

O pewnych możliwościach zastosowania koncepcji probabilistycznej skrajni kinematycznej pojazdów szynowych (7)

Niniejsza praca kontynuuje cykl artykułów ujmujących nowe podejście do określenia skrajni kinematycznej pojazdów szynowych. Przedstawiono w niej obowiązujące reguły określania przemieszczeń pionowych w świetle obowiązujących przepisów oraz przemieszczeń pionowych z wykorzystaniem statystyki w oparciu o rozkład losowy normalny poszczególnych czynników na przykładzie wagonów towarowych czteroosiowych wyposażonych w układy biegowe z zawieszeniem typu "Y25."

CZĘŚĆ VII

ZASTOSOWANIE RACHUNKU PRAWDOPODOBIENSTWA W OBLICZENIACH PRZEMIESZCZENIA PIONOWEGO

1. Wprowadzanie

Niniejszy artykuł jest kontynuacją prac [1,2,3,4,5,6] wykonanych w ramach projektu KBN nr 9 T12C 021 16 pt "Nowa koncepcja skrajni kinematycznej pojazdów szynowych". Skrajnia statyczna Jedności Technicznej ogranicza wymiary pojazdu szynowego stojącego na torze przy najwyższym oraz najniższym położeniu zderzaków (określonych w dokumentacji konstrukcyjnej poprzez wymiary kresowe) elementów układów biegowych takich jak koła, węzły maźnicze, elementy zawieszenia itp. W tej skrajni nie uwzględnia się ugięć usprężynowania pojazdu podczas jazdy tzw. wychyleń pionowych.

Analiza zagadnienia w czasie opracowywania założeń skrajni kinematycznej doprowadziła do konieczności rozróżnienia dwóch rodzajów pojazdów trakcyjnych, czyli:

- lokomotywy, dla których można ustalić maksymalne obciążenia statyczne usprężynowania wynikające z maksymalnego obciążenia w stanie służbowym,
- wagonów spalinowych, przeznaczonych dla ruchu towarowego i osobowego, w których usprężynowanie podlega zmiennym warunkom obciążenia statycznego w granicach trudnych do określenia; dla tych pojazdów nie jest możliwe ustalenie maksymalnego obciążenia usprężynowania, ponieważ zależy ono od zmiennego nasilenia ruchu w trakcie eksploatacji.

Ustalono, że dla pojazdów pierwszego rodzaju tj. lokomotyw, przy określeniu wymiarów przekrojów poprzecznych, należy uwzględnić wychylenie pionowe odpowiadające przeciążeniu usprężynowania równemu 30% obciążenia statycznego w stanie służbowym. Wychylenia te dla pojazdu z usprężynowaniem maźniczym o sztywności k_1 (usprężynowanie pierwszego stopnia) oraz z usprężynowaniem bujakowym o sztywności k_2 (usprężynowanie drugiego stopnia) przyjmują następującą wartość:

$$z_1' = 0,30 \cdot \frac{Q_r'}{k_1} \quad (1)$$

-dla usprężynowania pierwszego stopnia (maźniczego) oraz

$$z_2'' = 0,30 \cdot \left(\frac{Q_r'}{k_1} + \frac{Q_r''}{k_2} \right) \quad (2)$$

-dla usprężynowania pierwszego i drugiego stopnia (bujakowego)

gdzie:

Q_r' - obciążenie statyczne usprężynowania maźniczego,

Q_r'' - obciążenie statyczne usprężynowania bujakowego lokomotywy w stanie służbowym.

Analizy ugięć zawieszeń poszczególnych lokomotyw wykazały, że policzone wartości z_1' oraz z_2'' dla obciążeń w stanie służbowym są na ogół mniejsze aniżeli tzw. ugięcia maksymalne ograniczone poprzez stan oparcia na odbijakach. Stan oparcia na odbijakach potraktowano więc jako stan awaryjny, który jest wynikiem sytuacji nadzwyczajnej spowodowanej np. złamaniem sprężyny lub resoru. Przy tworzeniu przepisów dla skrajni przyjęto pojazd sprawny do ruchu.

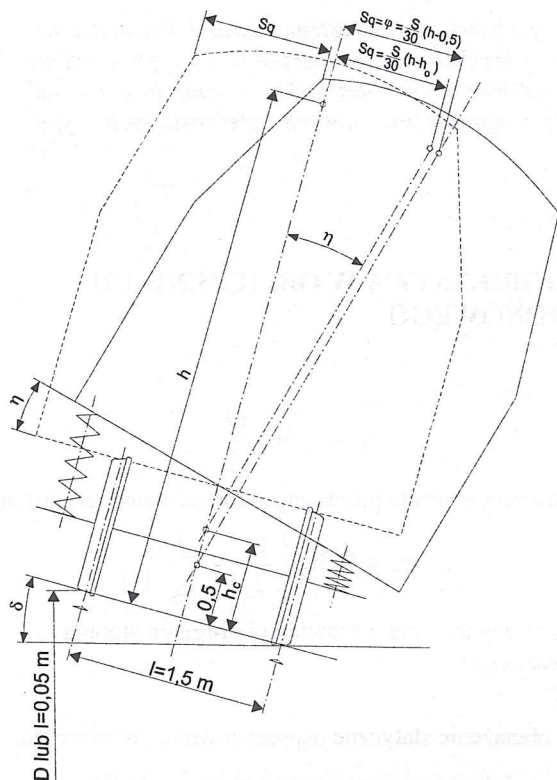
Zastrzeżono jednak, że jeśli policzone wartości z_1' oraz z_2'' byłyby większe od wyżej określonej gry usprężynowania maźniczego lub bujakowego, to wówczas należy przyjąć wielkość "luzu pionowego do odbijaków."

W przypadku pojazdów drugiego rodzaju, tzn. wagonów spalinowych, w ruchu osobowym i towarowym, osiągnięto kompromis polegający na przyjęciu największego wychylenia wynikającego z gry usprężynowania.

2. Wychylenia pionowe pojazdu w wyniku obrotu pudła spowodowanego nadmiarem lub niedostatecznością przechyłki.

Stwierdzono również, że pochyleniu pudła na usprężynowaniu wskutek nadmiaru i niedostateczności przechyłki towarzyszą jednocześnie wychylenia pionowe punktów zarysu pudła po stronie przeciążonego usprężynowania. Pionowe wychylenie quasistatyczne wynosi więc (korzystając z rys 1):

$$S_v = (h - h_0) \cdot (1 - \cos \eta) + e \cdot \sin \eta \cong e \cdot \eta \quad (3)$$



Rys 1. Wychylenie quasistatyczne pudła pojazdu na łuku pod wpływem przechyłki D lub niedostateczności przechyłki $J=0,05$ m.

Jeśli w powyższym wzorze uwzględnić zależność na współczynnik pochylenia $\eta = s \cdot \delta$ wówczas przyjmie on następującą postać:

$$S_v = e \cdot s \cdot \delta \quad (4)$$

Niniejsze zagadnienie można sprowadzić do rozstrzygnięcia problemu kiedy wychylenie S_v jest mniejsze od wychylenia z_2'' . Po wyznaczeniu sztywności usprężynowania na kołysanie c_k z rozwiniętego wzoru na współczynnik pochylenia s otrzymuje się następującą zależność:

$$c_k = Q_r'' \cdot (h_0 - h_c) \cdot \left(\frac{1}{s} + 1 \right) \quad (5)$$

Usprężynowanie wielostopniowe można zastąpić usprężynowaniem zastępczym o sztywności k_z i odległości pomiędzy osiami symetrii usprężynowania wynoszącej l_z . Wówczas zależność (5) przyjmuje następującą postać:

$$c_k = \frac{1}{4} \cdot k_z \cdot l_z^2 \quad (6)$$

Z porównania niniejszych wzorów można wyznaczyć sztywność zastępczą k_z , która wynosi:

$$k_z = \frac{4 \cdot Q_r'' \cdot (h_0 - h_c) \cdot \left(\frac{1}{s} + 1 \right)}{l_z^2} \quad (7)$$

"Czyste" wychylenie pionowe pudła spowodowane przeciążeniem usprężynowania o tej samej sztywności, wynosi:

$$y_1'' = \mu \cdot \frac{Q_r''}{k_z} = \frac{\mu \cdot l_z^2}{4 \cdot (h_0 - h_c) \cdot \left(\frac{1}{s} + 1 \right)} \quad (8)$$

gdzie: μ współczynnik przeciążeń usprężynowania.

Zgodnie z przepisami współczynnik ten powinien być przyjmowany dla lokomotyw na poziomie $\mu = 0,3$, natomiast dla wagonów spalinowych przeznaczonych dla ruchu osobowego i towarowego należy przyjąć μ jako stosunek gry usprężynowania do ugięcia pod obciążeniem służbowym.

Przedstawiony problem $S_v < y_1''$ można zapisać w postaci następującej nierówności:

$$e \cdot s \cdot \delta < \frac{\mu \cdot l_z^2}{4 \cdot (h_0 - h_c) \cdot \left(\frac{1}{s} + 1 \right)} \quad (9)$$

Można z niej wyznaczyć l_z :

$$l_z > \sqrt{\frac{4 \cdot (h_0 - h_c) \cdot (1 + s) \cdot e \cdot \delta}{\mu}} \quad (10)$$

Jeśli przyjąć następujące dane liczbowe, które występują w większości pojazdów pierwszego i drugiego rodzaju, a mianowicie:

$h_0 = 2$ m, czyli w pobliżu górnej granicy dla pojazdów trakcyjnych,

$h_c = 0,85$ m jako wysokość bieguna przechylenia dla pojazdów z usprężynowaniem wielostopniowym o bardzo małej sztywności

$2e = 3,0$ m na wysokości $h > 0,400$ m,

$s = 0,4$ - jako najczęściej spotykany współczynnik pochylenia dla istniejących i nowobudowanych pojazdów trakcyjnych,

$D = 0,200$ m oraz $l = 1,5$ m skąd $\delta = \frac{0,200}{1,5} = 0,1333$,

to otrzymuje się dla lokomotyw, przy wcześniej założonym $\mu = 0,3$, następujący wynik:

$$l_z > \sqrt{\frac{4 \cdot (2 - 0,85) \cdot (1 + 0,4) \cdot 1,5 \cdot 0,13333}{0,3}} = 2,07 \text{ m} \quad (11)$$

Dla wagonów spalinowych w ruchu osobowym lub towarowym otrzymuje się z tego wzoru wartości mniejsze, ponieważ w tym przypadku $\mu > 0,3$.

W wózkach pojazdów trakcyjnych odległość pomiędzy osiami usprężynowania bujakowego wynosi przeciętnie 2,060 m. Wynika stąd, że odległość zastępcza l_z jest większa lub równa 2,060 m. Pojazdy trakcyjne bezwózkowe nie muszą być uwzględniane ponieważ posiadają one tylko usprężynowanie maźnicze, które wykazuje dużą sztywność na kołysanie, a w związku z tym małą wartość współczynnika pochylania s . Te okoliczności usprawiedliwiają fakt, że w przepisach nie ma mowy o wychyleniach pionowych towarzyszących obrotowi pudła spowodowanego nadmiarem lub niedostatecznością przechyłki.

3. Przemieszczenia pionowe wynikające z drgań usprężynowania oraz z tolerancji wykonawczych.

Obecnie obowiązujące przepisy [10] formułują następujące reguły dla przyjmowania ugięcia usprężynowania, niezależnie od tego w jakim przekroju jest usytuowany rozpatrywany punkt pojazdu szynowego (tabela 1).

Tabela 1
Reguły dotyczące przyjmowania ugięcia usprężynowania w obliczeniach skrajni kinematycznej dla różnych typów pojazdów szynowych wg [10]

L.p.	Rodzaj pojazdu	Ugięcie usprężynowania	Uwagi
1	Lokomotywy	Ugięcie wynikające z 30 % przeciążenia masy usprężynowanej	
2	Wagony pasażerskie i wagony bagażowe	Ugięcie ryczałtowe 30 mm	wagony bez pasażerów w stanie gotowości do jazdy
3	Wagony towarowe tradycyjne	Ugięcia całkowite, aż do odbijaka	
4	Wagony towarowe specjalistyczne	Ugięcie wynikające z 30% przeciążenia masy usprężynowanej (aby wykorzystać maksymalnie skrajnię w szczególności w transporcie kombinowanym)	
5	Wagony trakcyjne	Ugięcie wynikające z 30% przeciążenia masy usprężynowanej lub ugięcie całkowite	

Przepisy dotyczące skrajni formułują również wytyczne dotyczące odkształceń części konstrukcyjnych, które należy wziąć pod uwagę przy obliczeniach skrajni. Niezależnie w jakim przekroju poprzecznym znajduje się rozpatrywany punkt pojazdu obowiązują reguły zawarte w tabeli 2.

Tabela 2
Reguły dotyczące przyjmowania odkształceń części konstrukcyjnych w obliczeniach skrajni kinematycznej wg [10]

L.p.	Typ grupy konstrukcyjnej	Odształcenia części konstrukcyjnych	Uwagi
1	zestawy kołowe	ugięcie pomija się	
2	rama wózka	ugięcie pomija się	
3	pudło pojazdu	ugięcie poprzeczne pomija się, skręcanie pomija się, ugięcie pionowe na długości pomija się	ugięcie w kierunku pionowym muszą być uwzględnione pod działaniem 30% nadwyżki dynamicznej przy maksymalnym ładunku

Przemieszczenia wynikające ze zużycia poszczególnych części konstrukcyjnych dla rozpatrywanego punktu przekroju poprzecznego pojazdu (niezależnie od usytuowania), sformułowane zgodnie z przepisami, ujęto w tabeli 3.

Tabela 3
Reguły dotyczące przyjmowania zużycia skrajni poszczególnych elementów konstrukcyjnych w obliczeniach skrajni kinematycznej pojazdu szynowego wg [10]

L.p.	Typ elementu konstrukcyjnego pojazdu szynowego	Zalecenia odnośnie uwzględniania w obliczeniach skrajni kinematycznej wielkości zużycia lub tolerancji wykonawczych	Uwagi
1	koła	Zalecenia odnośnie uwzględniania w obliczeniach wszystkich typów pojazdów zgodnie z dokumentacją konstrukcyjną	dla wszystkich przekrojów pojazdów
2	obudowy łożysk zestawów kołowych np adaptery, maźnice	zużycie pomija się	dla wszystkich przekrojów pojazdu
3	różne części konstrukcyjne np. elementy ślizgów sztywnych lub sprężystych lub ciąga hamulcowe	zużycia maksymalne	dla wszystkich przekrojów pojazdu
4	rama wózka: tolerancje produkcyjne prowadzące do obniżenia wymiarów nominalnych	pomija się	dla wszystkich przekrojów pojazdu
5	pudło pojazdu: tolerancje produkcyjne prowadzące do obniżenia wymiarów nominalnych	pomija się przy wszystkich rodzajach pojazdów włącznie ze wszystkimi wagonami towarowymi i wagonami specjalistycznymi	dla wszystkich przekrojów pojazdu

Przypadki, które zostały omówione dotyczą ruchu pojazdu szynowego w kierunku pionowym w dół. W analizach skrajniowych należy rozpatrzyć również ruch pojazdu szynowego w górę w kierunku pionowym zwłaszcza, że ma on istotne znaczenie dla pojazdów poruszających się w stanie próżnym. Wówczas istnieje konieczność sprawdzania czy pojazd nie wchodzi w kolizję z górnymi partiami urządzeń i budowli stałych. Ruch pionowy pojazdu szynowego ku górze posiada amplitudę, która jest zależna od wielu okoliczności przypadkowych. Na wychylenia zależne od okoliczności przypadkowych zarówno pionowe jak i poprzeczne przewidziany jest tzw. luz bezpieczeństwa między skrajnią statyczną budowli. W związku z powyższym pierwsze redakcje przepisów nie przewidywały uwzględnienia ruchów pionowych ku górze przy określaniu górnej części poszczególnych przekrojów poprzecznych pojazdu szynowego [7]. Nowe obowiązujące przepisy sformułowały wniosek, aby wielkość przemieszczania pionowego była za każdym razem wyliczana, albo należy przyjmować wartość ryczałtową wynoszącą 15 mm, przypadającą na stopień usprężynowania. Taka też wielkość przemieszczania pionowego powinna być przyjmowana do obliczeń skrajni kinematycznej. Kolejnym problemem, który został poruszony w pracy [7] jest problem minimalnego i maksymalnego położenia zderzaków, który jest określony przez przepisy [19]. Przepisy międzynarodowe wymagają aby wysokość zderzaków ponad główką szyny w czasie postoju pojazdu nie była większa niż 1065 mm (stan próżny nowobudowanego wagonu towarowego). W związku z tym konstruktorzy pojazdów szynowych są zobligowani, aby przy określaniu maksymalnych wymiarów przekroju poprzecznego pudła pojazdu szynowego ustalić wartość nominalną jego wysokości wraz z odchyłkami tak, aby przy nowych jak również przy zużytych powierzchniach kół oraz innych elementów zawieszenia nie zostały przekroczone wymiary 1065 mm oraz 940 mm. Przepisy dotyczące skrajni kinematycznej nie uwzględniają takiego wymagania, ale wynika ono z samego założenia skrajni kinematycznej, aby skrajnia uwzględniała również wszystkie niezależne lecz związane z nią zjawiska.

4. Przemieszczenia pionowe w ujęciu statystycznym.

Zgodnie z założeniami [9] przemieszczenia pionowe przy rozpatrywaniu górnej strefy skrajni kinematycznej dla wagonów towarowych są traktowane jako rezultat pracy dynamicznej usprężynowania wagonu w stanie próżnym jak również tolerancji wykonawczych wagonu. Jako regułę przepisy [9] zalecają zastosowanie wielkości przemieszczeń pionowych wynoszących 15 mm dla wszystkich typów wagonów towarowych. W przemieszczeniu tym należy również uwzględnić tolerancję wysokości wagonu w stanie próżnym. Przypadek ten postanowiono przeanalizować dla wagonów towarowych czteroosiowych wyposażonych w wózki standardowe typu Y25Lsd (Y25Lsd1, Y25Ls(s)1, Y25Ls(s)) oraz dla wagonów towarowych wyposażonych w wózki standardowe typu Y25Css (Y25Rs). Wielkością, która wyznacza usytuowanie wagonu towarowego w pionie jest wysokość zderzaków. Parametr ten jest odbierany w zakładzie produkcyjnym na etapie wytwarzania nowego pojazdu lub jego modernizacji, w wagonowniach podczas

wykonywania przeglądów okresowych oraz w zakładach naprawczych podczas wykonywania napraw głównych. Zasadniczym parametrem wyjściowym jest wysokość wagonu w stanie próżnym, która jest odbierana na etapie wytwarzania wagonu.

Przepisy krajowe i zagraniczne określają wysokość zderzaków dla wagonów towarowych typowych, dwuosio- wych oraz czteroosiowych w następujący sposób:

- 1060^{+5}_{-5} mm zgodnie z [14,16],

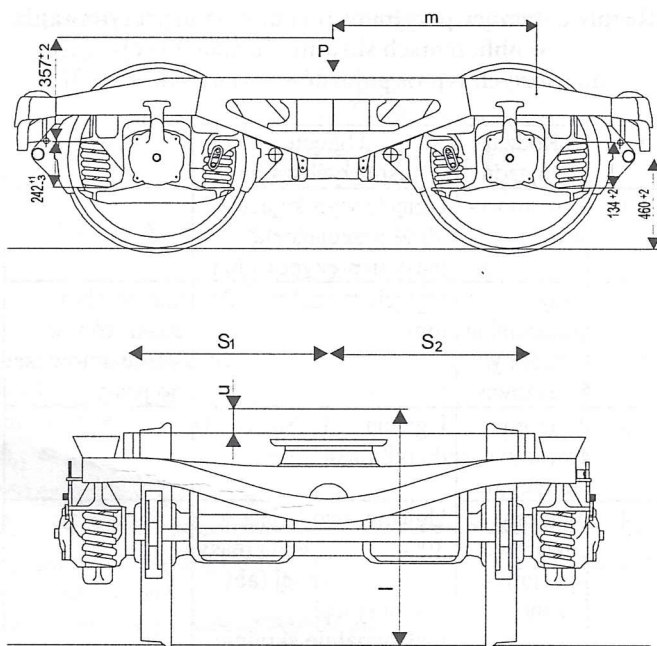
- 1060^{+5}_{-10} mm zgodnie z [8,9,15,18].

Wysokość zderzaków wynika z wymiarów elementów składowych układu biegowego oraz wymiarów ostoi. Wysokość tę wyliczono dla wagonów towarowych czteroosiowych o masie własnej 20000 kg wyposażonych w ww. wózki typu z zawieszeniem typu "Y25".

Rachunek ten przedstawia się następująco:

$$H_{zd} = 460^{+2} - 134^{+2} + 242^{+1}_{-3} - 45^{+0,4}_{-0,4} + 180_{-2} = 1060^{+5,4}_{-9,4} \text{ mm} \quad (12)$$

Poszczególne wymiary są przedstawione na rysunku 2.



Rys 2. Wymiary składowe wpływające na wysokość zderzaków wagonu towarowego czteroosiowego o masie własnej 20000 kg na wózkach z zawieszeniem typu "Y25".

Tolerancje wymiarów składowych 460 mm, 134 mm, 242 mm oraz 357 mm są zgodne z [14], natomiast tolerancję wymiaru 180 przyjęto na podstawie [9]. Tolerancję wymiaru 45 mm przyjęto na podstawie dokumentacji konstrukcyjnej. Z powyższego obliczenia w oparciu o skrajne odchyłki wykonawcze wymiarów składowych można wyciągnąć wniosek, że osiągnięcie wymiaru 1060^{+5}_{-10} mm nie powinno stanowić większych problemów wykonawczych. Osiągnięcie wymiaru 1060^{+5}_{-5} mm również nie powinno nastre-

czać trudności jeśli weźmie się pod uwagę, że dopuszczalne jest stosowanie podkładek regulacyjnych pomiędzy czopem skreću a nadwoziem. W przypadku kiedy odchyłki wykonawcze wymiarów składowych są zgodne z rozkładem normalnym wówczas wykorzystując zależność podaną w [5], wysokość zderzaków wynosi:

$$H_{zd} = 1060 + \frac{0+2}{2} - \frac{0+2}{2} + \frac{1-3}{2} + \frac{0-2}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{2^2 + 2^2 + 4^2 + 4^2 + 0,8^2 + 2^2} = \quad (13)$$

$$= 1058 \pm 3,34 \text{ mm}$$

Jeśli więc obliczenia skrajni kinematycznej przeprowadza się dla wymiaru nominalnego 1060 mm, wówczas można wyjść z założenia, że wymiar końcowy wysokości zderzaków nie powinien przekroczyć, przy założeniu trzysigimowego przedziału ufności, 1061,34 mm.

Jeśli jednak weźmie się obecną praktykę wytwarzania wagonu to trzeba uwzględnić, że:

- wózki są wytwarzane w specjalizujących się wytwórniach i ich odbiór odbywa się u producenta układów biegowych a nie u producenta wagonu,
- producent wagonów zamawia wózki traktując je jako zespół wymienny zgodnie z założeniami dokumentu międzynarodowego UIC o charakterze obligatoryjnym [11] wychodząc z założenia, że osiągnięcie wymiaru wysokości zderzaków będzie możliwe przy każdym jego egzemplarzu, zwłaszcza jeśli ma się do dyspozycji podkładki regulacyjne.

Zgodnie z tymi założeniami dla praktycznie 100 % zamienności układów biegowych konieczne jest ustalenie kryterium ich odbioru. Takim kryterium zgodnie z przepisami krajowymi oraz międzynarodowymi jest tzw.

"wysokość środka kuli gniazda skreću" mierzona na torze wypoziomowanym od główki szyny [11,14,17].

Powstaje ona z tych samych wymiarów składowych jako wysokość zderzaków. Jeśli więc przyjąć skrajne odchyłki wykonawcze wówczas otrzymuje się następujący wynik:

$$H_{wk} = 460^{+2} - 134^{+2} + 242^{+1}_{-3} + 357^{+2}_{-2} = \quad (14)$$

$$= 925^{+5}_{-7} \text{ mm}$$

Gdyby przyjąć, że ww odchyłki są zgodne z rozkładem normalnym wówczas dochodzi się do następującego związku:

$$H_{wk} = \frac{0+2}{2} - \frac{0+2}{2} + \frac{1-3}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{2^2 + 2^2 + 4^2 + 4^2} = 925 - 1 \pm 3,16 = \quad (15)$$

$$= 924 \pm 3,16 \text{ mm}$$

Analizując zależność (15) i dokonując zaokrąglenia odchyłek można również uznać, że dokonywanie odbioru "wysokości środka kuli gniazda skreću" może odbywać się przy

kryterium $H_{wk} = 925^{+2}_{-4}$ mm. Początkowo to kryterium obowiązywało jako odbiorcze, jednak na wniosek wytwórni wózków postanowiono je rozszerzyć do $H_{wk} = 925^{+3}_{-5}$ mm. Przy założeniu takich procesów odbiorczych oraz ostatecznie obowiązującego kryterium odbiorczego wózków zależność (13) przyjmuje następującą postać:

$$H_{zd} = 925^{+3}_{-5} - 45^{+0,4}_{-0,4} + 180_{-2} = 1060^{+3,4}_{-7,4} \quad (16)$$

Gdyby założyć, że wszystkie trzy wymiary składowe posiadają rozkład statystyczny wówczas otrzymuje się następującą zależność:

$$H_{zd} = 1060 + \frac{3-5}{2} + \frac{0-2}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{8^2 + 0,8^2 + 2^2} = 1058 \pm 4,14 \text{ mm} = \quad (17)$$

$$= 1060^{+2,14}_{-6,14} \text{ mm}$$

Analizując zależności (16) oraz (17) można stwierdzić, że osiągnięcie wysokości zderzaków od główki szyny na poziomie 1060^{+5}_{-10} mm nie powinno stanowić problemu, gdyż uzyskane wyniki mieszczą się w założonym polu tolerancji. Również i uzyskanie wysokości na poziomie 1060^{+5}_{-5} mm nie stanowi problemu jeśli założy się, że producent ma możliwość regulacji poziomu zderzaków za pomocą podkładek regulacyjnych pomiędzy czopem skreću a nadwoziem wagonu. Stosowanie podkładek regulacyjnych jest dozwolone pod warunkiem, że kontroluje się luz na ślizgach bocznych i odbiera się w odchyłkach określonych przez przepisy oraz dokumentację konstrukcyjną. Drugim parametrem wpływającym na przemieszczenia pionowe w górę jest przemieszczenie wynikające z drgań pionowych. Zakłada się, że odbywają się one z $\pm 30\%$ nadwyżką dynamiczną. Obliczenie strzałki dynamicznej przeprowadzono osobno dla różnych typów wagonów towarowych, które podzielono na dwie grupy:

- grupa I- wagony towarowe czteroosiowe o nominalnej masie własnej 20000 kg wyposażone w wózki typu Y25Lsd (Y25Lsd1, Y25Ls(s), Y25Ls(s)1) o nośności 22,5 tony na oś. Przemieszczenie pionowe w górę w wyniku $\pm 30\%$ nadwyżki dynamicznej wynosi:

$$\Delta f_{dyn} = \frac{0,30 \cdot Q_{rp}}{16k_z} = \frac{0,3 \cdot 14076,369}{16 \cdot 49,8085} = 5,298 \text{ mm} \quad (18)$$

gdzie:

Q_{rp} -ciężar części usprężynowanej wagonu o masie 20000 kg,
 k_z -sztywność sprężyny zewnętrznej wózka ww. typów.

Gdyby założyć, że maksymalne przemieszczenie pionowe odbywa się dla rozpatrywanego punktu wagonu przy minimalnej możliwej sztywności usprężynowania (zakładając

rozrzut podatności $\pm 8\%$ zgodny z przepisami [12,13]) wówczas otrzymuje się:

$$\Delta f_{DYN} = \frac{1,08 \cdot 0,3 \cdot Q_{rp}''}{16 \cdot k_z} = \frac{1,08 \cdot 0,3 \cdot 14076,369}{16 \cdot 49,8085} = 5,722 \text{ mm} \quad (19)$$

Uwzględniając górną odchyłkę masy usprężynowanej wagonu zgodnie z obliczeniem

$$Q_{rp}'' = (19620_{-392,4}^{+392,4} - 5543,631_{-277,181}^{+277,181}) = 14076,369_{-669,581}^{+669,581} \text{ daN}$$

przemieszczenie pionowe w górę spowodowane grą dynamiczną wynosi odpowiednio:

$$\Delta f_{DYN} = \frac{1,08 \cdot 0,3 \cdot (14076,369 + 669,581)}{16 \cdot 49,8085} = 5,995 \text{ mm} \quad (20)$$

W obliczeniach odchyłki masy uwzględniono $\pm 2\%$ odchyłkę masy własnej wagonu towarowego oraz $\pm 5\%$ masy własnej układu biegowego.

• grupa II-wagony towarowe czteroosiowe o nominalnej masie własnej 20000 kg wyposażone w wózki typu Y25C_{ss} (Y25C_s, Y25R_s) o nośności 20 ton na oś.

Przemieszczenie pionowe w górę w wyniku $\pm 30\%$ nadwyżki dynamicznej wynosi:

$$\Delta f_{DYN} = \frac{0,3 \cdot Q_{rp}''}{16 \cdot k_z} = \frac{0,3 \cdot 14076,369}{16 \cdot 40,63} = 6,495 \text{ mm} \quad (21)$$

Gdyby założyć jak w przypadku poprzednim, że maksymalne przemieszczenie pionowe odbywa się dla rozpatrywanego wagonu przy minimalnej możliwej sztywności usprężynowania (zakładając rozrzut podatności $\pm 8\%$ zgodny z przepisami [12,13]) wówczas otrzymuje się:

$$\Delta f_{DYN} = \frac{1,08 \cdot 0,3 \cdot Q_{rp}''}{16 \cdot k_z} = \frac{1,08 \cdot 0,3 \cdot 14076,369}{16 \cdot 40,63} = 7,01 \text{ mm} \quad (22)$$

Uwzględniając górną odchyłkę masy usprężynowanej wagonu zgodnie z wcześniejszym obliczeniem

$Q_{rp}'' = 14076,369_{-669,581}^{+669,581}$ daN przemieszczenie pionowe w górę spowodowane grą dynamiczną usprężynowania wynosi:

$$\Delta f_{DYN} = \frac{1,08 \cdot 0,3 \cdot (14076,369 + 669,581)}{16 \cdot 40,63} = 7,349 \text{ mm} \quad (23)$$

Sumując zgodnie z wcześniejszymi założeniami odchyłkę zderzaków w górę oraz strzałkę ugięcia usprężynowania w górę spowodowaną drganiami pionowymi otrzymuje się dla poszczególnych grup wagonów towarowych:

• grupa I - wagony towarowe czteroosiowe o nominalnej masie własnej 20000 kg wyposażone w wózki typu Y25Lsd (Y25Lsd1, Y25Ls(s), Y25Ls(s)1) o nośności 22,5 tony na oś:

$$\Delta f_{STAT} = \Delta f_{ZDERZAKA} + \Delta f_{DYN} = 5 + 5,995 = 10,995 \text{ mm} \approx 11 \text{ mm} \quad (24)$$

Jeśli założyć, że odchyłki poszczególnych wielkości posiadają rozkład normalny oraz tolerancja zderzaków wynosi zgodnie z pierwszym kryterium 1060_{-5}^{+5} mm wówczas obowiązuje zależność:

$$\Delta f_{STAT} = f_{DYN} \pm \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(Q_{rp}'' \cdot \Delta c_z)^2 + (c_z \cdot \Delta Q_{rp}'')^2 + 10^2} \quad (25)$$

gdzie:

$$\Delta c_z = 0,16 \cdot \frac{1}{16 \cdot k_z} = 0,16 \cdot \frac{1}{16 \cdot 49,8085} = 0,16 \cdot 1,25480 \text{ mm/daN} = 2,00768 \cdot 10^{-4} \text{ mm/daN} \quad (26)$$

$$c_z = \frac{1}{16 \cdot k_z} = 0,16 \cdot \frac{1}{16 \cdot 49,8065} = 0,16 \cdot 1,25480 \text{ mm/daN} = 2,00768 \cdot 10^{-4} \text{ mm/daN} \quad (27)$$

Jeśli przyjmie się $\Delta Q_{rp}'' = 1339,162$ daN oraz wraz z wartościami otrzymanymi wg (26) i (27) podstawia się do równania (25) wówczas otrzymuje się:

$$\Delta f_{STAT} = 5,298 \pm \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(14076,369 \cdot 2,00768 \cdot 10^{-4})^2 + (1,2548 \cdot 10^{-3} \cdot 1339,162)^2 + 10^2} = 5,298 \pm 5,263 \text{ mm} \quad (28)$$

Obliczenia dla pozostałych wariantów wysokości zderzaków przy wykorzystaniu wzoru (25) przedstawiono w tabeli 4. Zmianie w zależności od przyjętej tolerancji zderzaków podlegał jedynie ostatni z czynników wyrażający pole tolerancji wysokości zderzaków tzn 10 mm.

Tabela 4

Wartości przemieszczeń pionowych Δf_{STAT} w zależności od przyjętego pola tolerancji zderzaków dla wagonów towarowych czteroosiowych na wózkach typu Y25Lsd i pokrewnych jak np Y25Lsd1, Y25Ls(s), Y25Ls(s)1

L.P.	Wysokość zderzaków od główki szyny [mm]	Wartość Δf_{STAT} [mm]	Maksymalna wartość przemieszczenia pionowego w górę $(\Delta f_{STAT})_{MAX}$ [mm]
1	1060 ⁺⁵ ₋₅	5,298±5,263	10,561
2	1060 ⁺⁵ ₋₁₀	2,798±7,678	10,476
3	1060 ^{+3,4} _{-7,4}	3,298±5,64	8,942
4	1060 ^{+2,14} _{-6,14}	3,298±4,454	7,752
5	1060 ^{+5,4} _{-9,4}	3,298±7,580	10,878
6	1060 ^{+1,34} _{-5,34}	3,298±3,722	7,02

Analizując wyznaczone maksymalne statystycznie możliwe przypadki przemieszczenia pionowego w górę okazuje się, że w żadnym z nich nie osiągnięto wielkości ryczałtowej określonej przez przepisy, tj 15 mm

• grupa II-wagony towarowe czteroosiowe o nominalnej masie własnej 20000 kg wyposażone w wózki typu Y25Css (Y25Cs, Y25Rs) o nośności 20 ton na oś:

$$\begin{aligned}\Delta f_{STAT} &= \Delta f_{ZDERZAKA} + \Delta f_{DYN} = \\ &= 5 + 7,349 = 12,349 \text{ mm} \approx 12,4 \text{ mm}\end{aligned}\quad (29)$$

Jeśli założyć, że odchyłki poszczególnych wielkości posiadają rozkład normalny oraz tolerancja zderzaków wynosi zgodnie z pierwszym kryterium 1060⁺⁵₋₅ mm wówczas obowiązuje zależność (25), gdzie:

$$\begin{aligned}\Delta c_z &= 0,16 \cdot \frac{1}{16 \cdot k_z} = 0,16 \cdot \frac{1}{16 \cdot 40,63} = \\ &= 0,16 \cdot 1,25480 \text{ mm/daN} = 2,4612 \cdot 10^{-4} \text{ mm/daN}\end{aligned}\quad (30)$$

$$c_z = \frac{1}{16 \cdot k_z} = \frac{1}{16 \cdot 40,63} = 1,538272 \cdot 10^{-3} \text{ mm/daN} \quad (31)$$

Jeśli przyjmie się $\Delta Q_r = 1339,162$ daN oraz wartości wg (30) oraz (31) i podstawí do równania (25) wówczas otrzymuje się:

$$\begin{aligned}\Delta f_{STAT} &= 6,495 \pm \frac{1}{2} \sqrt{(14076369 \cdot 2,4612 \cdot 10^{-4})^2 + \\ &+ (1,53827 \cdot 10^{-3} \cdot 1339,162)^2 + 10^2} = \\ &= 6,495 \pm 5,390 \text{ mm}\end{aligned}\quad (32)$$

Obliczenia dla pozostałych przypadków przy wykorzystaniu wzoru (25) przedstawiono w tabeli 5. Zmianie, w zależności od przyjętej tolerancji zderzaków, ulegał jedynie ostatni z czynników wyrażający pole tolerancji wysokości zderzaków, tzn 10 mm.

Tabela 5

Wartości przemieszczeń pionowych Δf_{STAT} w zależności od przyjętego pola tolerancji zderzaków dla wagonów towarowych czteroosiowych na wózkach typu Y25Css oraz pokrewnych (Y25Cs, Y25Rs, Y25Rss)

L.P.	Wysokość zderzaków od główki szyny [mm]	Wartość Δf_{STAT} [mm]	Maksymalna wartość przemieszczenia pionowego w górę $(\Delta f_{STAT})_{MAX}$ [mm]
1	1060 ⁺⁵ ₋₅	6,495±5,390	11,885
2	1060 ⁺⁵ ₋₁₀	3,995±7,766	11,761
3	1060 ^{+3,4} _{-7,4}	4,495±5,763	10,258
4	1060 ^{+2,14} _{-6,14}	4,495±4,604	9,099
5	1060 ^{+5,4} _{-9,4}	4,495±7,669	12,164
6	1060 ^{+1,34} _{-5,34}	4,495±3,900	8,395

5. Wnioski.

Z przedstawionej analizy wynika, że koncepcja probabilistyczna skrajni kinematycznej ma swoje dalsze zastosowanie w przypadku przemieszczeń pionowych, które należy uwzględnić w obliczeniach dopuszczalnego zarysu pojazdów. Analiza dowiodła, że przyjmowanie ryczałtowej wartości przemieszczenia wynoszącej 15 mm wydaje się być bezpieczne, ale w niektórych przypadkach może być nieuzasadnione. Trzeba brać pod uwagę fakt, że przepisy mają charakter ogólny a każdy typ pojazdu należy traktować indywidualnie. Analiza wychyleń w kierunku pionowym ku górze jest szczególnie istotna podczas jazdy wagonu w stanie próżnym. Należy wziąć również pod uwagę przypadki szczególne pojazdów jakimi są wagony o długich bazach, gdzie w celu zapewnienia nieprzekraczania zarysu dolnego skrajni kinematycznej dokonuje się technologicznego zabiegu przeciwstrzałki, aby zrekompensować skutki ugięcia własnego ostoí wagonu. W tym wypadku należy również uwzględnić drgania giętnie z amplitudą ±30% podczas jazdy wagonu. W związku z tym należy wziąć pod uwagę, że w przypadku szczególnie podatnej ostoí wykazującej ugięcie bliskie dopuszczalnej strzałce określonej zwykle 3 ‰ bazy wagonu wskazane jest uwzględnienie również i tego zjawiska w obliczeniach skrajni konkretnego wagonu.

Literatura.

- [1] Gąsowski W., Sobaś M.: O pewnych możliwościach zastosowania koncepcji skrajni probabilistycznej skrajni kinematycznej (1). *Pojazdy Szynowe*, nr 4/1999.
- [2] Gąsowski W., Sobaś M.: O pewnych możliwościach zastosowania koncepcji probabilistycznej skrajni kinematycznej (3). *Pojazdy Szynowe*, nr 3/2000.
- [3] Gąsowski W., Sobaś M.: O pewnych możliwościach zastosowania koncepcji probabilistycznej skrajni kinematycznej (4). *Pojazdy Szynowe*, nr 4/2000.
- [4] Gąsowski W., Sobaś M.: O pewnych możliwościach zastosowania koncepcji probabilistycznej skrajni kinematycznej (5). *Pojazdy Szynowe*, nr 2/2001.
- [5] Sobaś M.: O pewnych możliwościach zastosowania koncepcji probabilistycznej skrajni kinematycznej (2). *Pojazdy Szynowe*, nr 1/2000.
- [6] Sobaś M.: O pewnych możliwościach zastosowania koncepcji probabilistycznej skrajni kinematycznej (6). *Pojazdy Szynowe*, nr 3/2001.
- [7] Tatała F.: *Skrajnie kolejowe normalnotorowe*. Wyd.Ucz.P.P., Poznań 1964.
- [8] BN-75/ 3532-24. *Tabor kolejowy. Wagony towarowe 4-osiowe uniwersalne. Wymagania i badania*.
- [9] ERRI B12/ DT 135. *Allgemein verwendbare Berechnungsmethoden für die Entwicklung neuer Güterwagenbauarten oder neuer Güterwagendrehgestelle*. 3 Ausgabe, Utrecht 10.1995.
- [10] Karta UIC 505-1. *Pojazdy kolejowe. Skrajnie pojazdów*. 8-me wydanie z 01.01.97
- [11] Karta UIC 510-1. *Wagony towarowe. Układ biegowy. Normalizacja*. Wydanie z 1.01.1978 z aktualną zmianą 14-tą z 1.01.1997.
- [12] Karta UIC 821. *Warunki techniczne dostawy resorów piórowych dla pojazdów*. Wydanie 5-te z 1.07.1985.
- [13] Karta UIC 822. *Warunki techniczne dostawy sprężyn śrubowych ściskanych formowanych na gorąco lub na zimno dla pojazdów trakcyjnych i wagonów*. Wydanie 4-te z 1.07.1974 ze zmianą z 1.01.1985.
- [14] ORE DT 122. *Sprawdzenie utrzymania dokładności wymiarów wagonów towarowych*. Utrecht, 07.1985.
- [15] PN-85 /K-88150. *Tabor kolejowy. Zderzaki. Rozmieszczenie i wymiary zabudowy*.
- [16] PN-91/K-23007. *Wagony towarowe czteroosiowe uniwersalne. Wymagania i badania*.
- [17] PN-K-91000. *Wagony towarowe. Wózki dwuosiowe. Wymagania i metody badań*.
- [18] *Przepisy nr D1. Przepisy budowy i utrzymania nawierzchni na kolejach o torze normalnym zatwierdzone zarządzeniem ministra komunikacji Nr 126 z dnia 3.08.1957*. Warszawa 1957.
- [19] RIV-Regolamento Internazionale Veicoli. *Umowa o wzajemnym użytkowaniu wagonów towarowych w komunikacji międzynarodowej*. Zmiana 11 z 1.01. do 1.07.1987.