prof. dr hab inż. Włodzimierz Gąsowski
Politechnika Poznańska
Instytut Pojazdów Szynowych "Tabor"
dr inż. Marek Sobaś
Instytut Pojazdów Szynowych "Tabor"

O pewnych możliwościach zastosowania koncepcji probabilistycznej skrajni kinematycznej pojazdów szynowych (8)

Niniejsza praca kontynuuje cykl artykułów ujmujących nowe podejście do określenia skrajni kinematycznej pojazdów szynowych. Przedstawiono w niej próbę oszacowania przemieszczenia poprzecznego nadwozia na drodze statystycznej na przykładzie wagonów towarowych czteroosiowych wyposażonych w układy biegowe z zawieszeniem typu "Y25".

CZĘŚĆ VIII

WPŁYW LUZÓW NA ŚLIZGACH BOCZNYCH I KĄTA NIESYMETRII WAGONÓW TOWAROWYCH NA ZWĘŻENIA QUASISTATYCZNE

1. Wprowadzenie

Artykuł jest kontynuacją prac [3-7,9,10] wykonywanych w ramach projektu KBN nr 9 T12C 021 16 "Nowa koncepcja skrajni kinematycznej pojazdów szynowych." Quasistatyczne przemieszczenia wagonów towarowych, które należy uwzględnić w obliczeniach skrajni kinematycznej są przedstawione w tzw wyrazie "z" [17,18] w następującej postaci:

$$z=\left[\frac{s}{30}+tg\left[\eta_0'+\alpha(1+s)-1^0\right]_{>0}\right]\cdot|h-h_C|+ \\ +\left[\frac{s}{10}\cdot|h-h_C|-0{,}04\cdot(h-0{,}5)_{>0}\right]_{>0} \qquad (1)$$

gdzie:
s-współczynnik pochylania,
η_0'-niesymetria własna wagonu,
α-kąt niesymetrii wynikający z luzu na ślizgach bocznych,
h_C-wysokość bieguna przechylania,
h- wysokość rozpatrywanego punktu pojazdu.

Wpływ jednego z parametrów, jakim jest współczynnik pochylania oraz sposób jego wyznaczania na drodze analitycznej oraz empirycznej, mającym zasadniczy wpływ na wielkość przemieszczeń quasistatycznych, został omówiony w [5,6]. Kolejnymi parametrami, mającymi istotny wpływ na wielkość zwężeń wewnętrznych oraz zewnętrznych, których wielkości należy uwzględnić w wyrazie "z" są luz na ślizgach bocznych oraz niesymetria własna wagonu. W obowiązujących przepisach UIC oraz ERRI [13,17,18] podaje się raczej ogólne zalecenia dotyczące określania poszczególnych parametrów, natomiast nie określa się szczegółowej metodyki ich wyznaczania. Powoduje to już na etapie projektowania przyjmowanie "a priori " wartości podanych w przepisach, a które należy właściwie wyznaczyć analitycznie, kierując się zasadą, że każdy typ wagonu posiada własne specyficzne cechy konstrukcyjne i w związku z tym należy tratować każdy przypadek indywidualnie.

2. Wpływ luzu na ślizgach bocznych wagonów towarowych czteroosiowych.

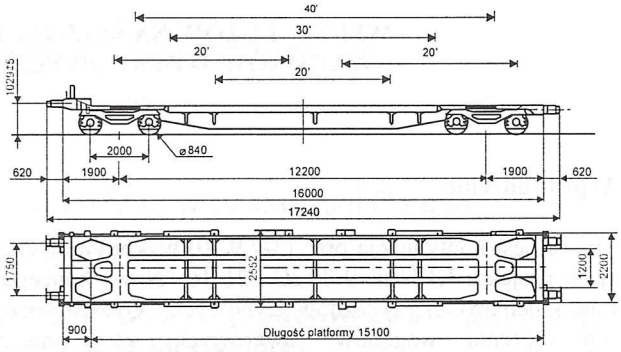
W zależności od typu wagonu towarowego i związanego z tym typem układu biegowego, tj wózka rozróżnia się dwa typy ślizgów bocznych:
- sztywne-zastosowane w wózkach produkcji krajowej typu 25TN, 25TNa (oznaczenie międzynarodowe typu Y25Cs) oraz w całej rodzinie pozostałych wózków standardowych przeznaczonych do ruchu "S" (tj do prędkości 100 km/h) wymienionych w [16]. W dokumencie tym zastrzega się, że wózki rodziny "Y25" mogą być zastosowane tylko wtedy, gdy wagony towarowe czteroosiowe posiadają bazę wynoszącą przynajmniej 7 m,
- sprężyste-zastosowane w wózkach produkcji krajowej 25TNb (Y25Css), 26TN(Y25Rs), 26TNa (Y25Rsa), 26TNb (Y25Rss), 3TN (Y25Lsd), 3TNa, 3TNb (Y25Ls(s)) oraz w całej rodzinie wózków typu Y21, Y27, Y31, Y35, Y37 i pozostałych wózków standardowych przeznaczonych do ruchu "SS" (120 km/h) wymienionych w [16].

Kryterium podziału na ślizgi sztywne i sprężyste jest zależne od prędkości jazdy, a ściślej od spełnienia kryteriów spokojności biegu związanych z tym parametrem przedstawionych w [16,22]. Luzy na ślizgach bocznych mają istotne znaczenie z punktu widzenia bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu, co zostało wykazane w [1,2,14]. Można wyciągnąć ogólny wniosek, że im większe są luzy na ślizgach tym bardziej zwiększa się "zapas bezpieczeństwa" eksploatacji, zwłaszcza przy przejeździe wagonu towarowego przez tor o granicznej dopuszczalnej wichrowatości. Jednak wielkość tego luzu ma istotny wpływ na zwężenia skrajni kinematycznej, co zostało przedstawione w postaci wykresów

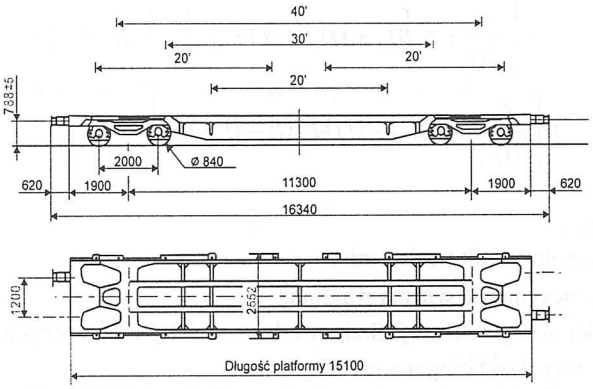
w [1]. Wielkości luzów ustala się w zasadzie na drodze empirycznej. Na podstawie przeprowadzonych badań oraz zasad przyjętych przez poszczególne zarządy kolejowe wielkość luzu na ślizgach bocznych równa się wartości liczbowej "bazy wagonu" (czyli odległości pomiędzy czopami skrętu) wyrażonej w mm, tzn jeśli baza wagonu wynosi 9 m, to luz nominalny na każdym ze ślizgów powinien wynosić 9 mm. W przypadku wagonów towarowych ze ślizgami sprężystymi luz ten powinien wynosić nominalnie 12 mm i jest on określony przez przepisy [19,26], za wyjątkiem określonych typów wagonów towarowych, które są wymienione w dokumencie [21]. Zgodnie z [13,18] należałoby w obliczeniach skrajni kinematycznej uwzględniać tylko i wyłącznie nominalną wartość luzów na ślizgach bocznych. Wydaje się jednak, że jest to podejście nieścisłe, zwłaszcza, że w dokumencie międzynarodowym [17] podając przykłady obliczeń dla wagonu towarowego czteroosiowego samowyładowczego do obliczeń skrajni kinematycznej przyjmuje się maksymalną wartość luzu J=13 mm. W uzasadnieniu tej tezy należy przytoczyć jakie tolerancje muszą uwzględniać wytwórnie wagonów. Odchyłki tego luzu są uwzględnione w [19,26,30] i wynoszą dla ślizgów stałych oraz sprężystych $^{+1}_{-1}$ mm. W przypadku niektórych wagonów platform czteroosiowych nowej generacji do przewozu kontenerów, przeznaczonych do przewozu ładunków wielkogabarytowych i wyposażonych w standardowe wózki typu Y33A odchyłki tego luzu na ślizgach sprężystych powinny wynosić $^{+2}_{0}$ mm [15]. Luz na każdym ślizgu powinien więc wynosić w takim przypadku 12^{+2} mm. Przesunięcie tolerancji w górę było podyktowane zapewnieniem bezpieczeństwa przejazdu tych wagonów o bardzo niskiej masie własnej (masa wagonu skrajnego 14,8 tony oraz masa wagonu środkowego 14,2 tony), wobec wymaganej minimalnej masy własnej 16 ton wagonu towarowego czteroosiowego wyposażonego w wózki standardowe (rys. 1 i rys. 2). Wagony te kursując w tzw "pociągach zwartych" są wagonami o silnie obniżonej podłodze, co pozwala przypuszczać, że wykorzystanie możliwie największego zapotrzebowania przestrzeni z punktu widzenia skrajni kinematycznej ma tutaj poważne znaczenie. Przepisy [26] uwzględniają wartość tego luzu tylko i wyłącznie w stanie nowym. Autorzy przepisów wyszli więc z założenia, że luz ten nie zmienia się w trakcie eksploatacji, czyli założono, że w przypadku luzów na ślizgach bocznych sprężystych równomiernie zużywa się wykładzina gniazda skrętu oraz wkładki z tworzywa sztucznego na korpusach ślizgu. Problem doboru właściwych materiałów na wykładziny gniazda skrętu decyduje więc o trzech ważnych zagadnieniach technicznych:

- bezpieczeństwie przeciw wykolejeniu; zbyt duże zużycie wkładek w gnieździe skrętu w stosunku do zużyć wykładzin ślizgów bocznych powoduje, że luz na ślizgach bocznych zmniejsza się a w związku z tym maleje zapas bezpieczeństwa przed wykolejeniem pojazdu podczas przejazdu przez tory wichrowate;
- bezpieczeństwie z punktu widzenia przekroczenia skrajni kinematycznej; zbyt duże zużycie wykładzin na ślizgach bocznych w stosunku do zużycia wykładzin w gnieździe skrętu powoduje, że luz na ślizgach bocznych zwiększa a w związku z tym zmniejsza się zapas bezpieczeństwa z punktu widzenia przekroczenia dozwolonego kinematycznego zapotrzebowania przestrzeni;
- wielkości zużycia zestawów kołowych oraz własności dynamicznych; materiały użyte w w/w węzłach konstrukcyjnych mają zapewnić właściwy moment oporowy pomiędzy wózkiem oraz nadwoziem wagonu o wartości określonej w [19]; zbyt duża wartość tego momentu utrudnia "quasiradialne" ustawianie się zestawu kołowego w łuku, w związku z czym rosną kąty nabiegania zestawu kołowego i tym samym zużycia obrzeży i powierzchni tocznych kół; zbyt mała wartość momentu oporowego przyczynia się do niestabilności biegu wagonu towarowego co potwierdzają badania przeprowadzone przez SNCF [12].

Przy tradycyjnym podejściu wg dotychczasowych przepisów należy stosować najbardziej niekorzystną, ekstremalną wartość luzu na ślizgach bocznych. Dalej należy przyjąć, że niesymetria własna wagonu wynosząca 1° nie uwzględnia odchyłek luzu na ślizgach bocznych.



Rys. 1. Wagon platforma (skrajny) przystosowany do przewozu kontenerów w tzw pociągach zwartych, wyposażony w wózki standardowe typu Y33A oraz charakteryzujący się zmniejszoną masą własną (poniżej 16 ton)



Rys. 2. Wagon platforma (środkowy) przystosowany do przewozów kontenerów w tzw. pociągach zwartych, wyposażony w wózki standardowe Y33A oraz charakteryzujący się zmniejszoną masą własną (16 ton)

Pewne zaskoczenie wywołuje zapis w [13] dotyczący luzów dla wagonów towarowych wózkowych, których luz jest mniejszy lub równy 5 mm. Wychodzi się tutaj z tego, że w skład niesymetrii wynoszącej zwykle 1° należy uwzględnić kąt wynikający ze zmniejszonego luzu na ślizgach bocznych. Wówczas zależność (1) dla przypadków wagonów towarowych z takimi luzami wynosi:

$$z = \left[\frac{s}{30} + tg[\eta_0 - 1^0]\right]_{>0} \cdot |h - h_c| + \left[\frac{s}{10} \cdot |h - h_c| - 0{,}04 \cdot [h - 0{,}5]_{>0}\right]_{>0} \quad (2)$$

Wyczerpanie luzu J=5 mm przy odległościach ślizgów bocznych wynoszących standardowo $b_G = 850$ mm odpowiada następującemu kątowi:

$$\alpha = arctg\frac{J_1}{b_G} = arctg\frac{5}{850} = 0{,}3370^0 \quad (3)$$

W związku z tym, że luz na ślizgach bocznych sprężystych może przyjmować różne wartości związane z dopuszczalnymi odchyłkami trzeba ustalić, czy założone tolerancje mają wpływ na wielkość zwężeń wyznaczonych w oparciu o wzór (1) dla charakterystycznych punktów skrajni kinematycznej tj h=1,170 m, h=3,250 m, h=3,700 m oraz h=4,010 m przyjmując następujące dane wagonu towarowego czteroosiowego:

$b_G = 0{,}850$ m, $s = 0{,}13$, $h_C = 0{,}5$ m, $\eta_0' = 1^0$.

Obliczenia zwężenia z wykonano dla różnych wielkości luzu J na ślizgach sprężystych, tzn dla $J_1 = 0{,}011$ m, $J_2 = 0{,}012$ m, $J_3 = 0{,}013$ m, $J_4 = 0{,}014$ m wynikających z dotychczas stosowanych tolerancji 12^{+1}_{-1} mm i 12^{+2} mm dwóch zaproponowanych wartości, które będą przedmiotem dalszych analiz tzn $J_5 = 0{,}0115$ mi $J_6 = 0{,}0125$ mm. Dwie ostatnie wartości stanowiłyby przykład tolerowania luzu $J = 12$ mm w odchyłkach $^{+0{,}5}_{-0{,}5}$ mm.

Wyniki obliczeń zostały zamieszczone w tabeli 1

Zestawienie wyników obliczeń zwężeń skrajni kinematycznej dla wagonu czteroosiowego wyposażonego w wózki standardowe dla różnych wartości luzów na ślizgach bocznych sprężystych.

Tabela 1

Luz J na ślizgach	Zwężenie skrajni kinematycznej "z" obliczone dla różnych wysokości h			
	h=1,170 m	h=3,25 m	h=3,70 m	h=4,010 m
$J_1 = 0{,}0011$ m	0,00824 m	0,03385 m	0,03939 m	0,04320 m
$J_2 = 0{,}012$ m	0,00913 m	0,03750 m	0,04364 m	0,04787 m
$J_3 = 0{,}013$ m	0,01002 m	0,04116 m	0,04789 m	0,05254 m
$J_4 = 0{,}014$m	0,01091 m	0,04481 m	0,05215 m	0,05720 m
$J_5 = 0{,}0115$ m	0,00869 m	0,03568 m	0,04151 m	0,04554 m
$J_6 = 0{,}0125$ m	0,00958 m	0,03933 m	0,04577 m	0,05020 m

Wyniki wykazują, że luz na ślizgach bocznych ma duży wpływ na wielkość zwężeń skrajni kinematycznej. Podobnie jak w przypadku współczynnika pochylania największe korzyści wynikające z ewentualnego zawężenia odchyłek wymiaru luzu na ślizgach bocznych występują w punktach położonych najwyżej. Problem luzu na ślizgach bocznych i jego doboru z punktu widzenia skrajni kinematycznej wydaje się być oczywisty w świetle dokonanej analizy. Im bardziej zawężone są odchyłki wykonawcze tym większe są korzyści w rachunku zwężeń skrajni kinematycznej. Jednak zawężenie odchyłek wykonawczych wymaga zabiegów technologicznych polegających na bardzo dokładnym wyregulowaniu tego luzu, eliminując przy odbiorze technicznym takie czynniki jak:

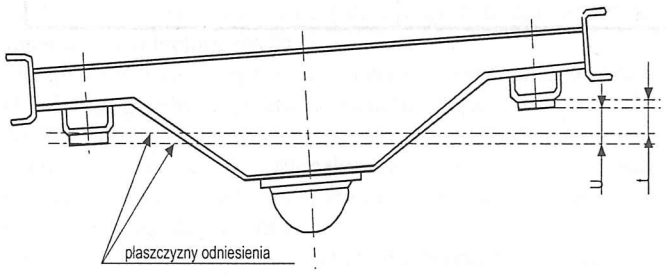
- tarcie w tłumikach wózków rodziny Y25, które ma takie same znaczenie pod względem oddziaływania i wartości zarówno w przypadku ślizgów bocznych stałych jak i ślizgów bocznych sprężystych,
- wichrowatość własną toru na którym odbywa się regulacja ślizgów bocznych poprzez jego wypoziomowanie,
- zwichrowanie górnych powierzchni ślizgów nadwozia zgodnie z [26]; pomiaru tego dokonuje się przed lub po nasadzeniu pudła na wózki, przy czym mierzy się je jako odległość pomiędzy dolną powierzchnią ślizgu (lub wspornika ślizgu i płaszczyzną przebiegającą przez trzy pozostałe powierzchnie ślizgu lub wsporniki ślizgu). Zwichrowanie to jest wykorzystywane do określenia wichrowatości ostoi i tak jest ono zakwalifikowane w dokumentach [26,27].

Określają one również kryteria, jakie powinny być spełnione przy pomiarach wichrowatości i tak:

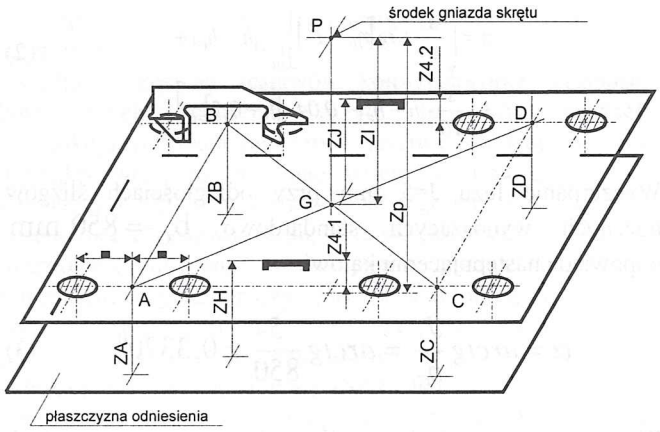
- pomiar bez górnych ślizgów-dopuszczalna odchyłka t=10 mm,
- pomiar z górnymi ślizgami-dopuszczalna odchyłka u=4 mm.

Pomiar wichrowatości jest przedstawiony na rysunku 3.

- producent wózka powinien regulować poziom powierzchni ślizgów sztywnych (lub odbijaków ślizgów sprężystych) w taki sposób, żeby różnica tych wysokości nad płaszczyzną oparć sprężyn po obu stronach wózka nie była większa niż 2 mm, a odległość od wspólnej linii przechodzącej przez te powierzchnie od środka powierzchni kulistej gniazda skrętu posiadała tolerancję w zakresie ±1 mm (zgodnie z [26]); sytuacja ta jest przedstawiona na rys. 4.
- konstruktor wózka powinien przewidzieć takie podkładki nad ślizgami nadwozia, aby umożliwiały one regulację w obydwie strony w stosunku do wymiaru nominalnego.

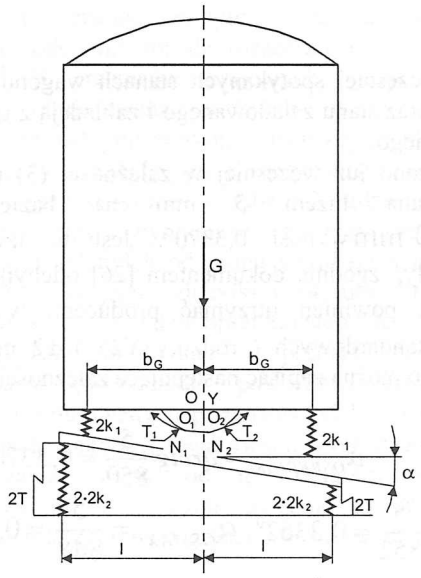


Rys. 3. Pomiar wichrowatości pomiędzy dolnymi powierzchniami ślizgów bocznych ostoi wagonu towarowego.

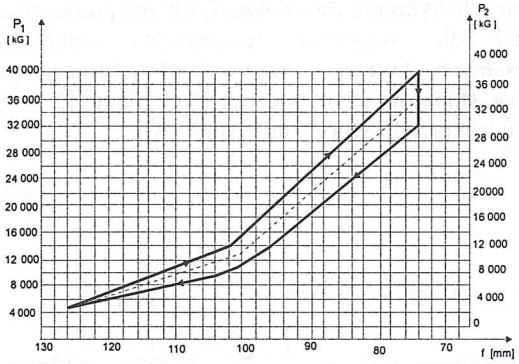


Rys. 4. Regulacja odległości powierzchni ślizgów wózka od płaszczyzny oparć sprężyn oraz gniazda skrętu.

Zgodnie z wytycznymi dokumentu [26] pomiary luzów na ślizgach bocznych powinny odpowiadać przepisom, które są określane przez kolej. W nowym projekcie przepisów międzynarodowych [30] problem ten w ogóle nie jest poruszany, pomimo że precyzyjnie są podane kolejne procesy odbiorcze podzespołów wagonu oraz gotowego wagonu. Tak sformułowany zapis w [26] daje z kolei zbyt dużą swobodę poszczególnym zarządom kolejowym w formułowaniu tak ważnych przepisów, które dotyczą przecież bezpieczeństwa w ruchu międzynarodowym. Należy mieć cały czas na uwadze problem utrzymania bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu (groźny jest wówczas zbyt mały luz na ślizgach bocznych) oraz ewentualną kolizję wagonu z elementami budowli stałych (zbyt duży luz na ślizgach bocznych). Jednak zbyt ostrożne podejście do tego problemu powoduje nieuzasadnione niewykorzystanie przestrzeni ładunkowej wagonu. Dlatego w opracowaniu [2] podano propozycje dwóch metod regulacji luzów na ślizgach bocznych, które zapewniają osiągnięcie luzu wymaganego przez dokumentację konstrukcyjną oraz przepisy. Metody te eliminują wpływ niekorzystnych zjawisk na "efektywny" lub rzeczywisty wymiar luzów na ślizgach bocznych, jaki może wywierać tarcie w tłumikach ciernych oraz w gnieździe skrętu. W opracowaniu [1] na przykładzie wagonu towarowego czteroosiowego o masie własnej 20 000 kg wyposażonego w wózki standardowe typu Y25Cs udowodniono, że "manipulując" tarciem w tłumikach oraz w gnieździe skrętu można ukryć wichrowatość o wartości około 8 mm na wagonie ze ślizgami sprężystymi i około 10,5 mm na wagonie ze ślizgami sztywnymi, co może mieć wpływ na wielkość rzeczywistego luzu na ślizgach bocznych. Przypadek ten ilustruje rysunek 5, gdzie przedstawiony jest wpływ tłumików ciernych na ustawienie wagonu względem ramy wózka. Pętla histerezy wózka 25TN (Y25Cs) ustalona doświadczalnie jest przedstawiona na rysunku 6.

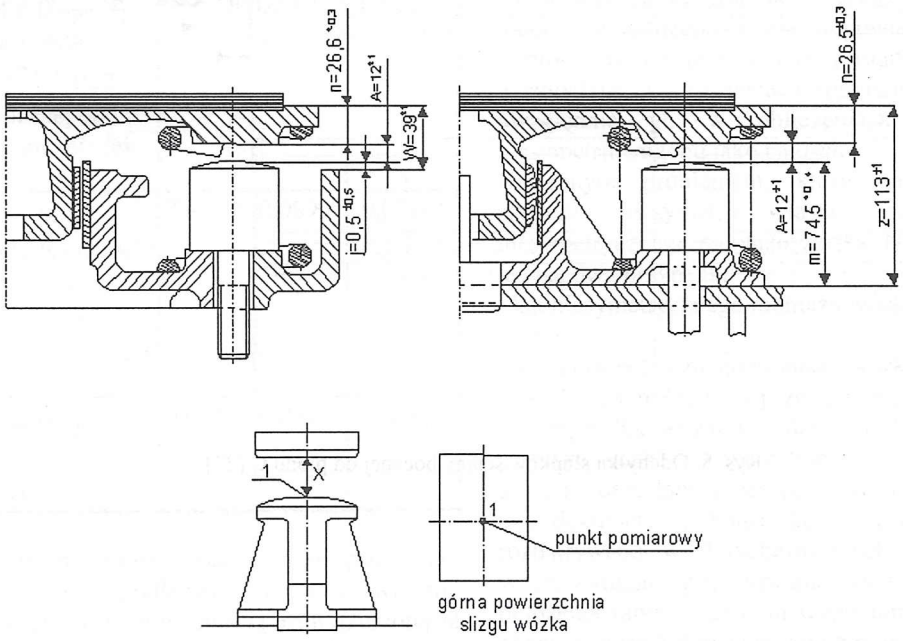


Rys. 5. Schemat obciążenia wagonu oraz rozmieszczenie ślizgów bocznych i tłumików ciernych usprężynowania.



Rys. 6. Charakterystyka usprężynowania wózka 25TN (Y25Cs) ustalona doświadczalnie na stanowisku badaw-czym (pętla histerezy); P_1-obciążenie działające na szyny, P_2- obciążenie przypadające na całe usprężynowanie wózka, f-średnia odległość pomiędzy odbijakami ramy wózka i maźnicy.

Jeśliby dopuścić do wyregulowania luzów na ślizgach sprężystych w takim stanie to wówczas, jak pokazano na rys. 5, spełnienie warunku, że luz na każdym ślizgu bocznym powinien wynosić 12^{+1}_{-1} mm jest problematyczne. Przykładami tymi udowodniono, że nieuściślenie przepisów w tym zakresie daje bardzo duże pole manewru producentowi wagonu, który nie zawsze musi zdawać sobie sprawę z wynikających z tego konsekwencji. Można sformułować następujący wniosek przydatny dla dalszych rozważań na temat koncepcji probabilistycznej skrajni kinematycznej: *Jeśli producent lub zakład wykonywujący naprawy główne oraz rewizyjne wdroży uzasadnione i przekonywujące techniczne metody regulacji luzów na ślizgach bocznych, to można to zrekompensować zyskami w przestrzeni ładunkowej, wynikającymi z zawężenia tolerancji wykonawczych luzu na ślizgach bocznych J.* Postawienie przez przepisy skrajnych tolerancji wykonawczych danego wymiaru nie musi oznaczać ich automatycznego przyjęcia przez konstruktora lub producenta. Wyniki obliczeń zawarte w tabeli 1 pokazują te korzyści. Z punktu widzenia obecnych możliwości technicznych jest możliwe również zawężenie tolerancji wykonawczych np. do $12^{+0,5}_{-0,5}$ mm, $12^{+0,75}_{-0,75}$ mm czy nawet do 12^{0}_{-1} mm lub $12^{+0,5}_{-1}$ mm (ślizgi sprężyste). Analizując przedstawione w [2] metody regulacji luzów na ślizgach bocznych można dojść do wniosku, że nakładają one na producenta obowiązek dodatkowych zabiegów technologicznych, które zwiększają koszt wykonania i proces odbiorów. Wdrożenie ich jednak pozwala producentowi, jak również użytkownikowi, na uniknięcie problemów związanych z bezpieczeństwem eksploatacyjnym. Konstrukcję obydwu ślizgów, tzn sztywnych oraz sprężystych w dwóch wersjach wykonawczych przedstawiono na rys. 7



Rys. 7. Dwa typy ślizgów sprężystych oraz ślizgi sztywne zastosowane w wózkach wagonów towarowych

3. Wyznaczanie kąta niesymetrii własnej η_0' na przykładzie wagonów towarowych czteroosiowych wyposażonych w wózki standardowe.

Zgodnie z zaleceniami [13] wielkość niesymetrii własnej wagonu η_0' określa się w przypadku wagonów towarowych jako niesymetrię, która jest wywołana następującymi czynnikami:

- niesymetrię własną wywołaną luzem wynoszącym 5 mm na ślizgach bocznych wagonu; wielkość J=5 mm jest wielkością rzadko spotykaną dla większości typów wagonów, które charakteryzują się zwiększoną wartością luzów na ślizgach bocznych, co omawiano już wcześniej; wartość ta jest potem "rekompensowana" w wyrazie $\alpha = \text{arctg}\frac{J-5}{b_G}$,
- niesymetrię własną pudła wagonu ,
- niesymetrię własną wózków wagonu,
- niesymetrię rozmieszczenia ładunku.

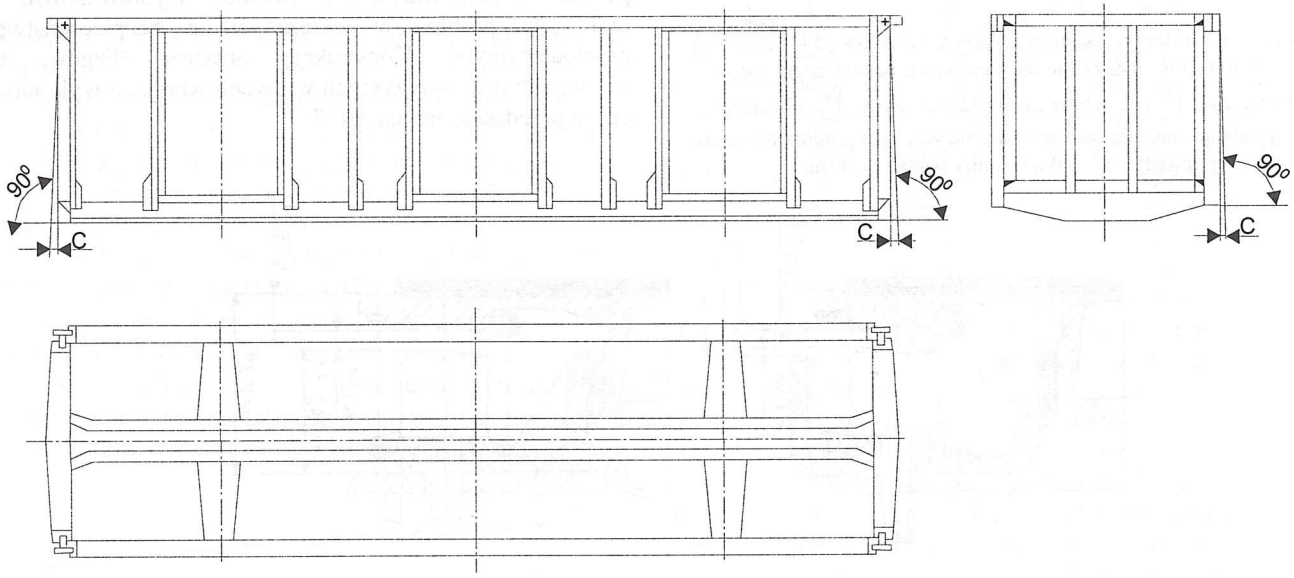
Przepisy [13] zalecają, aby wielkość kąta niesymetrii η_0' obliczyć lub wyznaczyć na drodze empirycznej (pomiary). Autorzy przepisów nie rozróżniają kąta niesymetrii w dwóch najczęściej spotykanych stanach wagonu tzn: stanu próżnego oraz stanu załadowanego i zakładają z góry analizę tego ostatniego.

Jak wyliczono już wcześniej w zależności (3) niesymetria spowodowana luzem 5 mm na bazie ślizgów $b_G = 850$ mm wynosi 0,3370°. Jest to tzw wartość średnia, gdyż zgodnie dokumentem [26] odchyłki wymiaru b_G, które powinien utrzymać producent, wynoszą dla wózków standardowych (rodziny Y25) ±2 mm. Wobec powyższego można zapisać następujące zależności:

$$\alpha_{OSREDNIE} = arctg\frac{5}{850} = 0{,}3370^0, \qquad (4)$$

$$\alpha_{OSMIN} = \frac{5}{852} = 0{,}3362^0,\ \alpha_{OSMAX} = \frac{5}{848} = 0{,}3378^0$$

Kąt niesymetrii własnej pudła wagonu można ustalić na podstawie przepisów krajowych lub międzynarodowych dotyczących wykonawstwa poszczególnych podzespołów. Na przykład dla wagonów towarowych czteroosiowych uniwersalnych krytych, odkrytych i platform ustalono odchyłkę słupków ścian bocznych od pionu [27]. Sposób pomiaru jest przedstawiony na rysunku 8.



Rys. 8. Odchyłka słupków ściany bocznej od pionu C [27].

Wielkość dopuszczalnej odchyłki oszacowano na 5 mm. Wielkość tej odchyłki została rozszerzona w stosunku do starszej edycji przepisów krajowych, gdzie określono identycznie zdefiniowaną odchyłkę na 3 mm [11]. Dysponując dokładnymi danymi konstrukcyjnymi wagonów można ustalić kąt wynikający z niesymetrii własnej pudła wagonu, co przedstawiono w tabeli 2, gdzie porównano poszczególne kąty wynikające z przyjęcia różnych dopuszczalnych odchyłek od pionu wynikających z [11,27] jak również z przyjęcia odchyłki C=4 mm. Przyjęcie tej ostatniej wynikało z [8] gdzie opierano się na jeszcze starszej edycji przepisów względnie z praktyki warsztatowej odpowiadającej ówczesnemu poziomowi techniki. Jak wynika ze sformułowanych przepisów odchyłka C słupków ścian bocznych wagonów towarowych wynosząca obecnie 5 mm nie zależy wcale od ich długości, co można zinterpretować w ten sposób, że daje to producentowi większe pole tolerancji na wagonach towarowych o mniejszej wysokości.

Zestawienie kątów niesymetrii własnej pudeł wagonu dla różnych odchyłek wykonawczych

Tabela 2

Wielkości odchyłki wykonawczej C odchylenia słupka od pionu	Odchyłka		
	C=3 mm wg [11]	C=5 mm wg [27]	C=4 mm wg [8]
kąt niesymetrii pudła α_{OP} wagonu towarowego krytego 407 Kb przy $h_S = 2220$ mm	0,0774°	0,1290°	0,1032°
kąt niesymetrii pudła α_{OP} wagonu towarowego krytego 408 W przy $h_S = 2039$ mm	0,0842°	0,1404°	0,1123°
kąt niesymetrii pudła α_{OP} wagonu towarowego krytego 418 Vb przy $h_S = 1690$ mm	0,1017°	0,1695°	0,1356°
kąt niesymetrii pudła α_{OP} wagonu towarowego krytego 424 V przy $h_S = 3212$ mm (odchyłkę ściany bocznej od pionu przyjęto analogicznie jak dla słupków)	0,0535°	0,0891°	0,0713°
kąt niesymetrii pudła α_{OP} wagonu-cysterny 432 R oraz 433 R przy $h_S = 3185$ mm (odchyłkę zbiornika cysterny przyjęto na podstawie warunków techn. wykonania)	0,0539°	0,0899°	0,0719°
kąt niesymetrii pudła α_{OP} wagonu 418 S przy $h_S = 3360$ mm	0,0511°	0,0852°	0,0682°

Następnym problemem, który trzeba rozwiązać przy ustalaniu niesymetrii własnej pudła wagonu jest kąt związany z niesymetrią wynikającą z wichrowatością ostoi mierzoną za pomocą wzajemnego odchylenia wsporników ślizgów (rys. 4). Należy jednak wziąć pod uwagę, że jest to kąt niesymetrii wynikający ze "skręcenia pudła" i ma on zmienną wartość w zależności od przekroju wagonu. Poza tym jest on mierzony zgodnie z [11,26,27] na ostoi wagonu a nie na gotowym nadwoziu wagonu (przed osadzeniem na wózki). W wyniku dalszych prac np spawalniczych, montażu ścian, dachu (wagony kryte) kąt ten może ulec zmianie. Należy również wziąć pod uwagę, że wichrowatość wyznacza się w przekrojach osi skrajnych (wagony dwuosiowe) oraz w przekrojach przechodzących przez czop skrętu (wagony towarowe czteroosiowe). Jak wynika z przepisów oraz dotychczasowych opracowań nie są one najczęściej przekrojami krytycznymi, do których należą przede wszystkim skrajne przekroje zewnętrzne, gdzie występują maksymalne zwężenia zewnętrzne ($E_{a\,max}$) oraz środkowy przekrój wewnętrzny, gdzie występują maksymalne zwężenia wewnętrzne ($E_{i\,max}$).

Można więc założyć, że:

- kąt ten będzie zmieniał swoją wartość w poszczególnych przekrojach wagonu w zależności od długości wagonu,
- charakter zmienności tego kąta w zależności od długości wagonu trudno jest przewidzieć i możliwe są różne przypadki np:
  - maksymalnego zwichrowania na jednym końcu wagonu, przy czym ciągły początek zwichrowania zaczyna się od drugiego "niezwichrowanego" końca wagonu,
  - przekrój środkowy wagonu, w którym występuje brak zwichrowania i które zwiększa się w sposób ciągły osiągając maksymalną wartość w przekrojach przechodzących przez osie skrajne (wagony towarowe dwuosiowe) oraz przez czopy (wagony towarowe czteroosiowe),
  - stochastyczny charakter zwichrowania poszczególnych przekrojów (przypadkowy charakter wichrowatości).

Przyjęcie kąta

$$\alpha_{OPW} = arctg\frac{t}{b_G} = arctg\frac{10}{1700} = 0{,}3370^0$$ działa

co prawda na korzyść bezpieczeństwa, ale jest wartością mocno przesadzoną i nie odpowiadającą rzeczywistemu stanowi. W związku z tym postanowiono tego kąta nie uwzględniać w obliczeniach nominalnego kąta niesymetrii a uwzględnić go w obliczeniach statystycznego kąta niesymetrii wagonu jako całości.

Następnym problemem, który należy rozwiązać przy ustaleniu niesymetrii własnej wagonu jest tzw kąt niesymetrycznego montażu wózka. Należałoby tu wziąć pod uwagę dwa przypadki:

- kąt niesymetrycznego montażu wózka pod wagonem próżnym,
- kąt niesymetrycznego montażu wózka pod wagonem załadowanym (zlecany przez przepisy).

W przypadku wózków rodziny Y25 kąt niesymetrycznego montażu wózka wynika z tolerancji wymiarów składowych, które są określone przez przepisy międzynarodowe [19,26] oraz dokumentację konstrukcyjną. Przypadek krańcowy, jaki rozpatrywano w dotychczasowych obliczeniach skrajniowych, wynikał z poszukiwania najbardziej niesymetrycznego położenia ramy względem wypoziomowanego toru. Jak się okazuje na ten kąt mają wpływ trzy wymiary, a mianowicie:

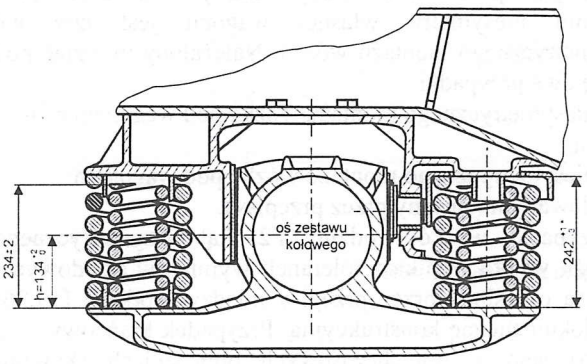
- dopuszczalna różnica średnic tocznych zestawów kołowych dla pojazdów przystosowanych do ruchu do 200 km/h, w

położeniu środkowym względem toru (pomijana w dotychczasowych w obliczeniach skrajni kinematycznej), wprowadzona dla wagonów towarowych zgodnie z [29],
- odległość osi zestawu kołowego od łapy maźnicy zgodnie z [19] wraz z tolerancją zgodną z dokumentacją konstrukcyjną,
- tolerancja oparć sprężyn płaszczyzny odniesienia, będąca miarą wichrowatości własnej ramy wózka (rys 4).

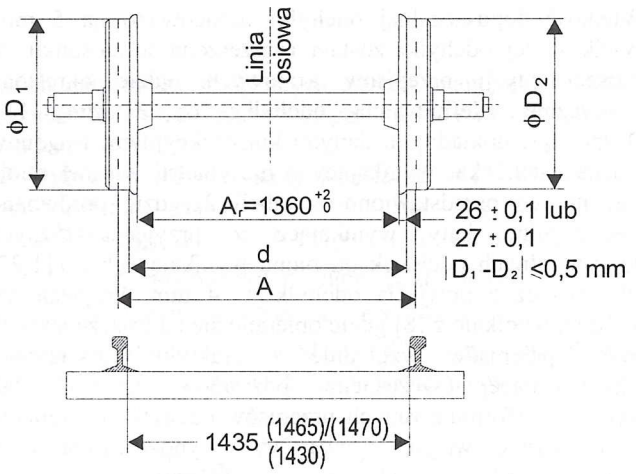
Tolerancje pozostałych wymiarów są zaznaczone na rys 9. Ponieważ tolerancje w ostatnim wymienionym przypadku nie wynikają wprost z rysunku postanowiono ich dobór uzasadnić dodatkowym komentarzem. Tolerowana jest przede wszystkim różnica przekątnych, która jest przedstawiona jako wymiar d=ZB+ZC-ZA-ZD, albo inaczej d=(ZB+ZC)-(ZA+ZD) (gdzie wymiary ZA, ZB, ZC i ZD są wyznaczone od płaszczyzny odniesienia). Tolerancja wymiaru d wynosi zgodnie z [26] ±2 mm. Tolerancję wymiaru $Z1 = Z_P - \frac{ZA + ZB + ZC + ZD}{4}$ określono w zakresie ±2 mm. Wichrowatość maksymalną ramy wózka można wyliczyć w oparciu o następujące założenie:
- wymiary ZA i ZC posiadają tolerancję +2 mm w stosunku do wymiaru nominalnego,
- wymiary ZB i ZD posiadają tolerancję -2 mm w stosunku do wymiaru nominalnego.

W/w założenie pozwala na dotrzymanie założonych warunków wstępnych tj różnicy przekątnych d oraz dopuszczalnych odchyłek wymiaru od płaszczyzny odniesienia tj Z1. Tak więc do dalszych obliczeń przyjęto tolerancję zwichrowania ramy wynoszącą 4 mm oraz założono, że występuje ona jednocześnie na dwóch ramach wózków wagonu.

Na rysunku 9 przedstawiono również tolerancję wysokości sprężyn pod obciążeniem 880 daN dla wagonu o masie ekwiwalentnej wynoszącej 20 000 kg. Jak wiadomo z dokumentacji konstrukcyjnej oraz przepisów międzynarodowych [19,20] wysokość sprężyny ma wynosić 242^{+1}_{-3} mm. W ten sposób można by już na obecnym etapie przyjąć, że po lewej stronie wagonu znajdują się sprężyny o wysokości maksymalnej wynoszącej 243 mm natomiast po lewej stronie znajdują się sprężyny o minimalnej wysokości wynoszącej 239 mm.



* wysokość pod obciążeniem 880 daN, odpowiadającym ciężarowi wagonu o masie własnej 20 000 kg



Rys. 9. Tolerancje wymiarów składowych wpływających na niesymetrię montażu wózków rodziny Y25.

Można więc przyjąć, że powoduje to dodatkową niesymetrię usprężynowania. W ten sposób pojawia się dodatkowy kąt niesymetrii, który należałby do „grupy montażu wózka" wynoszący:

$$\alpha_{OWS} = ar\,ctg\frac{H_{MAX} - H_{MIN}}{2l_1} = ar\,ctg\frac{243-239}{2000} = 0{,}001999\ rad = 0{,}114^0 \quad (5)$$

Taki dobór tolerancji ma związek z maksymalną dopuszczalną tolerancją podatności (sztywności) wykonania sprężyn określoną przez dokumentację konstrukcyjną oraz przez [24,25,28]. Wyższe sprężyny pod określonym obciążeniem, które jest również obciążeniem stosowanym przy odbiorach u ich producenta, są sprężynami o minimalnej podatności (maksymalnej sztywności) natomiast sprężyny niższe pod tym samym obciążeniem cechują się maksymalną podatnością (minimalną sztywnością). Czynnik ten postanowiono wykorzystać w dalszej części obliczeń przy określaniu dodatkowej niesymetrii spowodowanej różnicą podatności dla wagonu w stanie próżnym oraz obciążonego ładunkiem rozmieszczonym symetrycznie jak również asymetrycznie. Koncepcja takiego uszeregowania wpływu poszczególnych czynników nie ma wpływu na ostateczny wynik, a ułatwia jedynie dalszy tok analizy.

Korzystając z wcześniej wyliczonej wichrowatości ram wózków (rys. 4) oraz tolerancji wymiarów składowych (rys. 9) można wyliczyć kąt niesymetrycznego montażu wózka:

$$\alpha_{OW} = arctg\frac{2}{l_1} + arctg\frac{4}{l_1} + arctg\frac{0{,}5|D_2 - D_1|}{1500} = arctg\frac{2}{2000} + arctg\frac{4}{2000} + arctg\frac{0{,}25}{1500} = 0{,}1812^0 \quad (6)$$

Zależność (6) obowiązuje tylko wtedy, gdy do analizy uwzględnia się hipotetyczny najniekorzystniejszy przypadek polegający na następujących założeniach:

- wszystkie zestawy kołowe posiadają koła o większej średnicy po lewej stronie,
- wszystkie łapy maźnicy posiadają maźnice w górnej tolerancji po lewej stronie,
- obydwie ramy wózka posiadają kąt zwichrowania zgodny z kątami wywołanymi przez zestawy kołowe oraz przez łapy maźnic decydujące o usytuowaniu poszczególnych sprężyn i ram wózków.

Wobec powyższego można zapisać następującą zależność dotycząca kąta niesymetrii dla wagonów towarowych czteroosiowych w stanie próżnym:

$$\eta_0' = \alpha_{OS} + \alpha_{OP} + \alpha_{OW} \quad (7)$$

Kąty niesymetrii własnej η_0' dla różnych typów wagonów towarowych czteroosiowych wynikających z uwzględnieniem zależności (7) zestawiono w tabeli 3.

Zestawienie całkowitych kątów niesymetrii własnej $\eta_{OSREDNIE}'$ * i η_{OMAX}' ** wagonów towarowych czteroosiowych w stanie próżnym w wózkach Y25Css

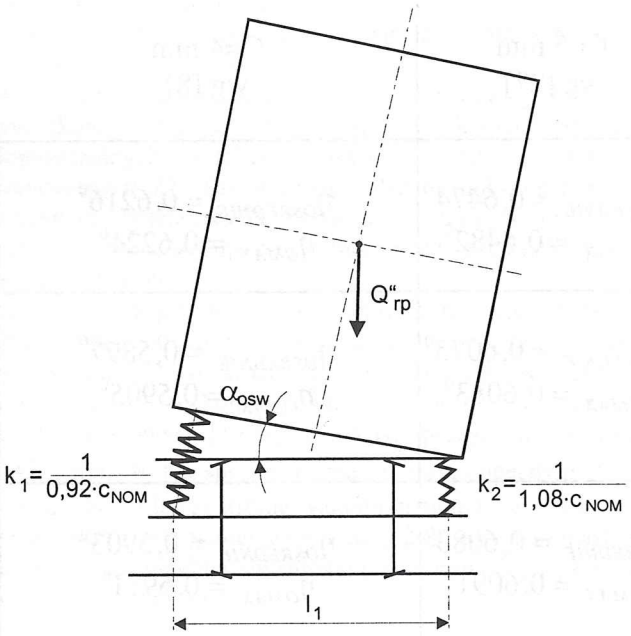
Tabela 3

Wielkość odchyłki wykonawczej C przedstawiającej odchylenie słupka od pionu	Odchyłka		
	C=3 mm wg [11]	C=5 mm wg [27]	C=4 mm wg [8]
kąt niesymetrii η_O' wagonu krytego 407 Kb	$\eta_{OSREDNIE}' = 0,5958^0$ $\eta_{OMAX}' = 0,5966^0$	$\eta_{OSREDNIE}' = 0,6474^0$ $\eta_{OMAX}' = 0,6482^0$	$\eta_{OSREDNIE}' = 0,6216^0$ $\eta_{OMAX}' = 0,6224^0$
kąt niesymetrii η_O' wagonu towarowego samowyładowczego 424 V	$\eta_{OSREDNIE}' = 0,5719^0$ $\eta_{OMAX}' = 0,5727^0$	$\eta_{OSREDNIE}' = 0,6075^0$ $\eta_{OMAX}' = 0,6083^0$	$\eta_{OSREDNIE}' = 0,5897^0$ $\eta_{OMAX}' = 0,5905^0$
kąt niesymetrii η_O' wagonów cystern 432R oraz 433R	$\eta_{OSREDNIE}' = 0,5723^0$ $\eta_{OMAX}' = 0,5371^0$	$\eta_{OSREDNIE}' = 0,6083^0$ $\eta_{OMAX}' = 0,6091^0$	$\eta_{OSREDNIE}' = 0,5903^0$ $\eta_{OMAX}' = 0,5911^0$
kąt niesymetrii wagonu towarowego 418S	$\eta_{OSREDNIE}' = 0,5695^0$ $\eta_{OMAX}' = 0,5703^0$	$\eta_{OSREDNIE}' = 0,6036^0$ $\eta_{OMAX}' = 0,6044^0$	$\eta_{OSREDNIE}' = 0,5866^0$ $\eta_{OMAX}' = 0,5874^0$

* $\eta_{OSREDNIE}'$ -kąt niesymetrii wagonu przy uwzględnieniu $\alpha_{OSREDNIE}$ z zależności (4)

** η_{OMAX}' -kąt niesymetrii wagonu przy uwzględnieniu α_{OMAX} z zależności (4)

Jak widać z tabeli 3 kąt niesymetrii własnej η_o' obliczony wg wzoru (7) w stanie próżnym wagonu jest dużo mniejszy od 1°. Zależność (7) nie obejmuje jednak kąta spowodowanego niesymetrią montażu wózka, który może wynikać z tolerancji usprężynowania. Wartość tej tolerancji ujęta jest w [24,25 i 28]. Oznaczałoby to, że zależność (7) opisującą η_o' nie jest zależnością pełną i należałoby uwzględnić w niej sytuację, kiedy jedna ze stron posiada sprężyny o minimalnej możliwej sztywności, natomiast druga-sprężyny o maksymalnej sztywności wynikającej z ww przepisów. Tolerancja ta nie jest podana wprost i wynika ona z tolerancji podatności, która jest określona dla pojedynczej sprężyny jako $\Delta c = \pm 0{,}08 \cdot c_{NOM}$ .Sytuacja ta jest mało prawdopodob-na, ale zgodnie z założeniami przyjętymi przez autorów przepisów skrajni kinematycznej należy posługiwać się w obliczeniach maksymalnie niekorzystnymi, możliwymi w eksploatacji przypadkami i jest przedstawiona na rys. 10. Wówczas powstaje kolejne źródło "naturalnej" niesymetrii wagonu spowodowanego niesymetrią montażu, którą dla takiego przypadku oznacza się α_{OWS}.



Rys. 10. Dodatkowy kąt niesymetrii α_{OWS} spowodowany niesymetrią usprężynowania

Kąt α_{OSW} można wyznaczyć z poniższych równań równowagi:

$$Q_1 + Q_2 = Q_{rp}'' \tag{8}$$

oraz

$$Q_1 \cdot 2l = Q_{rp}'' \cdot l \tag{9}$$

Otrzymując z równań (8) i (9) $Q_1 = Q_2 = \frac{1}{2} \cdot Q_{rp}''$ oraz przy założeniu, że $Q_1 = k_1 \cdot f_1$ oraz $Q_2 = k_2 \cdot f_2$ można wyznaczyć kąt α_{OWS} z następującej zależności:

$$\alpha_{OWS} = \frac{\frac{1}{2} \cdot \Delta f}{l} = \frac{\frac{1}{2} \cdot (f_1 - f_2)}{l} \tag{10}$$

Po wstawieniu zależności $f_1 = \frac{Q_{rp}''}{2k_1}$ oraz $f_2 = \frac{Q_{rp}''}{2k_2}$ do równania (10) otrzymuje się:

$$\alpha_{OWS} = \frac{Q_{rp}''}{4l} \cdot \left(\frac{1}{k_1} - \frac{1}{k_2} \right) \tag{11}$$

Przy założeniu, że $c_1 = \frac{1}{k_1} = 1{,}08 \cdot c$ oraz

$c_2 = \frac{1}{k_2} = 0{,}92 \cdot c$ otrzymuje się zależność:

$$\alpha_{OWS} = \frac{Q_{rp}''}{4l} \cdot 0{,}16c = 0{,}04 \cdot \frac{Q_{rp}''}{l} c = 0{,}04 \cdot \frac{Q_{rp}''}{l \cdot k} \tag{12}$$

Po wstawieniu odpowiednich wartości liczbowych do zależności (12) dla wagonu towarowego czteroosiowego o masie własnej 20000 kg wyposażonego w wózki typu Y25Lsd, można wyliczyć wartość tego kąta (wyznaczając po kolei wartości Q_{rp}'',c,l):

$Q_{rp}'' = (20000 - 4 \cdot m_{ZK}) \cdot g$ =14076,369 daN

gdzie:

Q_{rp}''-ciężar usprężynowany wagonu w stanie próżnym,

m_{ZK}-masa omaźnicowanego zestawu kołowego oszacowana w oparciu o dokumentację konstrukcyjną na 1412,75 kg,

c- miękkość usprężynowania jednej strony wagonu wyliczona z następującej zależności:

$$c = \frac{1}{8 \cdot k_Z} = \frac{1}{398{,}468} = 2{,}50961 \cdot 10^{-3} \text{ mm/daN},$$

k- sztywność usprężynowania jednej strony wagonu wyliczona z następującej zależności:

k=8k_Z=8·498,68=3984,68 N/mm=398,468 daN/mm-(sztywność usprężynowania jednej strony wagonu),

l=1000 mm (połowa rozstawu usprężynowania)

$$\alpha_{OWS} = 0{,}04 \frac{14076{,}369}{1000 \cdot 398{,}468} = \tag{13}$$

$$= 1{,}413048 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0{,}0809^0$$

W przypadku wagonu towarowego czteroosiowego o masie własnej 20000 kg wyposażonego w wózki typu Y25Css po wstawieniu wartości liczbowych do zależności (12) można wyliczyć wartość tego kąta (wyznaczając po kolei wartości Q_{rp}'',c,l):

$Q_{rp}'' = 14076{,}369$ daN (gdyż masa zestawów kołowych jest identyczna jak w przypadku poprzednim),

$$c = \frac{1}{8 \cdot k_Z} = \frac{1}{325{,}04} = 3{,}076544 \cdot 10^{-3} \text{ N/mm},$$

$$k = 8 \cdot k_Z = 8 \cdot 406{,}3 = 3250{,}4 \text{ N/mm} =$$
$$= 325{,}04 \text{ daN/mm}$$

l=1000 mm (połowa rozstawu usprężynowania).

$$\alpha_{OWS} = 0{,}04 \frac{14076{,}369}{1000 \cdot 325{,}04} = \quad (14)$$
$$= 1{,}732262 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 0{,}0992^0$$

Dla poszczególnych przypadków różnica ugięć Δf wynosi odpowiednio:

- dla wagonów towarowych czteroosiowych o masie własnej 20 000 kg wyposażonych w wózki typu Y25Lsd1 przystosowanych do obciążenia 22,5 ton/oś:

$$\Delta f = \alpha_{OWS} \cdot l = 1{,}413048 \cdot 10^{-3} \cdot 1000 = 1{,}413 mm \quad (15)$$

- dla wagonów towarowych czteroosiowych o masie własnej 20 000 kg wyposażonych w wózki typu Y25Css przystosowanych do obciążenia 20 ton/oś:

$$\Delta f = \alpha_{OWS} \cdot l = 1{,}732262 \cdot 10^{-3} \cdot 1000 = 1{,}732 mm \quad (16)$$

Ponieważ usprężynowanie wózków rodziny Y25 ma charakter progresywny należy sprawdzić poprawność ww obliczeń wg wzorów (15) oraz (16) czy w takiej sytuacji do pracy nie mogła wcześniej wejść sprężyna wewnętrzna. Te rozważania będą przydatne dla ustalenia faktycznego kąta niesymetrii wagonów 407 Kb, 418 V, 424V i 433 R. Jak wynika z rys. 9 w obydwu przypadkach wagonów tzn wyposażonych w wózki typu Y25Cs luz pomiędzy sprężyną zewnętrzną oraz sprężyną wewnętrzną wynosi dla wagonu o masie własnej 20 000 kg jak następuje:

$$\Delta l = H_1 - H_2 = 242^{+1}_{-3} - 234^{+2}_{-2} = 8^{+3}_{-5} \text{ mm} \quad (17)$$

gdzie:

$H_1 = 242^{+1}_{-3}$ -wysokość sprężyny zewnętrznej pod obciążeniem ekwiwalentnym 880 daN, które wynika z obciążenia masą nieusprężynowaną wagonu o masie całkowitej 20000 kg,

$H_2 = 234^{+2}_{-2}$ mm -wysokość swobodna sprężyny wewnętrznej, która w przypadku wagonu nieobciążonego o masie ekwiwalentnej 20 000 kg do współpracy nie wchodzi.

Z powyższej zależności można wnioskować, że maksymalny luz $\Delta l_{MAX} = 11$ mm oraz $\Delta l_{MIN} = 3$ mm

Gdyby założyć, że odchyłki wymiarów H_1 i H_2 są zgodne z rozkładem normalnym wówczas zgodnie z zależnością (23) wg [9] obowiązuje następująca zależność:

$$\Delta l_{STAT} = 8 + \frac{1-3}{2} \pm \frac{1}{2}\sqrt{4^2 + 4^2} = 7 \pm 2{,}828 \text{mm} \quad (18)$$

Z zależności (18) można wnioskować, że:

$\Delta l_{MAXSTAT} = 9{,}828$ mm -statystyczny luz maksymalny,

$\Delta l_{MINSTAT} = 4{,}172$ mm -statystyczny luz minimalny.

Ze wzorów (17) i (18) wynika, że analiza wg wzorów (13) oraz (14) opiera się na prawidłowym założeniu, że w stanie próżnym do pracy nie weszła sprężyna wewnętrzna. Obliczenia kąta niesymetrii α_{OWS} w stanie próżnym dla wcześniej analizowanych wagonów, które są wyposażone w wózki typu Y25Css są przedstawione w tabeli 4. Ponieważ maksymalna wartość $\Delta f = \alpha_{OWS} \cdot l$ dla poszczególnych wagonów towarowych wynosi odpowiednio 2,03 mm (wagon 407 Kb), 2,33 mm (wagon 418 V), 2,27 mm (wagon 432R), 2,27 mm (wagon specjalny), to różnica pomiędzy ugięciami lewej oraz prawej strony usprężynowania wynosi odpowiednio, korzystając z zależności $2 \cdot \Delta f = 2 \cdot \alpha_{OWS} \cdot l$ (4,06 mm dla wagonu 407Kb, 4,66 mm dla wagonu 418V, 4,54 mm dla wagonu 432R oraz wagonu 418S). Jak widać z powyższych obliczeń w przypadku trzech wagonów luz może być wyczerpany (biorąc pod uwagę nawet $\Delta l_{STATMIN}$=4,172 mm). Ze względu na mały błąd rachunkowy (co można dowieść przez szczegółowe obliczenia) wynik związany z obliczeniem kąta niesymetrii α_{OWS} można pozostawić jako miarodajny w stanie próżnym wagonu. Obliczenia kąta η_0' dla czterech typów wagonów towarowych wyposażonych w wózki typu Y25Css wg uzupełnionej zależności (7) tzn:

$$\eta_0' = \alpha_{OS} + \alpha_{OP} + \alpha_{OW} + \alpha_{OWS} \quad (19)$$

przedstawiono w tabeli 5.

Zestawienie kątów niesymetrii α_{OWS} dla wagonów towarowych czteroosiowych w stanie próżnym wyposażonych w wózki typu 25TNb/2 (Y25Css).

Tabela 4

Typ wagonu	Wagon kryty 407 Kb	Wagon samo-wyładowczy 424 V	Wagon cysterna 432 R	Wagon samowyładowczy 418S	Uwagi
Masa własna	244,86 kN	244,9 kN	240 kN	240 kN	przyjęta na podstawie dokumentacji konstrukcyjnej
Ciężar usprężynowany wag	189,423 kN	189,463 kN	184,563 kN	184,563 kN	**
Kąt niesymetrii wagonu	0,1335° ($2,33001 \cdot 10^{-3}$ rad)	0,1335° ($2,33001 \cdot 10^{-3}$ rad)	0,1301° ($2,27127 \cdot 10^{-3}$ rad)	0,1301° ($2,27127 \cdot 10^{-3}$ rad)	
Maksymalne ugięcie prawej (bardziej podatnej strony usprężynowania)***	27,33 mm	32,32 mm	30,66 mm	30,66 mm	
Wysokość sprężyn zewn. prawej (bardziej podatnej strony usprężynowania)***	236,67 mm	231,68 mm	233,34 mm	233,34 mm	
Wysokość sprężyn zewn. prawej (bardziej podatnej strony usprężynowania) ****	235,67 mm	230,68 mm	232,34 mm	232,34 mm	

** do obliczeń ciężaru usprężynowanego wagonu przyjęto ciężar czterech omaźnicowanych zestawów kołowych tzn $4 \cdot m_{zk} \cdot g = 5661 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3} = 55,43631$ kN.

*** do obliczeń wysokości pod obciążeniem przyjęto wysokość sprężyn zewnętrznych prawej (bardziej podatnej) strony usprężynowania wynoszącą 260 mm,

**** do obliczeń wysokości pod obciążeniem przyjęto wysokość sprężyn zewnętrznych prawej (bardziej podatnej) strony usprężynowania wynoszącą 259 mm wynikającą z wymiaru 260^{-1} mm wg 14 klasy dokładności i szeregu średniodokładnego dla wymiarów zewnętrznych.

Zestawienie całkowitych kątów niesymetrii własnej $\eta'_{OSREDNIE}$ *i η'_{OMAX} ** wagonów towarowych czteroosiowych na wózkach Y25Css w stanie próżnym

Tabela 5

Wielkość odchyłki wykonawczej C przedstawiającej odchylenie słupka ściany (zbiornika od pionu)	Odchyłka		
	C=3 mm wg [11]	C=5 mm wg [27]	C=4 mm wg [8]
kąt niesymetrii η'_O wagonu krytego 407Kb	$\eta'_{OSREDNIE} = 0,7293^0$ $\eta'_{OMAX} = 0,7301^0$	$\eta'_{OSREDNIE} = 0,7809^0$ $\eta'_{OMAX} = 0,7817^0$	$\eta'_{OSREDNIE} = 0,7551^0$ $\eta'_{OMAX} = 0,7559^0$
kąt niesymetrii η'_O wagonu towarowego samowyładowczego 424V	$\eta'_{OSREDNIE} = 0,7054^0$ $\eta'_{OMAX} = 0,7062^0$	$\eta'_{OSREDNIE} = 0,7410^0$ $\eta'_{OMAX} = 0,7418^0$	$\eta'_{OSREDNIE} = 0,7232^0$ $\eta'_{OMAX} = 0,7240^0$
kąt niesymetrii η'_O wagonu cysterny 432R oraz 433R	$\eta'_{OSREDNIE} = 0,7024^0$ $\eta'_{OMAX} = 0,7032^0$	$\eta'_{OSREDNIE} = 0,7384^0$ $\eta'_{OMAX} = 0,7392^0$	$\eta'_{OSREDNIE} = 0,7204^0$ $\eta'_{OMAX} = 0,7212^0$
kąt niesymetrii η'_O wagonu specjalnego 418 S	$\eta'_{OSREDNIE} = 0,6996^0$ $\eta'_{OMAX} = 0,7004^0$	$\eta'_{OSREDNIE} = 0,7337^0$ $\eta'_{OMAX} = 0,7345^0$	$\eta'_{OSREDNIE} = 0,7167^0$ $\eta'_{OMAX} = 0,7175^0$

* $\eta'_{OSREDNIE}$ kąt niesymetrii wagonu przy uwzględnieniu $\alpha_{OSREDNIE}$ z zależności (4)

** η'_{OMAX} kąt niesymetrii wagonu przy uwzględnieniu α_{OMAX} z zależności (4)

W żadnym z przeanalizowanych przypadków, podanych w tabeli 5, kąt niesymetrii η_O' wg zależności (19) dla czterech typów wagonów towarowych wyposażonych w wózki typu Y25Css, kąt niesymetrii własnej wagonu nie przekracza wartości umownej określonej przez przepisy, tzn 1°. Kolejny przypadek jaki należy rozważyć jest niesymetria wagonu w stanie ładownym. Analizując ten przypadek należy wziąć pod uwagę następujące charakterystyczne sytuacje jakie mogą zdarzyć się w eksploatacji.

Jako najbardziej niekorzystne uznano dwa przypadki:

1. Wagon posiada usprężynowanie o maksymalnym rozrzucie sztywności strony lewej oraz prawej wynikającej z tolerancji podatności ±8%, natomiast ładunek jest umieszczony symetrycznie,
2. Wagon posiada usprężynowanie o maksymalnym rozrzucie sztywności lewej i prawej strony usprężynowania wynikającej z tolerancji podatności ±8%, natomiast ładunek jest umieszczony asymetrycznie, przy czym przemieszczenie ładunku jest skierowane w stronę usprężynowania o mniejszej sztywności. Dopuszczalną masę ładunku i asymetrię ładunku można przyjąć zgodnie z [23,31].

Pierwszy przypadek występuje w analizowanych wcześniej wagonach samowyładowczych 424V, 418S oraz cysternach 432R (433R), natomiast drugi może wystąpić w wagonie krytym 407 Kb.

Dalsze analizy na temat wyznaczania kąta niesymetrii w stanie ładownym wagonu oraz wyznaczania statystycznego kąta niesymetrii przy wykorzystaniu rozkładu normalnego będą przedstawione w następnym opracowaniu.

4. Wnioski

1. Z przeprowadzonych analiz wynika, że wielkość luzu na ślizgach bocznych stałych oraz sprężystych ma istotne znaczenie z punktu widzenia kinematycznego zapotrzebowania przestrzeni. W związku z tym producenci taboru kolejowego powinni zwrócić uwagę na ten czynnik, który decyduje o ostatecznym zarysie wagonu. Spore korzyści można uzyskać tylko wtedy, gdy wdroży się metody regulacji luzów, które dają gwarancję, że luz na każdym ślizgu jest zgodny z dokumentacją konstrukcyjną oraz obowiązującymi przepisami krajowymi i międzynarodowymi. Istotnym brakiem w przepisach międzynarodowych (karty UIC, raporty ERRI) jest brak metodyki w jaki sposób je regulować. Koncepcje regulacji luzów na ślizgach bocznych przedstawione w [2] mogą służyć za podstawę do opracowania instrukcji dla producentów oraz zakładów naprawczych. Z punktu widzenia producenta regulacja ta może spowodować dodatkowe koszty zwłaszcza w początkowym etapie wdrażania. Jednak może ona stanowić istotny postęp z punktu widzenia bezpieczeństwa przed wykolejeniem oraz lepszego wykorzystania kinematycznego zapotrzebowania przestrzeni.

2. Brak metodyki określania kąta niesymetrii pojazdów (zwłaszcza wagonów towarowych) powoduje, że każdy konstruktor czy producent skłania się do przyjęcia wartości ryczałtowej wynoszącej 1°. Jednak w praktyce każdy pojazd należy traktować indywidualnie. W dokonanych analizach wagonu w stanie próżnym udowodniono, że wartości kąta niesymetrii nie osiągnęły ww wartości ryczałtowej. W powyższych rozważaniach wzięto pod uwagę najbardziej niekorzystne złożenie się zjawisk (mało prawdopodobne, ale możliwe). Już na obecnym etapie można wysunąć tezę, że kąt ten przyjmuje wartość statystyczną zgodną z rozkładem losowym. Do dalszych analiz zamierza się wykorzystać rozkład Gaussa (rozkład normalny), co będzie przedstawione w następnych artykułach.

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 Poznańkiej 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] *Oporowska H.: Obliczenia skrajni kinematycznej zwężonej wagonu 418Vb na wózkach 2XTc 418Vb011603-1/N-praca Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Pojazdów Szynowych.*

[9] *Sobaś M., O pewnych możliwościach zastosowania koncepcji probabilistycznej skrajni kinematycznej (2). Pojazdy Szynowe, nr 1/2000.*

[10] *Sobaś M., O pewnych możliwościach zastosowania koncepcji probabilistycznej skrajni kinematycznej (6). Pojazdy Szynowe, nr 3/2001.*

[11] *BN-75/3532-24. Tabor kolejowy. Wagony towarowe 4-osiowe uniwersalne. Wymagania i badania.*

[12] *DT 191 (B12). Ausdrehmoment zwischen Wagenkasten und Drehgestell der Güterwagen. Utrecht, 03.1987.*

[13] *ERRI B12 /DT 135. Allgemein verwendbare Berechnungsmethoden für die Entwicklung neuer Güterwagenbauarten oder neuer Güterwagen-drehgestelle. 3 Ausgabe. Utrecht 10. 1995.*

[14] *Frage B55. Entgleisungssicherheit von Güterwagen in Gleisverwindungen. Bericht Nr 8 (Schlussbericht) Utrecht, 04.1983.*

[15] *Frage 45/C/3.4 Problematik der Tragwagen der neuen Generation.02.1996*

[16] *Karta UIC 432. Wagony towarowe. Prędkości jazdy. Zmiana 7 z dnia 01.01.1994*
[17] *Karta UIC 505-1. Pojazdy Szynowe. Skrajnie pojazdów. 8-me wydanie z 01.01.1997*
[18] *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.*
[19] *Karta UIC 510-1. Wagony towarowe. Układ biegowy. Normalizacja. Wydanie z 1.01.1978 z aktualną zmianą 14-tą z 1.01.1997.*
[20] *Karta UIC 517. Wagony towarowe. Części zawieszenia usprężynowania. Wymienność.*
[21] *Karta UIC 571-4. Wagon unifies. Wagon pour le trafic combine. Caracteristiques. 3 edycja z 01.01.1997*
[22] *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.*
[23] *Karta UIC 700. Klasyfikacja linii kolejowych. Przynależne granice obciążenia wagonów towarowych. 9-te wydanie z 1.07.1987.*
[24] *Karta UIC 821. Warunki techniczne dostawy resorów piórowych dla pojazdów. Wymienność.*
[25] *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.*
[26] *ORE B12/DT 122. Sprawdzenie utrzymania dokładności wymiarów wagonów towarowych. Utrecht, 07.1985.*
[27] *PN-91/K-23007. Wagony towarowe czteroosiowe uniwersalne. Wymagania i badania.*
[28] *PN-81/K-88171. Tabor kolejowy. Sprężyny śrubowe walcowe.*
[29] *PN-92/K-91045. Tabor kolejowy. Zestawy kołowe. Wymagania i badania.*
[30] *prEN 13775-2. Bahnanwendungen-Vermessung von Güterwagen beim Neubau und beim Umbauten-Teil 2: Güterwagen mit Drehgestellen. 11.1999.*
[31] *RIV-Regolamento Internazionale Veicoli. Umowa o wzajemnym użytkowaniu wagonów towarowych w komunikacji międzynarodowej. Ze zmianą 11 z 1.01 do 1.07.1987.*