

O pewnych możliwościach zastosowania koncepcji probabilistycznej skrajni kinematycznej pojazdów szynowych (9)

Niniejsza praca kontynuuje cykl artykułów ujmujących podejście do określenia skrajni kinematycznej pojazdów szynowych. Przedstawiono w niej próbę oszacowania kąta niesymetrii własnej nadwozia na drodze statystycznej w oparciu o rozkład normalny poszczególnych wielkości na przykładzie wagonów towarowych czteroosiowych wyposażonych w układy biegowe z zawieszeniem typu "Y25". Szczegółowość obliczeń zawartych w pracy spowodowana jest zainteresowaniem konstruktorów i eksploataatorów pojazdów tą tematyką.

CZĘŚĆ IX

WYZNACZENIE STATYSTYCZNEGO KĄTA NIESYMETRII WAGONÓW TOWAROWYCH W OPARCIU O ROZKŁAD NORMALNY POSZCZEGÓL- NYCH PARAMETRÓW.

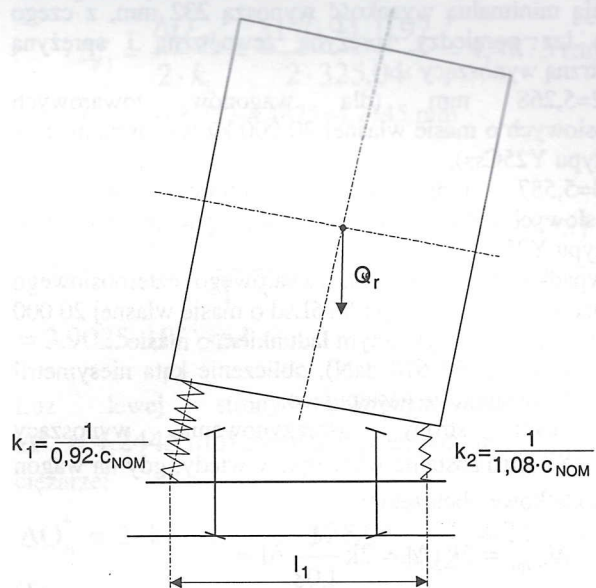
1. Wprowadzenie.

Artykuł jest kontynuacją prac [3-8,10,11] wykonywanych w ramach projektu KBN nr 9T12C 021 16 "Nowa koncepcja skrajni kinematycznej pojazdów szynowych." W części VIII dokonano próby oszacowania kąta niesymetrii w stanie próżnym pojazdu na drodze analitycznej dla wagonów towarowych czteroosiowych wyposażonych w wózki z zawieszeniem typu "Y25". Obliczenia tego kąta wykonano uwzględniając odchyłki wykonawcze takich podzespołów jak zestawy kołowe [30], maźnice [20,27], rama wózka [27], usprężynowanie [21,25,26,29], ślizgi boczne [1,2,9,13,15,16,17,22,23,27], pudło wagonu [12,28,32]. Do tej pory brak jest metodyki wyznaczania kąta niesymetrii własnej wagonu w raportach ERRI [14] oraz w przepisach międzynarodowych UIC [18,19]. Udowodniono, że dla stanu próżnego dla czterech różnych typów wagonów towarowych tzn 407Kb, 424V, 433R oraz 418S wyposażonych w wózki typu Y25Cs kąt ten jest mniejszy od wartości ryczałtowej wynoszącej 1° . W poprzednim artykule sygnalizowano konieczność przeanalizowania kąta niesymetrii własnej wagonu w stanie ładownym, uzasadniając to tym, że kąt niesymetrii może się zwiększyć wskutek przesunięcia ładunku.

2. Obliczenia kąta niesymetrii własnej wagonu w stanie ładownym.

Aby znaleźć najbardziej niekorzystny przypadek mogący pojawić się w eksploatacji założono, że wagon posiada usprężynowanie wynikające z tolerancji podatności $\pm 8\%$, natomiast ładunek jest umieszczony asymetrycznie, przy czym przemieszczenie ładunku jest skierowane w stronę usprężynowania o mniejszej sztywności (wymieniony jako nr 2 w [8]). Przypadek ten nie wyczerpuje jeszcze poszukiwań możliwych skrajnie niekorzystnych kombinacji. W [8] za pomocą wzoru (17) udowodniono, że możliwy luz (różnica wysokości) pomiędzy sprężynami zewnętrznymi oraz wewnętrznymi, w przypadku wagonu o masie 20 000 kg na

wózkach standardowych z zawieszeniem typu "Y25", może wynosić nominalnie 8 mm, maksymalnie 11 mm, minimalnie 3 mm oraz statystycznie $7 \pm 2,828$ mm. Jeśli założyć, że sprężyny lewej strony usprężynowania posiadają maksymalną wysokość sprężyn zewnętrznych, tzn 243 mm, natomiast prawa strona usprężynowania posiada sprężyny zewnętrzne o minimalnej wysokości, tzn 239 mm, to pojawiają się dwie możliwe skrajne kombinacje wynikające z wysokości sprężyn wewnętrznych (rys 1):



Rys 1. Dodatkowy kąt spowodowany niesymetrią usprężynowania.

• przypadek A

Sprężyny wewnętrzne lewej strony usprężynowania posiadają minimalną wysokość wynoszącą 232 mm, z czego wynika luz pomiędzy sprężyną zewnętrzną i sprężyną wewnętrzną wynoszący :

$11+1,732=12,732$ mm (dla wagonów towarowych czteroosiowych o masie własnej 20 000 kg wyposażonych w wózki typu Y25Ccs),
 $11+1,413=12,413$ mm (dla wagonów towarowych czteroosiowych o masie własnej 20 000 kg wyposażonych w wózki typu Y25Lsd1).
 Sprężyny wewnętrzne prawej strony usprężynowania posiadają maksymalną wysokość wynoszącą 234 mm, z czego wynika luz pomiędzy sprężyną zewnętrzną i sprężyną wewnętrzną wynoszący:
 $3-1,732=1,268$ mm (dla wagonów towarowych czteroosiowych o masie własnej 20 000 kg wyposażonych w wózki typu Y25Ccs),
 $3-1,413=1,587$ mm (dla wagonów towarowych czteroosiowych o masie własnej 20 000 kg wyposażonych w wózki typu Y25Lsd1).
 Wartości 1,732 mm oraz 1,413 mm zostały wyliczone na podstawie wzorów odpowiednio (16) oraz (15) wg [8]. Są one spowodowane kątem niesymetrii wynikającym ze skrajnego rozrzutu podatności usprężynowania wynoszącego $\pm 8\%$.

• przypadek B

Sprężyny wewnętrzne lewej strony usprężynowania posiadają maksymalną wysokość wynoszącą 236 mm. Wynika z tego luz pomiędzy sprężyną zewnętrzną i sprężyną wewnętrzną wynoszący:
 $7+1,732=8,732$ mm (dla wagonów towarowych czteroosiowych o masie własnej 20 000 kg wyposażonych w wózki typu Y25Ccs),
 $7+1,413=8,413$ mm (dla wagonów towarowych czteroosiowych o masie własnej 20 000 kg wyposażonych w wózki typu Y25Lsd1).
 Sprężyny wewnętrzne prawej strony usprężynowania posiadają minimalną wysokość wynoszącą 232 mm, z czego wynika luz pomiędzy sprężyną zewnętrzną i sprężyną wewnętrzną wynoszący:
 $7-1,732=5,268$ mm (dla wagonów towarowych czteroosiowych o masie własnej 20 000 kg wyposażonych w wózki typu Y25Ccs),
 $7-1,413=5,587$ mm (dla wagonów towarowych czteroosiowych o masie własnej 20 000 kg wyposażonych w wózki typu Y25Lsd1).
 W przypadku A tzn wagonu towarowego czteroosiowego wyposażonego w wózki typu Y25Lsd o masie własnej 20 000 kg, obciążonego maksymalnym ładunkiem o masie 70 000 kg (ciężar 68 670 daN), obliczenie kąta niesymetrii wagonu przedstawia się następująco:
 Luz prawej strony usprężynowania wynoszący $\Delta l = 1,587$ mm zostanie wyczerpany wtedy, gdy na wagon działa dodatkowe obciążenie:

$$\begin{aligned}
 \Delta Q_{rp1} &= 2k_2 \Delta l = 2k \frac{1}{1,08} \Delta l = \\
 &= 2 \cdot 398,468 \cdot \frac{1}{1,08} \cdot 1,587 = 1171,05 \text{ daN}
 \end{aligned} \quad (1)$$

gdzie:

ΔQ_{rp1} - dodatkowe obciążenie wagonu, przy którym luz prawej strony usprężynowania zostanie wyczerpany,
 k - nominalna sztywność jednej strony wagonu,
 k_1 - sztywność lewej strony usprężynowania,

k_2 - sztywność prawej strony usprężynowania.

Luz lewej strony usprężynowania wynoszący 12,413 mm zmniejsza się o wartość:

$$\Delta f_1 = \frac{\Delta Q_{rp1}}{2 \cdot k_1} = \frac{1171,05 \cdot 0,92}{2 \cdot 398,468} = 1,3518 \text{ mm} \quad (2)$$

i wynosi $12,413 - 1,3518 = 11,0612$ mm

Kąt niesymetrii wzrasta o dalsze

$$\Delta \alpha_{ow1} = \frac{(\Delta l - \Delta f_1)}{2l} = \frac{(1,587 - 1,3518)}{2 \cdot 1000} = 1,176 \cdot 10^{-4}$$

i wynosi ostatecznie $\alpha_{ow1}'' = 1,530 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0,087^\circ$.

Luz lewej strony usprężynowania wynoszący 11,0612 mm zostanie wyczerpany przy następującym obciążeniu wagonu:

$$\begin{aligned}
 \Delta Q_{lr} &= 2 \cdot k_1 \cdot \Delta l_2 = 2 \cdot 398,468 \cdot \frac{1}{0,92} \cdot 11,0612 = \\
 &= 9581,5961 \text{ daN}
 \end{aligned} \quad (3)$$

Prawa strona usprężynowania ugina się wówczas o następującą wartość:

$$\begin{aligned}
 \Delta f_2 &= \frac{\Delta Q_{lr}}{2k_2} = 1,08 \cdot \frac{9581,5961}{2(398,468 + 657,416)} = \\
 &= 4,9002 \text{ mm}
 \end{aligned} \quad (4)$$

W tym przypadku powstaje nowy kąt pochylania usprężynowania skierowany w przeciwną stronę i wynosi on:

$$\begin{aligned}
 \alpha_{ow2}'' &= -\frac{\frac{1}{2}(11,0612 - 4,9002)}{1000} + 1,53 \cdot 10^{-3} = \\
 &= -3,0805 \cdot 10^{-3} + 1,53 \cdot 10^{-3} = -1,53 \cdot 10^{-3} \text{ rad}
 \end{aligned} \quad (5)$$

Na usprężynowanie przypada więc ciężar ładunku wynoszący:

$$\begin{aligned}
 \Delta Q_{LAD} &= Q_{LAD} - \Delta Q_{rp} - \Delta Q_{lp} = \\
 &= 68670 - 1171,05 - 9581,5961 = 57917,3539 \text{ daN}
 \end{aligned} \quad (6)$$

W wyniku oddziaływania tego ładunku na niesymetrycznie działające usprężynowanie powstaje kąt

$$\begin{aligned}
 \alpha_{ow3}'' &= 0,04 \cdot \frac{\Delta Q_{LAD}}{k_{CAL} \cdot l} = 0,04 \cdot \frac{57917,3339}{(398,468 + 657,416)} = \\
 &= 2,1940 \cdot 10^{-3} \text{ rad}
 \end{aligned} \quad (7)$$

Kąt wyliczony z zależności (5) oraz (7) ma następującą postać:

$$\begin{aligned}
 \alpha_{ow4}'' &= \alpha_{ow3}'' - \alpha_{ow2}'' = 2,1940 \cdot 10^{-3} - 1,5505 \cdot 10^{-3} = \\
 &= 6,435 \cdot 10^{-4} \text{ rad} = 0,0368^\circ
 \end{aligned} \quad (8)$$

Wartość ta jest bardzo mała, zwłaszcza w stosunku do wyliczonych wartości kątów niesymetrii w stanie próżnym (patrz tabela 5 w [8]), a nawet w stosunku do kąta niesymetrii α_{ows} wyliczonego z zależności (12) podanej w [8] w stanie

próżnym i wynoszącego odpowiednio $\alpha_{OWS} = 0,0809^0$ dla wagonów czteroosiowych wyposażonych w wózki typu Y25Lsd1 oraz $\alpha_{OWS} = 0,0992^0$ dla wagonów towarowych wyposażonych w wózki typu Y25Css. W związku z tym postanowiono przeanalizować przypadek B. Luz prawej strony usprężynowania wynoszący $\Delta l = 5,587$ mm zostanie wyczerpany wtedy, gdy wagon jest obciążony ładunkiem wynoszącym:

$$\Delta Q_{rpl} = 2 \cdot 398,468 \frac{1}{1,08} \cdot 5,587 = 4122,667 \text{ daN} \quad (9)$$

Luz lewej strony usprężynowania wynoszący 8,413 mm zmniejsza się o wartość:

$$\Delta f_1 = \frac{4122,667 \cdot 0,92}{2 \cdot 398,468} = 4,759 \text{ mm}$$

i wynosi $8,413 - 4,759 = 3,654$ mm (10)

Kąt niesymetrii α_{OW} wzrasta o dalej o:

$$\alpha_{OWL1} = \frac{(\Delta l - \Delta f_1)}{2l} = \frac{5,587 - 4,759}{2000} = 4,14 \cdot 10^{-4} \text{ rad} = 0,0237^0 \quad (11)$$

i wynosi ostatecznie $0,104^0$ ($1,8270 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$).

Luz lewej strony usprężynowania wynoszący 3,654 mm zostanie wyczerpany przy następującym obciążeniu:

$$\Delta Q_{lr} = 2 \cdot k_1 \cdot \Delta l_2 = 2 \cdot 398,468 \cdot \frac{1}{0,92} \cdot 3,654 = 3165,221 \text{ daN} \quad (12)$$

Strzałka ugięcia prawej strony usprężynowania wynosi wówczas:

$$\Delta f_2 = \frac{\Delta Q_{lr}}{2 \cdot k_2} = 1,08 \cdot \frac{3165,221}{2 \cdot (398,468 + 657,416)} = 1,6187 \text{ mm} \quad (13)$$

W tym przypadku powstaje nowy kąt pochylenia usprężynowania wynoszący:

$$\alpha_{OW2} = \frac{\frac{1}{2} \cdot (3,654 - 1,6187)}{1000} + 1,8270 \cdot 10^{-3} = 8,0935 \cdot 10^{-4} \text{ rad} \quad (14)$$

Na usprężynowanie przypada więc ciężar od ładunku wynoszący:

$$\Delta Q_{LAD} = 68670 - 4122,667 - 3315,9467 = 61382,112 \text{ daN} \quad (15)$$

W wyniku tego ciężaru powstaje kąt α_{OW3} , który jest skierowany w przeciwną stronę i wynosi:

$$\alpha_{OW3} = 0,04 \cdot \frac{61382,112}{(398,468 + 657,416) \cdot 1000} = 2,3253 \cdot 10^{-3} \text{ rad} \quad (16)$$

Kąt wyliczony z zależności (14) i (16) ma następującą wartość:

$$\alpha_{OW}^{IV} = \alpha_{OW4} = \alpha_{OW2} + \alpha_{OW3} = 8,0935 \cdot 10^{-4} + 2,3253 \cdot 10^{-3} = 3,13465 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0,1796^0 \quad (17)$$

Jest on zdecydowanie większy aniżeli wyznaczony z przypadku A i miarodajny do wyznaczenia kąta niesymetrii wagonu α_O .

Następnie przeanalizowano przypadek wagonu towarowego czteroosiowego wyposażonego w wózki typu Y25Css o masie własnej 20 000 kg obciążonego ładunkiem o masie 60000 kg (ciężar 58 860 daN). Analogicznie jak w przypadku poprzednim do dalszych analiz jako miarodajny postanowiono uznać przypadek B. Obliczenia dla takiego wagonu przedstawiają się następująco:

Luz prawej strony usprężynowania wynoszący $\Delta l_1 = 5,268$ mm zostanie wyczerpany wtedy, gdy na wagon działa dodatkowe obciążenie:

$$\Delta Q_{rpl} = 2 \cdot k_2 \cdot \Delta l_1 = 2 \cdot k \frac{1}{1,08} \cdot \Delta l_1 = 2 \cdot 325,04 \cdot \frac{1}{1,08} \cdot 5,268 = 3170,94 \text{ daN} \quad (18)$$

Luz lewej strony usprężynowania wynoszący 8,732 mm zmniejsza się o wartość:

$$\Delta f_1 = \frac{\Delta Q_{rpl}}{2 \cdot k_1} = \frac{3170,94 \cdot 0,92}{2 \cdot 325,04} = 4,4875 \text{ mm}$$

i wynosi $8,732 - 4,4875 = 4,2445$ mm (19)

Kąt niesymetrii wzrasta o dalsze:

$$\Delta \alpha_{OW1} = \frac{\frac{1}{2} \cdot (\Delta l_1 - \Delta f_1)}{1} = \frac{\frac{1}{2} (5,268 - 4,4875)}{1000} = 3,9025 \cdot 10^{-4} \text{ rad} \quad (20)$$

Luz lewej strony usprężynowania wynoszący $\Delta l_2 = 4,2445$ mm zostanie wyczerpany przy następującym ciężarze:

$$\Delta Q_{lr} = 2 \cdot k_1 \cdot \Delta l_2 = 2 \cdot 325,04 \cdot \frac{1}{0,92} \cdot 4,2445 = 2999,20 \text{ daN} \quad (21)$$

Prawa strona usprężynowania ugina się wówczas o następującą wartość:

$$\Delta f_2 = \frac{\Delta Q_{lr}}{2 \cdot k_2} = 1,08 \cdot \frac{2999,20}{2 \cdot (325,04 + 595,28)} = 1,759 \text{ mm} \quad (22)$$

przy założeniu że sztywność sprężyny wewnętrznej wynosi 74,410 daN/mm.

W tym przypadku powstaje nowy kąt pochylenia usprężynowania skierowany w przeciwną stronę, którego wartość wynosi

$$\alpha_{ow2}'' = -\frac{\frac{1}{2}(\Delta l_2 - \Delta f_2)}{1} + \alpha_{ow1}'' =$$

$$= -\frac{\frac{1}{2}(4,2445 - 1,759)}{1000} + 2,1245 \cdot 10^{-3} =$$

$$= 8,8175 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

Na usprężynowanie przypada więc ciężar od ładunku wynoszący:

$$\Delta Q_{LAD}'' = Q_{LAD} - \Delta Q_{TP}'' - \Delta Q_{IP}'' = 58860 -$$

$$- 3170,94 - 2999,20 = 52689,86 \text{ daN}$$

W wyniku oddziaływania tego ciężaru powstaje kąt α_{ow3}'' , który jest skierowany w przeciwną stronę i wynosi:

$$\alpha_{ow3}'' = 0,04 \cdot \frac{52689,86}{(325,04 + 595,28) \cdot 1000} =$$

$$= 2,2900 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

Kąt wyliczony z zależności (23) i (25) ma następującą wartość:

$$\alpha_{ow}^{IV} = \alpha_{ow4}'' = \alpha_{ow2}'' + \alpha_{ow3}'' = 8,8175 \cdot 10^{-4} +$$

$$+ 2,290 \cdot 10^{-3} = 3,1717 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0,181^\circ$$

Kąt α_{ow4}'' jest miarodajny dla wszystkich wcześniej rozważanych wagonów towarowych czteroosiowych na wózkach typu 25TNb/2 (Y25Css), tzn 424V, 418S oraz 432R (433R), 407Kb, gdyż w tym przypadku jest obojętne czy niesymetria jest wywołana zwiększoną masą własną wagonu i tym samym zmniejszoną ładownością czy też zmniejszoną masą własną i tym samym zwiększoną ładownością. Warunkiem ograniczającym jest w tym wypadku masa brutto rozważanych wagonów wynosząca 80 000 kg lub wynikający też z tego nacisk 20 ton na oś.

Po wyliczeniu kątów niesymetrii wagonów czteroosiowych wyposażonych w odpowiednio wózki typu Y25Lsd oraz Y25Css przystąpiono do obliczeń wynikających z założeń przypadku drugiego kiedy oprócz występujących maksymalnych różnic sztywności jednej i drugiej strony usprężynowania wagonu występuje przesunięcie ładunku na jedną stronę. Przypadek najbardziej niekorzystny występuje wtedy gdy ładunek jest przesunięty w stronę usprężynowania o minimalnej sztywności (maksymalnej miękkości) tj w prawo. Wielkość przesunięcia ładunku (we wszystkich kierunkach) określają przepisy dotyczące międzynarodowego ruchu towarowego [33]. Przesunięcie ładunku (w tym poprzeczne) wynikają z podanych w tym dokumencie reguł. Przesunięcia ładunku w kierunku poprzecznym jest określone w ww przepisach jako "dopuszczalne mimośrodowe położenie środka ciężkości ładunku w kierunku poprzecznym" (s_y).

Reguły przesunięcia ładunku dla wagonów towarowych dwuosiowych oraz czteroosiowych, które są zobowiązane przestrzegać zarządy kolejowe uczestniczące w międzynarodowym ruchu towarowym, są następujące (rys 2):

$$s_y \leq \frac{3}{8} \left(\frac{Q}{P_A} - 2 \right) \text{ oraz } R_1, R_2 \leq \frac{M}{4} \quad (27)$$

$$s_y \leq \frac{8}{100} \cdot \left(\frac{T}{2P_A} + 1 \right) \text{ oraz } \frac{R_1}{R_2} \leq \frac{10}{8} \quad (28)$$

Oznaczenia przyjęto zgodnie z [33] i przedstawiają się one następująco:

R_1, R_2 - obciążenie kół w tonach,

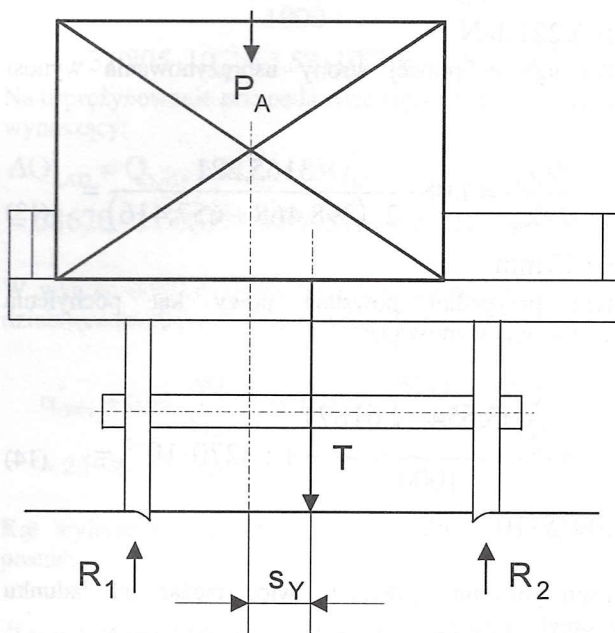
P_A - ciężar ładunku przypadający na oś (wagon towarowy dwuosiowy) względnie na wózek w tonach,

s_y - odległość środka ciężkości ładunku w kierunku poprzecznym,

Q - obciążenie wg tablicy granicznych obciążeń w zależności od klasy toru,

M - ciężar wagonu brutto ($T+Q$).

Z obliczonych na podstawie zależności (27) oraz (28) wartości s_y należy uwzględnić mniejszą wartość. W oparciu o powyższe wytyczne wyznaczono wartość dopuszczalnego przesunięcia poprzecznego s_y dla wagonu o masie 20 000 kg i ładunku 60 000 kg (wartość maksymalnie dopuszczalnego ładunku dla klasy toru C zgodnie z [24] oraz wagonu o masie własnej 20 000 kg i ładunku 70 000 kg (wartość maksymalnie dopuszczalna ładunku dla klasy toru D zgodnie z [24]).



Rys 2. Przesunięcie środka ciężkości w kierunku poprzecznym wagonu.

- wagon o ciężarze własnym $T=20\ 000\ \text{kG}$ oraz ładunku $Q=70\ 000\ \text{kG}$,

Przyjmując ww. dane $s_y = \frac{3}{8} \cdot \left(\frac{70}{35} - 2 \right) = 0$ oraz

$$s_y = \frac{8}{100} \cdot \left(\frac{20}{2 \cdot 35} + 1 \right) = 0,102 \quad (29)$$

Z powyższych dwóch wartości należy wybrać mniejszą tzn $s_y = 0$. W związku z tym postanowiono wykonać obliczenia dla wartości pośredniej zbliżonej do wartości maksymalnej tzn $P_A = 34$ t. Wówczas otrzymuje się następujące wartości liczbowe:

$$s_y = \frac{3}{8} \left(\frac{70}{34} - 2 \right) = 0,022 \text{ m oraz}$$

$$s_y = \frac{8}{100} \cdot \left(\frac{20}{2 \cdot 34} + 1 \right) = 0,103 \text{ m} \quad (30)$$

W związku z przyjętymi wytycznymi do obliczeń należy przyjąć wartość mniejszą tj $s_y = 0,022$ m.

• wagon o ciężarze własnym $T=20\ 000$ kG oraz ładunku $Q=60\ 000$ kG

Przyjmując ww dane s_y wynosi odpowiednio:

$$s_y = \frac{3}{8} \cdot \left(\frac{60}{30} - 2 \right) = 0 \text{ m oraz}$$

$$s_y = \frac{8}{100} \cdot \left(\frac{20}{2 \cdot 30} + 1 \right) = 0,106 \text{ m} \quad (31)$$

Z powyższych dwóch wartości należy wybrać mniejszą tzn w tym wypadku $s_y = 0$. Jest ona zgodna z tablicą dopuszczalnych przesunięć poprzecznych, które są zamieszczone w dokumencie [33]. W związku z powyższym przeprowadzono obliczenia dla wartości pośredniej tj $P_A = 29$ t. Wówczas otrzymuje się następujące zależności liczbowe:

$$s_y = \frac{3}{8} \cdot \left(\frac{60}{29} - 2 \right) = 0 \text{ oraz}$$

$$s_y = \frac{8}{100} \cdot \left(\frac{20}{2 \cdot 30} + 1 \right) = 0,106 \quad (32)$$

Z powyższych dwóch wartości należy wybrać wartość mniejszą tzn $s_y = 0$. Wykonano więc obliczenia dla wartości pośredniej zbliżonej do wartości maksymalnej tzn. $P_A = 34$ t. Wówczas otrzymuje się:

$$s_y = \frac{3}{8} \cdot \left(\frac{60}{29} - 2 \right) = 0,0258 \approx 0,0250 \text{ m oraz}$$

$$s_y = \frac{8}{100} \cdot \left(\frac{20}{2 \cdot 29} + 1 \right) = 0,107 \text{ m} \quad (33)$$

W związku z tym do obliczeń przyjmuje się wartość mniejszą wynoszącą $s_y = 0,025$ m. Jest ona zgodna z dopuszczalnymi przesunięciami poprzecznymi s_y przedstawionymi w postaci tabelaryzowanej w [33]. Analogicznej tabeli dopuszczalnych przesunięć poprzecznych s_y dla wagonów o większej ładowności i torów dla klasy D edycja tych przepisów nie zawiera.

Rozpatrując obydwa przypadki, do obliczeń skrajni kinematycznej zdecydowano się przeanalizować przypadek

ładowności zbliżonej do maksymalnej, w celu uzyskania największej możliwej wartości kąta spowodowanego niesymetrią ładunku tj odpowiednio 58 t oraz 68 t. Kąt α_{OW}'' można wyznaczyć z poniższego równania równowagi:

$$\Delta Q_{1M} + \Delta Q_{2M} = \Delta Q_{LADM} \quad (34)$$

$$\text{oraz } \sum M_O = 0 \quad \Delta Q_{1M} \cdot 2l - Q_{LADM} \cdot (l - s_y) = 0 \quad (35)$$

gdzie:

ΔQ_{1M} - przyrost obciążenia lewej strony usprężynowania spowodowany mimośrodowym rozmieszczeniem ładunku,

ΔQ_{2M} - przyrost obciążenia prawej strony usprężynowania spowodowany mimośrodowym rozmieszczeniem ładunku,

$\Delta Q_{LADM}''$ - mimośrodowo przemieszczony ładunek o wielkość s_y w kierunku prawej strony usprężynowania charakteryzującej się mniejszą sztywnością (większą podatnością),

$\sum M_O$ - suma momentów sił względem punktu przyłożenia siły prawej strony usprężynowania.

Rozwiązując układ równań (34) i (35) otrzymuje się następujące zależności:

$$\Delta Q_{1M} = \frac{Q_{LADM}'' (l - s_y)}{2l} \quad (36)$$

oraz

$$\Delta Q_{2M} = \frac{Q_{LADM}'' (l + s_y)}{2l} \quad (37)$$

Zależność pomiędzy siłami ΔQ_{1M} oraz ΔQ_{2M} , która może być wykorzystana w dalszych obliczeniach przedstawia się następująco:

$$\Delta Q_{1M} = \Delta Q_{2M} \cdot \frac{l - s_y}{l + s_y} \text{ lub inaczej}$$

$$\Delta Q_{2M} = \Delta Q_{1M} \cdot \frac{l + s_y}{l - s_y} \quad (38)$$

Jak widać z przedstawionego układu równań jest to przypadek najbardziej niekorzystny, gdyż $\Delta Q_{2M} > \Delta Q_{1M}$ i

ΔQ_{2M} oddziałuje na prawą stronę usprężynowania wykazującą mniejszą sztywność (większą podatność).

Podobnie jak w przypadku wyprowadzania poprzednich zależności (9) oraz (12) obowiązuje zależność

$$\Delta Q_{1M} = k_1 \cdot \Delta f_1 \text{ oraz } \Delta Q_{2M} = k_2 \cdot \Delta f_2.$$

Wyliczenie odpowiedniego kąta spowodowanego mimośrodowością ładunku jest wieloetapowe podobnie jak w przypadku poprzednim. Korzystając z wcześniejszych obliczeń przy wyznaczaniu maksymalnej wartości kąta niesymetrii α_{OW4}''

(zależność (13) oraz (14)) należy wnioskować, że największą niesymetrię spowodowaną przesunięciem ładunku osiągnie się uwzględniając przypadek B, określający stan usprężynowania lewej i prawej strony, podając parametry wysokościowe sprężyn zewnętrznych oraz sprężyn wewnętrznych. Jak wcześniej dowiedziono przypadek A nie dał maksymalnej wartości kąta niesymetrii.

Odpowiednie obliczenia przedstawiają się następująco:

• wagon towarowy czteroosiowy o masie własnej 20 000 kg oraz o dopuszczalnej masie brutto 90 000 kg i obciążony ładunkiem o masie 68 000 kg przesuniętym mimośrodowo o wartość $s_y = 0,022$ m.

Jeśli przyjąć, że:

-luz prawej strony usprężynowania wynoszący $\Delta l_1 = 5,587$ mm zostanie wyczerpany wtedy, gdy na wagon działa dodatkowe obciążenie:

$$\Delta Q_{2M} = 398,468 \cdot \frac{1}{1,08} \cdot 5,587 = 2061,333 \text{ daN} \quad (39)$$

wówczas na lewą stronę usprężynowania działa siła:

$$\Delta Q_{1M} = 2061,333 \cdot \frac{1-0,022}{1+0,022} = 1972,586 \text{ daN} \quad (40)$$

-luz lewej strony usprężynowania wynoszący 8,413 mm zmniejsza się wartość:

$$\Delta f_1 = \frac{\Delta Q_{1M}}{k_1} = \frac{\Delta Q_{2M} \cdot \frac{1-s_y}{1+s_y}}{k_1} = \frac{2061,333 \cdot \frac{1-0,022}{1+0,022} \cdot 0,92}{398,468} = 4,5543 \text{ mm} \quad (41)$$

i wynosi ostatecznie $8,413 - 4,5543 = 3,8587$ mm.

Wyżej wymienione ugięcia odpowiadają całkowitemu ciężarowi ładunku wynoszącemu:

$$\Delta Q_M = \Delta Q_{1M} + \Delta Q_{2M} = \Delta Q_M'' = \Delta Q_{1M}'' + \Delta Q_{2M}'' = 2061,333 + 1972,534 = 4033,867 \text{ daN} \quad (42)$$

w porównaniu do wartości 4122,667 daN otrzymanej z zależności (9).

W związku z tym kąt niesymetrii wzrasta o dalsze:

$$\Delta \alpha_{OWSLM1} = \frac{(\Delta l - \Delta f_1)}{2l} = \frac{(5,587 - 4,5543)}{2000} = 5,163 \cdot 10^{-4} \text{ rad} = 0,02958^\circ \quad (42)$$

i wynosi ostatecznie

$$1,4130 \cdot 10^{-3} + 5,163 \cdot 10^{-4} = 1,9293 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0,11^\circ$$

Luz lewej strony usprężynowania wynoszący 3,8587 mm zostanie wyczerpany przy następującym ciężarze:

$$\Delta Q_{1M}''' = k_1 \cdot \Delta l_2 = 398,468 \cdot \frac{1}{0,92} \cdot 3,8587 = 1671,27 \text{ daN} \quad (43)$$

$$\Delta f_2 = 1,08 \cdot \frac{\Delta Q_{2M}'''}{(k_z + k_w)} = 1,08 \cdot \frac{\Delta Q_{1M}'''}{(k_z + k_w)} \cdot \frac{1+s_y}{1-s_y} = 1,08 \cdot \frac{1671,27}{(398,468 + 657,416)} \cdot \frac{1+0,022}{1-0,022} = 1,7863 \text{ mm} \quad (44)$$

Łączny możliwy przyrost ładunku wynosi więc:

$$\Delta Q_M''' = \Delta Q_{M1}''' + \Delta Q_{2M}''' = 1671,27 + 1746,40 = 3417,67 \text{ daN} \quad (45)$$

W tym przypadku powstaje nowy kąt pochylenia usprężynowania wynoszący:

$$\alpha_{OWM2}'' = -\frac{(3,8587 - 1,7863)}{2000} + 1,9293 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 8,931 \cdot 10^{-4} \text{ rad} = 0,0511^\circ \quad (46)$$

Na usprężynowanie przypada więc ciężar od ładunku wynoszący:

$$\Delta Q_{LAD}^{IV} = 68000 \cdot \frac{9,81}{10} - 4033,867 - 3417,67 = 59256,463 \text{ daN} \quad (47)$$

Z wyżej wymienionego ciężaru ładunku wynikają wartości obciążeń ΔQ_{1M}^{IV} oraz ΔQ_{2M}^{IV} , które zgodnie z wzorami (36) oraz (37) wynoszą odpowiednio:

$$\Delta Q_{1M}^{IV} = \Delta Q_M^{IV} \cdot \frac{1-s_y}{2l} = 59256,463 \cdot \frac{1-0,022}{2} = 28976,410 \text{ daN} \quad (48)$$

$$\Delta Q_{2M}^{IV} = \Delta Q_M^{IV} \cdot \frac{1+s_y}{2l} = 59256,463 \cdot \frac{1+0,022}{2 \cdot 1} = 30280,052 \text{ daN} \quad (49)$$

W wyniku działania ww obciążeń powstają ugięcia, które wynoszą odpowiednio:

$$\Delta f_3 = 0,92 \cdot \frac{\Delta Q_{1M}^{IV}}{(k_z + k_w)} = 0,92 \cdot \frac{28976,410}{(398,468 + 657,416)} = 25,247 \text{ mm} \quad (50)$$

$$\Delta f_4 = 1,08 \cdot \frac{\Delta Q_{2M}^{IV}}{(k_z + k_w)} = 1,08 \cdot \frac{30280,052}{(398,468 + 657,416)} = 30,971 \text{ mm} \quad (51)$$

W wyniku tego powstaje dodatkowy kąt α_{OW}^{IV} , który wynosi odpowiednio:

$$\alpha_{OW}^{IV} = \frac{(\Delta f_4 - \Delta f_3)}{2l} = \frac{(30,971 - 25,247)}{2000} = 2,862 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0,163^\circ \quad (52)$$

Łączny kąt wyliczony z zależności (46) oraz (52) wynosi:

$$\alpha_{OWM} = 8,931 \cdot 10^{-4} + 2,862 \cdot 10^{-3} = 3,7551 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0,215^\circ \quad (53)$$

- wagon towarowy czteroosiowy wyposażony w wózki typu Y25Css o masie własnej 20 000kg oraz o dopuszczalnej masie brutto 80 000 kg

i obciążonym ładunkiem o masie 58 000 kg przesuniętym mimośrodowo o wartość $s_y = 0,025$ m.

Podobnie jak w przypadku poprzednim przeanalizowano tylko przypadek B, dla którego wcześniej otrzymano maksymalne możliwe kąty niesymetrii spowodowane naciskiem ładunku na zbudowane asymetrycznie usprężynowanie.

Jeśli przyjąć, że:

-luz prawej strony usprężynowania wynoszący

$\Delta l_1 = 5,268$ mm zostanie wyczerpany, gdy na wagon działa dodatkowe obciążenie

$$\Delta Q_{2M}'' = 325,04 \cdot \frac{1}{1,08} \cdot 5,268 = 1585,47 \text{ daN},$$

wówczas na lewą stronę usprężynowania działa siła:

$$\Delta Q_{1M}'' = 1585,47 \cdot \frac{1-0,025}{1+0,025} = 1508,13 \text{ daN} \quad (54)$$

Luz lewej strony usprężynowania wynoszący 8,732 mm zmniejsza się o wartość:

$$\Delta f_1 = \frac{\Delta Q_{1M}''}{k_1} = \frac{\Delta Q_{2M}'' \cdot \frac{1-s_y}{1+s_y}}{k_1} = \frac{1508,13 \cdot \frac{1-0,025}{1+0,025} \cdot 0,92}{325,04} = 4,060 \text{ mm} \quad (55)$$

i wynosi ostatecznie $8,732 - 4,060 = 4,672$ mm.

Wyżej wymienione ugięcia odpowiadają całkowitemu ciężarowi ładunku wynoszącemu:

$$\Delta Q_M = \Delta Q_{1M}'' + \Delta Q_{2M}'' = \Delta Q_M'' \Delta Q_{1M}'' + \Delta Q_{2M}'' = 1585,47 + 1508,13 = 3093,6 \text{ daN} \quad (56)$$

wobec wartości 3170,94 daN otrzymanej z zależności (18). W związku z tym kąt niesymetrii wzrasta o dalsze:

$$\Delta \alpha_{OWM1} = \frac{(\Delta l - \Delta f)}{2l} = \frac{5,268 - 4,060}{2000} = 6,04 \cdot 10^{-4} \text{ rad} = 0,03460^\circ \quad (57)$$

i wynosi ostatecznie

$$\alpha_{OWM1}'' = 1,7322 \cdot 10^{-3} + 6,04 \cdot 10^{-4} = 2,3363 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0,133^\circ$$

Luz lewej strony usprężynowania wynoszący 4,672 mm zostanie wyczerpany przy następującym ciężarze:

$$\Delta Q_{1M}''' = k_1 \cdot \Delta l_2 = 325,04 \cdot \frac{1}{0,92} \cdot 4,672 = 1650,63 \text{ daN} \quad (58)$$

Prawa strona usprężynowania ugina się wówczas o następującą wartość:

$$\Delta f_2 = 1,08 \cdot \frac{\Delta Q_{2M}''}{(k_z + k_w)} = 1,08 \cdot \frac{\Delta Q_{1M}''}{(k_z + k_w)} \cdot \frac{1+s_y}{1-s_y} = 1,08 \cdot \frac{1508,13}{(325,04 + 595,28)} \cdot \frac{1+0,025}{1-0,025} = 2,036 \text{ mm} \quad (59)$$

Łączny przyrost ładunku wynosi więc:

$$\Delta Q_M''' = \Delta Q_{M1}''' + \Delta Q_{M2}''' = 1650,63 + 1735,27 = 3385,9 \text{ daN} \quad (60)$$

W tym wypadku powstaje nowy kąt pochylenia usprężynowania wynoszący:

$$\alpha_{OWM2}'' = -\frac{\frac{1}{2} \cdot (4,672 - 2,036)}{1000} + 2,3363 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 1,0183 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0,0583^\circ$$

Na usprężynowanie przypada więc ciężar od ładunku wynoszący:

$$\Delta Q_{LAD}^{IV} = 58000 \cdot \frac{9,81}{10} - 3093,6 - 3385,9 = 50418,5 \text{ daN} \quad (62)$$

Z wyżej wymienionej wartości ciężaru ładunku wynikają wartości obciążeń ΔQ_{1M}^{IV} oraz ΔQ_{2M}^{IV} , które zgodnie z wzorami (36) i (37) wynoszą odpowiednio:

$$\Delta Q_{1M}^{IV} = \Delta Q_{LAD}^{IV} \cdot \frac{1-s_y}{2l} = 50418,5 \cdot \frac{1-0,025}{2} = 24579,018 \text{ daN} \quad (63)$$

$$\Delta Q_{2M}^{IV} = \Delta Q_{LAD}^{IV} \cdot \frac{1+s_y}{2l} = 50418,5 \cdot \frac{1+0,025}{2} = 25839,481 \text{ daN} \quad (64)$$

W wyniku działania ww obciążeń powstają ugięcia, które wynoszą odpowiednio:

$$\Delta f_3 = 0,92 \cdot \frac{\Delta Q_{1M}^{IV}}{(k_z + k_w)} = 0,92 \cdot \frac{24579,018}{(325,04 + 595,28)} = 24,570 \text{ mm} \quad (65)$$

$$\Delta f_4 = 1,08 \cdot \frac{\Delta Q_{2M}^{IV}}{(k_z + k_w)} = 1,08 \cdot \frac{25839,481}{(325,04 + 595,28)} = 30,322 \text{ mm} \quad (66)$$

W wyniku tego powstaje dodatkowy kąt α_{OW}^{IV} , który wynosi:

$$\Delta \alpha_{OWM}^{IV} = \frac{(\Delta f_4 - \Delta f_3)}{2l} = \frac{(30,322 - 24,570)}{2000} = 2,876 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0,164^\circ \quad (67)$$

Łączny kąt wyliczony z zależności wynosi:

$$\alpha_{OWM}^{IV} = 1,0183 \cdot 10^{-3} + 2,876 \cdot 10^{-3} = 3,8943 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0,223^\circ \quad (68)$$

Porównanie kątów niesymetrii dla poszczególnych przypadków zebrano w tabeli 1. Biorąc pod uwagę te wyniki można określić ostateczną postać zależności dla kątów niesymetrii, która przedstawia się następująco:

• w przypadku kiedy niesymetria wagonu przy obciążaniu ładunkiem jest spowodowana tylko i wyłącznie maksymalną dopuszczalną różnicą sztywności (podatności)

lewej oraz prawej strony usprężynowania wagonu (tzn. obydwu układów biegowych) otrzymuje się:

$$\eta_o = \alpha_{OS} + \alpha_{OP} + \alpha_{OW} + \alpha_{OW}^{IV} \quad (69)$$

• w przypadku kiedy niesymetria wagonu przy obciążaniu ładunkiem jest spowodowana dwoma czynnikami tzn. maksymalną różnicą sztywności (podatności) lewej oraz prawej strony usprężynowania wagonu (tzn. obydwu układów biegowych) oraz dopuszczalną mimośrodowością otrzymuje się:

$$\eta_o = \alpha_{OS} + \alpha_{OP} + \alpha_{OW} + \alpha_{OWM}^{IV} \quad (70)$$

Uwzględniając obydwa przypadki, które są przedstawione w równaniach (31) oraz (32) można wyznaczyć wartości kątów określających "niesymetrię własną" dla konkretnych analizowanych konstrukcji wagonów towarowych czteroosiowych. Przypadek 1 dodatkowej niesymetrii własnej wagonu wywołanej kątem α_{OWM}^{IV} (równanie (31) można dodatkowo uwzględnić w już otrzymanych wynikach dla poszczególnych typów wagonów towarowych zamieszczonych w tabeli 3 [10]. Uwzględniając obydwa przypadki, można wyznaczyć wartości kątów określających "niesymetrię własną" dla konkretnych analizowanych konstrukcji wagonów towarowych czteroosiowych.

Tabela 1

Porównanie kątów niesymetrii wagonów towarowych czteroosiowych spowodowanych niesymetrią usprężynowania oraz niesymetrią usprężynowania łącznie z mimośrodowością ładunku

	Wagony towarowe na wózkach typu	
	Y25Css o maksymalnej masie brutto 80 000 kg	Y25Lsd o maksymal- nej masie brutto 90 000 kg
Kąt niesymetrii spowodowany maksymalną dopuszczalną różnicą sztywności (podatności) lewej oraz prawej strony usprężynowania wagonu w stanie ładownym	$\alpha_{OW}^{IV} = 0,181^0$	$\alpha_{OW}^{IV} = 0,1796^0$
Kąt niesymetrii spowodowany maksymalną dopuszczalną różnicą sztywności (podatności) lewej oraz prawej strony usprężynowania wagonu oraz dopuszczalną mimośrodowością ładunku s_y , określaną przez przepisy [33] w stanie ładownym	$\alpha_{OWM}^{IV} = 0,223^0$	$\alpha_{OWM}^{IV} = 0,215^0$

* zgodnie z [33] przyjęto dla wagonów o masie 80 000 kg dopuszczalny ładunek o masie 58 000 kg oraz $s_y = 0,025$ m, natomiast dla wagonów o masie 90 000 kg dopuszczalny ładunek o masie 68 000 kg oraz $s_y = 0,0225$ m.

Tabela 2

Zestawienie całkowitych kątów niesymetrii własnej η_o wagonów towarowych czteroosiowych na wózkach Y25Css w stanie ładownym wagonu na podstawie zależności (26).

Wielkość odchyłki wykonawczej "C" przedstawiającej odchylenie słupków ściany bocznej od pionu	Odchyłka		
	C=3mm wg [12]	C=5 mm wg [28]	C=4 mm wg [9]
Kąt niesymetrii η_o wagonu krytego 407Kb	$\eta_{OSREDNIE} = 0,7768^0$ $\eta_{OMAX} = 0,7776^0$	$\eta_{OSREDNIE} = 0,8284^0$ $\eta_{OMAX} = 0,8292^0$	$\eta_{OSREDNIE} = 0,8026^0$ $\eta_{OMAX} = 0,8034^0$
Kąt niesymetrii η_o wagonu towarowego samowyladowczego 424V	$\eta_{OSREDNIE} = 0,7529^0$ $\eta_{OMAX} = 0,7537^0$	$\eta_{OSREDNIE} = 0,7893^0$ $\eta_{OMAX} = 0,7901^0$	$\eta_{OSREDNIE} = 0,7713^0$ $\eta_{OMAX} = 0,7721^0$
Kąt niesymetrii η_o wagonu cysterny 432R	$\eta_{OSREDNIE} = 0,7533^0$ $\eta_{OMAX} = 0,7541^0$	$\eta_{OSREDNIE} = 0,7893^0$ $\eta_{OMAX} = 0,7901^0$	$\eta_{OSREDNIE} = 0,7721^0$ $\eta_{OMAX} = 0,7713^0$
Kąt niesymetrii η_o wagonu towarowego 418S	$\eta_{OSREDNIE} = 0,7505^0$ $\eta_{OMAX} = 0,7513^0$	$\eta_{OSREDNIE} = 0,7846^0$ $\eta_{OMAX} = 0,7854^0$	$\eta_{OSREDNIE} = 0,7676^0$ $\eta_{OMAX} = 0,7684^0$

Wartości ujęte w tabeli wskazują, że sumaryczny kąt niesymetrii nie osiągnął w ani jednym przypadku wartości zalecanej przez przepisy wynoszącej 1^0 . Analizując drugi przypadek tzn. kąta niesymetrii η_o wynikającego z (26) czyli z dodatkowej asymetrii ładunku należy uwzględnić, że proste dodanie kąta α_{OWM}^{IV} do wartości zawartych w tabeli 2 dla analizowanych wagonów towarowych byłoby obarczone pewnym błędem z uwagi na różne masy własne wagonów, które odbiegają od przyjętej typowej masy własnej tj. 20 000 kg i które zostały uwzględnione przy wyznaczaniu statystycznych współczynników pochylania [5]. Przedstawiony wcześniej tok obliczeń właściwie nie zmienia się. W pozostałych przypadkach przesunięcie mimośrodowe przyjmuje się jako niemożliwe ze względów konstrukcyjnych. Aby przekonać się czy w przypadku wagonu 407 Kb występuje istotny wpływ zmniejszonej masy ładunku na wartość α_{OWM}^{IV} dokonano poniższego obliczenia. Ciężar części nieusprężynowanej wagonu różni się od wagonu o masie własnej 20 000 kg o

$$\Delta Q = 24486 - 20000 \cdot \frac{9,81}{10} = 4886 \text{ daN}.$$

Analizując poprzednio otrzymane wyniki założono, że w obliczeniach należy uwzględnić przypadek B, który dał maksymalne wartości α_{OWM}^{IV} .

Zachowując wyżej podany tok obliczeń wyznaczono dodatkowy kąt niesymetrii wagonu spowodowany mimośrodowością ładunku wynoszący $\alpha_{OWM} = 0,204^{\circ}$. Na podstawie otrzymanej wartości obliczono całkowite kąty niesymetrii η_o wagonu uwzględniające obydwa przypadki niesymetrii wagonu typu 407 Kb spowodowanej "ładunkiem" i zestawiono je w tabeli 3.

Tabela 3

Zestawienie maksymalnych kątów niesymetrii η_o dla wagonu czteroosiowego krytego typu 407 Kb wyposażonego w wózki typu 25TNb/2 (Y25C_{ss}).

Wielkość odchyłki wykonawczej przedstawiającej odchylenie słupków ściany bocznej od pionu	Odchyłka		
	C=3 mm wg [12]	C=5 mm wg [28]	C=4 mm wg [9]
Kąt niesymetrii η_o spowodowany maksymalną dopuszczalną różnicą sztywności lewej oraz prawej strony usprężynowania wagonu w stanie ładownym	$\eta_{OSREDNIE} = 0,7768^{\circ}$ $\eta_{OMAX} = 0,7776^{\circ}$	$\eta_{OSREDNIE} = 0,8284^{\circ}$ $\eta_{OMAX} = 0,8292^{\circ}$	$\eta_{OSREDNIE} = 0,8026^{\circ}$ $\eta_{OMAX} = 0,8034^{\circ}$

Kąt niesymetrii η_o spowodowany maksymalną dopuszczalną różnicą lewej oraz prawej strony usprężynowania wagonu oraz dopuszczalną mimośrodowością ładunku S_y określoną przez przepisy [32]	$\eta_{OSREDNIE} = 0,7998^{\circ}$ $\eta_{OMAX} = 0,8006^{\circ}$	$\eta_{OSREDNIE} = 0,8514^{\circ}$ $\eta_{OMAX} = 0,8522^{\circ}$	$\eta_{OSREDNIE} = 0,8256^{\circ}$ $\eta_{OMAX} = 0,8264^{\circ}$
---	--	--	--

Wyniki zamieszczone w tabeli 3 dla wagonu 407 Kb, dla którego otrzymano maksymalne wartości kąta niesymetrii η_o oraz w tabeli 2 w porównaniu z innymi wagonami tj 424V, 433R (432R) oraz 418S wykazują, że kąt ten jest mniejszy od 1° . Przyczyna występowania największego kąta niesymetrii spowodowana jest konstrukcją pudła i jego tolerancji wykonawczych przedstawionych w tabeli 2 oraz 3. Wyznaczenie kąta niesymetrii na etapie projektowania wagonu jest pracochłonne i wymaga znajomości wielu czynników, które są określone przez przepisy. Zagadnienie to można potraktować nieco inaczej. W tym celu dokonano obliczenia "wyrazu z" (zależność (1) z [8]). Obliczenia dokonano w dwóch wariantach przyjmując następujące dane dla wagonu krytego typu 407 Kb tzn maksymalny statystyczny współczynnik pochylania $S_{STATMAX} = 0,08646$ (wykorzystując metodykę obliczeń przyjętą w [5]), luz na ślizgach $J=12$ mm, wysokość bieguna przechyłania $h_c = 0,389$ m oraz kąt niesymetrii η_o w dwóch wariantach jako $\eta_{OMAX} = 0,8522^{\circ}$ oraz $\eta_o = 1^{\circ}$ (zalecany przez przepisy). Obliczeń dokonano analogicznie jak we wcześniejszych analizach dla charakterystycznych punktów skrajni kinematycznej tzn $h=1,170$ m, $h=3,250$ m, $h=3,700$ m oraz $h=4,010$ m [6]. Wyniki obliczeń przedstawiono w tabeli 4.

Tabela 4

Zestawienie zwężeń skrajni kinematycznej dla wagonu krytego typu 407Kb na wózkach standardowych typu 25TNb/2 (Y25C_{ss}) dla kątów niesymetrii wyznaczonych na drodze analitycznej oraz zalecanej przez przepisy tj η_{OMAX} oraz η_o .

Określenie zwężeń skrajni kinematycznej	Zwęzenie skrajni kinematycznej dla różnych wysokości h			
	h=1,170 m z=0,00722 m	h=3,350 m z=0,02646 m	h=3,700 m z=0,03062 m	h=4,010 m z=0,03349 m
Kąt niesymetrii $\eta_{OMAX} = 0,8522^{\circ}$				
Kąt niesymetrii $\eta_{OMAX} = 1^{\circ}$	z=0,00923 m	z=0,03384 m	z=0,03916 m	z=0,04283 m
Różnica zwężeń Δz wyliczonych dla obydwu wartości kątów η_o oraz η_{OMAX}	$\Delta z = 0,00201$ m	$\Delta z = 0,00738$ m	$\Delta z = 0,00854$ m	$\Delta z = 0,00934$ m

Jak widać z tabeli 4 obliczenie kąta niesymetrii wynikającego z odchyłek poszczególnych wymiarów oraz wielkości fizycznych (podatność usprężynowania) ma swoje uzasadnienie i umożliwia kolejne zwiększenie dopuszczalnego zarysu wagonu. Udowodniono tym samym, że bezkrytyczne przyjmowanie kąta zaleconego przez przepisy w analizowanych przypadkach zwiększa zapas bezpieczeństwa ale prowadzi do niepotrzebnego zmniejszenia zarysu wagonu. Droga analitycznego wyznaczania kąta niesymetrii dla każdego typu wagonu jest zawsze uzasadniona, ponieważ nie można z góry zakładać, że każdy kąt niesymetrii będzie mniejszy lub równy 1° . Z takiej drogi analitycznego wyznaczania kąta niesymetrii η_o korzystają projektanci niemieccy, co miało miejsce przy konstruowaniu wagonu platformy typu Rbns 641 (firma ABB Henschel AG) dla kolei niemieckich DB AG [34]. Wyznaczony kąt niesymetrii na drodze obliczeniowej wynosił tylko $0,580^\circ$ (!). Można więc spodziewać się jeszcze większych korzyści aniżeli miało to miejsce w przypadku wagonu wagonu 407 Kb. W tej sytuacji należy uznać, że metoda analitycznego wyznaczania kąta niesymetrii na etapie projektowania wagonu jest do przyjęcia i stosowana jest również przez inne zarządy kolejowe.

3. Kąt niesymetrii własnej wagonów towarowych czteroosiowych na wózkach typu Y25 w ujęciu statystycznym.

Uwzględniając wyniki przeprowadzonych rozważań można spróbować sformułować zadanie polegające na wyznaczeniu najbardziej prawdopodobnego kąta niesymetrii η_{OSTAT} . Można by to zrobić przyjmując wszystkie poprzednie zależności określające kąty składowe czyli kąt wynikający z luzów $J=5$ mm, kąt niesymetrii pudła, kąt niesymetrycznego montażu wózka jak również kąt niesymetrii wynikający z obciążenia ładunkiem jako rezultat odchyłek wymiarów składowych, które zależą od indywidualnych cech konstrukcyjnych wagonu. W tym sensie kąt niesymetrii jest wielkością, która w sposób stochastyczny wpływa na przemieszczenia poprzeczne (boczne).

Wyznaczenie kąta niesymetrii η_o opiera się na założeniu wymienionych we wcześniejszych częściach pracy niekorzystnych zjawisk, których rozkład odchyłek jest zgodny z rozkładem normalnym. Analizę taką przedstawiono dla wagonów towarowych czteroosiowych w stanie próżnym wyposażonych w wózki typu Y25Css (wariant 1) oraz Y25Lsd1 (wariant 2). Różniczkując zależność (19) [8]

$$\Delta \eta_o = \frac{\partial \eta_o}{\partial \alpha_{OS}} \cdot \Delta \alpha_{OS} + \frac{\partial \eta_o}{\partial \alpha_{OP}} \cdot \Delta \alpha_{OP} + \frac{\partial \eta_o}{\partial \alpha_{OW}} \cdot \Delta \alpha_{OW} + \frac{\partial \eta_o}{\partial \alpha_{OWS}} \cdot \Delta \alpha_{OWS} \quad (71)$$

Po wstawieniu wcześniej wyprowadzonych wartości określających poszczególne kąty otrzymuje się następującą zależność:

$$\Delta \eta_o = \left| \frac{-1}{\cos^2 \alpha_{OS}} \right| \cdot \Delta \alpha_{OS} + \left| \frac{-1}{\cos^2 \alpha_{OP}} \right| \cdot \Delta \alpha_{OP} + \left| \frac{-1}{\cos^2 \alpha_{OW}} \right| \cdot \Delta \alpha_{OW} + \left| \frac{-1}{\cos^2 \alpha_{OWS}} \right| \cdot \Delta \alpha_{OWS} \quad (72)$$

Zależność (72) można uprościć przyjmując założenie, że dla małych kątów można przyjąć $\arctg \alpha \approx \alpha$. Wówczas zależność (72) przyjmuje następującą postać:

$$\Delta \eta_o = \left| -\frac{5}{b_G^2} \right| \cdot \Delta b_G + \left| -\frac{2,5}{h_s^2} \right| \cdot \Delta h_s + \left| \frac{1}{h_s} \right| \cdot \Delta c + \left| -\frac{l_{LAP}}{l_1^2} \right| \cdot \Delta l_1 + \left| \frac{1}{l_1} \right| \cdot \Delta l_{LAP} + \left| -\frac{d}{l_1^2} \right| \cdot \Delta l_1 + \left| \frac{1}{l_1} \right| \cdot \Delta d + \left| -\frac{D}{l_2^2} \right| \cdot \Delta l_2 + \left| \frac{1}{l_2} \right| \cdot \Delta D + 0,04 \cdot \left| -\frac{Q_{\tau}}{l_1^2 \cdot k_1} \right| \cdot \Delta l_1 + 0,04 \cdot \left| \frac{1}{l_1 \cdot k} \right| \cdot \Delta Q_{\tau} \quad (73)$$

Korzystając z wcześniej przyjętych założeń dotyczących wyliczania wartości parametrów podlegających rozkładowi statystycznemu wg wzorów (23), (24) i (25) [10] przy założeniu, że współrzędna środka zmienności $M_N = 0$ dla wszystkich wielkości składowych (symetryczny rozkład odchyłek) można zapisać następujące zależności:

$$\Delta \eta_{OSTAT} = \eta_{OSREDNIE} \pm \delta_{\eta_{OSTAT}} \quad (74)$$

$$\eta_{OSREDNIE} = \frac{2,5}{b_G} + \frac{2,5}{h_s} + \frac{1}{l_1} + \frac{2}{l_1} + \frac{0,125}{2s} + 0,04 \frac{14076,369}{0,5 \cdot l_1 \cdot k} \quad (75)$$

oraz

$$\delta_{\eta_{OSTAT}} = \pm \frac{1}{2} \sqrt{\left(\left| -\frac{5}{b_G^2} \right|^2 \cdot \Delta b_G^2 + \left| -\frac{2,5}{h_s^2} \right|^2 \cdot \Delta h_s^2 + \left| \frac{1}{h_s} \right|^2 \cdot \Delta c^2 + \left| -\frac{l_{LAP}}{l_1^2} \right|^2 \cdot \Delta l_1^2 + \left| \frac{1}{l_1} \right|^2 \cdot \Delta l_{LAP}^2 + \left| -\frac{d}{l_1^2} \right|^2 \cdot \Delta l_1^2 + \left| \frac{1}{l_1} \right|^2 \cdot \Delta d^2 + \left| -\frac{D}{l_2^2} \right|^2 \cdot \Delta l_2^2 + \left| \frac{1}{l_2} \right|^2 \cdot \Delta D^2 + \left| -0,04 \frac{Q_{\tau}}{l_1^2 \cdot k_1} \right|^2 \cdot \Delta l_1^2 + \left| 0,04 \frac{1}{l_1 \cdot k} \right|^2 \cdot \Delta Q_{\tau}^2 \right)} \quad (76)$$

Przyjmując następujące odchyłki poszczególnych wielkości dla wagonu krytego o masie własnej 20 000 kg w dwóch wariantach tzn:

- **wariant I**-wagon wyposażony w wózki typu Y25Css (o maksymalnym nacisku osi na tor 20 ton),

- **wariant II**-wagon wyposażony w wózki typu Y25Lsd (o maksymalnym nacisku osi na tor 22,5 tony).

-wysokość ściany (słupka ściany bocznej) to analogiczna jak dla wagonu krytego 407 Kb tzn $h_s = 2220_{-2}^{+2}$ mm -gdzie odchyłki przyjęto jako symetryczne dla wymiarów nietolerowanych wg [31] dla 14-tej klasy dokładności i szeregu średniokładnego; założenie to poczyniono w celu uproszczenia obliczeń, ponieważ w rzeczywistości wymiar h_s należy traktować jako wymiar zewnętrzny a w takim przypadku z reguły przyjmuje się zgodnie z warunkami technicznymi wykonania i odbioru odchyłkę asymetryczną ujemną, która w tym przypadku wynosi -4 mm,

- $b_G = 850_{-2}^{+2}$ mm zgodnie z wytycznymi [27] oraz dokumentacją konstrukcyjną wózków standardowych typu Y25,

- $c = 2,5_{-2,5}^{+2,5}$ mm -tolerancja odchyłek od pionu ściany bocznej lub też słupka ściany bocznej, przy założeniu $c_{MAX} = 5$ mm wg [28],

- $l_{LAP} = 1_{-1}^{+1}$ mm -tolerancja łąp maźnic przy założeniu $l_{LAPMAX} = 2$ mm,

- $l_1 = 2000_{-1,2}^{+1,2}$ mm -tolerancja odległości pomiędzy obydwoma stronami usprężynowania przyjęta zgodnie z zależnościami (71) oraz (72) [5],

- $d = 2_{-2}^{+2}$ mm -tolerancja wchrowatości ramy wózka przy założeniu $d_{MAX} = 4$ mm zgodnie z [27],

- $D = 0,125_{-0,125}^{+0,125}$ mm -tolerancja średnicy tocznej koła,

- $l_2 = 1500_{-1,2}^{+1,2}$ mm -przy czym wymiar ten jest wstawiony w dokumentacji konstrukcyjnej jako wymiar nietolerowany, w związku z tym przyjęto odchyłki symetryczne dla wymiarów nietolerowanych wg [31] dla 14-tej klasy dokładności i szeregu średniokładnego,

$$Q_{rp} = 196200_{-3924}^{+3924} - 55437_{-2771,85}^{+2771,85} N = 140763_{-6695,85}^{+6695,85}$$

$$N = 14076,3_{-669,585}^{+669,585} \text{ daN}$$

-przy założeniu, że tolerancja masy własnej wagonu w stanie próżnym wynosi $\pm 2\%$, natomiast omażnicowanych zestawów kołowych $\pm 5\%$.

Wstawiając poszczególne wartości do wzoru (75) dla wagonu towarowego na wózkach Y25Css tzn $k=325,04$ daN/mm otrzymuje się następujący wynik:

$$\eta_{OSREDNIE} = \frac{5}{850} + \frac{2,5}{2220} + \frac{1}{2000} + \frac{2}{2000} + \frac{0,125}{1500} + 0,04 \frac{14076369}{0,5 \cdot 2000 \cdot 325,04} = 0,010324 \text{ rad} = 0,5915^{\circ} \quad (77)$$

Podstawiając dane do wzoru (76) otrzymuje się:

$$\delta_{\eta_{oSTAT}} = -\frac{1}{2} \sqrt{\left(-\frac{5}{850^2}\right)^2 \cdot 4^2 + \left(\frac{2,5}{2220^2}\right)^2 \cdot 4^2 + \left(-\frac{1}{2220}\right)^2 \cdot 5^2 + \left(\frac{2}{2000^2}\right)^2 \cdot 2,4^2 + \left(\frac{1}{2000}\right)^2 \cdot 4^2 + \left(\frac{-2}{2000^2}\right)^2 \cdot 2,4^2 + \left(\frac{1}{2000}\right)^2 \cdot 4^2 + \left(\frac{-0,125}{1500^2}\right)^2 \cdot 2,4^2 + \left(\frac{1}{1500}\right)^2 \cdot 0,25^2 + \left(-0,04 \frac{2 \cdot 14076,369}{2000^2 \cdot 325,04}\right)^2 + \left(0,04 \cdot \frac{2}{2000 \cdot 325,04}\right)^2} \cdot 1339,17^2 \quad (78)$$

$$\delta_{\eta_{oSTAT}} = 0,001811 \text{ rad} = 0,1037^{\circ}$$

$$\eta_{OSTAT} = 0,5915^{\circ} \pm 0,1037^{\circ} \quad (79)$$

Wynika z tego, że $\eta_{OSTATMAX} = 0,6952^{\circ}$ natomiast $\eta_{OSTATMIN} = 0,4878^{\circ}$.

Wstawiając poszczególne wartości do wzoru (75), (76) i (74) dla wagonu towarowego na wózkach Y25Lsd tzn $k=398,468$ daN/mm otrzymuje się następujący wynik:

$$\eta_{OSREDNIE} = \frac{5}{850} + \frac{2,5}{2220} + \frac{1}{2000} + \frac{2}{2000} + \frac{0,125}{1500} + 0,04 \frac{14076369}{0,5 \cdot 2000 \cdot 398,468} = 0,0099152 \text{ rad} = 0,5684^{\circ} \quad (80)$$

$$\delta_{\eta_{oSTAT}} = -\frac{1}{2} \sqrt{\left(-\frac{5}{850^2}\right)^2 \cdot 4^2 + \left(\frac{2,5}{2220^2}\right)^2 \cdot 4^2 + \left(-\frac{1}{2220}\right)^2 \cdot 5^2 + \left(\frac{2}{2000^2}\right)^2 \cdot 2,4^2 + \left(\frac{1}{2000}\right)^2 \cdot 4^2 + \left(\frac{-2}{2000^2}\right)^2 \cdot 2,4^2 + \left(\frac{1}{2000}\right)^2 \cdot 4^2 + \left(\frac{-0,125}{1500^2}\right)^2 \cdot 2,4^2 + \left(\frac{1}{1500}\right)^2 \cdot 0,25^2 + \left(-0,04 \frac{2 \cdot 14076,369}{2000^2 \cdot 398,468}\right)^2 + \left(0,04 \cdot \frac{2}{2000 \cdot 398,468}\right)^2} \cdot 1339,17^2 \quad (81)$$

$$\delta_{\eta, STAT} = 0,001811 \text{ rad} = 0,1037^{\circ}$$

$$\eta_{OSTAT} = 0,5684^{\circ} \pm 0,1037^{\circ} \quad (82)$$

Wynika z tego, że $\eta_{OSTATMAX} = 0,6719^{\circ}$ natomiast $\eta_{OSTATMIN} = 0,4645^{\circ}$

Przy analizie obydwu przypadków założono, że:

- jeśli odchyłki wymiarów wpływające na wielkość poszczególnych kątów niesymetrii mają rozkład normalny, to również i kąty podlegają rozkładowi normalnemu,
- w obliczeniach tolerancji kąta wg wzoru (74), (75) i (76) przyjmuje się że sztywność lewej strony usprężynowania jest minimalna natomiast sztywność prawej strony usprężynowania jest maksymalna (zgodnie z dopuszczalnym maksymalnym rozrzutem podatności zgodnie [26] i [29]).

Gdyby kąty niesymetrii własnej wagonu η_o wyliczyć dla obydwu wariantów na podstawie zależności (19) wg [8] to dla wymiarów nominalnych oraz wymiarów z odchyłkami skrajnymi zgodnymi z przepisami krajowymi oraz międzynarodowymi wówczas otrzymuje się:

• **wariant I**-wagon wyposażony w wózki typu Y25Css (o maksymalnym nacisku osi na tor 20 ton),

$$\eta_o = \frac{5}{850} + \frac{5}{2220} + \frac{2}{2000} + \frac{4}{2000} + \frac{0,25}{1500} +$$

$$+ 0,04 \cdot \frac{14076,369}{1000 \cdot 325,04} = 0,01303 \text{ rad} = 0,7467^{\circ} \quad (83)$$

Przy założeniu jednoczesnego występowania odchyłek wykonawczych można wyliczyć najbardziej niekorzystny kąt η_{OMAX} , który wynosi:

$$\eta_{OMAX} = \frac{5}{848} + \frac{5}{2218} + \frac{2}{1998,8} + \frac{4}{1998,8} + \frac{0,5}{1498,8} +$$

$$+ 0,04 \cdot \frac{14076,369}{1000 \cdot 325,04} = 0,0132 \text{ rad} = 0,7565^{\circ} \quad (86)$$

- **wariant II**-wagon wyposażony w wózki typu Y25Lsd (o maksymalnym nacisku osi na tor 22,5 tony).

$$\eta_o = \frac{5}{850} + \frac{5}{2220} + \frac{2}{2000} + \frac{4}{2000} + \frac{0,25}{1500} +$$

$$+ 0,04 \cdot \frac{14076,369}{1000 \cdot 398,468} = 0,01271 \text{ rad} = 0,7284^{\circ} \quad (87)$$

Przy założeniu jednoczesnego występowania odchyłek wykonawczych można wyliczyć najbardziej niekorzystny kąt η_{OMAX} , który wynosi:

$$\eta_{OMAX} = \frac{5}{848} + \frac{5}{2218} + \frac{2}{1998,8} + \frac{4}{1998,8} + \frac{0,5}{1498,8} +$$

$$+ 0,04 \cdot \frac{14076,369}{1000 \cdot 398,468} = 0,01289 \text{ rad} = 0,7390^{\circ} \quad (88)$$

Z powyższego wynika, że kąt obliczony na drodze statystycznej jest mniejszy od analogicznego kąta wyznaczonego dla skrajnie niekorzystnego przypadku tzn przy występowaniu wymiarów ze skrajnymi wartościami odchyłek.

Wyniki przeprowadzonych obliczeń przedstawiono w tabeli 5.

Tabela 5

Zestawienie kątów niesymetrii własnej dla wagonów towarowych czteroosiowych na wózkach standardowych typu Y25Ccss oraz Y25Lsd (Y25Lsd1) znajdujących się w stanie próżnym.

Rodzaj kąta niesymetrii własnej η_o w zależności od metody wyznaczania	Wagon towarowy czteroosiowy na wózkach typu	
	Y25Ccss	Y25Lsd/Y25Lsd1
Wartość średnia kąta statystycznego $\eta_{OSRSTAT}$	0,5915°	0,5684°
Wartość maksymalna kąta statystycznego $\eta_{OSTATMAX}$	0,6952°	0,6719°
Wartość minimalna kąta statystycznego $\eta_{OSTATMIN}$	0,4878°	0,4645°
Wartość maksymalna kąta η_{OMAX}	0,7467°	0,7284°
Wartość maksymalna kąta η_{OMAX}	0,7565°	0,7390°
Wartość różnicy $\eta_{OMAX} - \eta_{OSTATMAX}$	0,0515°	0,0565°
Wartość różnicy $\eta_{OMAX} - \eta_{OSTATMAX}$	0,0613°	0,0671°

Na podstawie przedstawionego zestawienia opartego na wcześniejszych obliczeniach można oczekiwać, że i w tym przypadku kąt niesymetrii własnej jest w rzeczywistości mniejszy. Świadczą o tym wyliczone różnice $\eta'_{OMAX} - \eta'_{OSTATMAX}$ oraz $\eta''_{OMAX} - \eta''_{OSTATMAX}$. Różnice te są niewielkie. Postanowiono w związku z tym przeanalizować czy takie różnice mają istotny wpływ na wyraz "z" określający zwężenia quasistatyczne. Podobnie jak w przypadkach poprzednich przyjęto standardowy przypadek, tzn $J=12$ mm (luz na ślizgach bocznych) i $s=0,13$ (współczynnik pochylenia) oraz $h_c = 0,5$ m i dokonano obliczenia dla różnych wysokości tzn $h=1,170$ m, $h=3,250$ m, $h=3,700$ m oraz $h=4,010$ m. Wyniki tych obliczeń przedstawiono w tabeli 6.

Tabela 6
Zestawienie kątów niesymetrii i odpowiadających zwężeń "quasistatycznych" dla różnych wysokości wagonów towarowych na wózkach standardowych Y25Css oraz Y25Lsd

Typ wagonu	Kąt niesymetrii własnej w stanie próżnym	Wysokość przekroju wagonu w stanie próżnym			
		$h=1,170$ m	$h=3,250$ m	$h=3,700$ m	$h=4,010$ m
Wagon towa-rowy na wózkach Y25Css	Kąt statystyczny maksymalny $0,6952^\circ$	$z=0,005573$ m	$z=0,0228$ m	$z=0,02662$ m	$z=0,029200$ m
Wagon towa-rowy na wózkach Y25Css	Kąt maksymal-ny $0,7467^\circ$	$z=0,006176$ m	$z=0,02534$ m	$z=0,029498$ m	$z=0,032355$ m
Wagon towa-rowy na wózkach Y25Css	Kąt maksymal-ny $0,7565^\circ$	$z=0,006290$ m	$z=0,02582$ m	$z=0,03004$ m	$z=0,032955$ m
Wagon towa-rowy na wózkach Y25Lsd (Y25Lsd1)	Kąt statystyczny maksymalny $0,6719^\circ$	$z=0,005301$ m	$z=0,02175$ m	$z=0,02532$ m	$z=0,027773$ m
Wagon towa-rowy na wózkach Y25Lsd (Y25Lsd1)	Kąt maksymal-ny $0,7284^\circ$	$z=0,059621$ m	$z=0,024471$ m	$z=0,028475$ m	$z=0,031234$ m
Wagon towa-rowy na wózkach Y25Lsd (Y25Lsd1)	Kąt maksymal-ny $0,7390^\circ$	$z=0,006086$ m	$z=0,02498$ m	$z=0,029067$ m	$z=0,031883$ m

Jak widać z przedstawionych wyników obliczenie statystycznego kąta niesymetrii z pozoru nie dało istotnych korzyści. Przypadek ten jednak nie neguje zastosowanej metody statystycznej. Wykazał jedynie, że efekty ilościowe nie są tak duże jak w poprzednich przypadkach. Jednak we współczesnych konstrukcjach jest ważny każdy milimetr uzyskany na szerokości pojazdu. Obliczenia zwężeń zewnętrznych oraz wewnętrznych są przeprowadzone na półszerokości pojazdu. W poszukiwaniu możliwie największego zarysu pojazdu o największej pojemności użytkowej konstruktor powinien poszukiwać wszystkich nawet najmniejszych rezerw, które w wyniku sumowania dają zamierzony efekt. Podobnie jak w przypadkach poprzednich wykazano, że korzyści z zastosowanego statystycznego kąta niesymetrii własnej wagonu są proporcjonalne do wysokości rozpatrywanego punktu przekroju. Przy rozpatrywaniu kąta niesymetrii własnej wagonu należy zwrócić uwagę na kąt niesymetrii 1° , za który jest odpowiedzialna służba budowlana. Z doświadczeń wynika, że wartość ta jest "chroniona" przez służbę budowlaną tak aby wartość wynikająca z wartości nominalnej nie była przekroczona. Stąd można by założyć, że wielkość tej odchyłki zależałaby od doświadczeń eksploatacyjnych oraz od decyzji poszczególnych zarządów kolejowych. Taki sposób traktowania świadczenia musiałby być uzgodniony ze służbami budowlanymi poszczególnych kolei, gdyż może ona w myśl dotychczasowych ustaleń wychodzić z założenia, że to producent taboru powinien uwzględnić w obliczeniach skrajni pojazdu możliwość przekroczenia kąta 1° . Niniejszy tok postępowania i pojmowania świadczeń służby

budowlanej opartej na wzajemnych uzgodnieniach "kompromisowych" przedstawiają przepisy [19]. Powyższy sposób rozumowania można przedstawić nieco inaczej. Jeśli służba budowlana posiadałaby jakiegokolwiek "rezerwy" wynikające z wartości ryczałtowej wynoszącej 1° to nie będzie informowała o tym konstruktorów i użytkowników pojazdów, gdyż może to traktować jako swoją rezerwę służącą do wydłużenia okresów międzynaprawczych. Świadczenie służby budowlanej wynoszące 1° ma charakter ogólny dla wszystkich pojazdów i ma dość istotne znaczenie dla ich ostatecznego zarysu. Można to wykazać dla przypadku ogólnego z zależności (1) wg [8] dla punktów zarysu przekroju dla których $h > h_c$. Jeśli uwzględnić się tylko i wyłącznie świadczenia służby budowlanej wynikające z zadeklarowanego kąta 1° to wówczas zależność (1) wg [8] przyjmuje postać następującą:

$$\Delta z_{SLBUD} = z_1 - z_2 = [tg(1^\circ + \alpha(1+s)) - tg \alpha(1+s)](h - h_c) \quad (89)$$

skąd po przekształceniach otrzymuje się zależność następującą:

$$\Delta z_{SLBUD} = \frac{\sin 1^\circ}{\cos[1^\circ + \alpha(1+s)] \cdot \cos[\alpha(1+s)]} (h - h_c) \quad (90)$$

Po wstawieniu wartości

$$\alpha = \arctg \frac{J-5}{b_G} = \arctg \frac{7}{850} = 0,471836929 \text{ i}$$

$s=0,13$ równanie (89) przyjmuje postać następującą:

$$\Delta z_{SLBUD} = 0,017459412 \cdot (h - h_c) \quad (91)$$

Ponieważ kąt $\alpha(1+s)$ jest bardzo mały to obowiązują następujące zależności $\cos[1^\circ + \alpha(1+s)] \approx \cos 1^\circ$ oraz $\cos[\alpha(1+s)] \approx 1$ i równanie (90) zbliża się do postaci:

$$\Delta z_{SLBUD} = \operatorname{tg} 1^\circ (h - h_c) \quad (92)$$

W tabeli 7 przedstawiono wyniki obliczeń dla poszczególnych punktów zarysu rozpatrywanych wagonów towarowych tzn $h=1,170 \text{ m}$, $h=3,250 \text{ m}$, $h=3,700 \text{ m}$ i $h=4,010 \text{ m}$. Dodatkowo uwzględniono najwyższy punkt zarysu znajdujący się na wysokości $h=4,310 \text{ m}$. Jest to najwyższy punkt skrajni kinematycznej zgodnie z przepisami międzynarodowymi [18,19], której żaden punkt zarysu skrajni kinematycznej nie może przekroczyć przy uwzględnieniu drgań pionowych oraz tolerancji wykonawczych wymiarów wagonu w pionie.

Tabela 7

Zestawienie świadczeń służby budowlanej dla punktów zarysu wagonów towarowych mających biegun przechylania wynoszący $h_c = 0,5 \text{ m}$

L.p.	Wysokość rozpatrywanego punktu zarysu w [m]	Świadczenia służby budowlanej w [m] wynikające z kąta niesymetrii 1°
1	$h=1,170 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,01169 \text{ m}$
2	$h=3,250 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,04800 \text{ m}$
3	$h=3,700 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,05585 \text{ m}$
4	$h=4,010 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,06126 \text{ m}$
5	$h=4,310 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,06650 \text{ m}$

Przyjęcie za podstawę bieguna przechylania wynoszącego $h_c = 0,5 \text{ m}$ jako wielkości ryczałtowej jest uzasadnione i ma charakter uniwersalny dla wszystkich typów pojazdów zgodnie z przepisami międzynarodowymi [19]. Wartość wynikająca z kąta niesymetrii 1° i wysokości rozpatrywanego zarysu skrajni kinematycznej odpowiada tej, która jest przyjęta do rozważań dotyczących świadczeń służby budowlanej. Wartość ta odpowiada nadmiarowi lub niedostateczności przechyłki wynoszącej $0,065 \text{ m}$. Pochodzi ona ze wzoru (9) wg [11] określającego świadczenia służby

budowlanej jako $\frac{1,5}{0,4} \operatorname{tg} 1^\circ = 0,065 \text{ m}$. W takim przypadku

zależność (9) wg [11] określająca świadczenia służby budowlanej przyjmuje następującą postać:

$$z = \frac{0,4}{1,5} (E \text{ lub } J - 0,05) \cdot (h - h_c) =$$

$$= \frac{0,4}{1,5} \cdot 0,065 \cdot (h - h_c) = 0,0173333 \cdot (h - h_c) \quad (93)$$

Równanie wyprowadzone z zależności (9) wg [11] jest tożsame z równaniem (92), które jest wyprowadzone z zależności (1) wg [8] określającej zwężenia, które powinien uwzględnić konstruktor w obliczeniach dopuszczalnego zarysu wagonu. Dodatkowo przedstawiono korzyści jakie osiąga konstruktor przy obliczeniach skrajni wagonu towarowego w dwóch wariantach:

- jeśli wagon towarowy czteroosiowy posiada wózki typu Y25Css z wyliczonym biegunem przechylania wynoszącym $h_c = 0,389 \text{ m}$,

- jeśli wagon towarowy czteroosiowy posiada wózki typu Y25Lsd (Y25Lsd1) z wyliczonym biegunem przechylania wynoszącym $h_c = 0,395 \text{ m}$.

Obydwa bieguny przechylania zostały wyliczone wg wzoru (61) podanego w [5].

Wyniki odpowiednich obliczeń dla obydwu przypadków zostały zebrane w tabeli 8.

Tabela 8

Zestawienie świadczeń służby budowlanej dla punktów zarysu wagonów towarowych wyposażonych w wózki typu Y25Css oraz wózki typu Y25Lsd (Y25Lsd1)

L.p.	Wysokość rozpatrywanego punktu zarysu w [m]	Świadczenia służby budowlanej w [m] wynikające z kąta niesymetrii 1° dla wagonu towarowego wyposażonego w wózki typu	
		Y25Css; wysokość bieguna przechylania $h_c = 0,389 \text{ m}$	Y25Lsd (Y25Lsd1) wysokość bieguna przechylania $h_c = 0,395 \text{ m}$
1	$h=1,170 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,01363 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,01352 \text{ m}$
2	$h=3,250 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,04993 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,04983 \text{ m}$
3	$h=3,700 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,05779 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,05768 \text{ m}$
4	$h=4,010 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,06320 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,06310 \text{ m}$
5	$h=4,310 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,06844 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,06833 \text{ m}$

Wyniki zebrane w tabeli 7 i 8, pokazujące wartości wynikające z ryczałtowych świadczeń służby budowlanej, nie różnią się w sposób istotny od faktycznego zapotrzebowania na wystawiania pojazdu otrzymane na drodze analitycznego wyznaczania bieguna przechylania. W rozwiązaniach tych należy również uwzględnić fakt, że wyliczone wartości bieguna przechylania nie są jeszcze najbardziej ekstremalnymi z punktu widzenia bezpieczeństwa. Wysokość bieguna przechylania zmniejsza się wraz z zużyciem zestawu kołowego. W przypadku wagonów towarowych czteroosiowych na standardowych układach biegowych typu Y25Css oraz Y25Lsd (Y25Lsd1) biegun przechylania może osiągnąć następujące wartości:

O pewnych możliwościach zastosowania koncepcji probabilistycznej skrajni kinematycznej pojazdów szynowych (9)

Niniejsza praca kontynuuje cykl artykułów ujmujących podejście do określenia skrajni kinematycznej pojazdów szynowych. Przedstawiono w niej próbę oszacowania kąta niesymetrii własnej nadwozia na drodze statystycznej w oparciu o rozkład normalny poszczególnych wielkości na przykładzie wagonów towarowych czteroosiowych wyposażonych w układy biegowe z zawieszeniem typu "Y25". Szczegółowość obliczeń zawartych w pracy spowodowana jest zainteresowaniem konstruktorów i eksploataatorów pojazdów tą tematyką.

CZĘŚĆ IX

WYZNACZENIE STATYSTYCZNEGO KĄTA NIESYMETRII WAGONÓW TOWAROWYCH W OPARCIU O ROZKŁAD NORMALNY POSZCZEGÓL- NYCH PARAMETRÓW.

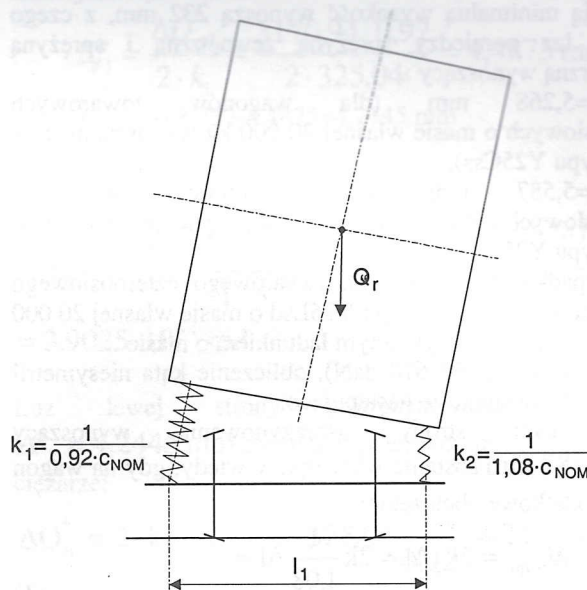
1. Wprowadzenie.

Artykuł jest kontynuacją prac [3-8,10,11] wykonywanych w ramach projektu KBN nr 9T12C 021 16 "Nowa koncepcja skrajni kinematycznej pojazdów szynowych." W części VIII dokonano próby oszacowania kąta niesymetrii w stanie próżnym pojazdu na drodze analitycznej dla wagonów towarowych czteroosiowych wyposażonych w wózki z zawieszeniem typu "Y25". Obliczenia tego kąta wykonano uwzględniając odchyłki wykonawcze takich podzespołów jak zestawy kołowe [30], maźnice [20,27], rama wózka [27], usprężynowanie [21,25,26,29], ślizgi boczne [1,2,9,13,15,16,17,22,23,27], pudło wagonu [12,28,32]. Do tej pory brak jest metodyki wyznaczania kąta niesymetrii własnej wagonu w raportach ERRI [14] oraz w przepisach międzynarodowych UIC [18,19]. Udowodniono, że dla stanu próżnego dla czterech różnych typów wagonów towarowych tzn 407Kb, 424V, 433R oraz 418S wyposażonych w wózki typu Y25Cs kąt ten jest mniejszy od wartości ryczałtowej wynoszącej 1° . W poprzednim artykule sygnalizowano konieczność przeanalizowania kąta niesymetrii własnej wagonu w stanie ładownym, uzasadniając to tym, że kąt niesymetrii może się zwiększyć wskutek przesunięcia ładunku.

2. Obliczenia kąta niesymetrii własnej wagonu w stanie ładownym.

Aby znaleźć najbardziej niekorzystny przypadek mogący pojawić się w eksploatacji założono, że wagon posiada usprężynowanie wynikające z tolerancji podatności $\pm 8\%$, natomiast ładunek jest umieszczony asymetrycznie, przy czym przemieszczenie ładunku jest skierowane w stronę usprężynowania o mniejszej sztywności (wymieniony jako nr 2 w [8]). Przypadek ten nie wyczerpuje jeszcze poszukiwań możliwych skrajnie niekorzystnych kombinacji. W [8] za pomocą wzoru (17) udowodniono, że możliwy luz (różnica wysokości) pomiędzy sprężynami zewnętrznymi oraz wewnętrznymi, w przypadku wagonu o masie 20 000 kg na

wózkach standardowych z zawieszeniem typu "Y25", może wynosić nominalnie 8 mm, maksymalnie 11 mm, minimalnie 3 mm oraz statystycznie $7 \pm 2,828$ mm. Jeśli założyć, że sprężyny lewej strony usprężynowania posiadają maksymalną wysokość sprężyn zewnętrznych, tzn 243 mm, natomiast prawa strona usprężynowania posiada sprężyny zewnętrzne o minimalnej wysokości, tzn 239 mm, to pojawiają się dwie możliwe skrajne kombinacje wynikające z wysokości sprężyn wewnętrznych (rys 1):



Rys 1. Dodatkowy kąt spowodowany niesymetrią usprężynowania.

• przypadek A

Sprężyny wewnętrzne lewej strony usprężynowania posiadają minimalną wysokość wynoszącą 232 mm, z czego wynika luz pomiędzy sprężyną zewnętrzną i sprężyną wewnętrzną wynoszący :

próżnym i wynoszącego odpowiednio $\alpha_{OWS} = 0,0809^0$ dla wagonów czteroosiowych wyposażonych w wózki typu Y25Lsd1 oraz $\alpha_{OWS} = 0,0992^0$ dla wagonów towarowych wyposażonych w wózki typu Y25Css. W związku z tym postanowiono przeanalizować przypadek B. Luz prawej strony usprężynowania wynoszący $\Delta l = 5,587$ mm zostanie wyczerpany wtedy, gdy wagon jest obciążony ładunkiem wynoszącym:

$$\Delta Q_{rpl} = 2 \cdot 398,468 \frac{1}{1,08} \cdot 5,587 = 4122,667 \text{ daN} \quad (9)$$

Luz lewej strony usprężynowania wynoszący 8,413 mm zmniejsza się o wartość:

$$\Delta f_1 = \frac{4122,667 \cdot 0,92}{2 \cdot 398,468} = 4,759 \text{ mm}$$

i wynosi $8,413 - 4,759 = 3,654$ mm (10)

Kąt niesymetrii α_{OW} wzrasta o dalej o:

$$\alpha_{OWL1} = \frac{(\Delta l - \Delta f_1)}{2l} = \frac{5,587 - 4,759}{2000} = 4,14 \cdot 10^{-4} \text{ rad} = 0,0237^0 \quad (11)$$

i wynosi ostatecznie $0,104^0$ ($1,8270 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$).

Luz lewej strony usprężynowania wynoszący 3,654 mm zostanie wyczerpany przy następującym obciążeniu:

$$\Delta Q_{lr} = 2 \cdot k_1 \cdot \Delta l_2 = 2 \cdot 398,468 \cdot \frac{1}{0,92} \cdot 3,654 = 3165,221 \text{ daN} \quad (12)$$

Strzałka ugięcia prawej strony usprężynowania wynosi wówczas:

$$\Delta f_2 = \frac{\Delta Q_{lr}}{2 \cdot k_2} = 1,08 \cdot \frac{3165,221}{2 \cdot (398,468 + 657,416)} = 1,6187 \text{ mm} \quad (13)$$

W tym przypadku powstaje nowy kąt pochylenia usprężynowania wynoszący:

$$\alpha_{OW2} = \frac{\frac{1}{2} \cdot (3,654 - 1,6187)}{1000} + 1,8270 \cdot 10^{-3} = 8,0935 \cdot 10^{-4} \text{ rad} \quad (14)$$

Na usprężynowanie przypada więc ciężar od ładunku wynoszący:

$$\Delta Q_{LAD} = 68670 - 4122,667 - 3315,9467 = 61382,112 \text{ daN} \quad (15)$$

W wyniku tego ciężaru powstaje kąt α_{OW3} , który jest skierowany w przeciwną stronę i wynosi:

$$\alpha_{OW3} = 0,04 \cdot \frac{61382,112}{(398,468 + 657,416) \cdot 1000} = 2,3253 \cdot 10^{-3} \text{ rad} \quad (16)$$

Kąt wyliczony z zależności (14) i (16) ma następującą wartość:

$$\alpha_{OW}^{IV} = \alpha_{OW4} = \alpha_{OW2} + \alpha_{OW3} = 8,0935 \cdot 10^{-4} + 2,3253 \cdot 10^{-3} = 3,13465 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0,1796^0 \quad (17)$$

Jest on zdecydowanie większy aniżeli wyznaczony z przypadku A i miarodajny do wyznaczenia kąta niesymetrii wagonu α_O .

Następnie przeanalizowano przypadek wagonu towarowego czteroosiowego wyposażonego w wózki typu Y25Css o masie własnej 20 000 kg obciążonego ładunkiem o masie 60000 kg (ciężar 58 860 daN). Analogicznie jak w przypadku poprzednim do dalszych analiz jako miarodajny postanowiono uznać przypadek B. Obliczenia dla takiego wagonu przedstawiają się następująco:

Luz prawej strony usprężynowania wynoszący $\Delta l_1 = 5,268$ mm zostanie wyczerpany wtedy, gdy na wagon działa dodatkowe obciążenie:

$$\Delta Q_{rpl} = 2 \cdot k_2 \cdot \Delta l_1 = 2 \cdot k \frac{1}{1,08} \cdot \Delta l_1 = 2 \cdot 325,04 \cdot \frac{1}{1,08} \cdot 5,268 = 3170,94 \text{ daN} \quad (18)$$

Luz lewej strony usprężynowania wynoszący 8,732 mm zmniejsza się o wartość:

$$\Delta f_1 = \frac{\Delta Q_{rpl}}{2 \cdot k_1} = \frac{3170,94 \cdot 0,92}{2 \cdot 325,04} = 4,4875 \text{ mm}$$

i wynosi $8,732 - 4,4875 = 4,2445$ mm (19)

Kąt niesymetrii wzrasta o dalsze:

$$\Delta \alpha_{OW1} = \frac{\frac{1}{2} \cdot (\Delta l_1 - \Delta f_1)}{1} = \frac{\frac{1}{2} (5,268 - 4,4875)}{1000} = 3,9025 \cdot 10^{-4} \text{ rad} \quad (20)$$

Luz lewej strony usprężynowania wynoszący $\Delta l_2 = 4,2445$ mm zostanie wyczerpany przy następującym ciężarze:

$$\Delta Q_{lr} = 2 \cdot k_1 \cdot \Delta l_2 = 2 \cdot 325,04 \cdot \frac{1}{0,92} \cdot 4,2445 = 2999,20 \text{ daN} \quad (21)$$

Prawa strona usprężynowania ugina się wówczas o następującą wartość:

$$\Delta f_2 = \frac{\Delta Q_{lr}}{2 \cdot k_2} = 1,08 \cdot \frac{2999,20}{2 \cdot (325,04 + 595,28)} = 1,759 \text{ mm} \quad (22)$$

$$s_y = \frac{8}{100} \cdot \left(\frac{20}{2 \cdot 35} + 1 \right) = 0,102 \quad (29)$$

Z powyższych dwóch wartości należy wybrać mniejszą tzn $s_y = 0$. W związku z tym postanowiono wykonać obliczenia dla wartości pośredniej zbliżonej do wartości maksymalnej tzn $P_A = 34$ t. Wówczas otrzymuje się następujące wartości liczbowe:

$$s_y = \frac{3}{8} \left(\frac{70}{34} - 2 \right) = 0,022 \text{ m oraz}$$

$$s_y = \frac{8}{100} \cdot \left(\frac{20}{2 \cdot 34} + 1 \right) = 0,103 \text{ m} \quad (30)$$

W związku z przyjętymi wytycznymi do obliczeń należy przyjąć wartość mniejszą tj $s_y = 0,022$ m.

• wagon o ciężarze własnym $T=20\ 000$ kG oraz ładunku $Q=60\ 000$ kG

Przyjmując ww dane s_y wynosi odpowiednio:

$$s_y = \frac{3}{8} \cdot \left(\frac{60}{30} - 2 \right) = 0 \text{ m oraz}$$

$$s_y = \frac{8}{100} \cdot \left(\frac{20}{2 \cdot 30} + 1 \right) = 0,106 \text{ m} \quad (31)$$

Z powyższych dwóch wartości należy wybrać mniejszą tzn w tym wypadku $s_y = 0$. Jest ona zgodna z tablicą dopuszczalnych przesunięć poprzecznych, które są zamieszczone w dokumencie [33]. W związku z powyższym przeprowadzono obliczenia dla wartości pośredniej tj $P_A = 29$ t. Wówczas otrzymuje się następujące zależności liczbowe:

$$s_y = \frac{3}{8} \cdot \left(\frac{60}{29} - 2 \right) = 0 \text{ oraz}$$

$$s_y = \frac{8}{100} \cdot \left(\frac{20}{2 \cdot 30} + 1 \right) = 0,106 \quad (32)$$

Z powyższych dwóch wartości należy wybrać wartość mniejszą tzn $s_y = 0$. Wykonano więc obliczenia dla wartości pośredniej zbliżonej do wartości maksymalnej tzn. $P_A = 34$ t. Wówczas otrzymuje się:

$$s_y = \frac{3}{8} \cdot \left(\frac{60}{29} - 2 \right) = 0,0258 \approx 0,0250 \text{ m oraz}$$

$$s_y = \frac{8}{100} \cdot \left(\frac{20}{2 \cdot 29} + 1 \right) = 0,107 \text{ m} \quad (33)$$

W związku z tym do obliczeń przyjmuje się wartość mniejszą wynoszącą $s_y = 0,025$ m. Jest ona zgodna z dopuszczalnymi przesunięciami poprzecznymi s_y przedstawionymi w postaci tabelaryzowanej w [33]. Analogicznej tabeli dopuszczalnych przesunięć poprzecznych s_y dla wagonów o większej ładowności i torów dla klasy D edycja tych przepisów nie zawiera.

Rozpatrując obydwa przypadki, do obliczeń skrajni kinematycznej zdecydowano się przeanalizować przypadek

ładowności zbliżonej do maksymalnej, w celu uzyskania największej możliwej wartości kąta spowodowanego niesymetrią ładunku tj odpowiednio 58 t oraz 68 t. Kąt α_{OW}'' można wyznaczyć z poniższego równania równowagi:

$$\Delta Q_{1M} + \Delta Q_{2M} = \Delta Q_{LADM} \quad (34)$$

$$\text{oraz } \sum M_O = 0 \quad \Delta Q_{1M} \cdot 2l - Q_{LADM} \cdot (l - s_y) = 0 \quad (35)$$

gdzie:

ΔQ_{1M} - przyrost obciążenia lewej strony usprężynowania spowodowany mimośrodowym rozmieszczeniem ładunku,

ΔQ_{2M} - przyrost obciążenia prawej strony usprężynowania spowodowany mimośrodowym rozmieszczeniem ładunku,

$\Delta Q_{LADM}''$ - mimośrodowo przemieszczony ładunek o wielkość s_y w kierunku prawej strony usprężynowania charakteryzującej się mniejszą sztywnością (większą podatnością),

$\sum M_O$ - suma momentów sił względem punktu przyłożenia siły prawej strony usprężynowania.

Rozwiązując układ równań (34) i (35) otrzymuje się następujące zależności:

$$\Delta Q_{1M} = \frac{Q_{LADM}'' (l - s_y)}{2l} \quad (36)$$

oraz

$$\Delta Q_{2M} = \frac{Q_{LADM}'' (l + s_y)}{2l} \quad (37)$$

Zależność pomiędzy siłami ΔQ_{1M} oraz ΔQ_{2M} , która może być wykorzystana w dalszych obliczeniach przedstawia się następująco:

$$\Delta Q_{1M} = \Delta Q_{2M} \cdot \frac{l - s_y}{l + s_y} \text{ lub inaczej}$$

$$\Delta Q_{2M} = \Delta Q_{1M} \cdot \frac{l + s_y}{l - s_y} \quad (38)$$

Jak widać z przedstawionego układu równań jest to przypadek najbardziej niekorzystny, gdyż $\Delta Q_{2M} > \Delta Q_{1M}$ i

ΔQ_{2M} oddziałuje na prawą stronę usprężynowania wykazującą mniejszą sztywność (większą podatność).

Podobnie jak w przypadku wyprowadzania poprzednich zależności (9) oraz (12) obowiązuje zależność $\Delta Q_{1M} = k_1 \cdot \Delta f_1$ oraz $\Delta Q_{2M} = k_2 \cdot \Delta f_2$. Wyliczenie odpowiedniego kąta spowodowanego mimośrodowością ładunku jest wieloetapowe podobnie jak w przypadku poprzednim. Korzystając z wcześniejszych obliczeń przy wyznaczaniu maksymalnej wartości kąta niesymetrii α_{OW4}''

(zależność (13) oraz (14)) należy wnioskować, że największą niesymetrię spowodowaną przesunięciem ładunku osiągnie się uwzględniając przypadek B, określający stan usprężynowania lewej i prawej strony, podając parametry wysokościowe sprężyn zewnętrznych oraz sprężyn wewnętrznych. Jak wcześniej dowiedziano przypadek A nie dał maksymalnej wartości kąta niesymetrii.

Odpowiednie obliczenia przedstawiają się następująco:

i obciążonym ładunkiem o masie 58 000 kg przesuniętych mimośrodowo o wartość $s_y = 0,025$ m.

Podobnie jak w przypadku poprzednim przeanalizowano tylko przypadek B, dla którego wcześniej otrzymano maksymalne możliwe kąty niesymetrii spowodowane naciskiem ładunku na zbudowane asymetrycznie usprężynowanie.

Jeśli przyjąć, że:

-luz prawej strony usprężynowania wynoszący

$\Delta l_1 = 5,268$ mm zostanie wyczerpany, gdy na wagon działa dodatkowe obciążenie

$$\Delta Q_{2M}'' = 325,04 \cdot \frac{1}{1,08} \cdot 5,268 = 1585,47 \text{ daN},$$

wówczas na lewą stronę usprężynowania działa siła:

$$\Delta Q_{1M}'' = 1585,47 \cdot \frac{1-0,025}{1+0,025} = 1508,13 \text{ daN} \quad (54)$$

Luz lewej strony usprężynowania wynoszący 8,732 mm zmniejsza się o wartość:

$$\Delta f_1 = \frac{\Delta Q_{1M}''}{k_1} = \frac{\Delta Q_{2M}'' \cdot \frac{1-s_y}{1+s_y}}{k_1} = \frac{1508,13 \cdot \frac{1-0,025}{1+0,025} \cdot 0,92}{325,04} = 4,060 \text{ mm} \quad (55)$$

i wynosi ostatecznie $8,732 - 4,060 = 4,672$ mm.

Wyżej wymienione ugięcia odpowiadają całkowitemu ciężarowi ładunku wynoszącemu:

$$\Delta Q_M = \Delta Q_{1M}'' + \Delta Q_{2M}'' = \Delta Q_M'' \Delta Q_{1M}'' + \Delta Q_{2M}'' = 1585,47 + 1508,13 = 3093,6 \text{ daN} \quad (56)$$

wobec wartości 3170,94 daN otrzymanej z zależności (18). W związku z tym kąt niesymetrii wzrasta o dalsze:

$$\Delta \alpha_{OWM1} = \frac{(\Delta l - \Delta f)}{2l} = \frac{5,268 - 4,060}{2000} = 6,04 \cdot 10^{-4} \text{ rad} = 0,03460^\circ \quad (57)$$

i wynosi ostatecznie

$$\alpha_{OWM1}'' = 1,7322 \cdot 10^{-3} + 6,04 \cdot 10^{-4} = 2,3363 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0,133^\circ$$

Luz lewej strony usprężynowania wynoszący 4,672 mm zostanie wyczerpany przy następującym ciężarze:

$$\Delta Q_{1M}''' = k_1 \cdot \Delta l_2 = 325,04 \cdot \frac{1}{0,92} \cdot 4,672 = 1650,63 \text{ daN} \quad (58)$$

Prawa strona usprężynowania ugina się wówczas o następującą wartość:

$$\Delta f_2 = 1,08 \cdot \frac{\Delta Q_{2M}''}{(k_z + k_w)} = 1,08 \cdot \frac{\Delta Q_{1M}''}{(k_z + k_w)} \cdot \frac{1+s_y}{1-s_y} = 1,08 \cdot \frac{1508,13}{(325,04 + 595,28)} \cdot \frac{1+0,025}{1-0,025} = 2,036 \text{ mm} \quad (59)$$

Łączny przyrost ładunku wynosi więc:

$$\Delta Q_M''' = \Delta Q_{M1}''' + \Delta Q_{M2}''' = 1650,63 + 1735,27 = 3385,9 \text{ daN} \quad (60)$$

W tym wypadku powstaje nowy kąt pochylenia usprężynowania wynoszący:

$$\alpha_{OWM2}'' = -\frac{\frac{1}{2} \cdot (4,672 - 2,036)}{1000} + 2,3363 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 1,0183 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0,0583^\circ \quad (61)$$

Na usprężynowanie przypada więc ciężar od ładunku wynoszący:

$$\Delta Q_{LAD}^{IV} = 58000 \cdot \frac{9,81}{10} - 3093,6 - 3385,9 = 50418,5 \text{ daN} \quad (62)$$

Z wyżej wymienionej wartości ciężaru ładunku wynikają wartości obciążeń ΔQ_{1M}^{IV} oraz ΔQ_{2M}^{IV} , które zgodnie z wzorami (36) i (37) wynoszą odpowiednio:

$$\Delta Q_{1M}^{IV} = \Delta Q_{LAD}^{IV} \cdot \frac{1-s_y}{2l} = 50418,5 \cdot \frac{1-0,025}{2} = 24579,018 \text{ daN} \quad (63)$$

$$\Delta Q_{2M}^{IV} = \Delta Q_{LAD}^{IV} \cdot \frac{1+s_y}{2l} = 50418,5 \cdot \frac{1+0,025}{2} = 25839,481 \text{ daN} \quad (64)$$

W wyniku działania ww obciążeń powstają ugięcia, które wynoszą odpowiednio:

$$\Delta f_3 = 0,92 \cdot \frac{\Delta Q_{1M}^{IV}}{(k_z + k_w)} = 0,92 \cdot \frac{24579,018}{(325,04 + 595,28)} = 24,570 \text{ mm} \quad (65)$$

$$\Delta f_4 = 1,08 \cdot \frac{\Delta Q_{2M}^{IV}}{(k_z + k_w)} = 1,08 \cdot \frac{25839,481}{(325,04 + 595,28)} = 30,322 \text{ mm} \quad (66)$$

W wyniku tego powstaje dodatkowy kąt α_{OW}^{IV} , który wynosi:

$$\Delta \alpha_{OWM}^{IV} = \frac{(\Delta f_4 - \Delta f_3)}{2l} = \frac{(30,322 - 24,570)}{2000} = 2,876 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0,164^\circ \quad (67)$$

Łączny kąt wyliczony z zależności wynosi:

$$\alpha_{OWM}^{IV} = 1,0183 \cdot 10^{-3} + 2,876 \cdot 10^{-3} = 3,8943 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0,223^\circ \quad (68)$$

Porównanie kątów niesymetrii dla poszczególnych przypadków zebrano w tabeli 1. Biorąc pod uwagę te wyniki można określić ostateczną postać zależności dla kątów niesymetrii, która przedstawia się następująco:

• w przypadku kiedy niesymetria wagonu przy obciążaniu ładunkiem jest spowodowana tylko i wyłącznie maksymalną dopuszczalną różnicą sztywności (podatności)

$$\Delta Q = 24486 - 20000 \cdot \frac{9,81}{10} = 4886 \text{ daN}.$$

Analizując poprzednio otrzymane wyniki założono, że w obliczeniach należy uwzględnić przypadek B, który dał maksymalne wartości α_{OWM}^{IV} .

Zachowując wyżej podany tok obliczeń wyznaczono dodatkowy kąt niesymetrii wagonu spowodowany mimośrodowością ładunku wynoszący $\alpha_{OWM} = 0,204^{\circ}$. Na podstawie otrzymanej wartości obliczono całkowite kąty niesymetrii η_o wagonu uwzględniające obydwa przypadki niesymetrii wagonu typu 407 Kb spowodowanej "ładunkiem" i zestawiono je w tabeli 3.

Tabela 3

Zestawienie maksymalnych kątów niesymetrii η_o dla wagonu czteroosiowego krytego typu 407 Kb wyposażonego w wózki typu 25TNb/2 (Y25C_{ss}).

Wielkość odchyłki wykonawczej przedstawiającej odchylenie słupków ściany bocznej od pionu	Odchyłka		
	C=3 mm wg [12]	C=5 mm wg [28]	C=4 mm wg [9]
Kąt niesymetrii η_o spowodowany maksymalną dopuszczalną różnicą sztywności lewej oraz prawej strony usprężynowania wagonu w stanie ładownym	$\eta_{OSREDNIE} = 0,7768^{\circ}$ $\eta_{OMAX} = 0,7776^{\circ}$	$\eta_{OSREDNIE} = 0,8284^{\circ}$ $\eta_{OMAX} = 0,8292^{\circ}$	$\eta_{OSREDNIE} = 0,8026^{\circ}$ $\eta_{OMAX} = 0,8034^{\circ}$

Kąt niesymetrii η_o spowodowany maksymalną dopuszczalną różnicą lewej oraz prawej strony usprężynowania wagonu oraz dopuszczalną mimośrodowością ładunku S_y określoną przez przepisy [32]	$\eta_{OSREDNIE} = 0,7998^{\circ}$ $\eta_{OMAX} = 0,8006^{\circ}$	$\eta_{OSREDNIE} = 0,8514^{\circ}$ $\eta_{OMAX} = 0,8522^{\circ}$	$\eta_{OSREDNIE} = 0,8256^{\circ}$ $\eta_{OMAX} = 0,8264^{\circ}$
---	--	--	--

Wyniki zamieszczone w tabeli 3 dla wagonu 407 Kb, dla którego otrzymano maksymalne wartości kąta niesymetrii η_o oraz w tabeli 2 w porównaniu z innymi wagonami tj 424V, 433R (432R) oraz 418S wykazują, że kąt ten jest mniejszy od 1° . Przyczyna występowania największego kąta niesymetrii spowodowana jest konstrukcją pudła i jego tolerancji wykonawczych przedstawionych w tabeli 2 oraz 3. Wyznaczenie kąta niesymetrii na etapie projektowania wagonu jest pracochłonne i wymaga znajomości wielu czynników, które są określone przez przepisy. Zagadnienie to można potraktować nieco inaczej. W tym celu dokonano obliczenia "wyrazu z" (zależność (1) z [8]). Obliczenia dokonano w dwóch wariantach przyjmując następujące dane dla wagonu krytego typu 407 Kb tzn maksymalny statystyczny współczynnik pochylania $S_{STATMAX} = 0,08646$ (wykorzystując metodykę obliczeń przyjętą w [5]), luz na ślizgach $J=12$ mm, wysokość bieguna przechyłania $h_c = 0,389$ m oraz kąt niesymetrii η_o w dwóch wariantach jako $\eta_{OMAX} = 0,8522^{\circ}$ oraz $\eta_o = 1^{\circ}$ (zalecany przez przepisy). Obliczeń dokonano analogicznie jak we wcześniejszych analizach dla charakterystycznych punktów skrajni kinematycznej tzn $h=1,170$ m, $h=3,250$ m, $h=3,700$ m oraz $h=4,010$ m [6]. Wyniki obliczeń przedstawiono w tabeli 4.

Tabela 4

Zestawienie zwężeń skrajni kinematycznej dla wagonu krytego typu 407Kb na wózkach standardowych typu 25TNb/2 (Y25C_{ss}) dla kątów niesymetrii wyznaczonych na drodze analitycznej oraz zalecanej przez przepisy tj η_{OMAX} oraz η_o .

Określenie zwężeń skrajni kinematycznej	Zwężenie skrajni kinematycznej dla różnych wysokości h			
	h=1,170 m z=0,00722 m	h=3,350 m z=0,02646 m	h=3,700 m z=0,03062 m	h=4,010 m z=0,03349 m
Kąt niesymetrii $\eta_{OMAX} = 0,8522^{\circ}$				
Kąt niesymetrii $\eta_{OMAX} = 1^{\circ}$	z=0,00923 m	z=0,03384 m	z=0,03916 m	z=0,04283 m
Różnica zwężeń Δz wyliczonych dla obydwu wartości kątów η_o oraz η_{OMAX}	$\Delta z = 0,00201$ m	$\Delta z = 0,00738$ m	$\Delta z = 0,00854$ m	$\Delta z = 0,00934$ m

Przyjmując następujące odchyłki poszczególnych wielkości dla wagonu krytego o masie własnej 20 000 kg w dwóch wariantach tzn:

- **wariant I**-wagon wyposażony w wózki typu Y25Css (o maksymalnym nacisku osi na tor 20 ton),
- **wariant II**-wagon wyposażony w wózki typu Y25Lsd (o maksymalnym nacisku osi na tor 22,5 tony).

-wysokość ściany (słupka ściany bocznej) to analogiczna jak dla wagonu krytego 407 Kb tzn $h_s = 2220_{-2}^{+2}$ mm -gdzie odchyłki przyjęto jako symetryczne dla wymiarów nietolerowanych wg [31] dla 14-tej klasy dokładności i szeregu średniokładnego; założenie to poczyniono w celu uproszczenia obliczeń, ponieważ w rzeczywistości wymiar h_s należy traktować jako wymiar zewnętrzny a w takim przypadku z reguły przyjmuje się zgodnie z warunkami technicznymi wykonania i odbioru odchyłkę asymetryczną ujemną, która w tym przypadku wynosi -4 mm,

- $b_G = 850_{-2}^{+2}$ mm zgodnie z wytycznymi [27] oraz dokumentacją konstrukcyjną wózków standardowych typu Y25,

- $c = 2,5_{-2,5}^{+2,5}$ mm -tolerancja odchyłek od pionu ściany bocznej lub też słupka ściany bocznej, przy założeniu $c_{MAX} = 5$ mm wg [28],

- $l_{LAP} = 1_{-1}^{+1}$ mm -tolerancja łąp maźnic przy założeniu $l_{LAPMAX} = 2$ mm,

- $l_1 = 2000_{-1,2}^{+1,2}$ mm -tolerancja odległości pomiędzy obydwoma stronami usprężynowania przyjęta zgodnie z zależnościami (71) oraz (72) [5],

- $d = 2_{-2}^{+2}$ mm -tolerancja wchrowatości ramy wózka przy założeniu $d_{MAX} = 4$ mm zgodnie z [27],

- $D = 0,125_{-0,125}^{+0,125}$ mm -tolerancja średnicy tocznej koła,

- $l_2 = 1500_{-1,2}^{+1,2}$ mm -przy czym wymiar ten jest wstawiony w dokumentacji konstrukcyjnej jako wymiar nietolerowany, w związku z tym przyjęto odchyłki symetryczne dla wymiarów nietolerowanych wg [31] dla 14-tej klasy dokładności i szeregu średniokładnego,

$$Q_{rp} = 196200_{-3924}^{+3924} - 55437_{-2771,85}^{+2771,85} N = 140763_{-6695,85}^{+6695,85}$$

$$N = 14076,3_{-669,585}^{+669,585} \text{ daN}$$

-przy założeniu, że tolerancja masy własnej wagonu w stanie próżnym wynosi $\pm 2\%$, natomiast omażnicowanych zestawów kołowych $\pm 5\%$.

Wstawiając poszczególne wartości do wzoru (75) dla wagonu towarowego na wózkach Y25Css tzn $k=325,04$ daN/mm otrzymuje się następujący wynik:

$$\eta_{OSREDNIE} = \frac{5}{850} + \frac{2,5}{2220} + \frac{1}{2000} + \frac{2}{2000} + \frac{0,125}{1500} + 0,04 \frac{14076369}{0,5 \cdot 2000 \cdot 325,04} = 0,010324 \text{ rad} = 0,5915^{\circ} \quad (77)$$

Podstawiając dane do wzoru (76) otrzymuje się:

$$\delta_{\eta_{oSTAT}} = -\frac{1}{2} \sqrt{\left(-\frac{5}{850^2}\right)^2 \cdot 4^2 + \left(\frac{2,5}{2220^2}\right)^2 \cdot 4^2 + \left(-\frac{1}{2220}\right)^2 \cdot 5^2 + \left(\frac{2}{2000^2}\right)^2 \cdot 2,4^2 + \left(\frac{1}{2000}\right)^2 \cdot 4^2 + \left(\frac{-2}{2000^2}\right)^2 \cdot 2,4^2 + \left(\frac{1}{2000}\right)^2 \cdot 4^2 + \left(\frac{-0,125}{1500^2}\right)^2 \cdot 2,4^2 + \left(\frac{1}{1500}\right)^2 \cdot 0,25^2 + \left(-0,04 \frac{2 \cdot 14076,369}{2000^2 \cdot 325,04}\right)^2 + \left(0,04 \cdot \frac{2}{2000 \cdot 325,04}\right)^2} \cdot 1339,17^2 \quad (78)$$

$$\delta_{\eta_{oSTAT}} = 0,001811 \text{ rad} = 0,1037^{\circ}$$

$$\eta_{OSTAT} = 0,5915^{\circ} \pm 0,1037^{\circ} \quad (79)$$

Wynika z tego, że $\eta_{OSTATMAX} = 0,6952^{\circ}$ natomiast $\eta_{OSTATMIN} = 0,4878^{\circ}$.

Wstawiając poszczególne wartości do wzoru (75), (76) i (74) dla wagonu towarowego na wózkach Y25Lsd tzn $k=398,468$ daN/mm otrzymuje się następujący wynik:

$$\eta_{OSREDNIE} = \frac{5}{850} + \frac{2,5}{2220} + \frac{1}{2000} + \frac{2}{2000} + \frac{0,125}{1500} + 0,04 \frac{14076369}{0,5 \cdot 2000 \cdot 398,468} = 0,0099152 \text{ rad} = 0,5684^{\circ} \quad (80)$$

$$\delta_{\eta_{oSTAT}} = -\frac{1}{2} \sqrt{\left(-\frac{5}{850^2}\right)^2 \cdot 4^2 + \left(\frac{2,5}{2220^2}\right)^2 \cdot 4^2 + \left(-\frac{1}{2220}\right)^2 \cdot 5^2 + \left(\frac{2}{2000^2}\right)^2 \cdot 2,4^2 + \left(\frac{1}{2000}\right)^2 \cdot 4^2 + \left(\frac{-2}{2000^2}\right)^2 \cdot 2,4^2 + \left(\frac{1}{2000}\right)^2 \cdot 4^2 + \left(\frac{-0,125}{1500^2}\right)^2 \cdot 2,4^2 + \left(\frac{1}{1500}\right)^2 \cdot 0,25^2 + \left(-0,04 \frac{2 \cdot 14076,369}{2000^2 \cdot 398,468}\right)^2 + \left(0,04 \cdot \frac{2}{2000 \cdot 398,468}\right)^2} \cdot 1339,17^2 \quad (81)$$

Na podstawie przedstawionego zestawienia opartego na wcześniejszych obliczeniach można oczekiwać, że i w tym przypadku kąt niesymetrii własnej jest w rzeczywistości mniejszy. Świadczą o tym wyliczone różnice $\eta'_{OMAX} - \eta'_{OSTATMAX}$ oraz $\eta''_{OMAX} - \eta''_{OSTATMAX}$. Różnice te są niewielkie. Postanowiono w związku z tym przeanalizować czy takie różnice mają istotny wpływ na wyraz "z" określający zwężenia quasistatyczne. Podobnie jak w przypadkach poprzednich przyjęto standardowy przypadek, tzn $J=12$ mm (luz na ślizgach bocznych) i $s=0,13$ (współczynnik pochylenia) oraz $h_c = 0,5$ m i dokonano obliczenia dla różnych wysokości tzn $h=1,170$ m, $h=3,250$ m, $h=3,700$ m oraz $h=4,010$ m. Wyniki tych obliczeń przedstawiono w tabeli 6.

Tabela 6
Zestawienie kątów niesymetrii i odpowiadających zwężeń "quasistatycznych" dla różnych wysokości wagonów towarowych na wózkach standardowych Y25Css oraz Y25Lsd

Typ wagonu	Kąt niesymetrii własnej w stanie próżnym	Wysokość przekroju wagonu w stanie próżnym			
		$h=1,170$ m	$h=3,250$ m	$h=3,700$ m	$h=4,010$ m
Wagon towa-rowy na wózkach Y25Css	Kąt statystyczny maksymalny $0,6952^\circ$	$z=0,005573$ m	$z=0,0228$ m	$z=0,02662$ m	$z=0,029200$ m
Wagon towa-rowy na wózkach Y25Css	Kąt maksymal-ny $0,7467^\circ$	$z=0,006176$ m	$z=0,02534$ m	$z=0,029498$ m	$z=0,032355$ m
Wagon towa-rowy na wózkach Y25Css	Kąt maksymal-ny $0,7565^\circ$	$z=0,006290$ m	$z=0,02582$ m	$z=0,03004$ m	$z=0,032955$ m
Wagon towa-rowy na wózkach Y25Lsd (Y25Lsd1)	Kąt statystyczny maksymalny $0,6719^\circ$	$z=0,005301$ m	$z=0,02175$ m	$z=0,02532$ m	$z=0,027773$ m
Wagon towa-rowy na wózkach Y25Lsd (Y25Lsd1)	Kąt maksymal-ny $0,7284^\circ$	$z=0,059621$ m	$z=0,024471$ m	$z=0,028475$ m	$z=0,031234$ m
Wagon towa-rowy na wózkach Y25Lsd (Y25Lsd1)	Kąt maksymal-ny $0,7390^\circ$	$z=0,006086$ m	$z=0,02498$ m	$z=0,029067$ m	$z=0,031883$ m

Jak widać z przedstawionych wyników obliczenie statystycznego kąta niesymetrii z pozoru nie dało istotnych korzyści. Przypadek ten jednak nie neguje zastosowanej metody statystycznej. Wykazał jedynie, że efekty ilościowe nie są tak duże jak w poprzednich przypadkach. Jednak we współczesnych konstrukcjach jest ważny każdy milimetr uzyskany na szerokości pojazdu. Obliczenia zwężeń zewnętrznych oraz wewnętrznych są przeprowadzone na półszerokości pojazdu. W poszukiwaniu możliwie największego zarysu pojazdu o największej pojemności użytkowej konstruktor powinien poszukiwać wszystkich nawet najmniejszych rezerw, które w wyniku sumowania dają zamierzony efekt. Podobnie jak w przypadkach poprzednich wykazano, że korzyści z zastosowanego statystycznego kąta niesymetrii własnej wagonu są proporcjonalne do wysokości rozpatrywanego punktu przekroju. Przy rozpatrywaniu kąta niesymetrii własnej wagonu należy zwrócić uwagę na kąt niesymetrii 1° , za który jest odpowiedzialna służba budowlana. Z doświadczeń wynika, że wartość ta jest "chroniona" przez służbę budowlaną tak aby wartość wynikająca z wartości nominalnej nie była przekroczona. Stąd można by założyć, że wielkość tej odchyłki zależałaby od doświadczeń eksploatacyjnych oraz od decyzji poszczególnych zarządów kolejowych. Taki sposób traktowania świadczenia musiałby być uzgodniony ze służbami budowlanymi poszczególnych kolei, gdyż może ona w myśl dotychczasowych ustaleń wychodzić z założenia, że to producent taboru powinien uwzględnić w obliczeniach skrajni pojazdu możliwość przekroczenia kąta 1° . Niniejszy tok postępowania i pojmowania świadczeń służby

budowlanej opartej na wzajemnych uzgodnieniach "kompromisowych" przedstawiają przepisy [19]. Powyższy sposób rozumowania można przedstawić nieco inaczej. Jeśli służba budowlana posiadałaby jakiegokolwiek "rezerwy" wynikające z wartości ryczałtowej wynoszącej 1° to nie będzie informowała o tym konstruktorów i użytkowników pojazdów, gdyż może to traktować jako swoją rezerwę służącą do wydłużenia okresów międzynaprawczych. Świadczenie służby budowlanej wynoszące 1° ma charakter ogólny dla wszystkich pojazdów i ma dość istotne znaczenie dla ich ostatecznego zarysu. Można to wykazać dla przypadku ogólnego z zależności (1) wg [8] dla punktów zarysu przekroju dla których $h > h_c$. Jeśli uwzględnić się tylko i wyłącznie świadczenia służby budowlanej wynikające z zadeklarowanego kąta 1° to wówczas zależność (1) wg [8] przyjmuje postać następującą:

$$\Delta z_{SLBUD} = z_1 - z_2 = [tg(1^\circ + \alpha(1+s)) - tg \alpha(1+s)](h - h_c) \quad (89)$$

skąd po przekształceniach otrzymuje się zależność następującą:

$$\Delta z_{SLBUD} = \frac{\sin 1^\circ}{\cos[1^\circ + \alpha(1+s)] \cdot \cos[\alpha(1+s)]} (h - h_c) \quad (90)$$

$$h_{CZK} = h_C - \Delta R = 0,389 - 0,031 = 0,358 \text{ m dla}$$

wagonów towarowych czteroosiowych na wózkach typu Y25Css oraz

$$h_{CZK} = h_C - \Delta R = 0,395 - 0,031 = 0,364 \text{ m dla}$$

wagonów towarowych czteroosiowych na wózkach typu Y25Lsd (Y25Lsd1).

W powyższych obliczeniach uwzględniono maksymalne zużycie zestawu kołowego wyposażonego w koła monoblokowe. Na zużycie to składają się dwa czynniki, tzn. zużycie wynikające z osiągnięcia ostatniego przetoczenia profilu koła, wynoszącego 25 mm oraz osiągnięcia dodatkowego granicznego zużycia określonego wysokością 6 mm tzw. rowka zużyciowego. Przypadek ten jest przypadkiem ekstremalnym ale możliwym w eksploatacji. Jego rozpatrywanie jest więc zgodne z dotychczasowym sposobem traktowania skrajni przez przepisy krajowe i zagraniczne. Wielkości świadczeń służby budowlanej, wynikające z uwzględnienia kąta niesymetrii wynoszącego 1° oraz dla takich wysokości biegunów przechyłania w przypadku rozważania wagonów towarowych czteroosiowych na wózkach standardowych są przedstawione w tabeli 9.

Tabela 9

Zestawienie świadczeń służby budowlanej dla punktów zarysu wagonów towarowych wyposażonych w wózki typu Y25Css oraz wózki typu Y25Lsd (Y25Lsd1) dla biegunów przechyłania wyznaczonych na drodze analitycznej oraz w przypadku maksymalnie zużytych zestawów kołowych

L.p	Wysokość rozpatrywanego punktu zarysu w [m]	Świadczenia służby budowlanej w [m] wynikające z kąta niesymetrii 1° dla wagonu towarowego wyposażonego w wózki typu	
		Y25Css; wysokość bieguna przechyłania $h_C = 0,358 \text{ m}$	Y25Lsd (Y25Lsd1) wysokość bieguna przechyłania $h_C = 0,364 \text{ m}$
1	$h=1,170 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,01417 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,01406 \text{ m}$
2	$h=3,250 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,05048 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,05037 \text{ m}$
3	$h=3,700 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,05833 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,05823 \text{ m}$
4	$h=4,010 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,06374 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,06364 \text{ m}$
5	$h=4,310 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,06898 \text{ m}$	$z_{SLBUD} = 0,06887 \text{ m}$

Porównując wyniki przedstawione w tabelach 7, 8 i 9 można zauważyć, że różnice pomiędzy określonymi umownymi wartościami są niewielkie. Różnice te wyliczono dla poszczególnych wysokości punktów rozpatrywanego zarysu i przedstawiono w tabeli 10.

Tabela 10

Zestawienie różnic świadczeń służby budowlanej dla punktów zarysu wagonów towarowych wyposażonych w wózki Y25Css oraz wózki Y25Lsd (Y25Lsd1) dla biegunów przechyłania przyjętych ryczałtowo oraz wyznaczonych na drodze analitycznej.

L.p	Wysokość rozpatrywanego punktu zarysu w [m]	Świadczenia służby budowlanej w [m] wynikające z kąta niesymetrii 1° dla wagonu towarowego wyposażonego w wózki typu	
		Y25Css; wysokość bieguna przechyłania $h_C = 0,389 \text{ m}$	Y25Lsd (Y25Lsd1) wysokość bieguna przechyłania $h_C = 0,395 \text{ m}$
1	$h=1,170 \text{ m}$	$\Delta z_{SLBUD} = 0,00248 \text{ m}$	$\Delta z_{SLBUD} = 0,00237$
2	$h=3,250 \text{ m}$	$\Delta z_{SLBUD} = 0,00248 \text{ m}$	$\Delta z_{SLBUD} = 0,00237$
3	$h=3,700 \text{ m}$	$\Delta z_{SLBUD} = 0,00248 \text{ m}$	$\Delta z_{SLBUD} = 0,00238$
4	$h=4,010 \text{ m}$	$\Delta z_{SLBUD} = 0,00248 \text{ m}$	$\Delta z_{SLBUD} = 0,00248$
5	$h=4,310 \text{ m}$	$\Delta z_{SLBUD} = 0,00248 \text{ m}$	$\Delta z_{SLBUD} = 0,00237$

Wynik ujęte w tabeli 10 wykazują, że wszelkie dociekania polegające na udowodnieniu, że służby budowlane "biorą" na siebie zbyt duże ryzyko związane z przyjęciem świadczenia 1° opartego na ryczałtowym określeniu bieguna przechyłania wynoszącym $h_C = 0,5 \text{ m}$ jest mało uzasadnione. Można nawet stwierdzić, że przy tworzeniu przepisów brano pod uwagę, że biegun przechyłania może różnić się od ryczałtowej wielkości. Jeśli weźmie się pod uwagę zależność (1) wg [8] i przyjmie się, że wyraz korekcyjny "z" nie może różnić się od rzeczywistej wartości nie więcej niż $\pm 0,001 \text{ m}$ i wielkość tę uzna się za tolerowaną, to obowiązuje w zmodyfikowanej formie:

$$\Delta z = \frac{\partial z}{\partial h_C} = \frac{s}{30} \cdot \Delta h_C \quad (94)$$

Wówczas przy założeniu tolerancji $\Delta z = \pm 0,001 \text{ m}$ można zapisać następującą zależność:

$$\Delta h_C = \pm \frac{0,03}{s} \quad (95)$$

Powyższa zależność wskazuje, że popełnia się niewielki błąd, który daje dość dużą możliwość popełnienia błędu przy określaniu bieguna przechyłania jeśli współczynnik pochylenia jest znany. W tabeli 11 przedstawiono wyniki obliczeń dla przyjętych wartości nominalnych współczynników pochylenia.

Tabela 11

Zestawienie tolerancji bieguna przechylenia dla założonych wartości współczynników pochylenia $s \leq 0,4$ pojazdów i założonych tolerancji przemieszczeń quasistatycznych z

Lp	Przyjęta tolerancja "z"	Wartość współczynnika pochylenia	Tolerancja bieguna przechylenia
1	$\pm 0,001$ m	$s=0,4$	$\pm 0,075$ m
2	$\pm 0,001$ m	$s=0,3$	$\pm 0,100$ m
3	$\pm 0,001$ m	$s=0,2$	$\pm 0,150$ m
4	$\pm 0,001$ m	$s=0,13$	$\pm 0,230$ m
5	$\pm 0,001$ m	$s=0,1$	$\pm 0,300$ m

Gdyby przyjąć drugą część członu równania (1) wg [8] i przy założeniu tolerancji $\Delta z = \pm 0,001$ m wówczas równanie (94) przyjmuje postać:

$$\Delta z = \pm \frac{4 \cdot s}{30} \cdot \Delta h_c \quad (96)$$

Taki przypadek obowiązuje dla pojazdów o współczynniku pochylenia $s > 0,4$ jeśli $h_c = 0,5$ m, co nie występuje w przypadku wagonów towarowych wyposażonych w klasyczne układy biegowe.

Po przekształceniu (96) otrzymuje się następującą zależność:

$$\Delta h_c = \pm \frac{30 \cdot 0,001}{4s} = \pm \frac{0,03}{4s} \quad (97)$$

W tabeli 12 przedstawiono wyniki tolerancji bieguna przechylenia $\pm \Delta h_c$ dla różnych wartości współczynników pochylenia o wartości $s < 0,4$.

Tabela 12

Zestawienie tolerancji bieguna przechylenia dla założonych wartości współczynników pochylenia $s > 0,4$ pojazdów i założonych tolerancji przemieszczeń quasistatycznych z

Lp	Przyjęta tolerancja "z"	Wartość współczynnika pochylenia	Tolerancja bieguna przechylenia
1	$\pm 0,001$ m	$s=0,5$	$\pm 0,150$ m
2	$\pm 0,001$ m	$s=0,6$	$\pm 0,0125$ m
3	$\pm 0,001$ m	$s=0,7$	$\pm 0,0107$ m
4	$\pm 0,001$ m	$s=0,8$	$\pm 0,0093$ m
5	$\pm 0,001$ m	$s=0,85$	$\pm 0,0088$ m

Wyniki zawarte w tabeli 12 wykazują, że tolerancja bieguna przechylenia h_c jest tym razem zdecydowanie mniejsza. Należy jednak dodać, że rozpatrywany przypadek dotyczy pojazdów o bardzo miękkim usprężynowaniu. Takie przypadki występują przede wszystkim w jednostkach i zespołach trakcyjnych przystosowanych do wysokich prędkości oraz w tramwajach i lokomotywach.

4. Wnioski

W związku z przeprowadzonymi analizami kąta niesymetrii można wyciągnąć następujące wnioski:

1. Kąt niesymetrii w stanie próżnym wagonu jest mniejszy niż kąt niesymetrii wagonu w stanie ładownym. Zasadnym wydaje się rozdzielić zwężenia, które obejmuje wyraz "z" na zwężenia w stanie próżnym oraz na zwężenia w stanie ładownym. Dla górnych partii wagonu istotne są zwężenia w stanie próżnym, które w tym przypadku są mniejsze aniżeli w stanie ładownym z powodu mniejszego kąta niesymetrii. W przypadku obciążenia wagonu jakimkolwiek ładunkiem jego pudło przemieszcza się w dół, co dodatkowo działa na korzyść. W stanie ładownym kąt niesymetrii wzrasta i wraz z dodatkowym przemieszczeniem pudła wagonu w dół staje się podstawą do analiz skrajni:
 - w partiach górnych (z uwzględnieniem przemieszczenia pionowego spowodowanego ładunkiem),
 - w partiach dolnych wagonu.
2. Wyznaczenie kąta niesymetrii wagonu spowodowanego ładunkiem opiera się na założeniu najbardziej niekorzystnego przypadku, że wszystkie sprężyny jednej strony wagonu posiadają jednakową sztywność pionową w górnym zakresie tolerancji, natomiast wszystkie sprężyny drugiej strony wagonu posiadają sztywność pionową w dolnym zakresie tolerancji. Jest to przypadek mało prawdopodobny. Podobne zastrzeżenie można wysunąć, co do kąta niesymetrii spowodowanego niesymetrycznym montażem wózka pod wagonem, gdzie założono, że na przykład wszystkie łapy maźnic stanowiące płaszczyzny oparcia sprężyn są wykonane w górnym zakresie tolerancji, natomiast drugiej strony są wykonane w dolnym zakresie tolerancji.
3. Na podstawie przedstawionych uwag wyznaczenie statystycznego kąta niesymetrii (musi ono być traktowane jako oddzielne zadanie dla każdego typu wagonu) wydaje się być uzasadnione i działające na korzyść dopuszczalnego zarysu wagonu bez zmniejszenia bezpieczeństwa jazdy pojazdu
4. Kąt niesymetrii wynoszący 1° nie jest jedynym świadczeniem służby budowlanej lecz może być traktowany jako jeden ze składników. Można założyć, że składniki te mają charakter losowy i przy ustalaniu luzów bezpieczeństwa będzie można posłużyć się koncepcją probabilistyczną [11].
5. Służba budowlana nie ponosi żadnego ryzyka związanego z przypadkiem kiedy biegun przechylenia jest mniejszy niż $0,5$ m, co uzasadniają wyniki obliczeń przedstawionych w tabeli 9 i 10 dla skrajnie położonego bieguna przechylenia wyliczonego dla wagonów czteroosiowych na wózkach standardowych. Uzasadnienie przyjęcia ryczałtowej wysokości bieguna przechylenia na wysokości $h_c = 0,5$ m jest przedstawione w tabelach 11 i 12.

5. Uwagi końcowe.

Kąt niesymetrii jest jednym z ostatnich czynników, które omówiono przy opisie zwężeń pojazdu. Wydaje się jednak celowe aby przy okazji przeprowadzanych analiz poszczególnych czynników wpływających na zwężenia przytoczyć jeszcze jeden argument, który świadczy o

poprawności przyjętej koncepcji probabilistycznej skrajni kinematycznej. Z dokumentów krajowych i międzynarodowych [27,28,32] wynika, że dopuszczalna odchyłka szerokości mierzonej w środku i na końcach wagonu od płaszczyzny pionowej (rys. 3) wynosi V_{-8}^0, V_{-8}^0 . Odchyłki te obowiązują zarówno dla wagonów towarowych dwuosiowych jak również dla wagonów towarowych czterosiowych. Przypadek ten z wymiarami V i V' dla wagonów towarowych uniwersalnych odkrytych oraz krytych jest pokazany na rys 3.

Na tej podstawie można stwierdzić, że producent wagonu jest zobowiązany przeprowadzić pomiary w środku oraz na końcach wagonu a ich wyniki zapisać w arkuszach pomiarowych. Miejsca te, czyli płaszczyzna przechodząca przez środek wagonu oraz końce wagonu są "miejscami krytycznymi" jeśli chodzi o zwężenia wewnętrzne E_i oraz zwężenia zewnętrzne E_a . Jeśli wziąć pod uwagę technologię wykonania ścian bocznych i słupków to zasada ta obowiązuje na całej długości wagonu, natomiast wyznaczone są miejsca kontrolne ww odchyłek szerokości wagonu. Analizując powyższe dane można stwierdzić że odchyłki narzucone przez przepisy dotyczące wykonania i odbiorów dają bardzo

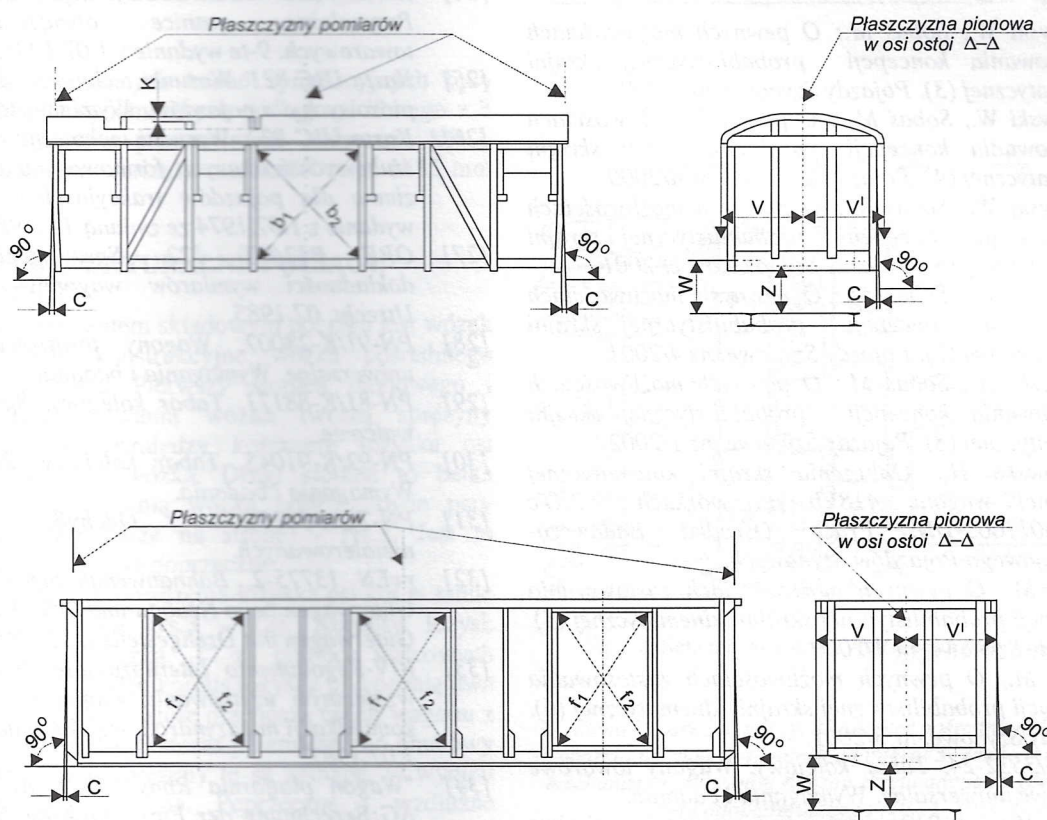
szeroki zakres wymiarów. Wagon może być w efekcie węższy aż o 16 mm!

Tę różnicę szerokości od stanu nominalnego można przeliczyć na powierzchnię ładunkową lub przestrzeń ładunkową dla poszczególnych typów wagonów towarowych zakładając ich nominalną wysokość oraz długość konstrukcyjną.

Przyjęcie pełnego wykorzystania odchyłek wykonawczych jest niekorzystne dwóch powodów:

1. Ubytek powierzchni ładunkowej oraz przestrzeni ładunkowej z powodu przyjęcia skrajnej odchyłki wykonawczej szerokości wagonu jest w niektórych wagonach tak znaczny, że trudno jest w ogóle utrzymać zadeklarowaną powierzchnię oraz przestrzeń ładunkową. Jeśliby produkować wagony z takim rozrzutem to trudno w ogóle byłoby utrzymać powtarzalność danego typu w produkcji seryjnej. Potencjalny użytkownik musi liczyć się z zaniżaniem deklarowanych przez producenta wagonu parametrów przewozowych.

2. Wagon posiadający ujemne skrajne tolerancje wykonawcze wykazuje "nieuzasadnioną" i nie wymaganą przez przepisy krajowe i zagraniczne szerokość.



Rys 3. Odchyłka szerokości wagonów niekrytych oraz krytych V i V' zgodnie z przepisami krajowymi oraz międzynarodowymi [27,28,31]

Można by się zgodzić z argumentem, że takie tolerowanie szerokości zwiększa zapas bezpieczeństwa i jako zasada chroni dodatkowo producenta przed konsekwencjami wynikającymi z przekroczenia dopuszczalnego zarysu i ewentualnych groźnych w skutkach kolizji z budowlami i urządzeniami stałymi. Koncepcja ta pozwala nawet na utrzymanie twierdzenia, że przypadkowe drobne odkształcenia wagonu, które mogą powstać w eksploatacji i które należy uznać jako przypadek awaryjny nie spowodują żadnej poważnej kolizji z ww elementami skrajni budowli. Jednak jeśli producent zbliży się przy produkcji wagonu do wartości nominalnej szerokości wagonu zgodnej z dokumentacją konstrukcyjną, to wówczas taki wagon też musi być uznany jako poprawnie wykonany i bezpieczny z punktu widzenia eksploatacji (np wartość odchyłki wynosi 0).

Literatura

- [1] Gąsowski W., Sajdak T., Sobaś M.: Wpływ tarcia w skręcie i tłumikach na regulację luzów ślizgów bocznych wagonów towarowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej Nr 34, 1990.
- [2] Gąsowski W., Sajdak T., Sobaś M.: Metody regulacji luzów ślizgów bocznych wagonów towarowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej Nr 34, 1990.
- [3] Gąsowski W., Sobaś M.: O pewnych możliwościach zastosowania koncepcji skrajni probabilistycznej skrajni kinematycznej (1). Pojazdy Szynowe, nr 4/1999.
- [4] Gąsowski W., Sobaś M.: O pewnych możliwościach zastosowania koncepcji probabilistycznej skrajni kinematycznej (3). Pojazdy Szynowe, nr 3/2000.
- [5] Gąsowski W., Sobaś M.: O pewnych możliwościach zastosowania koncepcji probabilistycznej skrajni kinematycznej (4). Pojazdy Szynowe, nr 4/2000.
- [6] Gąsowski W., Sobaś M.: O pewnych możliwościach zastosowania koncepcji probabilistycznej skrajni kinematycznej (5). Pojazdy Szynowe, nr 2/2001.
- [7] Gąsowski W., Sobaś M.: O pewnych możliwościach zastosowania koncepcji probabilistycznej skrajni kinematycznej (7). Pojazdy Szynowe, nr 4/2001.
- [8] Gąsowski W., Sobaś M.: O pewnych możliwościach zastosowania koncepcji probabilistycznej skrajni kinematycznej (8). Pojazdy Szynowe, nr 1/2002.
- [9] Oporowska H.: Obliczenia skrajni kinematycznej zwężonej wagonu 418Vb na wózkach 2XTc 418Vb011603-1/N. Praca Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Pojazdów Szynowych.
- [10] Sobaś M.: O pewnych możliwościach zastosowania koncepcji probabilistycznej skrajni kinematycznej (2). Pojazdy Szynowe, nr 1/2000.
- [11] Sobaś M.: O pewnych możliwościach zastosowania koncepcji probabilistycznej skrajni kinematycznej (6). Pojazdy Szynowe, nr 3/2001.
- [12] BN-75/3532-24. Tabor kolejowy. Wagony towarowe 4-osiowe uniwersalne. Wymagania i badania.
- [13] DT 191 (B12). Ausdrehmoment zwischen Wagenkasten und Drehgestell der Güterwagen. Utrecht, 03.1987.
- [14] ERRI B12 /DT 135. Allgemein verwendbare Berechnungsmethoden für die Entwicklung neuer Güterwagenbauarten oder neuer Güterwagendrehgestelle. 3 Ausgabe. Utrecht 10.1995.
- [15] Frage B55. Entgleisungssicherheit von Güterwagen in Gleisverwindungen. Bericht Nr 8 (Schlussbericht) Utrecht, 04.1983.
- [16] Frage 45/C/3.4 Problematik der Tragwagen der neuen Generation. 02.1996
- [17] Karta UIC 432. Wagony towarowe. Prędkości jazdy. Zmiana 7 z dnia 01.01.1994
- [18] Karta UIC 505-1. Pojazdy Szynowe. Skrajnie pojazdów. 8-me wydanie z 01.01.1997
- [19] Karta UIC 505-5. Wspólne podstawowe warunki dla kart 505-1 do 505-4. Komentarz uwzględniający opracowania i przepisy dotyczące tych kart. II wydanie z 01.01.1997, zmiana z 01.01.1980.
- [20] Karta UIC 510-1. Wagony towarowe. Układ biegowy. Normalizacja. Wydanie z 1.01.1978 z aktualną zmianą 14-tą z 1.01.1997.
- [21] Karta UIC 517. Wagony towarowe. Części zawieszenia usprężynowania. Wymiennosc.
- [22] Karta UIC 571-4. Wagon unifies. Wagon pour le trafic combine. Caracteristiques. 3 edycja z 01.01.1997
- [23] Karta UIC 518. Badania ruchowe i dopuszczenie pojazdów szynowych ze względu na bezpieczeństwo, obciążenia oraz dynamikę podczas jazdy. 1-wsze wydanie z 01.07.1995.
- [24] Karta UIC 700. Klasyfikacja linii kolejowych. Przynależne granice obciążenia wagonów towarowych. 9-te wydanie z 1.07.1987.
- [25] Karta UIC 821. Warunki techniczne dostawy resorów piórowych dla pojazdów. Wymiennosc.
- [26] Karta UIC 822. Warunki techniczne dostawy sprężyn śrubowych ściskanych formowanych na gorąco lub na zimno dla pojazdów trakcyjnych i wagonów. 4-te wydanie z 1.07.1974 ze zmianą 1.1.1985.
- [27] ORE B12/DT 122. Sprawdzenie utrzymania dokładności wymiarów wagonów towarowych. Utrecht, 07.1985.
- [28] PN-91/K-23007. Wagony towarowe czteroosiowe uniwersalne. Wymagania i badania.
- [29] PN-81/K-88171. Tabor kolejowy. Sprężyny śrubowe walcowe.
- [30] PN-92/K-91045. Tabor kolejowy. Zestawy kołowe. Wymagania i badania.
- [31] PN-78/K-88171. Odchyłki wymiarów nietolerowanych.
- [32] prEN 13775-2. Bahnanwendungen-Vermessung von Güterwagen beim Neubau und beim Umbauten-Teil 2: Güterwagen mit Drehgestellen. 11.1999.
- [33] RIV-Regolamento Internazionale Veicoli. Umowa o wzajemnym użytkowaniu wagonów towarowych w komunikacji międzynarodowej. Ze zmianą 11 z 1.01 do 1.07.1987.
- [34] "Wagon platforma Rbns 641 firmy ABB Henschel AG: Berechnung der Einschränkung für Güterwagen mit Drehgestellen (UIC 505-1, kinematic) Nr 0278232-00.02521-0- opracowanie niepublikowane obliczenia." Siegen, listopad 1996.