Prof. dr hab. inż. Jerzy Madej Dr inż. Jan Matej Mgr inż. Jerzy Zaborowski Politechnika Warszawska

Wybrane wyniki badań symulacyjnych na torze prostym uzyskane w programie Adams/Rail dla modelu prototypowego wagonu bimodalnego

W artykule zamieszczono wybrane wyniki badań symulacji komputerowych na torze prostym, uzyskane w programie Adams/Rail dla modelu prototypu wagonu bimodalnego. Zbadany został wpływ poprzecznego tłumienia belki bujakowej względem ramy wózka na prędkość krytyczną modelu pojazdu. Przedstawiono wybrane postacie drgań, decydujące o utracie stateczności poprzecznej wagonu w ruchu po torze prostym. Więcej uwagi poświęcono wyznaczeniu obciążeń pionowych, powstających w wybranych punktach modelu, w wyniku stałego wymuszenia kinematycznego w postaci rzeczywistych, pionowych nierówności geometrycznych od toru. Wyniki obliczeń numerycznych porównano z wynikami uzyskanymi dla prototypu na torze doświadczalnym.

> (Artykuł powstał w ramach projektu badawczego KBN nr 9T12C 061 12 "Dynamika i bezpieczeństwo ruchu pociągu")

1. WPROWADZENIE

Szybki rozwój technologii wytwarzania mikroprocesorów spowodował, że symulacje komputerowe mogą być wykonywane na skomplikowanych modelach. Dotyczy to również pojazdów szynowych. Z założenia symulacja komputerowa oznacza przeprowadzenie badań na modelu interesującego nas obiektu. Tego typu działanie znajduje szereg uzasadnień, wśród których wymienić należy między innymi:

- skrócenie czasu badań i obniżenie ich kosztów,
- uniknięcie ryzyka i niebezpieczeństwa związanego z eksperymentowaniem na pojeździe rzeczywistym,
- możliwość poprawienia niektórych elementów konstrukcji jeszcze na etapie badania prototypu.

W kręgu naszych zainteresowań pozostają programy numeryczne zaliczane do grupy MBS (Multi-Body-System). Programy tego typu umożliwiają automatyczne generowanie różniczkowych równań ruchu. W modelu złożonym z brył sztywnych, użytkownik programu definiuje rodzaje wzajemnych połączeń poszczególnych elementów układu, określa typy par kinematycznych występujących pomiędzy poszczególnymi członami oraz masy i momenty bezwładności brył. Połączenia traktowane są jako idealne (przeguby obrotowe, kulowe, cylindryczne, Cardana, itp.). Siłowniki, sprężyny i tłumiki są gotowymi elementami istniejącymi w programie.

W programach MBS nie ma wstępnych ograniczeń na liczbę stopni swobody ciał sztywnych, połączonych wzajemnie przegubami. Więzy kinematyczne są rezultatem wprowadzenia idealnych przegubów, tak modelowanych, aby mogły zostać wprowadzone odpowiednie ograniczenia ruchu i sformułowany właściwy opis matematyczny. Prezentowane przez nas wyniki symulacji komputerowych uzyskane zostały w programie ADAMS/RAIL. Nazwa ADAMS jest akronimem od słów Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems. RAIL odnosi się do zastosowań programu w dziedzinie pojazdów szynowych.

Nie wypowiadamy się w tym artykule na temat sposobu generowania różniczkowych równań ruchu, ani też stosowanych w programie metod numerycznych rozwiązywania tych równań. Zainteresowanych odsyłamy do cytowanej literatury [1].

Strukturalnymi elementami programów typu MBS są: preprocesor i postprocesor. Umożliwiają one wprowadzanie i wyprowadzanie danych w sposób przyjazny dla użytkownika. Adams/Rail posiada preprocesor zorientowany na pojazdy szynowe, co oznacza to, że ma on właściwości specyficzne tylko dla tego obszaru zagadnień. Mamy tu na myśli siły kontaktowe i momenty działające pomiędzy kołami i szynami, będące funkcjami: poślizgów, wielkości obszarów styku i sił normalnych. W oparciu o teorię Kalkera wielkości te są wcześniej generowane i wykorzystywane podczas rozwiązywania konkretnego zadania.

Podstawowym zadaniem *postprocesora* jest graficzna reprezentacja wyników obliczeń, wykonywanych w dziedzinie czasu i częstotliwości.

2. OBIEKT BADAŃ

Przedmiotem badań symulacyjnych jest wagon z nadwoziem w postaci naczepy bimodalnej, połączonej przy pomocy adapterów z dwoma wózkami kolejowymi typu Y25TN – rys.1. Specjalna konstrukcja adapterów stanowi przedmiot patentu OBRPS w Poznaniu – [5].



Rys.1 Schemat badanego modelu wagon bimodalnego

Badaliśmy model wagonu bimodalnego, poruszającego się ruchem ustalonym wzdłuż toru prostego. Nadwozie, adaptery, belki bujakowe, ramy wózków oraz zestawy kół potraktowano jako bryły sztywne, posiadające masę i momenty bezwładności – rys.2.

Wózki posiadają po dwa stopnie usprężynowania, przedstawione schematycznie na rys.3. Pierwszy stopień tworzą pary współśrodkowych sprężyn śrubowych "7". Na jeden zestaw kół "1" przypadają 4 pary sprężyn, po dwie na jedno łożysko osiowe. Drugi stopień tworzony jest przez belkę bujakową "3", połączoną z ramą wózka "2" poprzez dwie pary wieszaków "4" (po jednej parze na stronę). Oparcie nadwozia na wózkach z belką bujakową "3", realizowane jest za pomocą adapterów "6", wyposażonych w urządzenia pociągowo-zderzne – rys.3.



Każdy adapter opiera się na kulistym czopie skrętu "5" i ślizgach bocznych "8", umieszczonych po obu stronach ramy wózka. Nadwozie tworzy strukturalną całość z adapterami "6".







Rys.5 Histereza siły pionowej na tle charakterystyki usprężynowania pionowego (z uwzględnieniem sił tarcia)

Charakterystykę usprężynowania pionowego (para sprężyn śrubowych bez tłumika ciernego) przedstawiono na rys.4. Efektem działania tłumika ciernego jest histereza siły pionowej w prowadzeniu łożyska osi, co pokazano na rys.5 – [6]. Rozstaw czopów skrętu w badanym modelu wynosi 14.02 m, natomiast baza wózka 2.3 m. Do obliczeń przyjęto masę naczepy bimodalnej równą 11000 kg (pusta) oraz 34000 kg (całkowicie obciążona). Sztywności kompletu sprężyn prowadzenia osi zestawu kół w ramie wózka w kierunku poprzecznym k_y oraz wzdłużnym k_x, wynoszą po 4.0e6 N/m, natomiast sztywność prowadzenia w kierunku wzdłużnym wynosi k_x^o= 4.0e8 N/m.

3. MODEL SYMULACYJNY WAGONU BIMODAL-NEGO

Początek nieruchomego układu współrzędnych znajduje ślę na przecięciu pionowych płaszczyzn symetrii ramy wózka, na poziomie główek szyn. Oś "x" skierowana jest wzdłuż toru, oś "z" ku dołowi, natomiast oś "y" uzupełnia prawoskrętny układ osi.

3.1 Struktura kinematyczna modelu

Model składa się z dwóch wózków Y25TN, nadwozia bimodalnego oraz dwóch adapterów. W wózku wyróżniono następujące człony sztywne: zestaw kół, korpus łożyska, rama wózka, belka bujakowa, wieszaki belki bujakowej, adapter – tabela 1.

Połączenia członów tworzących wózek

			Tabela 1
Człon I	Człon II	Typ pary kinematycznej	Orientacja
zestaw kół	łożysko	obrotowa	wzdłuż osi y
belka bujakowa	wieszak	obrotowa	wzdłuż osi x
rama wózka	wieszak	obrotowa	wzdłuż osi x
adapter	belka bujakowa	kulista	

3.2 Siły i momenty działające na człony układu

W programie modelowane są następujące siły i momenty działające na człony układu:

- siły grawitacji,
- siły kontaktowe (w zależności od przyjętego modelu kontaktu koło-szyna),
- siły i momenty reakcji w parach kinematycznych,
- obciążenia pionowe oraz siły tarcia na ślizgach bocznych,
- momenty tarcia na czopach skrętu,
- siły tarcia po włączeniu się tłumika pionowego na pierwszym stopniu usprężynowania.

Uwzględniono progresywną, dwuliniową charakterystykę zespołu sprężyn śrubowych oraz histerezę siły w kierunku pionowym, wynikającą z zastosowania tłumika ciernego w konstrukcji prowadzenia osi. Siły pionowe prowadzenia osi zestawu kół w ramie wózka opisywane są w postaci:

$$F_{z} = F_{z1} \left(1 - h_{z} SGNMOD(m_{z}, \dot{z}) \right)$$
(1)

gdzie:

$$F_{z1} = \begin{cases} -\frac{1}{2}k_{z}^{1}(z+z_{0}) & \text{dla } z < d_{z} \\ -\frac{1}{2}k_{z}^{(1)}(z+z_{0}) - \frac{1}{2}k_{z}^{(2)}(z+z_{0}-d_{z}) & \text{dla } z \ge d_{z} \end{cases}$$
(2)

- z pionowe przemieszczenie obudowy łożyska osiowego względem ramy,
- z_0 pionowe przemieszczenie obudowy łożyska osiowego względem ramy pod obciążeniem
 - statycznym nadwozia,
- d_z pionowe ugięcie sprężyny zewnętrznej do chwili włączenia się sprężyny wewnętrznej,
- k⁽¹⁾_z sztywność pionowa sprężyny zewnętrznej,
- k_z⁽²⁾ sztywność pionowa sprężyny wewnętrznej,

h_z- połowa względnej szerokości pętli histerezy.

Funkcja SGNMOD przybliża funkcję signum, pozwalając uniknąć problemów związanych z całkowaniem równań ruchu. Dla ślizgów bocznych przyjęto pseudocoulombowski model tarcia. Do obliczeń wzięto współczynnik tarcia $\mu = 0.2$. W konstrukcji tych ślizgów znajdują się sprężyny śrubowe, obciążane pionowo przez nadwozie. Sztywność pionowa tych sprężyn wynosi 1.74 e5 N/m. Kołysanie się nadwozia (obrót wokół osi "x") powoduje, że pionowe przemieszczenia ślizgów względem belki bujakowej są ograniczone. Ograniczenie to modelowane jest jako pojawienie się siły uderzenia. Przyjęto założenie, że moment tarcia na czopie skrętu jest proporcjonalny do siły reakcji więzów przenoszonej przez czop oraz działa w kierunku osi "z". Tutaj również zastosowano pseudocoulombowski model tarcia. Wartość współczynnika tarcia dla czopa skrętu oszacowano na poziomie $\mu_c = 0.055$. Dokonano tego w oparciu wyniki pomiarów momentu oporowego wózka względem nadwozia [3].

3.3 Parametry obliczeniowe modelu

W podanych niżej tabelach przedstawiono najważniejsze wartości liczbowe parametrów wykorzystywanych w trakcie obliczeń. W tabeli 2 zebrano masy i momenty bezwładności poszczególnych członów modelu. W tabeli 3 podano wartości liczbowe wymienionych wcześniej parametrów, związanych z opisem sił i momentów oddziaływania między łożyskiem osi i ramą wózka.

wasy I momenty bezwiadności członów modelu	Masy	i momenty	bezwładności	członów	modelu	
--	------	-----------	--------------	---------	--------	--

		Tabela 2
Nazwa członu	Masa [kg]	Momenty bezwładności I _x ,
		$I_v, I_z [kgm^2]$
zestaw kół	1750	810, 150, 810
rama wózka	1600	695, 1100, 425
belka bujakowa	500	200, 25, 200
adapter	1300	225, 134, 328
nadwozie (naczepa)	11000	8000, 150 000, 150 000
	34000	25 000, 500 000, 500 000

	l abela 3	
Oznaczenie	Wartość	Jednostki
k _x	4 e6	N/m
k _x ⁰	4 e8	N/m
k _v	4 e6	N/m
dz	0.030	m
k ⁽¹⁾	0.489 e6	N/m
k ⁽²⁾	0.837 e6	N/m

Parametry opisujące siły i momenty oddziaływania między łożyskiem osi i ramą wózka

3.4 Parametry układu koło-szyna

Do obliczeń przyjęto sztywny model toru. Podstawą do wygenerowania funkcji kontaktowych były rzeczywiste zarysy kół rs1002 oraz szyn uic60. Na rysunku 6 pokazano przykładowe obszary styku kół z szynami, natomiast na rys.7 przedstawiono kąty styku kół z szynami w funkcji poprzecznego przemieszczenia środka osi zestawu kół.



Rys.6 Rzeczywiste obszary styku kół z szynami uzyskane z programu Adams/Rail





3.5 Zakres obliczeń

Wykonane obliczenia pozwalają ocenić badany model w kilku aspektach. W artykule zamieszczono tylko wybrane wyniki badań symulacji komputerowych na torze prostym,

Pojazdy Szynowe 4/1999

uzyskane w programie Adams/Rail dla modelu prototypu wagonu bimodalnego. Zbadany został wpływ poprzecznego tłumienia belki bujakowej względem ramy wózka na prędkość krytyczną modelu pojazdu. Przedstawiono wybrane postacie drgań, decydujące o utracie stateczności poprzecznej wagonu w ruchu po torze prostym. Więcej uwagi poświęcono wyznaczeniu obciążeń pionowych, powstających w wybranych punktach modelu, w wyniku działania stałego wymuszenia kinematycznego w postaci rzeczywistych, pionowych nierówności geometrycznych od toru. Wyniki obliczeń numerycznych porównano z wynikami uzyskanymi dla prototypu na torze doświadczalnym.

4. WYNIKI BADAŃ MODELU LINIOWEGO

W pakiecie Adams/Rail znajduje się moduł (Level IIa) pozwalający definiować liniową współpracę koła z szyną, w oparciu o model De Patera oraz liniową teorię Kalkera [2]. Siły kontaktowe opisywane są tutaj w funkcji stożkowatości ekwiwalentnej i sztywności grawitacyjnej. Punktem wyjścia do linearyzacji harmonicznej są rzeczywiste zarysy kół i szyn – rys.6. Bierze w tym udział procedura RSGO, będąca elementem pakietu Adams/Rail. Wykorzystaliśmy ten moduł do badania stateczności oraz wyznaczenia prędkości krytycznej modelu wagonu bimodalnego.

Wyniki przedstawione na rysunkach 8a, 8b oraz 9a, 9b wymagają pewnego komentarza. Zastosowanie tłumienia drgań poprzecznych belki bujakowej względem ramy wózka pozwala uzyskać modelowi wagonu wysoką prędkość krytyczną na torze prostym i gładkim. Jest to prędkość około 250 km/h – rys.8a.

3.0 T	*	¥	*	*	*	*	*
*	*	*	*	*	*	*	*
2.0				*		¥	***
**	¥	¥	X		¥	*	*
Ť	*	*		*	*		
1	*	*	*	\$	*	*	××
	1 N - 2 1	-				*	*
10.0		30.0	50	0.0	70.0		90.0

Przypadek z tłumieniem belki bujakowej (Cy=4e4 Ns/m)

Rys.8a Stopień wytłumiania drgań dla poszczególnych członów modelu w funkcji prędkości jazdy



Rys.8b Wybrana postać drgań odpowiadająca utracie stateczności wózka









Rys.9b Wybrana postać drgań odpowiadająca utracie stateczności nadwozia

O niestateczności poprzecznej pojazdu decydują wówczas wyłącznie wózki, co pokazano na rys.8b. Brak tłumienia poprzecznego powoduje, że prędkość krytyczna modelu spada do około 50 km/h – rys.9a. Decyduje o tym niestateczność nadwozia – rys.9b. Wózki zachowują się przy tej prędkości spokojnie. Po jej przekroczeniu obserwować możemy wzrost stopnia wytłumiania drgań ruchu zaburzonego nadwozia – rys.9a. Osiągnięcie przez pojazd prędkości ok. 200 km/h oznacza wejście w obszar niestateczności wózków. Szczegółową analizę opisanych wyżej zjawisk znaleźć można między innymi w artykule [2].

5. WYNIKI BADAŃ MODELU NIELINIOWEGO

W modelu nieliniowym funkcje kontaktowe generowane są w oparciu o rzeczywiste zarysy kół i szyn. W obliczeniach zastosowano metodę TABLE_BOOK pakietu Adams/Rail. W metodzie tej korzysta się z tablicy funkcji kontaktowych, wygenerowanych na etapie tworzenia kontaktu koło-szyna (Level III). Bazuje się przy tym na algorytmie FASTSIM Kalkera [7].

Uzupełnieniem do wykonanych wcześniej symulacji na modelu zlinearyzowanym, jest badanie stateczności dynamicznej. O bezpieczeństwie ruchu pojazdu decyduje przede wszystkim zachowanie się zestawów' kół w torze. Na rys.10 pokazano zachowanie się członów modelu poruszającego się po torze prostym z ustaloną prędkością $V_x = 30$ m/s (108 km/h). Na człony modelu narzucono początkową prędkość $V_y = 0.05$ m/s, poprzeczną do kierunku ruchu.



Rys.10 Poprzeczne przemieszczenia środków mas względem linii środkowej toru dla: prowadzącego zestawu kół, ramy wózka, belki bujakowej, naczepy w funkcji czasu



Rys.11 Amplitudy poprzecznych przemieszczeń zestawów kół w chwili utraty stateczności wózka (symulacja)

Model przejawia wyraźną tendencję do wygaszania drgań poprzecznych wszystkich jego członów (zestawów kół, ram, belek bujakowych i naczepy).

Przy prędkości $V_x = 64$ m/s (230 km/h) oraz $V_y = 0.05$ m/s, zauważamy szybki wzrost amplitudy poprzecznych przemieszczeń zestawów kół wózka prowadzącego, co prowadzi do utraty stateczności ruchu modelu – rys.11.



Rys.12 Rzeczywiste, pionowe nierówności geometryczne toru (zmierzone)



Rys.13 Pionowe przyspieszenie środka masy zestawu kół wózka prowadzącego (symulacja)



Rys.14 Pionowe przyspieszenie środka masy prowadzącego zestawu kół uzyskane z pomiarów [4]

Jak już wcześniej wspomniano, część uwagi poświęcono wyznaczeniu obciążeń pionowych, działających na człony modelu poruszającego się z prędkością 30 m/s (108 km/h) po pionowych nierównościach geometrycznych. Na rys. 12 przedstawiono przebieg rzeczywistych nierówności geometrycznych toru w funkcji drogi. Wyniki obliczeń numerycznych pokazano na kolejnych rysunkach, porównując je z wynikami uzyskanymi z pomiarów.



Rys.15 Przyspieszenie pionowe działające w środku masy naczepy (symulacja)

Pojazdy Szynowe 4/1999



Rys.16 Przyspieszenie pionowe działające na naczepę, uzyskane z pomiarów [4]



Rys.17 Siły normalne obciążające ślizgi boczne wózka prowadzącego (symulacja)



Rys.18 Siły wzdłużne na ślizgach bocznych wózka prowadzącego (symulacja)

Aby wyrobić sobie pogląd na temat porównywalności otrzymanych wyników, obliczono średnie wartości przyspieszeń pionowych. Dla zestawu prowadzącego uzyskano z obliczeń średnią wartość przyspieszenia pionowego równą 1.428 m/s² – rys.13. Z pomiarów otrzymano 1.895 m/s² – rys.14. Dla naczepy relacje te wyglądają następująco: obliczenia $\rightarrow 0.0196$ m/s² – rys.15, pomiary $\rightarrow 0.293$ m/s² – rys.16, przy czym wartość obliczona dotyczy środka masy nadwozia, natomiast pomiar wykonano w punkcie osadzenia



Rys.19 Moment tarcia w czopie skrętu wózka prowadzącego (symulacja)

naczepy na wózku prowadzącym. Szczytowe wartości pionowych przyspieszeń zestawu prowadzącego, uzyskane z obliczeń, wynoszą od –25.575 do 74.473 m/s² – rys.13. Wartości uzyskane z pomiarów mieszczą się w przedziale –44.31 do 32.90 m/s² – rys.14. Dla nadwozia z obliczeń otrzymano – 1.511, 1.258 m/s² – rys.15, natomiast pomiary dają wartości –1.97, 1.21 m/s² – rys.16.

Mamy świadomość, że wykonane badania symulacyjne obejmują zaledwie wąski obszar. Wstępna ocena otrzymanych wyników obliczeń numerycznych wydaje się świadczyć na korzyść narzędzia, jakim jest Adams/Rail, bowiem możliwe do stwierdzenia różnice w wynikach są niewielkie. Problem weryfikacji modelu wchodzi w zakres planowanych badań rozszerzonych. Obliczenia wykonane zostaną na modelu symulacyjnym, złożonym z kilku naczep bimodalnych tworzących pociąg poruszający się zarówno po torze prostym, jak i zakrzywionym.

Literatura

[1] W. Kortüm.: Review of Multibody Computer Codes for Vehicle Sysstem Dynamics. Supplement to Vehicle System Dynamics, Volume 22. Swet & Zeitlinger B.V., Amsterdam/Lisse, 1993.

[2] J. Matej.: Badanie stateczności grupy wagonów bimodalnych w ruchu po torze prostym. Zeszyty Instytutu Pojazdów, Politechnika Warszawska, SiMR, Zeszyt 2(28)/98.

[3] A. Zbieć.: Badanie momentów oporowych wózków względem nadwozi oraz pomiary profilu zestawów kołowych. CNTK Warszawa, 1998.

[4] A. Zbieć.: Wyniki pomiarów pionowych i poprzecznych przyspieszeń w ruchu po torze prostym i w łuku, w wybranych punktach składu bimodalnego. Żmigród 1999.

[5] Dokumentacja techniczna wózków i adapterów pociągu bimodalnego. OBRPS, Poznań 1997.

[6] Opracowanie konstrukcyjno-badawcze wysokosprawnego wózka dwuosiowego do wagonów towarowych. Temat 123/501/030/2, Politechnika Warszawska, Zakład Pojazdów Szynowych, Warszawa 1985.

[7] USING ADAMS/Rail Version 9.1. Mechanical Dynamics GmbH, Marburg, 1995.