia zwartych pociągów kontenerowych kursujących wahadłowo. W takich przypadkach kształtowanie ustroju nośnego wagonu wózkowego można oprzeć na kryteriach wytrzymałościowych UIC obowiązujących dla wagonów nie objętych rozrządem górki, a więc przenoszących siłę ściskającą nie 2000 kN a tylko 1200 kN. Pozwoli to na znaczne obniżenie masy własnej wagonu. Zmniejszenie masy dla osiągnięcia wartości optymalnej dla wagonu kontenerowego o masie własnej rzędu $14 \div 16$ t jest możliwe, ale wymaga również zastosowania lekkiego układu biegowego.

Celem opracowania jest przedstawienie bezpieczeństwa jazdy dla wagonu wózkowego o masie $14 \div 16$ t w świetle wymagań UIC ORE B55 Rp 8/84.

EFFECT OF THE EMPTY FREIGHT CAR MASS ONTO THE RIDE SAFETY

Summary. The current trends in goods transportation by railway prefer specialized cars to perform this task. To the groups of such means of transportation belong the systems of railway container - and - tank transportation. Thereby the arrangements used today need an essential updating intended to create compact container unit trains.

In such cases the design of the load - carrying structure of a bogied car can be based on the UIC strength criteria applicable to cars not intended to be marshalled from humps, and therefore never subjected to the compressing force of 2000 kN. Instead of this magnitude these cars are able only to meet the compressing force of 1200 kN. This allows a significant reduction of tare of the car. The tare reduction down to $14 \div 16$ tons is possible, but it requires a lightweight running gear.

This paper is aimed to present the ride safety of a $14 \div 16$ ton weighing bogie car on the background of the UIC ORE B55 Rp 8/84 requirements.

1. WSTĘP

Projektowanie oraz wykonanie wagonu wymaga prowadzenia rozważań teoretycznych i praktycznych, obejmujących bezpieczeństwo jazdy na torach wchrowatych. Badania obejmują obszar współpracy koła z szyną, determinowaną układem biegowym, nadwoziem i stanem toru.

W celu zbadania, czy i w jakich warunkach wagon nadaje się do bezpiecznej jazdy po torach o określonej wchrowatości, należy przeprowadzić badania analityczne na etapie projektowania, jak również zweryfikować je wymaganymi badaniami stanowiskowymi. Wykolejenie pojazdu może powstać wówczas, gdy na kole prowadzącym stosunek chwilowych wartości siły prowadzącej Y do pionowego nacisku koła Q (rys. 1) przekroczy pewną wartość krytyczną, która jest zdeterminowana kątem (γ) pochylenia obrzeża koła i największą możliwą wartością współczynnika tarcia między kołem i szyną [1]. Niebezpieczeństwo następuje wtedy, gdy osiągnięty krytyczny stosunek sił $Y \cdot Q^{-1}$ trwa przez określony czas. Dlatego też w celu zapewnienia bezpieczeństwa jazdy należy określić właściwy stosunek siły prowadzącej Y i pionowego nacisku koła Q , przy czym dla kąta pochylenia obrzeża $\gamma=70^\circ$ wartość graniczna tego stosunku $(Y \cdot Q^{-1})_{lim} = 1,2$ przy quasi-statycznym działaniu sił. Powyższa wartość może być przekroczona, jeżeli czas działania siły prowadzącej jest bardzo krótki [3]. Wówczas bezpieczeństwo jazdy nie zostanie zagrożone.

Ponieważ wykolejenie na wchrowatym torze występuje przy małej prędkości jazdy, przyjmuje się wartość rzeczywistej siły prowadzącej Y , która występuje na obrzeżu koła prowadzącego wagonu przy przejeżdżaniu standardowego łuku o promieniu 150 m w warunkach quasi-statycznych. W celu zbadania, czy i w jakich warunkach wagon nadaje się do bezpiecznej jazdy po torach o określonej wchrowatości, należy przeprowadzić badania stanowiskowe sztywności skrętnej i określić podstawowe jej parametry. Uzyskane informacje z prowadzonych badań doświadczalnych i teoretycznych pozwalają określić już na etapie projektowania pojazdu jego stan w odniesieniu do bezpiecznej jazdy.

Celem pracy jest przedstawienie bezpieczeństwa jazdy dla wagonu platformy czteroosiowej (2-wózkowej) o zaniżonej masie własnej w stosunku do wymaganej (16 t) przepisami UIC 530-2 [4].

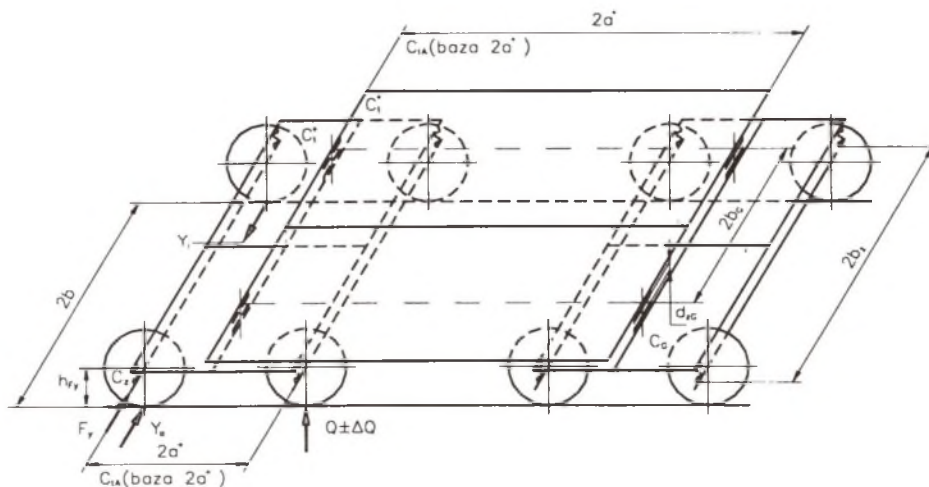
2. WYMAGANIA DOTYCZĄCE BADAŃ I OCENY WAGONÓW TOWAROWYCH

Badania i ocena bezpieczeństwa jazdy po torach wchrowatych jest jednym z ważniejszych badań wagonów nowo budowanych, jak również eksploatowanych. Wymagania stawiane przez UIC zawarte są w sprawozdaniu badawczym ORE B55, Rp. 8 [2] i dotyczą ogólnych zasad oraz metody obliczeń w zakresie zapewnienia bezpieczeństwa przy przejeżdżaniu wagonów towarowych przez wchrowaty tor.

Bezpieczeństwo przed wykolejeniem w czasie przejazdu przez zwichrowany tor zależy przede wszystkim od:

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

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



Rys.1. Model wagonu towarowego-wózkowego

Fig.1. A model of a bogied freight car

Poszczególne parametry oznaczają:

$2a$ (mm) - rozstaw czopów skrzętu,

$2a^*$ (mm) - rozstaw zestawów kołowych w wózku,

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

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

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

dz_G (mm) - luz ślizgu bocznego (wynosi - 12),

hF_y (mm) - promień koła (wynosi - 420),

C_i^* $\left(\frac{\text{kNmm}^2}{\text{rad}}\right)$ - sztywność skrętna nadwozia,

C_t^* $\left(\frac{\text{kNmm}^2}{\text{rad}}\right)$ - sztywność skrętna ramy wózka,

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

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

Y_a (kN) - siła prowadząca na kole nabiegającym,

Y_l (kN) - siła prowadząca na kole nie nabiegającym,

F_y (kN) - siła poprzeczna w łożysku zestawu kołowego,

Q (kN) - średni nacisk koła na szynę na poziomym torze.

Kryterium bezpieczeństwa przed wykołowaniem stosowane dla koła prowadzącego jest zdefiniowane zależnością:

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

Jeżeli w niekorzystnych warunkach przy występowaniu dużych sił prowadzących (Y_a) i 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 wykołowania.

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, jest zgodna z warunkami eksploatacyjnymi oraz przyjętym modelem teoretyczno-probabilistycznym. Odpowiada jej małe prawdopodobieństwo wykołowania ($\alpha=2,5\%$), potwierdzone wynikami badań [2]. Celem przyjęcia zdefiniowanej wartości granicznej $(Y \cdot Q^{-1})_a$ w quasi-statycznych warunkach ruchu wyklucza z dużym prawdopodobieństwem wystąpienia wykołowania.

Bezpieczeństwo jazdy określa się analitycznie przy wykorzystaniu poniższych parametrów.

- Dopuszczalna ze względu na bezpieczeństwo przed wykołowaniem zmiana nacisku koła spowodowana zwichrowaniem toru

$$\Delta Q_{(d)} = \lim \Delta Q - \Delta Q_{r_0} \pm \Delta Q_{F_y}, \quad (3)$$

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

$$\Delta Q_{r_0} = \Delta q_0 \cdot \bar{Q}_j, \quad (5)$$

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

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

gdzie: $\lim \Delta Q$ (kN) - dopuszczalna całkowita zmiana nacisku koła na poziomym i wchrowatym torze,

ΔQ_{r_0} (kN) - odchyłka nacisków kół na poziomym torze dla pojazdu próżnego, zależna od specyficznych cech pojazdu (konstrukcyjnych i warunków utrzymania),

$\Delta q_0 = \frac{\Delta Q_{r_0}}{\bar{Q}_j}$ - względna odchyłka nacisku kół na poziomym torze,

ΔQ_{F_y} (kN) - odchyłka nacisku koła spowodowanego działaniem siły poprzecznej (F_y) w łożysku zestawu kołowego,

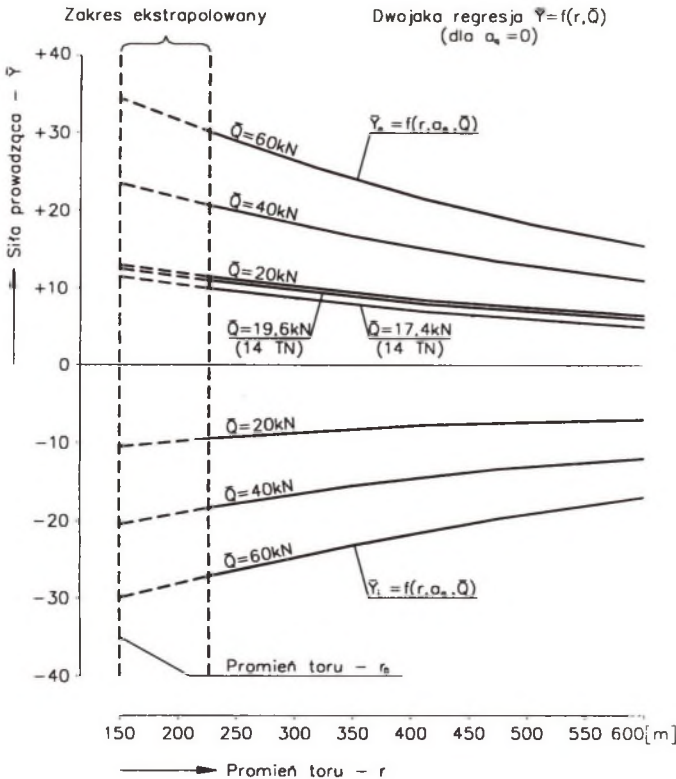
$\operatorname{tg}(\gamma + \rho)$ - parametr charakterystyczny dla siły prowadzącej Y i typu wózka, a więc zależny między innymi od rozstawu osi, luzów podłużnych i poprzecznych prowadzenia zestawu kołowego w prowadnicach łożysk oraz rodzaju zawieszenia,

- \bar{Y}_a (kN) - średnia wartość siły prowadzącej na kole nabiegającym,
- \bar{Y}_i (kN) - średnia wartość siły prowadzącej na kole nie nabiegającym,
- \bar{Q}_j (kN) - średni nacisk koła j-tego zestawu kołowego.

Uwaga: Dla wagonów towarowych z wózkami standardowymi Y25 (i rozwiązaniami zbliżonymi do standardowych 14TN) przeciętna wartość parametru $\Delta q_0 = 0,2$. Wartość tę uzyskano w wyniku badań dokonanych w ramach ORE na wielu wagonach towarowych z wyżej wymienionymi wózkami (Y25).

Wartości parametrów Y_a i Y_i dla wagonów towarowych z wózkami Y25 (14TN) są przedstawione w publikacji [2] oraz zobrazowane na rys.2.

| Dane dotyczące układu biegowego | |
|---------------------------------|--------------------------------------|
| 1 | Typ układu biegowego |
| 2 | Zasada typu |
| 3 | Układ wzorcowy |
| 4 | Profil koła, rozstaw kół |
| | Wózek wagonów towarowych |
| | Sztywne prowadzenie zestawu kołowego |
| | Typ wózka Y25Cs(25TNa) → (14TN) |
| | DB II, $2a^* = 1,8m$ → (2,0m) |



Rys.2. Siły prowadzące
Fig.2. Guiding force

- Rzeczywista zmiana nacisku koła spowodowana zwichrowaniem toru (wagon wyposażony w ślizgi sprężyste)

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

gdzie: g_p^* (‰) - kontrolna wichrowatość pojazdu zredukowana do rozstawu czopów skrętu ($2a^*$),

g_w^* (‰) - kontrolna wichrowatość pojazdu zredukowana do rozstawu osi wózku ($2a^*$).

Wartość parametrów g_p^* i g_w^* , określone analitycznie, przedstawione są w pracy [2].

- Całkowita sztywność skrętna wagonu wózkowego przy wichrowaniu na bazie rozstawu osi wózka ($2a^*$)

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

gdzie: C_{z1} (kN/mm) - sztywność usprężynowania przyosiowego pierwszego stopnia, gdy wózek wyposażony jest np. w 4 resory paraboliczne z progresywną charakterystyką,

C_{z2} (kN/mm) - sztywność usprężynowania przyosiowego drugiego stopnia.

- Całkowita sztywność skrętna wagonu wózkowego ze ślizgami sprężystymi przy wichrowaniu na bazie rozstawu czopów skrętu ($2a^*$)

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

Sposób prowadzenia analitycznych badań bezpieczeństwa jazdy wagonu na wichrowatym torze przedstawiony jest w pracy [1].

3. BADANIE BEZPIECZEŃSTWA JAZDY WAGONU PLATFORMY

- Założone parametry wagonu;

$$2a^* = 11300 \text{ (mm)},$$

$$C_i^* = 2,2 \cdot 10^{10} \text{ (kNm}^2\text{/rad)},$$

$$\bar{Q}_j = Q_0 = \frac{17,41^{11}}{19,61^{12}}, \text{ gdzie } Q_0 - \text{ nacisk koła wagonu próżnego,}$$

¹⁾ - dla wagonu o masie 14,2 t,

²⁾ - dla wagonu o masie 16 t.

$$d_{zG} = 12 \text{ (mm) ślizgi sprężyste,}$$

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

- Założone parametry wózka;

$$2a^* = 2000 \text{ (mm)},$$

$$C_i^* = 1,5 \cdot 10^{10} \text{ (kNm}^2\text{/rad)},$$

$$C_{z1} = 1,02 \text{ (kN/mm)},$$

$$C_{z2} = 2,72 \text{ (kN/mm)},$$

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

3.1. Badania analityczne na etapie projektowania wagonu

3.1.1. Dopuszczalna zmiana nacisku koła, spowodowana zwichrowaniem toru

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

$$\Delta Q_{i(d)} = \lim \Delta Q - \Delta Q_{f_m} - \Delta Q_{f_r} ,$$

$$\Delta Q_{i(d)} = \frac{(Y \cdot Q^{-1})_{\text{lim-}} \text{tg}(\gamma + \rho)}{(Y \cdot Q^{-1})_{\text{lim+}} \text{tg}(\gamma + \rho)} \cdot \bar{Q}_j - 0,2\bar{Q}_j - (Y_a + Y_i) \frac{b_{f_r}}{2b_\Lambda} .$$

Przyjmując $\bar{Q}_j = Q_0$ wyznacza się wartości średnie sił prowadzących Y_a i Y_i z algorytmu przedstawionego w Tab.1 dla promienia toru $r=150$ m i przyspieszenia bocznego $a_q = 0$;

Tablica 1

Siła prowadząca – $Y a/i$

| 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 (25TN) \longrightarrow (14TN) | |
| 4 | Profil koła, rozstaw kół | DB II, $2a^* = 1,8\text{m}$ \longrightarrow (2,0m) | |
| 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 | Sredni 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 | Zakres 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 | | $25,0 \leq \bar{Q} \leq 100\text{kN}$ | |

cd. tablicy I

| 1d. Układ równań $Y_{a/i} = f(x, a_q, \bar{Q})$ 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 | 5,716 | -20,700 | -89,623 | 846,625 | -170,593 | 7,837 | 3609,753 | 1810,277 |
| 19 | Y_i | -5,506 | 20,586 | 270,489 | -744,386 | 252,765 | -158,784 | -6125,259 | 1793,537 |
| 20 | Algorytm | $\bar{Y} = \bar{Q} [X(m_1 a_q + m_2) + m_3 a_q + m_4] + X(c_1 a_q + c_2) + c_3 a_q + c_4 \cdot 10^{-3}$ | | | | | | | |
| 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_a | S_{Y_a} | | | $S_{Y_a} = 0,065 \bar{Q} + 0,67$ | | | | |
| 23 | Y_i | S_{Y_i} | | | $S_{Y_i} = 0,059 \bar{Q} + 0,23$ | | | | |

$$Y_a = {}_{12,33}^{11,16} \text{ kN}; Y_i = -{}_{9,80}^{8,72} \text{ kN}.$$

Wprowadzając dane liczbowe otrzymujemy

$$\Delta Q_{(d)} = \frac{1,2 - 0,45}{1,2 + 0,45} \cdot {}_{19,61}^{17,41} - 0,2 \cdot {}_{19,61}^{17,41} - \left({}_{12,33}^{11,16} \quad {}_{9,80}^{8,72} \right) \cdot \frac{0,42}{1,5} = {}_{4,28}^{3,75} \text{ kN}.$$

3.1.2. Rzeczywista zmiana nacisku koła spowodowana zwichrowaniem toru

Korzystając z zależności na określenie wchrowatości pojazdu z pracy [2] oraz podstawiając dane otrzymamy;

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

$$g_p^* = \frac{15}{11,3} + 2 = 3,33\% \quad \text{i} \quad g_w^* = 7 - \frac{15}{2,0} = 4,5\%.$$

Sztywność skrętną wagonu przy wchrowaniu na bazie rozstawu osi wózka $2a^*$ wyznaczymy z zależności (9):

$$\frac{1}{C_{1A(2a^*)}} = 10^3 \left[1500^2 \frac{1}{1,5 \cdot 10^{10}} + \frac{1}{2000} \left(\frac{1500}{2000} \right)^2 \cdot \left(\frac{2}{1,02} + \frac{2}{2,72} \right) \right],$$

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

Sztywność skrętną wagonu ze ślizgami sprężystymi przy wchrowaniu na bazie rozstawu czołów skrętu $2a^*$ wyznaczamy z zależności (10):

$$\frac{1}{C_{1A(2a^*)}} = 10^3 \left\{ 1500^2 \frac{2}{2,2 \cdot 10^{10}} + \frac{1}{11300} \left[\left(\frac{1500}{2000} \right)^2 \cdot \left(\frac{2}{1,02} + \frac{2}{2,72} \right) + \left(\frac{1500}{1700} \right)^2 \cdot \frac{8}{0,4} \right] \right\},$$

$$C_{1A(2a^*)} = 0,58 \text{ kN/\%}.$$

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

$$\Delta Q_{t(rz)} = 3,33 \cdot 0,58 + 4,5 \cdot 1,1 = 6,9 \text{ kN.}$$

Rzeczywista zmiana nacisku koła spowodowana zwichrowaniem toru jest większa od dopuszczalnej i nie spełnia warunku $\Delta Q_{t(rz)} \leq \Delta Q_{t(d)}$ wymaganego bezpieczeństwem jazdy.

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

Po uwzględnieniu wszystkich składników zmiany nacisku koła Q_0 zależność (2) po wprowadzeniu w miejsce $\Delta Q_{t(rz)}$ parametru $\Delta Q_{t(d)}$ przyjmuje postać:

$$(Y \cdot Q^{-1})_a = Y_a \cdot (Q_0 - \Delta Q_{t(d)} - \Delta Q_{t_{ro}} - \Delta Q_{t_{r1}})^{-1} \leq \lim(Y \cdot Q^{-1})_a.$$

Podstawiając dane otrzymamy:

$$(Y \cdot Q^{-1})_a = \bar{Y}_a \left[Q_0 - \Delta Q_{t(d)} - 0,2 \cdot Q_0 - (\bar{Y}_a + \bar{Y}_1) \frac{b_{r1}}{2b_a} \right]^{-1} \leq 1,2,$$

$$(Y \cdot Q^{-1})_a = \frac{11,16}{12,33} \left[\frac{17,41}{19,61} - \frac{3,75}{4,28} - 0,2 - \frac{17,41}{19,61} - \left(\frac{11,16}{12,33} - \frac{8,72}{9,80} \right) \frac{0,42}{1,5} \right]^{-1} \leq 1,2,$$

$$(Y \cdot Q^{-1})_a = \frac{1,18}{1,15} < 1,2.$$

Wnioski;

Dla przyjętych parametrów wagonu platformy i jego układu biegowego (wózka) bezpieczeństwo jazdy może być zapewnione przy spełnieniu następujących warunków;

- Rzeczywista zmiana nacisku koła $\Delta Q_{t(rz)}$ spowodowana zwichrowaniem toru będzie mniejsza lub co najwyżej równa dopuszczalnej zmianie nacisku koła $\Delta Q_{t(d)}$ na tym torze;

$$\Delta Q_{t(rz)} \leq \Delta Q_{t(d)}$$

- Dopuszczalna zmiana nacisku koła dla badanego wagonu o masie $14,2 \div 16$ t będzie wynosić $\Delta Q_{t(d)} \leq 3,75 \div 4,28$ kN.

Zapewniając nieprzekraczalny zakres dopuszczalnej zmiany nacisku koła $\Delta Q_{t(d)}$ w projektowanym wagonie, będzie możliwe spełnienie podstawowego wymogu UIC ORE B55 Rp.8 determinującego bezpieczeństwo jazdy $(Y \cdot Q^{-1})_a \leq 1,2$, którego wartość wynosi,

$$(Y \cdot Q^{-1})_a = \frac{1,18}{1,15}.$$

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, Poznań 1986.
2. UIC ORE B55 Rp. 8.: Bezpieczeństwo przed wykolejeniem wagonów towarowych na zwichrowanym torze, Utrecht 1983.
3. Szymański M.: Konstrukcyjne zapewnienie bezpiecznej jazdy wagonów towarowych po torze wichrowatym. Rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska, Poznań 1985.

4. UIC 530-2.: Wagony towarowe. Bezpieczeństwo biegu. Wyd. 4, 1985.

Recenzent: Prof.dr hab.inż. Józef Marciniak

Abstract

The current trends in goods transportation by railway prefer specialized cars to perform this task. To the groups of such means of transportation belong the systems of railway container – and – tank transportation. Thereby the arrangements used today need an essential updating intended to create compact container until trains. In such cases the design of the load – carrying structure of a bogied car can be based on the UIC strength criteria applicable to cars not intended to be marshelled form humps and therefrom never subjected to the compressing force of 2000 kN. Instead of this magnitude these cars are able to meet the compressing force of 1200 kN. This allows a significant reduction of tare of the car. The tare reduction down to 14 ÷ 16 tons is possible, but it requires a lightweight running gear.

The reduction of the car tare improves the effectiveness of the container transportation due to reduction of material and production costs, as well as of service costs which are depending on the car mass.

The design of such a lightweight car needs, however, some theoretical analyses.

Their results will define a degree to which the updatings are possible, particularly in relation to the ride safety criteria.