

Modelowanie dynamiki zestawów kołowych

Tomasz Wojdyła

W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych dynamiki zestawu kołowego zabudowanego w wózku 25 ANa. Omówiono budowę modelu wagonu 152 Aa opartego na tych wózkach. Przeprowadzono symulacje ruchu wagonu po prostym odcinku toru oraz po łuku toru o promieniu 1500 m. W celu symulacji warunków rzeczywistych założono rzeczywiste wartości nierówności pionowych i poprzecznych dla obu toków szynowych. Przeprowadzone badania miały na celu określenie wpływu parametrów konstrukcyjnych układu usprężynowania wagonu na jego dynamikę. Rezultatem końcowym było określenie wielkości sił działających na koło kolejowe oraz rzeczywistej wartości współczynnika dynamicznego.

Artykuł recenzowany zgodnie z wytycznymi MNiSW data zgłoszenia do redakcji: 31.03.2012 data akceptacji do druku: 14.05.2012



dr inż. Tomasz Wojdyła
Politechnika Śląska
Wydział Transportu
Katedra Transportu
Szynowego
tomasz.wojdyla@polsl.pl

Modelowanie ruchu pojazdu szynowego było i jest tematem wielu prac naukowo – badawczych. Daje ono między innymi możliwość przewidywania zachowania się badanego pojazdu w czasie przejazdu po założonych odcinkach toru. Pozwala ono również sprawdzić, jak wprowadzone nowe rozwiązania konstrukcyjne wpływają na dynamikę całego pojazdu.

Rozważania te prowadzi się wykorzystując analityczne metody wyprowadzania równań ruchu, a także – dla złożonych modeli o dużej liczbie stopni swobody – przy pomocy specjalistycznych programów komputerowych (np. MSC.ADAMS, MEDYNA, SIMPACK, GENSYS czy UNIVERSAL MECHANISM).

Do badań dynamiki zestawu kołowego wagonu osobowego w niniejszej pracy wykorzystano program UNIVERSAL MECHANISM (UM). Jego możliwości opisano w pracach [2,3].

W prowadzonych rozważaniach związanych z wykorzystaniem programów do prowadzenia analiz wytrzymałości elementów pojazdów szynowych (np. MSC.NASTRAN, ANSYS, czy MSC.MARC) w małym stopniu wykorzystywano rezultaty analizy dynamiki. Przy obliczeniach związanych z badaniami wytrzymałości zestawów kołowych (nowych i eksploatowanych konstrukcji) sprawdzano również wielkość naprężeń pochodzących od sił dynamicznych. W celu wyznaczenia wielkości tych sił przyjmowano najczęściej następującą zależność (rekomendowaną przez UIC) [4]:

$$F_{dyn} = \alpha_{dyn} \cdot F_{stat} \quad (1)$$



1. Widok wagonu osobowego typu 152 Aa

gdzie:

F_{dyn} - obciążenie dynamiczne koła kolejowego,

α_{dyn} - współczynnik dynamiczny,

F_{stat} - statyczny nacisk koła na szynę.

Wartość współczynnika dynamicznego była przyjmowana jak stała (najczęściej równą 3) i niezależna od parametrów konstrukcyjnych – eksploatacyjnych pojazdu szynowego.

Ogólna charakterystyka badanego wagonu

Do badań symulacyjnych został wybrany wagon osobowy bezprzedziałowy typu 152 Aa (zdz. 1) spełniający wymogi dla wagonu UIC Z1. Wybór ten spowodowany był przez następujące powody:

1. jest to jedna z najnowszych konstrukcji w Polsce (produkowany jest od 1997 r.),

2. dopuszczalna prędkość dla tego wagonu wynosi 200 km/h.

Wagon ten przeznaczony jest do ruchu krajowego i międzynarodowego. Pierwsze egzemplarze były oparte na wózkach MD 524. Obecnie produkowany wagon oparty jest na wózkach 25ANa.

Podwozie jego wraz z nadwoziem jest konstrukcją samonośną całkowicie spawaną, wykonaną ze stali węglowych o podwyższonej wytrzymałości i odporności na korozję.

Rama wózka 25ANa w kształcie litery H jest konstrukcją spawaną z blach i profili walcowanych. Ostożnice o zamkniętym profilu skrzynkowym, z gniazdami sprężyn I stopnia usprężynowania, są połączone poprzecznymi rurowymi związanymi ze sobą dwoma podłużnicami o konstrukcji blachownicowej, zawierającymi wsporniki amortyzatorów poziomych oraz gniazda odbijaków ograniczających przesuwę poprzeczne nadwozia względem ramy wózka. Poprzecznice rurowe wraz z podłużnicami służą jednocześnie do zawie-

zenia mechanizmów zaciskowych hamulca tarczowego i płóz elektromagnetycznego hamulca szynowego [8].

Zestaw kołowy jest prowadzony względem ramy wózka za pomocą jednostronnego wahacza połączonego z ramą wózka przegubem metalowo – gumowym mocowanym do ramy za pomocą sworznia [8].

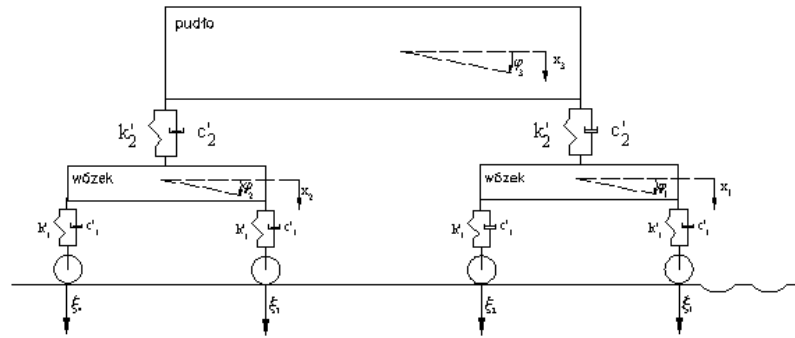
Budowa modeli uproszczonych – wstępna analiza dynamiki

W pierwszej części pracy stworzono modele uproszczone przeznaczone do badań dynamiki pionowej. Jeden z takich modeli (o 6 stopniach swobody) pokazano na rysunku 2. Metodą analityczną wyprowadzono dla każdego modelu równania ruchu. Ich rozwiązania znaleziono przy użyciu programu MathCAD. Następnie w programie UM wykonano odpowiednie modele, które zostały poddane badaniom dynamiki. Badania symulacyjne prowadzono przy różnych wielkościach kroku obliczeń. Miały one na celu dobór odpowiedniego kroku obliczeń, który zostanie wykorzystany w badaniach modeli złożonych. Otrzymane wyniki porównano ze sobą. Na rysunku 3 przedstawiono model układu o 6 stopniach swobody wykonany w programie UM, a na rysunku 4 przedstawiono porównanie otrzymanych wyników. W tabeli 1 przedstawiono zależności różnic pomiędzy wartościami maksymalnej amplitudy przemieszczeń pudła oraz czasu obliczeń od przyjętego kroku obliczeń. Kolorem czerwonym zaznaczono wartość kroku obliczeń przyjętą do dalszych badań dynamiki na złożonym modelu. Wyniki badań modeli testowych zawarte zostały w [6, 7, 9].

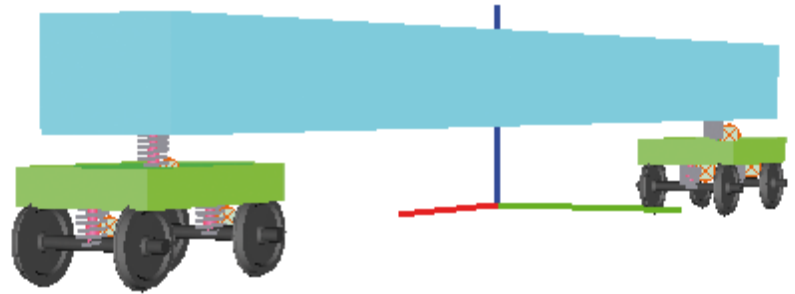
Model wagonu wykonano w programie UNIVERSAL MECHANISM jako połączenie pudła wagonu z dwoma wózkami (rys. 5). Zestaw kołowy jest prowadzony względem ramy wózka za pomocą jednostronnego wahacza połączonego z ramą wózka przegubem metalowo – gumowym. Założono, że zestawy kołowe mają średnicę 920 mm i poruszają się po torze kolejowym zbudowanym z szyn typu UIC 60. Szyny zamodelowano jako elementy niezwyte. Na wózku oparta jest belka poprzeczna, która za pomocą czopa skrzytu połączona jest z pudłem wagonu. Pierwszy stopień usprężynowania na wózku stanowi układ czterech sprężyn śrubowych i czterech tłumików pionowych. Drugi stopień swobody łączy ze sobą ramę wózka z belką poprzeczną. W modelu połączenie to zamodelowano jako układ dwóch sprężyn, dwóch tłumików pionowych i dwóch tłumików poprzecznych. Tłumik wężykowania łączy ze sobą pudło wagonu i ramę wózka. Belka bujawkowa jest połączona z pudłem za pomocą czopa skrzytu.

W ramach prowadzonych badań założono, że wagon poruszał się będzie po założonych odcinkach toru:

- tor prosty z zamodelowanymi nierównościami ciągłymi,



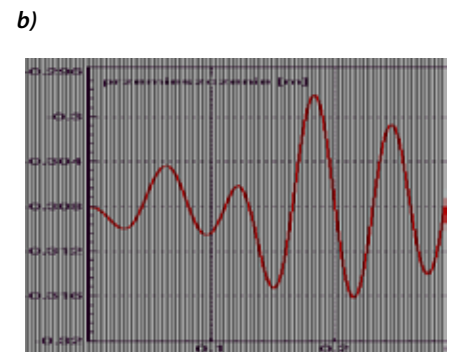
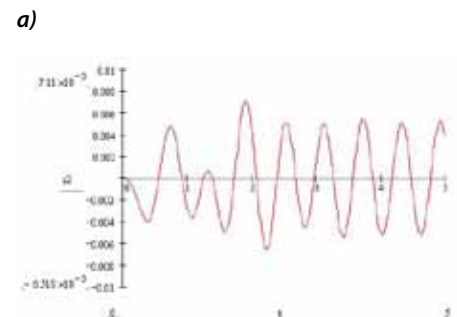
2. Jeden z przyjętych modeli testowych (układ o 6 stopniach swobody)



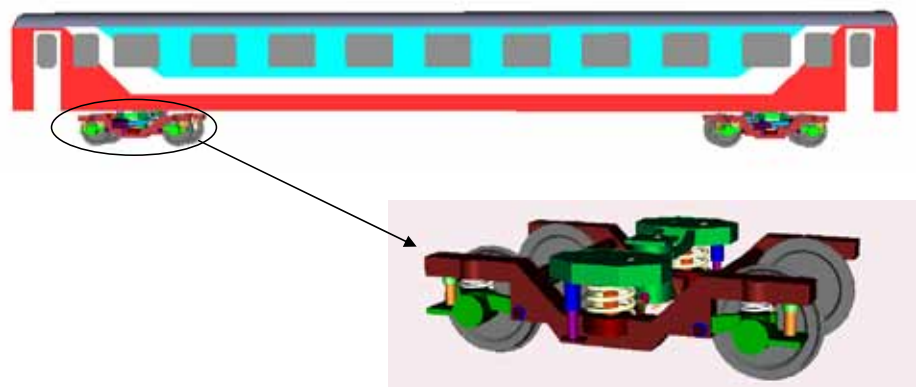
3. Model o 6 stopniach swobody wykonany w programie UNIVERSAL MECHANISM (UM)

Tab. 1: Zależność różnicy pomiędzy wartościami maksymalnej amplitudy przemieszczeń pudła oraz czasu obliczeń od przyjętego kroku obliczeń [9]

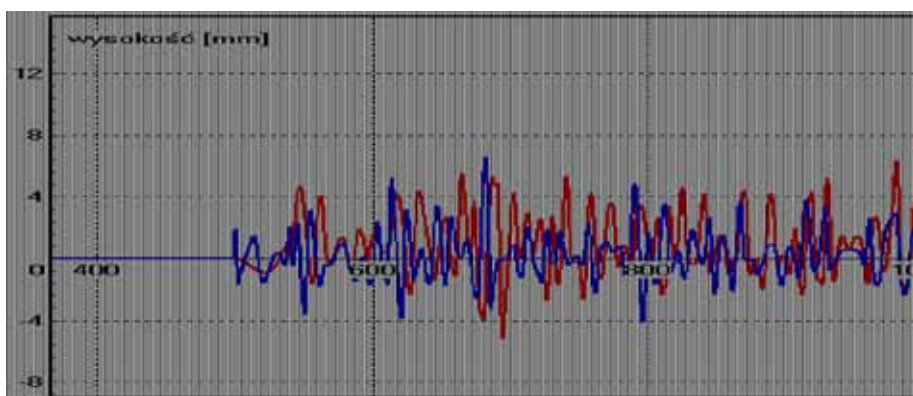
Rezultat		UNIVERSAL MECHANISM	
Parametr	Krok obliczeń	Różnica w %	Czas obliczeń
Maksymalna amplituda przemieszczeń pudła	0.5	31.12	2 s
	0.2	17.63	2 s
	0.1	12.06	3 s
	0.05	8.28	5 s
	0.02	4.11	8 s
	0.01	5.45	14 s
	0.005	4.11	20 s
	0.002	1.03	27 s
	0.0001	0.0019	2 min



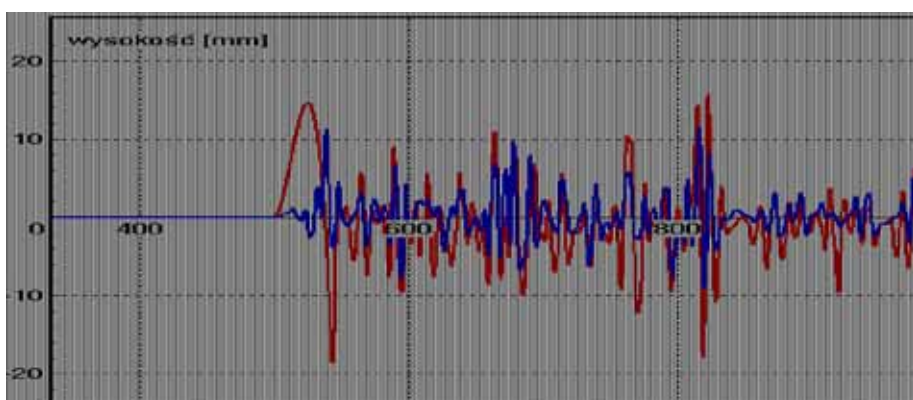
4. Porównanie wyników otrzymanych metodą analityczną (a) i w programie UM (b)



5. Model wagonu wykonany w programie UNIVERSAL MECHANISM



6. Wielkość nierówności poprzecznych występujących w tokach szynowych: lewym — i prawym —



7. Wielkość nierówności pionowych występujących w tokach szynowych: lewym — i prawym —

Tab.2: Wartości współczynnika dynamicznego wyznaczone w czasie symulacji po torze prostym [10]

Prędkość [km/h]	Bez zmian	k1 + 30%	k1 - 30%	k2 + 30%	k2 - 30%	kplx zm.	kply zw.	c1 + 30%	c1 - 30%
120	1.22	1.19	1.25	1.17	1.30	1.26	1.18	1.25	1.19
140	1.31	1.27	1.34	1.26	1.36	1.34	1.28	1.34	1.29
160	1.34	1.32	1.37	1.30	1.41	1.37	1.31	1.37	1.31
180	1.47	1.45	1.49	1.40	1.51	1.51	1.43	1.50	1.42
200	1.54	1.51	1.56	1.48	1.58	1.57	1.52	1.58	1.51
250	1.67	1.64	1.70	1.63	1.71	1.71	1.65	1.69	1.66

Tab.3: Wartości współczynnika dynamicznego wyznaczone w czasie symulacji po łuku toru o promieniu 1500 m [10]

Prędkość [km/h]	Bez zmian	k1 + 30%	k1 - 30%	k2 + 30%	k2 - 30%	c1 + 30%	c1 - 30%	c1 + 30%	c1 - 30%
80	1.23	1.19	1.29	1.21	1.26	1.25	1.21	1.25	1.19
120	1.25	1.21	1.29	1.22	1.28	1.26	1.24	1.34	1.29
160	1.37	1.34	1.40	1.35	1.39	1.38	1.36	1.37	1.31
200	1.67	1.63	1.71	1.63	1.70	1.69	1.65	1.50	1.42
250	1.80	1.76	1.84	1.77	1.84	1.82	1.78	1.58	1.51

• łuk toru o promieniu 1500 m z zamodelowanymi nierównościami ciągłymi. Nierówności geometryczne toru (pionowe i poprzeczne) zostały określone na podstawie wyników badań stanu toru na trasie Katowice – Zawiercie (wyniki otrzymane podczas

badania stanu toru drezyną pomiarową EM – 120). Graficzny przebieg wielkości nierówności poprzecznych w funkcji długości toru przedstawiono na rysunku 6, a na rysunku 7 – nierówności pionowych.

W przeprowadzonych badaniach numerycznych badano wpływ następujących parametrów konstrukcyjnych wagonu na siły działające na koło kolejowe:

- sztywność sprężyn na pierwszym stopniu usprężynowania (k1);
- tłumienie na pierwszym stopniu usprężynowania (c1);
- sztywność prowadnika zestawu kołowego (kpl);
- sztywność sprężyn na drugim stopniu usprężynowania (k2);
- tłumienie pionowe (c2z), poprzeczne (c2y) i wężykowania (cjaw) na drugim stopniu usprężynowania.

Badania przejazdu modelu po torze z nierównościami ciągłymi prowadzone były dla sześciu różnych prędkości ruchu (120 km/h, 140 km/h, 160 km/h, 180 km/h, 200 km/h i 250 km/h).

Wyniki badań numerycznych

W wyniku przeprowadzonych symulacji komputerowych przejazdów po założonych odcinkach toru otrzymano wykresy zależności siły pionowej i poprzecznej działającej na koło kolejowe od czasu. Przykładowy przebieg czasowy tych sił pokazano na rysunku 8.

W celu dokonania oceny wpływu parametrów konstrukcyjnych modelu wagonu na siły działające na koło w czasie ruchu po torze z zamodelowanymi nierównościami ciągłymi do analizy przyjęto wartość średnią z pięciu wartości maksymalnych siły (pionowej lub poprzecznej) odczytanych z otrzymanych wykresów. Otrzymane przykładowe wyniki przedstawiono na rysunkach 9 i 10.

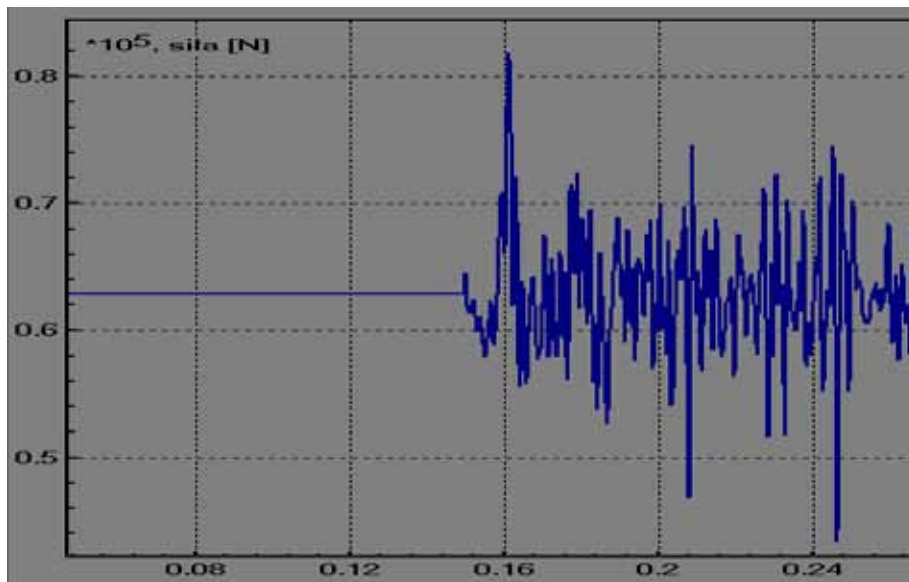
Wyznaczone wielkości sił działających na koło pozwoliły oszacować rzeczywiste wartości współczynnika dynamicznego (wyznaczanego na podstawie (1)). Przykładowe wyniki dla różnych odcinków toru pokazano w tabelach 2 i 3. Oznaczenie w tabelach „+ 30%” oznacza zwiększenie wartości tego parametru o 30% (podobnie należy rozumieć zapis „-30%”). Tak przyjęte zmiany miały na celu uchronienie sprężyn przed zniszczeniem (zgniatanie się zwojów).

Wykorzystanie wyznaczonych wartości współczynnika dynamicznego do badań wytrzymałościowych zestawów kołowych przedstawiono w pracach [1, 5, 11].

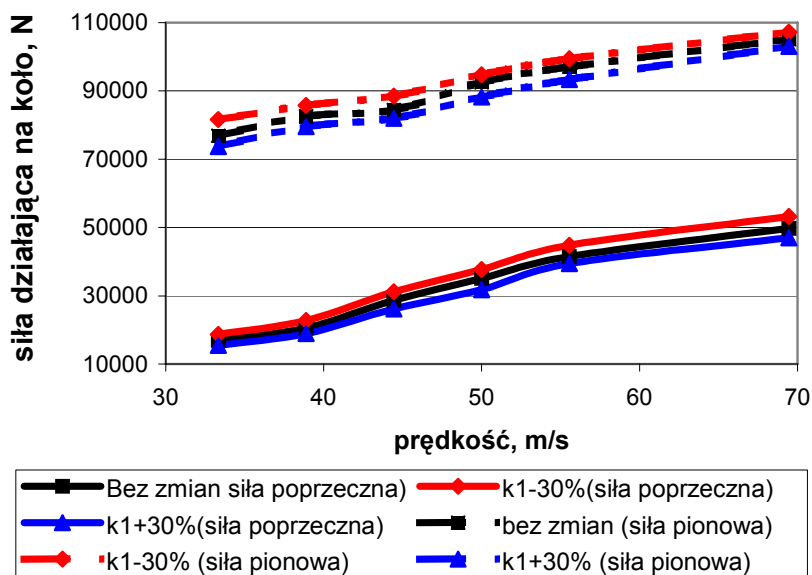
Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych analiz wyciągnięto następujące wnioski końcowe:

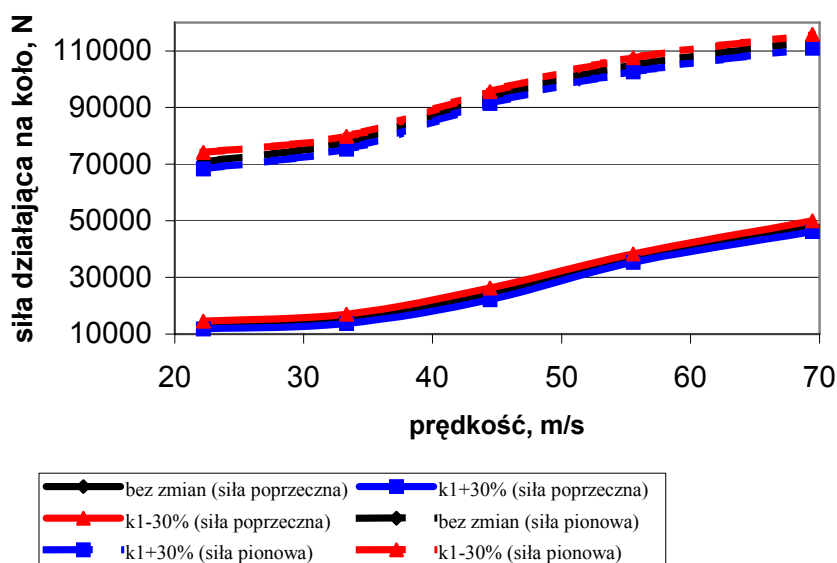
1. Analiza wielkości sił działających na koło kolejowe w czasie ruchu po wybranych odcinkach toru wykazała, że siły poprzeczne wykazują większą wrażliwość na zmianę parametrów konstrukcyjnych niż siły pionowe.
2. Wyznaczona wartość współczynnika dynamicznego wykazuje zależność od parametrów konstrukcyjnych pojazdu szynowego.



8. Przykładowy przebieg czasowy siły pionowej działającej na koło kolejowe



9. Zależność siły poprzecznej i pionowej od prędkości ruchu i zmiany sztywności sprężyny na I stopniu usprężynowania otrzymana podczas symulacji ruchu po prostym odcinku toru



10. Zależność siły poprzecznej i pionowej od prędkości ruchu i zmiany sztywności sprężyny na I stopniu usprężynowania otrzymana podczas symulacji ruchu po prostym odcinku toru

3. Wyznaczona wartość współczynnika dynamicznego zależy również od rodzaju toru ruchu (prosta, łuk toru) oraz od prędkości ruchu pojazdu szynowego.
4. Maksymalna wartość współczynnika dynamicznego otrzymana w wyniku przeprowadzonych symulacji ruchu nie przekroczyła wartości 1,85. ◀

Materiały źródłowe

- [1] Bizoń K., Wojdyła T.: Wpływ parametrów konstrukcyjnych pojazdu szynowego na dynamikę systemu pojazd – tor. XVII Konferencja Naukowa „Pojazdy Szynowe” Kazimierz Dolny n. Wisłą, 2006, s. 27 – 34.
- [2] Pogorelov D. Y.: Simulation of rail vehicle dynamics with Universal Mechanism software. “Rail vehicle dynamics and associated problems”, monograph, Silesian University of Technology, Gliwice 2005, s. 13 – 58.
- [3] Pogorelov D. Y.: Computer – aided modeling railroad vehicle dynamics. International Congress Mechanics and Tribology of Transport Systems “Mechtribotrans – 2003”, Rostov – on – Don. Book 2, s. 171 – 176.
- [4] Raport ERRI B 169.1. Entwurf zum UIC – merkkblatt. 1998.
- [5] Sitarz M., Wojdyła T., Mańka A.: Influence of design parameters of railway carriage on monoblock wheel stresses. XV Międzynarodowy Kongres “Kolejowe Zestawy Kołowe” Praga 2007 (wydanie na CD)
- [6] Śładkowski A., Margielewicz J., Wojdyła T.: Influence of vertical dynamic of a coach on wheel pair loading. V Międzynarodowa Konferencja Naukowa Krajów Europy Środkowej i Wschodniej „Kolejowe Zestawy Kołowe”, Katowice, 2002.
- [7] Śładkowski A. Wojdyła T.: Simplified model of vertical vibrations for passenger car during its moving on irregular track. Scientific proceedings of Riga Technical University, Riga 2003, s 28 – 36.
- [8] Suwalski R.: Wózki 25AN i 25ANa do wagonów osobowych i typu osobowego. Technika Transportu Szynowego, 1994, nr 2 s. 4 – 12.
- [9] Wojdyła T.: Porównanie modeli testowych pojazdu szynowego. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Transport z. 44, Gliwice 2002, s.163 – 168.
- [10] Wojdyła T.: Wpływ parametrów konstrukcyjnych wagonu kolejowego na naprężenia w kołach monoblokowych. Rozprawa doktorska. Politechnika Śląska, Wydział Transportu, Katowice 2007.
- [11] Wojdyła T.: Influence of the dynamic forces in the railway wheel - rail system on the stresses in the monoblock wheels. X Międzynarodowa Konferencja Naukowa “Tribologia i niezawodność”, Sankt Petersburg 2010 r