

Nowy wózek do wagonów platformowych przeznaczonych do szybkiego transportu kontenerów przez Koleje Ukrainie

Rostyslav DOMIN¹, Yurii DOMIN²

Streszczenie

W artykule opisano instrukcję wózka kolejowego nowej generacji do wyposażenia specjalistycznych wagonów platformowych przeznaczonych do szybkiego transportu kontenerów. Na podstawie analizy wyników dotychczasowych badań oraz głównych wymagań technicznych, zaproponowano rozwiązanie techniczne wózka z ramą całkowicie spawaną oraz maźnicowym zawieszeniem sprężynowym, wstępnie nazwane TFT. Na podstawie oszacowanej wytrzymałości spawanej ramy wózka stwierdzono zadowalającą zgodność stanu naprężeń i odkształceń ramy z wymogami normatywnymi. Za pomocą modelowania komputerowego określono wskaźniki właściwości dynamicznych wagonu platformowego do przewozu kontenerów. W porównaniu z wagonem wyposażonym w trzyczęściowe wózki modelu 18-100, wagon nowej generacji wyposażono w wózki typu TFT. Odpowiednie modele matematyczne opracowano zgodnie ze schematami obliczeniowymi wagonów, jako przestrzennych układów mechanicznych wieloczęściowych, z uwzględnieniem działania sił tarcia suchego w zawieszeniu sprężynowym oraz w podporach nadwozia na wózkach. Wyniki badań wskazują na znaczące korzyści zarówno pod względem ochrony ładunku przed drganiami, jak i bezpieczeństwa ruchu w przypadku wariantu wyposażenia wagonu platformowego w wózki TFT. Odnotowano również znacznie niższy poziom oddziaływania sił na tor w przypadku wagonu platformowego z wózkami TFT.

Słowa kluczowe: wagon platformowy, wózek typu TFT, ocena wytrzymałości ramy, wózek modelu 18-100, obliczenia wskaźników dynamicznych

1. Wstęp

Doświadczenia światowe jednoznacznie dowodzą, że kolejowy transport kontenerowy staje się niezbędnym elementem systemu transportowego, a także ważnym wskaźnikiem jego rozwoju [12, 13]. Perspektywy rozwoju urządzeń i technologii transportu kolejowego wiążą się przede wszystkim z wprowadzeniem szybkiego transportu ładunków kontenerowych jako elementu transportu kombinowanego, zapewniającym zgodność z międzynarodowymi standardami, których głównymi kryteriami są: prędkość na trasie (na odcinku nie mniejszym niż 1000 km dziennie), punktualność rozkładu jazdy oraz bezpieczeństwo ładunku.

Jak wiadomo, właściwości jezdne taboru kolejowego w znacznym stopniu zależą od parametrów układu jezdnego. Wagony platformowe do przewozu kontenerów, należące do obecnej floty wagonów Kolei Ukrainie, wyposażone są w wózki o konstrukcji trzyczęściowej. Są to głównie wózki typu 18-100,

które mają pewne ograniczenia pod względem prędkości i odporności na drgania [5]. Zgodnie z dokumentacją techniczną, wózki tego typu powinny zapewniać prędkość wagonów do 120 km/h włącznie, podczas gdy w praktyce dopuszczalna prędkość pociągów towarowych nie przekracza 70–80 km/h. Jednocześnie występuje zwiększone oddziaływanie dynamiczne wagonów towarowych na tory, co prowadzi do przyspieszonego zużycia konstrukcji torowej.

Wielokrotne próby poprawy właściwości dynamicznych wagonów towarowych przez dodatkową modernizację wózków trzyczęściowych nie pozwoliły rozwiązać problemu osiągnięcia prędkości pociągów towarowych na poziomie 120–140 km/h. Dlatego też, aby umożliwić szybki ruch pociągów towarowych, przede wszystkim pociągów kontenerowych, potrzebne są jakościowo nowe podejścia do konstruowania wózków nowego typu, z naciskiem na zapewnienie gwarantowanego bezpieczeństwa eksploatacji technicznej oraz minimalnego oddziaływania wagonów towarowych na tory.

¹ Ph.D., D.Sc.; JSC „Kremenchuk Steel Plant”; e-mail: r.domin.1520mm@gmail.com.

² Prof., Ph.D., D.Sc., Eng.; V. Dahl East Ukrainian National University; e-mail: domin1520.1435mm@gmail.com.

W ostatnich latach zaproponowano rozwiązanie techniczne dotyczące wózka szybkobieżnego skonstruowanego w kraju. Cechą charakterystyczną konstrukcji nowego wózka jest zastosowanie całkowicie spawanej ramy oraz maźnicowego zawieszenia sprężynowego. Główne przewidywane zalety zastosowania wózka tego typu to:

- znaczne zmniejszenie masy elementów nieresorowanych wózka, co pozytywnie wpływa na właściwości jezdne wagonu oraz jego oddziaływanie na tor, a w rezultacie obniża koszty utrzymania infrastruktury kolejowej;
- znaczne zmniejszenie poziomu przyspieszeń drgań nadwozi wagonów, co eliminuje ryzyko uszkodzenia ładunków wrażliwych na drgania i wstrząsy;
- brak ograniczeń prędkości wagonów towarowych, zarówno pod względem dynamicznych wskaźników bezpieczeństwa ruchu, jak i z punktu widzenia charakterystyki hamowania.

2. Ogólna charakterystyka i rozwiązanie techniczne wózka nowej generacji

Zgodnie z wymaganiami technicznymi, schemat konstrukcyjny nowego wózka powinien obejmować: całkowicie spawaną ramę; maźnicowe zawieszenie sprężynowe; zestawy kołowe z zespołami maźnic; układ hamulcowy [17]. Charakterystyka konstrukcyjna wózka: masa nie większa niż 5000 kg; rozstaw osi nie większy niż 1850 mm; prędkość konstrukcyjna wagonu, w zależności od modyfikacji wózka (120–160 km/h); obliczone obciążenie statyczne zestawu kołowego na szynach, w zależności od modyfikacji wózka (180–220 kN); rozstaw poprzeczny wzdłuż osi zestawów sprężyn (2036 mm); ugięcie statyczne zawieszenia wagonu z ładunkiem, nie mniej niż 70 mm; ugięcie statyczne zawieszenia wagonu bez ładunku, nie mniej niż 20 mm.

Opisane założenia uwzględniają wieloletni rozwój naukowy i techniczny w zakresie układów jezdnych wagonów z maźnicowym zawieszeniem sprężynowym i proponuje się następujące wymagania dotyczące elementów składowych wózka nowej generacji.

Rama wózka musi działać prawidłowo w warunkach eksploatacyjnych, bez występowania usterek takich, jak uszkodzenia statyczne, odkształcenia trwałe i pęknięcia zmęczeniowe. Procedury odbioru ramy wózka powinny obejmować następujące etapy: wykonanie obliczeń; badania statyczne; badania zmęczeniowe; badania eksploatacyjne.

Zawieszenie sprężynowe wózka wyposażonego w zestawy sprężyn i tłumiki drgań, powinno zapewniać elastyczne przenoszenie i tłumienie pionowych,

podłużnych i poprzecznych oddziaływań dynamicznych na część wagonu znajdującą się nad sprężynami. Charakterystyka siłowa zawieszenia sprężynowego wózka powinna być dwuliniowa (z dwoma trybami pracy) w przypadku zastosowania sprężyn o różnej wysokości lub nieliniowa (sztywna) w przypadku zastosowania innych elementów sprężystych. Właściwości sztywności i tłumienia zawieszenia sprężynowego należy dobrać tak, aby zapewnić stabilność wagonu względem drgań wahadłowych oraz spełnić normatywne wartości wskaźników dynamicznych.

Zespół maźnic typu wahaczowego musi zawierać łożysko toczne kasetowe ze wspólnym pierścieniem zewnętrznym i wbudowanymi uszczelnieniami lub łożysko podwójne. Konstrukcja zespołu maźnic musi umożliwiać obrót zestawu kołowego poza promieniem obrotu kół bez konieczności demontażu mocowania.

W zależności od modyfikacji wózka dopuszcza się stosowanie zarówno dwustronnych hamulców szczękowych, jak i hamulców tarczowych. Jednocześnie, maksymalna prędkość konstrukcyjna wagonu na wózkach wyposażonych w hamulce szczękowe powinna wynosić co najmniej 120 km/h, natomiast na wózkach z hamulcami tarczowymi i urządzeniem antypoślizgowym – 140–160 km/h. W przypadku hamulców szczękowych należy stosować dwuczęściowe szczęki kompozytowe oraz zapewnić urządzenia antypoślizgowe. Konstrukcja hamulca powinna zapewniać stabilność ciśnienia hamowania oraz równomierny rozkład sił hamowania na zestawy kołowe. Konstrukcja wózka natomiast powinna umożliwiać montaż trybu automatycznego.

Połączenia elementów wózka, a także połączenia wózków z nadwoziem wagonu, muszą być wykonane w taki sposób, aby było możliwe podniesienie wagonu wraz z wózkiem. W celu ułatwienia wymiany wózków konieczne jest uproszczenie odłączania sworzni wózków i cięgien hamulcowych za pomocą mechanizmów szybkiego sprzęgania.

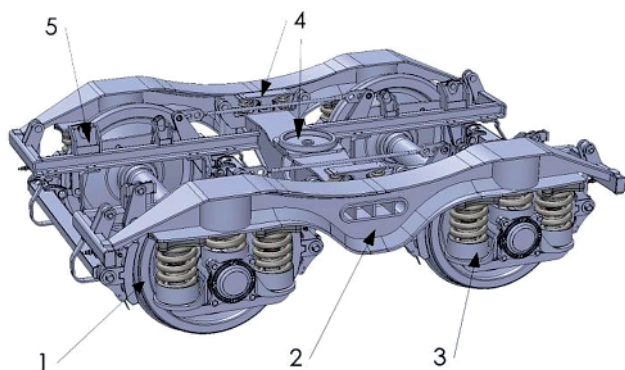
Wózki muszą być wyposażone w urządzenia zabezpieczające, które zapobiegają spadaniu części wózka na tor. Konstrukcja wózków powinna uwzględniać rozmieszczenie węzłów i części w sposób zapewniający wygodną inspekcję oraz naprawę. Zaleca się wykonanie elementów wózka z materiałów odpornych na naturalne zużycie.

Wózki muszą spełniać wymagania dotyczące niezawodności i łatwości konserwacji zgodnie z obowiązującymi przepisami. Podczas projektowania wózków konieczne jest obliczenie wytrzymałości i trwałości zmęczeniowej ich elementów, w szczególności osi zestawów kołowych, elementów sprężystych zawieszenia, tłumików drgań, a także łożysk.

Zgodnie z wymaganiami technicznymi opracowano projekt wózka do wagonów towarowych o rozstawie toru 1520 mm o określonych parametrach tech-

nicznych [4]. Zgodnie z tymi parametrami, wózek ten należy do rodziny wózków, które otrzymały warunkową nazwę „wózki przyjazne dla torów” – TFT (ang. *track friendly trucks*). Dostępnych jest wiele modyfikacji wózków, w zależności od prędkości projektowej, w tym modele przeznaczone do zastępowania wózków typu Y25 w punktach przestawiania wagonów oraz z zestawami kołowymi umożliwiającymi zmianę rozstawu kół.

Rysunek 1 przedstawia ogólny widok podstawowego wózka typu TFT. Wózek tego typu składa się z dwóch zestawów kołowych z maźnicami (1), ramy w kształcie litery H o konstrukcji spawanej (2), maźnicowego zawieszenia sprężynowego z tłumikami drgań (3), elementów podtrzymujących nadwozie (4) oraz elementów układu hamulcowego (5).



Rys. 1. Wózek typu TFT

W korpusie maźnicy są występy służące do montażu sprężyn maźnic oraz przyspawany w górnej części wspornik, przeznaczony do montażu sprężyny nadmaźnic. W trybie bez obciążenia, ta sprężyna pozostaje swobodna, natomiast w trybie z obciążeniem bierze udział w pracy układu. W ten sposób uzyskuje się dwustopniowe zawieszenie sprężynowe o dwuliniowej charakterystyce siły. Wewnątrz sprężyny maźnicy znajduje się tłumik cierny typu wrzecionowego.

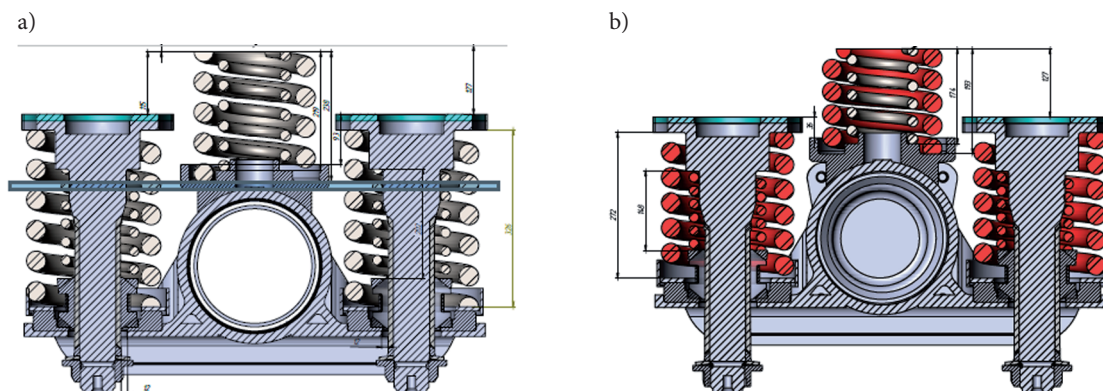
Korpus spoczywa na ramach wózka za pośrednictwem zespołów płyt środkowych i elastycznych łożysk bocznych. Rama wózka natomiast spoczywa na maźnicach zestawów kołowych amortyzowanych cylindrycznymi sprężynami wspartymi na wahaczach. W trybie z obciążeniem sprężyny maźnic są włączone do pracy. Tłumienie drgań pionowych odbywa się za pomocą amortyzatorów ciernych, w których siły tarcia zależą od ugięcia zawieszenia sprężynowego. Schematy położenia sprężyny w trybie bez obciążenia oraz z obciążeniem przedstawiono na rysunku 2.

Rama wózka składa się z dwóch belek bocznych i belki obrotowej. W środkowej części znajduje się otwór przeznaczony do połączenia spawanego z belką obrotową. Na wspornikach belek bocznych przyspawane są podkładki służące do montażu wrzecion. W bocznych belkach są przyspawane wydłużone kielichy do umieszczania sprężyn nadmaźnic. Górna część kielicha służy do podparcia podstawy sprężyny nadmaźnicy pod obciążeniem w trybie załadowanym. Na belce obrotowej zamontowana jest płyta środkowa oraz boczne łożyska sprężynowe. Do produkcji ramy wózka wykorzystuje się walcowaną blachę stalową 09G2.

Układ hamulcowy wózka polega na dwustronnym dociskaniu szczęk hamulcowych do powierzchni tocznych kół i składa się z układu dźwigni, poprzeczek ze szczękami i klockami, dodatkowych belek do mocowania wsporników punktów podparcia dźwigni oraz wsporników zabezpieczających do zawieszenia poprzeczek. W przypadku wariantów wózków o prędkościach projektowych 140–160 km/h przewiduje się wyposażenie wózka w hamulec tarczowy oraz urządzenie przeciwoślizgowe.

W porównaniu z wózkami trzyczęściowymi z odlewami ramami bocznymi i podkładkami, wózek z ramą wykonaną w technologii spawalniczej wykazuje wiele zalet, a w szczególności:

- znaczne oszczędności energii podczas produkcji głównych elementów nośnych wózka;



Rys. 2. Zawieszenie sprężynowe wózka typu TFT: a) wagon w stanie bez obciążenia; b) wagon w stanie z obciążeniem

- łatwiejszą diagnostykę ewentualnych uszkodzeń spawanej ramy pojawiających się w rzeczywistych warunkach eksploatacji;
- podczas pęknięć w spawanej ramie, ich rozwój od momentu powstania do całkowitej utraty nośności konstrukcji przebiega wolniej niż w przypadku odlewanych elementów wózka trzyczęściowego.

3. Ocena wytrzymałości ramy wózka o konstrukcji spawanej

Analizie wytrzymałości ram wózków poświęcono wiele prac naukowych [2, 3, 14, 15]. W zależności od modyfikacji wózków uwzględnia się różne schematy obliczeniowe oraz warunki obciążenia. Odpowiednie obliczenia przeprowadzono zgodnie z obowiązującymi dokumentami normatywnymi dotyczącymi kolei o rozstawie torów 1435 mm.

W odniesieniu do wózków trzyczęściowych, naukowcy z Instytutu Spawalnictwa im. Ye. O. Patona przy Narodowej Akademii Nauk Ukrainy, zaproponowali opracowanie ram bocznych oraz podkładek

o konstrukcji spawanej. W pracy [9] uzasadniono celowość stosowania całkowicie spawanych elementów nośnych wózka wagonu towarowego przy zachowaniu ich niezawodności eksploatacyjnej.

Zgodnie z wymaganiami normatywnymi [7] przeprowadzono obliczenia wytrzymałości ramy wózka typu TFT na podstawie dopuszczalnego naprężenia w głównych trybach projektowych (I oraz III). Model obliczeniowy ramy wózka to układ dwuwymiarowy elementów skończonych. Do obliczeń metodą elementów skończonych zastosowano standardową siatkę. Liczba elementów wynosi 95 512, a ich rozmiar to 26,4926 mm. Do obliczeń wykorzystano aplikację SolidWorks Simulation.

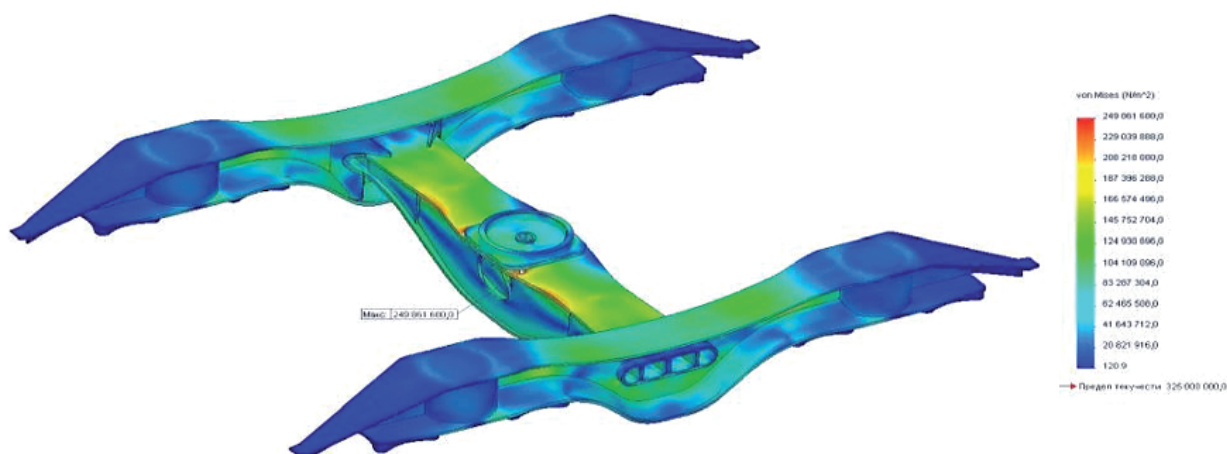
Wartości oraz kombinacje obciążeń oddziałujących na ramę wózka podano w tablicy 1. W obliczeniach przeprowadzonych zgodnie z trzecim trybem przyjmuje się maksymalną wartość współczynnika dynamiki pionowej $k_{dv} = 0,6$.

Na rysunkach 3 i 4 przedstawiono rozkład naprężeń równoważnych na ramie wózka. Na podstawie wyników uzyskanych dla pierwszego trybu wybrano przypadek obciążenia udarowego jako najbardziej obciążający.

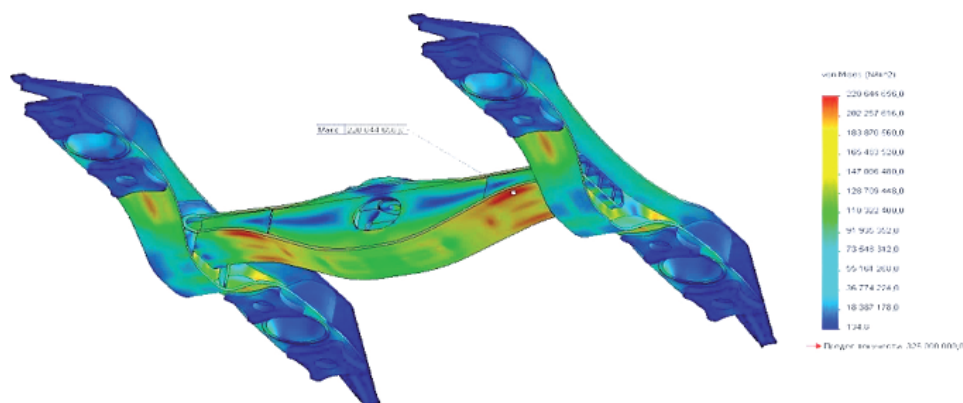
Tablica 1

Obciążenia projektowe ramy wózka typu TFT

Tryb obciążenia	Obciążenie [kN]		
	Pionowe	Wzdłużne	Boczne
Tryb I (uderzenie, szarpnięcie)	586,9	170,9	–
Tryb I (quasi-statyczny)	–	–	153,7
Tryb I (statyczny + 100% dodatku dynamicznego)	757,6	–	–
Tryb III ($k_{dv} = 0,6$)	666,0	488,1	312,1



Rys. 3. Stan naprężeń i odkształceń ramy wózka z obciążeniem zgodnym z trybem I (uderzenie, szarpnięcie)



Rys. 4. Stan naprężeń i odkształceń ramy wózka z obciążeniem zgodnym z trybem III

W pierwszym przypadku (rys. 3), najwyższe obliczone naprężenia osiągnęły 250 MPa, w drugim (rys. 4) – 221 MPa. Dopuszczalne naprężenie dla materiału, z którego zaleca się wykonanie ramy wózka (blacha walcowana 09G2), wynosi 274,5 MPa. Tym samym spełnione są wymagania normatywne dotyczące wskaźników wytrzymałościowych ramy wózka.

4. Modelowanie dynamiki wagonu platformowego

Schemat konstrukcyjny wagonu platformowego z wózkami TFT jest podobny do schematu konstrukcyjnego wagonu towarowego z wózkami Y25 [16]. Oznacza to, że jest to układ siedmiu korpusów sztywnych: nadwozia, 2 ram wózków oraz 4 zestawów kołowych.

Moment sił tarcia podczas skrętu ramy wózka względem ramy wagonu platformowego w płaszczyźnie poziomej M_f określa się jako sumę momentów sił tarcia występujących w zespole płyty środkowej oraz w łożyskach bocznych. Wartość M_f określa współczynnik oporu wózka przy skręcie X [11]: $X = M_f / (2a \cdot 2Q_0)$, gdzie $2a$ to podstawa wózka, a $2Q_0$ to obciążenie osiowe. Wartości X nie powinny przekraczać 0,16 dla wagonu bez obciążenia oraz 0,1 dla wagonu z obciążeniem.

Uwzględniając ruch wagonu po torze sprężysto-lepko-bezwładnościowym, schemat obliczeniowy uzupełniono o osiem mas torowych przypisanych do każdego koła. Masy te mogą przemieszczać się w kierunku pionowym oraz poprzecznym. Zredukowane masy podparte są przez sprężyny i tłumiki tarcia lepkiego, które odzwierciedlają właściwości sprężysto-dysypatywne szyn oraz podłoża pod szynami.

Zgodnie z klasycznym podejściem do tworzenia modeli matematycznych dynamiki pojazdów szynowych, zapoczątkowanym przez akademika V.A. Lazaryana [8], równania ruchu wagonu zapisano w po-

staci równań Lagrange'a drugiego rzędu. W ten sposób opracowano układ 42 nieliniowych równań różniczkowych drugiego rzędu, opisujący drgania przestrzenne wagonu wyposażonego w wózki typu TFT. Symulacja drgań wymuszonych wagonu, spowodowanych ruchem po torze z nierównościami, polega na generowaniu zakłóceń zewnętrznych w postaci losowych procesów stacjonarnych o rozkładzie Gaussa pod względem amplitudy oraz o gęstości widmowej o charakterze monotonicznie malejącym. Uwzględniono zalecenia zawarte w broszurze UIC nr 518 dotyczące danych w zakresie nierówności toru wykorzystywanych w modelowaniu na potrzeby procedury odbiorczej [1].

Na podstawie opracowanego modelu matematycznego opracowano algorytm oraz oprogramowanie komputerowe służące do oceny właściwości dynamicznych wagonu wyposażonego w wózki typu TFT. Właściwości dynamiczne oceniono przez analizę wyników numerycznej integracji nieliniowych równań różniczkowych opisujących ruch wibracyjny badanego wagonu przy użyciu metody Adamsa-Bashfortha.

W celu uzyskania właściwości dynamicznych wagonu platformowego wyposażonego w wózki typu 18-100 zastosowano model podobny do przedstawionego w monografii [6]. Ten przypadek dotyczy schematu konstrukcyjnego w postaci układu przestrzennego 11 brył, który został zmodyfikowany w celu uwzględnienia technicznych właściwości toru.

5. Wyniki symulacji

Zgodnie z normą DSTU 7598:2014, ocena właściwości dynamicznych wagonów towarowych przeprowadzana jest na podstawie następujących wskaźników [7]:

- przyspieszenia nadwozia w obszarach płyty środkowej w kierunkach poziomym i pionowym – j_h oraz j_v ;

- współczynnika dynamiki pionowej k_{dv} jako stosunku składowej dynamicznej sił pionowych do obciążenia statycznego;
- współczynnika dynamiki poziomej k_{dh} , który liczbowo odpowiada wartości siły ramy H_f (pozioma siła boczna działająca od strony pojedynczego zestawu kołowego na ramę wózka) jako ułamek obciążenia osiowego P_a , tj. H_f/P_a ;
- współczynnika bezpieczeństwa zestawu kołowego przed wykołowaniem, przy założeniu, że obrzeże koła nie przetacza się na krańcowym punkcie linii kolejowej k_{ds} .

W tablicy 2 przedstawiono standardowe wartości wskaźników dynamicznych.

Współczynnik marginesu stateczności zestawu kołowego przed wykołowaniem w przypadku przetoczenia się obrzeża koła po krańcowym punkcie linii kolejowej k_{ds} jest znormalizowanym wskaźnikiem służącym do oceny zachowania dynamicznego taboru kolejowego pod względem bezpieczeństwa ruchu na torach kolejowych o rozstawie torów 1520 mm. Wartość tego współczynnika, gdy pojazd porusza się z maksymalną prędkością po prostym odcinku toru o zadowalającym stanie, przy kombinacji odchyień w planie, zniekształceń oraz dopuszczalnych obniżek, oblicza się według wzoru [7]:

$$k_{ds} = \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \beta} \cdot \frac{P_v}{P_h} \geq [k_{ds}] \quad (1)$$

gdzie:

- β – kąt nachylenia względem horyzontu generującej powierzchni stożkowej obrzeża koła,
- μ – współczynnik tarcia powierzchni ślizgowych oddziałujących na siebie kół i szyn,
- P_v – składowa pionowa sił wywieranych przez koła na szyny,
- P_h – składowa pozioma sił oddziałujących między kołem a szyną, która działa równocześnie z siłą P_v .

We wzorze (1) stosunek składowych pionowych i poziomych sił wywieranych przez koła na szyny określa się w następujący sposób:

$$\frac{P_v}{P_h} = \frac{P_{aj} \left[\frac{2(b-a_2)}{l} - k_{dv}^* \frac{(2b-a_2)}{l} + k_{dv}^{**} \frac{a_2}{l} \right] + q \frac{b-a_2}{l} + \frac{r}{l} H_f}{\mu \left[\frac{2(b-a_1)}{l} + k_{dv}^* \frac{a_1}{l} - k_{dv}^{**} \frac{(2b-a_1)}{l} \right] + \mu q \frac{b-a_1}{l} + (1 - \frac{r}{l} \mu) H_f} \quad (2)$$

gdzie:

- P_{aj} – obciążenie statyczne na czopie osi,
- H_f – siła ramy,
- q – masa elementów niesprężynowanych,
- $2b$ – odległość między czopami osi zestawu kołowego ($2b = 2,036$ m),
- a_1, a_2 – rzut na oś odległości między punktami styku szyn a kołami prowadzącymi i napędzanymi a środkami czopów ($a_1 = 0,25$ m, $a_2 = 0,22$ m),
- r – promień obwodu tocznego koła o umiarkowanym stopniu zużycia ($r = 0,45$ m),
- l – średnia odległość między punktami styku kół a szynami ($l = 1,58$ m),
- k_{dv} – współczynnik dynamiki pionowej dla kół toczących się (k_{dv}^*) oraz nietoczących się (k_{dv}^{**}).

W przypadku wagonów towarowych, za dopuszczalną wartość współczynnika bezpieczeństwa zestawu kołowego przed wykołowaniem przyjmuje się $[k_{ds}] = 1,3$ [11].

W analizie wyników obliczeń, których celem jest określenie wskaźników dynamicznych obciążonego wagonu platformowego główny nacisk kładzie się na wskaźniki obciążenia drganiami nadwozia, a mianowicie na przyspieszenie ramy w obszarach zespołów płyt środkowych w kierunkach poziomym i pionowym – j_h oraz j_v . Ponadto, uwzględniane są wskaźniki bezpieczeństwa ruchu, tj. współczynniki dynamiki poziomej k_{dh} oraz współczynniki bezpieczeństwa zestawu kołowego przed wykołowaniem, pod warunkiem

Tablica 2

Standardowe wartości wskaźników właściwości dynamicznych wagonów towarowych

Ocena ruchu	Współczynnik dynamiki pionowej $[k_{dv}]$		Współczynnik dynamiki poziomej $[k_{dh}]$		Pionowe przyspieszenie j_v w ułamkach [g]		Przyspieszenia poziome j_h w ułamkach [g]	
	z obciążeniem	bez obciążenia	z obciążeniem	bez obciążenia	z obciążeniem	bez obciążenia	z obciążeniem	bez obciążenia
Doskonała	0,20	0,50	0,20	0,25	0,20	0,50	0,10	0,20
Dobra	0,35	0,60	0,25	0,30	0,35	0,60	0,15	0,25
Dostateczna	0,40	0,70	0,30	0,38	0,45	0,70	0,30	0,40
Dopuszczalna	0,65	0,75	0,38	0,40	0,65	0,75	0,45	0,55

kiem że obrzeże koła nie przetacza się na krańcowy punkt linii kolejowej k_{ds} .

W tablicy 3 przedstawiono skrajne wartości wskaźników dynamicznych wagonu platformowego w stanie z obciążeniem. W tym przypadku licznik stanowi wartość wskaźników uzyskaną przy zastosowaniu wózków TFT, natomiast mianownik przedstawia wartość wskaźników uzyskanych przy zastosowaniu wózków 8-100.

Tablica 3

Wartości wskaźników dynamicznych wagonu platformowego w stanie z obciążeniem

V [km/h]	j_h [m/s ²]	j_v [m/s ²]	$[k_{dh}]$	$[k_{ds}]$
60	0,94/1,72	0,57/2,07	0,05/0,28	3,10/1,42
80	0,89/1,77	0,69/2,05	0,05/0,28	3,06/1,48
100	0,85/1,89	0,70/2,45	0,05/0,27	3,08/1,45
120	0,91/2,46	0,82/2,42	0,06/0,30	2,98/1,47
140	0,93/3,58	0,97/1,94	0,06/0,29	2,95/1,48
160	0,93/8,07	1,13/1,99	0,07/0,85	2,81/0,80

Dane zawarte w tablicy 3 wskazują, że poziom przyspieszeń poziomych w wagonach platformowych, które są wyposażone w wózki TFT zależy w znacznym stopniu od prędkości jazdy i jest znacznie niższy w porównaniu z wagonami platformowymi wyposażonymi w wózki typu 18-100. Różnica ta wzrasta wraz ze wzrostem prędkości. Zatem, jeśli przy $V = 60$ km/h stosunek omawianych przyspieszeń wynosi 1:1,8, to przy $V = 120$ km/h stosunek ten wynosi 1:2,7. Przy $V = 160$ km/h przyspieszenia uzyskane dla wagonu wyposażonego w wózki typu 18-100 osiągają $8,1 \text{ m/s}^2$, co jest wartością znacznie wyższą od maksymalnej dopuszczalnej wartości wynoszącej $0,45 \text{ g}$.

Poziom przyspieszeń pionowych wagonu platformowego wyposażonego w wózki TFT wzrasta stopniowo wraz ze wzrostem prędkości jazdy. Zależność przyspieszeń pionowych od prędkości, uzyskanych dla platformy na wózkach typu 18-100, jest zmienna, pozostając powyżej poziomu przyspieszeń ustalonego dla platformy na wózkach TFT.

Wartości współczynnika dynamiki pionowej k_{dh} uzyskane dla wagonu z wózkami TFT nie są bardzo wrażliwe na zmiany prędkości. Do prędkości 140 km/h , wartości k_{dh} dla wagonu z wózkami TFT są co najmniej 4,5 razy niższe niż te uzyskane dla wagonu z wózkami typu 18-100. Przy $V = 160 \text{ km/h}$ wartość k_{dh} dla tego wagonu jest ponad dwukrotnie większa od maksymalnej dopuszczalnej wartości $0,4$.

Dane dotyczące współczynnika bezpieczeństwa zestawu kołowego przed wykolejeniem k_{ds} przedstawione w tablicy 3 wskazują na niewielki margines

stabilności wagonu platformowego z wózkami typu 18-100. W tym przypadku, przy $V = 160 \text{ km/h}$ wartość k_{ds} jest 1,6 razy niższa od maksymalnej dopuszczalnej wartości wynoszącej $1,3$, podczas gdy najniższa wartość tego współczynnika, którą uzyskano dla wagonu z wózkami TFT jest ponad dwukrotnie wyższa od wartości dopuszczalnej.

Dynamika wagonów w stanie bez obciążenia jest przedmiotem licznych badań, co wynika z tendencji pustych wagonów do utraty stabilności na torach kolejowych. Jak zauważono w [6], rzeczywista prędkość pociągu z pustymi wagonami jest ograniczona do 70 km/h , co stanowi wartość znacznie niższą od prędkości projektowej określonej w specyfikacji technicznej wagonów – 120 km/h . Uzyskane wartości skrajne parametrów dynamicznych wagonu platformowego w stanie bez obciążenia przedstawiono w tablicy 4.

Tablica 4

Wartości wskaźników dynamicznych wagonu platformowego w stanie bez obciążenia

V [km/h]	j_h [m/s ²]	j_v [m/s ²]	$[k_{dh}]$	$[k_{ds}]$
60	2,17/2,12	1,69/2,08	0,10/0,33	2,47/1,44
80	2,92/2,20	1,83/2,25	0,13/0,34	2,31/1,42
100	3,43/2,43	2,75/2,78	0,16/0,35	2,22/1,42
120	3,99/3,09	4,19/3,06	0,20/0,41	2,18/1,40
140	3,89/4,82	4,27/2,96	0,19/0,44	2,09/1,30
160	4,16/ –	4,48/ –	0,18/ –	2,07/ –

Na podstawie porównania obliczonych wartości przyspieszenia zarówno w kierunku poziomym, jak i pionowym można stwierdzić, że poziomy tych przyspieszeń są zbliżone i spełniają wymagania normatywne. Wyniki analizy uzyskanych wartości współczynnika dynamiki poziomej k_{dh} pokazują, że przy $V = 120 \text{ km/h}$ wartość k_{dh} dla wagonu platformowego z wózkami typu 18-100 przekracza maksymalną dopuszczalną wartość, podczas gdy dla wagonu platformowego z wózkami TFT wskaźnik ten jest dwukrotnie niższy.

W odniesieniu do wskaźnika k_{ds} można zauważyć, że margines bezpieczeństwa torów kolejowych w przypadku wagonu platformowego z wózkami TFT przy $V = 120 \text{ km/h}$ jest 1,5 razy wyższy niż ten ustalony dla wagonu platformowego z wózkami 18-100. Obliczenia pokazują, że przy $V = 140 \text{ km/h}$ wartość k_{ds} dla wagonu platformowego z wózkami 80-100 osiąga dopuszczalny limit, natomiast przy $V = 160 \text{ km/h}$ wagon platformowy traci stabilność na torze kolejowym.

Wyniki obliczeń dynamiki pionowej wagonu w stanie obciążenia wskazują, że wartości współczynnika k_{dv} uzyskane dla wagonu z wózkami typu TFT

przy prędkościach do 140 km/h włącznie są co najmniej dwukrotnie niższe niż w przypadku wagonu z wózkami modelu 18-100 i nie przekraczają 0,10. W przypadku trybu bez obciążenia wartości tego wskaźnika w obu wariantach zastosowania układu jezdnego są zbliżone i spełniają wymagania klasy doskonałej.

Do istotnych wskaźników dynamicznych właściwości jezdnych wagonów towarowych zaliczają się również siły oddziaływania między kołami a szynami. Należy zauważyć, że stabilność toru kolejowego względem przemieszczeń poprzecznych zależy od wielkości sił bocznych. Zgodnie z obliczeniami, poziom dynamicznego obciążenia toru siłami poprzecznymi wywieranymi przez wagon platformowy z wózkami TFT jest znacznie niższy niż oddziaływanie na tor wagonu platformowego z wózkami 18-100. W szczególności w trybie z obciążeniem przy prędkości $V = 120$ km/h stosunek sił bocznych wynosi 1:7,5, natomiast w trybie bez obciążenia – 1:8,4, co potwierdza „przyjazność dla torów” wózków typu TFT.

6. Wnioski

Na podstawie wyników analizy dotychczasowych badań oraz z uwzględnieniem doświadczeń w zakresie budowy wagonów dla kolei o rozstawie toru 1435 mm wykazano realność zaprojektowania wózka dla kolei o rozstawie toru 1520 mm z całkowicie spawaną ramą oraz maźnicowym zawieszeniem sprężynowym, przeznaczonego do wagonów towarowych szybkich pociągów kontenerowych. Podstawowa konstrukcja wózka „przyjaznego dla torów”, o umownej nazwie TFT, została opracowana zgodnie z obowiązującymi wymaganiami technicznymi.

Na podstawie obliczeń wytrzymałości spawanej ramy wózka typu TFT stwierdzono, że stan naprężeń i odkształceń ramy jest zgodny z wymaganiami normatywnymi.

Wyniki badań właściwości dynamicznych wagonu platformowego do transportu kontenerów w dwóch wariantach wyposażenia w układy jezdne – wózki typu TFT oraz wózki modelu 18-100 wskazują na istotne zalety pierwszego wariantu zarówno pod względem ochrony ładunku przed drganiami, jak i bezpieczeństwa ruchu. Odnotowano znacznie niższy poziom oddziaływania bocznego na tor w przypadku wagonu platformowego z wózkami TFT.

Uzyskane wyniki symulacji mają charakter oceniający, jednak w przekonujący sposób dowodzą perspektyw projektu rozwoju wózków dużych prędkości z ramami całkowicie spawanymi i sprężynowym zawieszeniem maźnicy.

Literatura

1. Broszura UIC nr 518: Badania i homologacja pojazdów kolejowych z punktu widzenia ich zachowania dynamicznego: Bezpieczeństwo – Obciążenie toru – Parametry biegowe, 2009, s. 119.
2. Dižo J. i in.: *Strength Analysis of a Freight Bogie Frame under the Defined Load Cases (Analiza wytrzymałości ramy wózka towarowego pod określonymi przypadkami obciążeń)*, Communications – Scientific letters of the University of Zilina, tom 20, wyd. 4, s. 58–62, 2018. DOI:10.26552/com.C.2018.4.58-62.
3. Dižo J., Harušinec J., Blatnický M.: *Computation of Modal Properties of Two Types of Freight Wagon Bogie Frames Using the Finite Element Method (Obliczanie właściwości modalnych dwóch typów ram wózków wagonów towarowych z wykorzystaniem metody elementów skończonych)*, Manufacturing Technology, tom 18, wyd. 2, 2018, s. 208–214, DOI:10.21062/ujep/79.2018/a/1213-2489/MT/18/2/208.
4. Domin R. i in.: *Naukowo-techniczne podstawy rozwoju taboru kolejowego „Wschód–Zachód”*, Kijów, wydawnictwo V. Dahl East Ukrainian National University, 2024, s. 380, [https://doi.org/10.33216/MonographSNU\(978-617-8011-80-2\)-2024-380](https://doi.org/10.33216/MonographSNU(978-617-8011-80-2)-2024-380).
5. Domin Yu. Et.al.: *Analysis of the conditions for the exhaustion of the stability margin in the rail track of freight cars with three-piece bogies (Analiza warunków wyczerpania marginesu stateczności w torze kolejowym wagonów towarowych z wózkami trzyczęściowymi)*, Archives of transport, tom 57, wyd. 1, s. 119–129, 2021.
6. Domin Yu.V. i in.: *Self-oscillations and stability of motion of rail vehicle* [Drgania samowzbudne i stabilność ruchu pojazdu szynowego], Kyiv, Naukova Dumka, 1984, s. 160.
7. DSTU 7598:2014: Freight wagons. General requirements for calculations and design of new and modernized wagons of 1520 mm track gauge (non-self-propelled) (Wagony towarowe. Ogólne wymagania dotyczące obliczeń i projektowania nowych oraz zmodernizowanych wagonów o rozstawie osi 1520 mm, wagony nienapędzane), 2014, s. 162.
8. Lazaryan V.A.: *Dynamics of vehicles: Selected works (Dynamika pojazdów: Wybrane prace)*, Kijów, Naukova Dumka, 1985, s. 528.
9. Makhnenko O.V. i in.: *Prospects for the creation of welded structures for load-bearing elements of a freight wagon bogie* [Perspektywy tworzenia konstrukcji spawanych dla elementów nośnych wózka towarowego], Automatic welding, wyd. 3, 2014, s. 36–42.
10. Mel'nychuk V.O., Pshin'ko O.M., Savchuk O.M.: *The problem of increasing the speed of freight trains*

- [Problem zwiększania prędkości pociągów towarowych], Biuletyn Dnieprowskiego Narodowego Uniwersytetu Transportu Kolejowego im. V. Lazaryana, 2008, s. 40–45.
11. Norma europejska 14363: Kolejnictwo – Badania i symulacje modelowe właściwości dynamicznych pojazdów szynowych przed dopuszczeniem do ruchu – Badania właściwości biegowych i próby stacjonarne, 2005, s. 113.
 12. Okorokov A. M.: *Analysis of the prospects for the development of the container transportation market in Ukraine* [Analiza perspektyw rozwoju rynku transportu kontenerowego w Ukrainie], Transport systems and transportation technologies, wyd. 10, s. 98–104, 2015, V. Lazaryan Dnipropetrovsk National University of Railway Transport.
 13. Pingbiao Z. et al.: *Analysis of Market Competitiveness of Container Railway Transportation* [Analiza konkurencyjności rynkowej kolejowego transportu kontenerowego], Journal of Advanced Transportation, tom 2021, s. 8 <https://doi.org/10.1155/2021/5569464>.
 14. Slavchev S. et al.: *Methodology for assessment of material fatigue in the area of welded joints of railway bogies by calculation* [Metodologia oceny zmęczenia materiału w obszarze spoin wózków kolejowych za pomocą obliczeń], IOP Conference Series Materials Science and Engineering, tom 618 (1), s. 8, 2019. DOI:10.1088/1757-899X/618/1/012046.
 15. Tang, W. i in.: *Fatigue Strength and Modal Analysis of Bogie Frame for DMUs Exported to Tunisia* [Wytrzymałość zmęczeniowa i analiza modalna ramy wózka jednostek trakcyjnych eksportowanych do Tunezji], Journal of Applied Mathematics and Physics, tom 2, 2014, s. 342–348 [opublikowano w maju 2014 w SciRes] <http://www.scirp.org/journal/jamp> <http://dx.doi.org/10.4236/jamp>.
 16. Tomaszewski T.: *Symulacje komputerowe dynamiki pojazdów szynowych*, Problemy kolejnictwa, zeszyt 139, 2004, s. 68–92.
 17. Wymagania techniczne dotyczące realizacji prac badawczo-rozwojowych nad opracowaniem nowego wózka o konstrukcji spawanej dla wagonów towarowych, Kijów, JSC „Ukrzaliznytsia”, 2023, s. 10.