

Symulacje dynamiki wagonu pasażerskiego w zakresie niskich częstotliwości

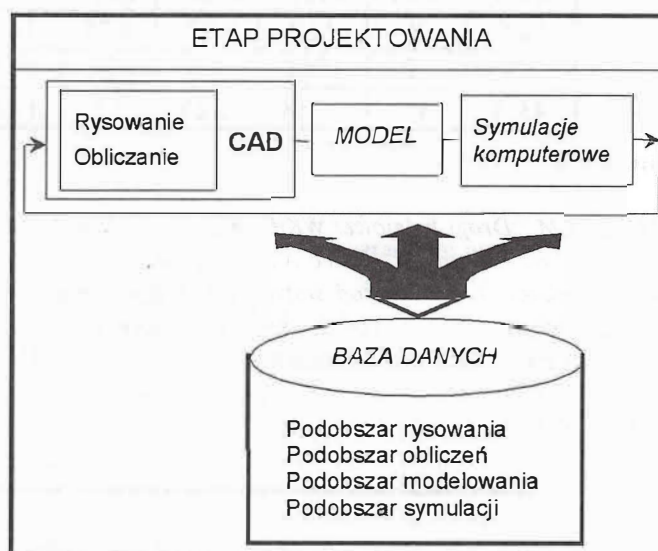
W pracy przedstawiono wybrane elementy procesu modelowania oraz symulacyjnego badania modelu wagonu pasażerskiego typu Z1 w zakresie niskich częstotliwości (do 30 Hz) oraz dla zwiększonych prędkości jazdy (160 – 250 km/h).

1. Wstęp

Problematyka dynamicznego zachowania się wagonów pasażerskich w zakresie niskich częstotliwości jest przedmiotem licznych publikacji oraz prezentacji na konferencjach w kraju a także zagranicą [7,8,9,10,11] mimo, że problemy badawcze spotykane dla tego obszaru częstotliwości, wg niektórych badaczy [12], są prawie w 80% uznane za rozwiązane. Dążenie do zwiększania prędkości jazdy pociągów pasażerskich (200 – 250 km/h) oraz towarowych (100 – 150 km/h) powoduje, że nie można nie uwzględnić w ocenie dynamicznego zachowania się pojazdu w torze, zjawisk generowanych w zakresie niskich częstotliwości, będących efektem ułożenia czy stanu utrzymania toru. Są one źródłem sił poprzecznych i pionowych decydujących o komforcie jazdy, żywotności pojazdu i toru oraz wykołaceniu, w ekstremalnych warunkach. Wprowadzanie nowych rozwiązań konstrukcyjnych w zakresie wagonów czy nawet całych zespołów wymaga, na etapie opracowywania projektu przeprowadzenia szeregu analiz które w obecnym czasie powszechnie wykonuje się z wykorzystaniem komputerowych technik symulacyjnych. Sam etap projektowania poprzez wprowadzenie technik komputerowych typu CAD uległ jakościowym zmianom. Miejsce deski kreślarskiej zajął monitor połączony ze stacją roboczą posiadającą oprogramowanie umożliwiające nie tylko na wykonywanie komputerowych rysunków oraz obliczeń pomocniczych, np. wytrzymałościowych ale również pozwalających na budowę oraz badanie modelu pojazdu z wykorzystaniem technik symulacyjnych. Schemat blokowy pokazujący ideę takiego rozwiązania przedstawiono na rys.1. Prowadzone są w tym obszarze prace mające na celu zrealizowanie takiego rozwiązania [13].

Przechodząc natomiast do badań symulacyjnych, prowadzonych na modelu pojazdu, należy wyjaśnić, że celem ich jest analiza dynamicznego zachowania się nowej konstrukcji w różnych warunkach eksploatacyjnych zadanych stanem toru. Stan ten charakteryzowany jest, zgodnie z instrukcją D 75 [14], układem parametrów geometrycznych toru kolejowego opisujących jego położenie w płaszczyźnie pionowej i poziomej. Analizy własności dynamicznych układu pojazd szynowy-tor, prowadzone metodami symulacyjnymi, stosowane są powszechnie od początków lat 80-tych [15].

Źródłem gwałtownego rozwoju technik symulacji komputerowej w zastosowaniach między innymi do badania układów dynamicznych był postęp technologiczny w zakresie hardware'u a później software'u komputerowego zapoczątkowany w latach 70-tych.



Rys. 1 Koncepcja wykorzystania CAD oraz badań symulacyjnych w procesie projektowania

W ciągu ostatniego dwudziestolecia powstała duża liczba różnorodnych programów, systemów czy pakietów komputerowych mogących mieć zastosowanie do symulacji dynamiki układów mechanicznych. Stworzono specjalne języki symulacyjne takie jak ACSL, środowiska jak na przykład Simulink oraz zaawansowane pakiety MBS (*Multibody Systems*) [21]. Biorąc pod uwagę wygodę użytkownika, preferowane powinny być pakiety typu MBS posiadające szeroką różnorodność opcji oraz interfejsów. Należy jednak podkreślić, że tylko niektóre z nich umożliwiają symulację dynamiki pojazdów szynowych, w której bardzo istotną rolę odgrywają zjawiska zachodzące w układzie koło-szyna. Do pakietów spełniających to zadanie, stworzonych zagranicą, można zaliczyć [22]: MEDYNA, NUCARS, VOCO, VAMPARIE, SIDI-DIVE, AGEM, AUTODYN-ROBOTRON, SIPMACK, ADAMS. W zakresie badania zjawisk dynamicznych układu mechanicznego pojazd szynowy-tor jedną z pierwszych

w Polsce była praca W.Osmólskiego [4] z 1974 roku, poświęcona wykorzystaniu metod symulacyjnych do badania dynamiki pojazdów szynowych. Zaproponowany w niej układ komputerowy do symulacji zjawisk dynamicznych w obszarze pojazdy szynowe nie obejmował zagadnień planowania i wykonania eksperymentu oraz powiązania jego wyników z innymi zadaniami badawczymi z zakresu analizy czy syntezy. Brak również było modułu uwzględniającego w pełni strefę współpracy koła z szyną oraz modeli toru. Próba kompleksowego rozpatrzenia zagadnienia badania dynamiki układu pojazd szynowy-tor była praca J.Kisilowskiego [4] z 1978 roku. W pracy tej dokonano oceny zjawisk dynamicznych występujących w tym złożonym układzie dynamicznym, pokazując związki jakościowe oraz przedstawiając schematycznie program koniecznych badań teoretycznych i eksperymentalnych. Praca ta nie zawierała jednak niektórych elementów istotnych dla analizy jakościowej (np. ruchu po łuku) a także brak było pełnego algorytmu pokazującego powiązania pomiędzy poszczególnymi zadaniami badawczymi realizowanymi w podsystemach tor, strefa kontaktu, pojazd. Pominęto w niej również problemy natury numerycznej. Niemniej jednak stanowiła dobrą bazę wyjściową do podjęcia dalszych prac nad stworzeniem komputerowego systemu do badania zjawisk zachodzących w układzie mechanicznym pojazd szynowy-tor. Następną pracą z tego obszaru była praca A.Chudzikiewicza [5] z 1988 roku w której przedstawiono koncepcję, oraz realizację komputerową, systemu numerycznego którego zadaniem było kompleksowe badanie metodami symulacyjnymi zjawisk zachodzących w układzie pojazd szynowy-tor. Algorytm systemu zawierał 27 tzw. elementarnych zadań badawczych, połączonych ze sobą, obsługujących model symulacyjny stworzony na bazie uogólnionego modelu pojazdu szynowego typu wagon z uwzględnieniem strefy kontaktu koła z szyną oraz toru. System nazwany został RVSD (*Rail Vehicle System Dynamics*), zakodowany został w języku Fortran i został uruchomiony na EMC ODRA.

Wykorzystując znaczny postęp jaki dokonywał się w naukach komputerowych oraz własne doświadczenia w Zespole kierowanym przez A.Chudzikiewicza (1992-95) został opracowany pakiet softwarowy, nazwany WAGON [1] do symulacji dynamiki pojazdów szynowych typu wagon posiadający możliwość interaktywnego kształtowania modelu pojazdu i toru oraz wyboru modelu kontaktowego opisującego strefę współpracy koła z szyną. Opracowany pakiet symulacyjny składał się z interfejsu graficznego użytkownika oraz jądra programu zawierającego model pojazdu, model współpracy koła z szyną oraz model toru. Komunikacja między tymi elementami odbywała się za pomocą plików dyskowych środowiska MATLABA. Dalsze, prowadzone w tym Zespole prace w latach 1996-98 [2], doprowadziły do stworzenia na bazie pakietu WAGON, profesjonalnego systemu opartego na środowisku MATLAB-Simulink, który został nazwany RVSD. Korzystając z metody symbolicznej, system ten umożliwia użytkownikowi budowę modelu symulacyjnego oraz przyjazne przeprowadzenie procesu symulacji [19,20]. Możliwości tego systemu zostaną omówione w dal-

szej części artykułu. Należy również wspomnieć o prowadzonych przez W.Choromańskiego i K.Zboińskiego [23,24] pracach mających na celu budowę programu do generacji równań ruchu pojazdu szynowego. Autorzy przez dołączenie do tego programu interfejsu użytkownika zbudowali pakiet ULYSSES [25].

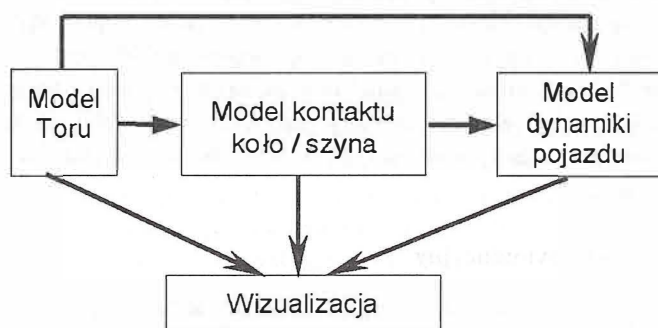
Dokonując przeglądu prac z obszaru dynamika pojazdów szynowych należy wspomnieć o prowadzonych przez innych badaczy pracach takich jak: badania dynamiki wzdłużnej pociągu [26], modelowanie zagadnień kontaktowych [16,29] oraz procesów zużycia [27,28], badania modeli zestawów [30] czy toru [31,32,33,34,38] traktowanych jako układy ciągłe, modelowanie i analiza dynamiki pojazdów z uwzględnieniem oddziaływań aerodynamicznych [35], modelowanie aktywnych układów podatnych w pojazdach szynowych [36] czy modelowanie dynamiki pojazdów szynowych w obszarze średnich i dużych częstotliwości [37]. Przykładowo wymienione prace nie zajmują się wprawdzie problematyką budowy pakietów komputerowych służących do symulacji zjawisk zachodzących w układzie pojazd szynowy tor z równoczesnym uwzględnieniem modeli pojazdu, strefy kontaktu koła z szyną i toru ale zawarte w nich wyniki powinny być elementem który wzbogaci możliwości tych pakietów dając tym samym użytkownikowi lepsze narzędzie badawcze.

2. Model symulacyjny

Współcześni konstruktorzy i badacze, w procesie doskonalenia swoich produktów, muszą sprostać coraz wyższym normom jakościowym. Spowodowane jest to konkurencją pod pojęciem której może się kryć się cały szereg określeń jak energooszczędność, niezawodność, przyjazność dla środowiska, funkcjonalność, cena itd. Proces konstruowania urządzeń mechanicznych staje się również coraz bardziej pracochłonny i wymaga przeprowadzania coraz to nowych obliczeń czy analiz które w urządzeniach starszej generacji nie były dokonywane. Z drugiej strony ze względu na obecny stan wiedzy oraz dostępne narzędzia badawcze proces ten może przebiegać szybko i nie koniecznie musi wymagać większych nakładów finansowych. O sukcesie każdego przedsięwzięcia w bardzo dużym stopniu decyduje czas jego realizacji, i jeżeli jest on zbyt długi to może zniweczyć cały poniesiony wysiłek i nakłady finansowe. Dlatego od współczesnego inżyniera oprócz znajomości zagadnienia oczekuje się szybkości działania. Wymaga to jednak, oczywiście w miarę możliwości, stosowania najnowszych, sprawdzonych i niezawodnych metod badawczych. W zastosowaniach mechanicznych obecnie najtańszą, a zarazem coraz chętniej stosowaną przez inżynierów metodą jest symulacja komputerowa. Zaletą tej metody jest możliwość sprawdzenia zachowania się układu, jego optymalizacji, zmiany konfiguracji itp. na długo wcześniej zanim powstanie pierwszy prototyp. Przy niektórych projektach symulacja komputerowa jest jedyną obecnie znaną metodą projektowania nowych urządzeń. Należy tutaj wspomnieć o konstrukcjach, gdzie ze względów np. finansowych nie można pozwolić sobie na tworzenie

prototypu albo badanie zachowania się układu w pewnych warunkach jak np. w przypadku pojazdów kosmicznych. Inną grupę stanowią zjawiska, które trwają zbyt krótko albo zbyt długo, aby je można było zaobserwować.

Symulacje komputerowe oprócz niewątpliwych zalet posiadają pewne niedogodności. Jednym z problemów jakie są napotymane przy badaniu symulacyjnym własności układów dynamicznych jest konieczność posiadania modelu matematycznego tego układu. Do budowy modeli matematycznych układów mechanicznych stosuje się najczęściej przeznaczone do tego celu pakiety komputerowe. Należy zdawać sobie jednak sprawę z faktu, że każdy nawet najlepszy model jest tylko przybliżeniem rzeczywistego układu czy procesu. Ponadto każdy model buduje się z reguły w ściśle określonym celu i do pracy w ściśle określonych warunkach. W przypadku pojazdów szynowych model symulacyjny powinien posiadać cztery współpracujące ze sobą modele (moduły) przedstawione schematycznie na rysunku 2.



Rys. 2. Schemat ideowy systemu do symulacji pojazdów szynowych

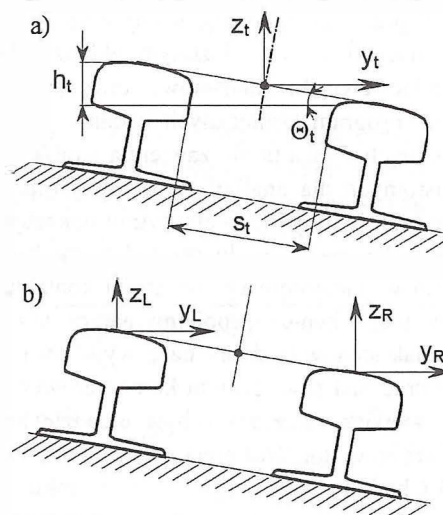
- *Model toru* – moduł służący do modelowania trasy na której jest przeprowadzana symulacja,
- *model kontaktu koło/szyna* służący do modelowania zjawisk występujących na styku koła i szyny którego zadaniem jest znajdowanie punktów kontaktu koła z szyną oraz sił i momentów sił tam występujących,
- *Model dynamiki pojazdu* – moduł służący do modelowania układu mechanicznego poruszającego się po torach którym może być model zestawu, wózka oraz całego wagonu,
- *Wizualizacja* – moduł służący do wizualizacji i analizy wyników symulacji.

Istotnym jest również środowisko w którym osadzone zostaną powyższe modele. Odpowiednie dobranie pakietu komputerowego, tzw. środowiska, pozwoli na przygotowanie modułu *Wizualizacja* w postaci dającej użytkownikowi proste i pełne skorzystanie z przygotowanego narzędzia.

2.1 Model oddziaływań pomiędzy pojazdem a torem

Zgodnie z przyjętym wyżej założeniem o sztywnym modelu toru, przyjęto w procesie modelowania oddziaływań pomiędzy pojazdem a torem, model toru którego matematycznym opisem jest jego kształt czyli geometria. Na geometrię toru składa się geometria nominalna będąca wynikiem zało-

żeń projektowych (tor prosty, łuki, rozjazdy) oraz nieregularności geometryczne toru będące wynikiem odchyłek od wymiarów nominalnych powstałych w jego procesie budowy oraz eksploatacji. Zakładając, idealny przebieg toru w zakresie jego nominalnych parametrów, nieregularności geometryczne, uzyskane drogą pomiarów geometrycznych toru, stanowiąc będą podstawową grupę wymuszeń kinematycznych oddziaływujących na zestawy kołowe w ruchu tramwaju po rzeczywistym torze [1]. W praktyce nieregularności geometryczne toru charakteryzowane są za pomocą czterech wielkości (parametrów) przedstawionych na rys. 3.



Rys. 3. Nieregularności geometryczne toru związane z linią środkową a) oraz lewą i prawą szyną b)

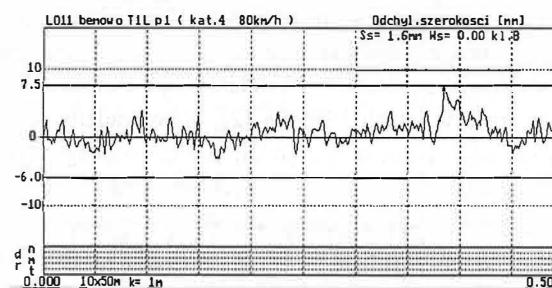
- pionowa nieregularność linii środkowej toru – z_t ,
- poprzeczna nieregularność linii środkowej toru – y_t ,
- lokalna przechyłka toru – Θ_t (lub h_t),
- zmienna szerokość toru – s_t ,

W równaniach ruchu pojazdu szynowego często wygodniej jest opisywać współpracę zestawów kołowych z nieregularnym torem (zwłaszcza, jeśli uwzględnia się wpływ zmiennej szerokości toru) poprzez wprowadzenie nieregularności w innej formie, poprzez:

- nieregularności pionowe linii środkowej toru – z_t
- lokalnej przechyłki – Θ_t (lub h_t)
- nieregularności poprzeczne części tocznych szyn, lewej i prawej – y_L i y_R .

Łatwo zauważyć równoważność pomiędzy pierwszą i drugą grupą parametrów.

Przykładowy przebieg zmiennej szerokości toru s_t , otrzymany w wyniku pomiarów rzeczywistego odcinka toru przedstawiono na rys 4.



Rys. 4. Przykładowy przebieg zmiennej szerokości toru

Model kontaktu, drugi z modeli opisujących oddziaływanie pomiędzy pojazdem a torem, zawiera rozwiązanie dwóch podstawowych zagadnień, mianowicie wyznacza geometryczne funkcje kontaktowe oraz oblicza siły kontaktowe występujące między kołem a szyną, korzystając między innymi z obliczonych wcześniej geometrycznych funkcji kontaktowych. Zbiór geometrycznych funkcji kontaktowych (GFK) w każdym punkcie styku stanowią:

- chwilowe promienie toczne kół zestawu,
- kąty kontaktu (kąty nachylenia stycznych w punkcie styku koło-szyna do planu toru),
- główne promienie krzywizny powierzchni tocznych kół i szyn w punktach styku,
- współrzędne punktów styku,
- kąty kołysania poprzecznego zestawu (obroty względem osi Ox).

W programach symulacyjnych możliwe są dwa sposoby wprowadzania GFK jako danych wejściowych do obliczania funkcji kontaktowych. Pierwszy to zbudowanie, wykorzystując dodatkowy program, tablicy geometrycznych funkcji kontaktowych, w której każda funkcja jest stabilizowana w założonym zakresie zmian przemieszczeń poprzecznych i kąta nabiegania zestawu kołowego. Drugi sposób polega na obliczaniu GFK w czasie symulacji ruchu pojazdu dla każdego chwilowego położenia zestawów kołowych w procesie całkowania numerycznego równań ruchu. Jest to metoda on-line. W omawianym modelu symulacyjnym oprogramowano obydwie metody dając użytkownikowi możliwość wyboru.

Rozkład naprężeń kontaktowych – stycznych w strefie kontaktu kół z szynami a następnie sił stycznych jest wyznaczany w modelu kontaktu w oparciu o nieliniową, uproszczoną teorię Kalkera [16] i jej numeryczną implementację ; procedurę FASTSIM [17].

Do czynników (parametrów) decydujących o wielkości tych sił możemy zaliczyć:

- 1) geometryczne funkcje (parametry) kontaktowe, opisane powyżej
- 2) poślizgi względne (ang. creepages) suwne i wiertne kół względem szyn w obszarze kontaktu
- 3) obciążenie kół zestawu
- 4) właściwości sprężyste kół i szyn w obszarze kontaktu
- 5) stan powierzchni tocznych kół i szyn

Istotne są wyrażenia na poślizgi względne odpowiednio dla lewego i prawego koła i -tego zestawu kołowego, które w literaturze przyjmują różną postać, w zależności od przyjętych uproszczeń. W omawianym modelu poślizgi przyjęto w postaci:

względne poślizgi podłużne:

$$v_{Li} = \frac{r_{Li}\dot{\phi}_i}{v} + 1 + s_i \left(\frac{\dot{\psi}_i^*}{v} + \kappa_i \right) - \frac{\dot{\psi}_i^* \dot{y}_i^*}{v}; \quad (1)$$

$$v_{Ri} = \frac{r_{Ri}\dot{\phi}_i}{v} + 1 - s_i \left(\frac{\dot{\psi}_i^*}{v} + \kappa_i \right) + \frac{\dot{\psi}_i^* \dot{y}_i^*}{v}$$

względne poślizgi poprzeczne:

$$v_{L2i} = (\dot{y}_i^* + r_{Li}\dot{\phi}_i\dot{\psi}_i^*)v^{-1}\sec\delta_{Li}; \quad (2)$$

$$v_{R2i} = (\dot{y}_i^* + r_{Ri}\dot{\phi}_i\dot{\psi}_i^*)v^{-1}\sec\delta_{Ri};$$

względne poślizgi wiertne:

$$\omega_{L3i} = -\frac{\dot{\phi}_i}{v}\sin\delta_{Li} + \frac{\dot{\psi}_i^*}{v}\cos\delta_{Li}; \quad (3)$$

$$\omega_{R3i} = \frac{\dot{\phi}_i}{v}\sin\delta_{Ri} + \frac{\dot{\psi}_i^*}{v}\cos\delta_{Ri};$$

Współrzędne y_i^* i ψ_i^* opisują przemieszczenia zestawu względem lokalnego układu związanego z torem (dla każdego i -tego zestawu) i są wyrażone:

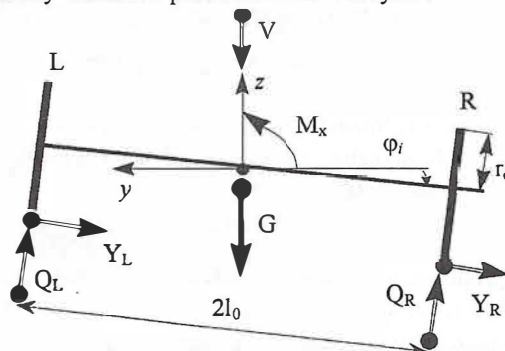
$$y_i^* = y_i - r_i\theta_{ti} \quad (4)$$

$$\psi_i^* = \psi_i - \psi_{ci}$$

gdzie: r_i - promień toczny kół zestawu w położeniu środkowym względem toru,

ψ_{ci} - poprawka na wartość kąta nabiegania wynikająca z obrócenia układu lokalnego, w którym są wyznaczone poślizgi w stosunku do układu odniesienia związanego z kierunkiem osi wózka (pojazdu)

Rozkład sił działających na zestaw kołowy z uwzględnieniem strefy kontaktu przedstawiono na rys.5.



Rys. 5 Układ sił działających na zestaw kołowy

Równania na siły pionowe (prostopadłe do planu toru) działające na zestaw kołowy zapisano w następujący sposób:

$$m_i \ddot{z}_{ti} = (Q_{Li} + Q_{Ri}) - G_i - (Y_{Li} + Y_{Ri}) \cdot \theta_{ti} - V_i \quad (5)$$

$$I_{ti} \ddot{\theta}_{ti} = (Q_{Li} - Q_{Ri}) \cdot l_o - (Y_{Li} + Y_{Ri}) \cdot r_o - M_{xi} - \frac{I_{2i} v^2}{r_o R_i} \quad (6)$$

$$Q_{Li} = \frac{1}{2} \left[m_i \ddot{z}_{ti} + G_i + \frac{I_{ti}}{l_o} \ddot{\theta}_{ti} + (Y_{Li} + Y_{Ri}) \left(\theta_{ti} + \frac{r_o}{l_o} \right) + V_i + \frac{M_{xi}}{l_o} + \frac{I_{2i} v^2}{r_o l_o R_i} \right] \quad (7)$$

$$Q_{Ri} = \frac{1}{2} \left[m_i \ddot{z}_{ti} + G_i - \frac{I_{ti}}{l_o} \ddot{\theta}_{ti} + (Y_{Li} + Y_{Ri}) \left(\theta_{ti} - \frac{r_o}{l_o} \right) + V_i - \frac{M_{xi}}{l_o} - \frac{I_{2i} v^2}{r_o l_o R_i} \right] \quad (8)$$

gdzie oznaczono:

- $i = 1, 2, 3, 4$ – dla zestawów tocznych,
- m_i – masa i -tego zestawu,
- I_{1i}, I_{2i} – główne centralne momenty bezwładności zestawu kołowego,
- V_i – siła pionowa I -go stopnia usprężynowania działająca na i -ty zestaw, $V_i = V_{li} + V_{Ri}$,
- M_{xi} – moment I -go stopnia usprężynowania względem osi x działający na i -ty zestaw,

- z_{ti}, Θ_{ti} – nierówności pionowe linii środkowej toru i lokalna przechyłka toru;
 G_i – statyczny nacisk pionowy na środek masy i -tego zestawu (z uwzględnieniem ciężaru własnego zestawu),
 Q_{Li}, Q_{Ri} – pionowa lewa i prawa siła koło-szyna dla i -tego zestawu,
 Y_{Li}, Y_{Ri} – poprzeczna lewa i prawa siła koło-szyna dla i -tego zestawu,
 R_i – promień krzywizny linii środkowej toru w planie toru,
 v – prędkość pojazdu.

Siły normalne w styku kół z szynami są związane z siłami pionowymi oraz z siłami stycznymi poprzecznymi za pomocą wzorów:

$$N_{Li} = Q_{Li} \sec \delta_{Li} + T_{2Li} \tan \delta_{Li} \quad (9)$$

$$N_{Ri} = Q_{Ri} \sec \delta_{Ri} - T_{2Ri} \tan \delta_{Ri} \quad (10)$$

Zaś siły poprzeczne (równoległe do planu toru) za pomocą wzorów:

$$Y_{Li} = N_{Li} \sin \delta_{Li} + T_{2Li} \cos \delta_{Li} \quad (11)$$

$$Y_{Ri} = -N_{Ri} \sin \delta_{Ri} + T_{2Ri} \cos \delta_{Ri} \quad (12)$$

- N_{Li}, N_{Ri} – siła normalna lewa i prawa w styku koło-szyna,
 T_{2Li}, T_{2Ri} – siła styczna poprzeczna lewa i prawa w styku koło-szyna,
 δ_{Li}, δ_{Ri} – lewy i prawy kąt styku koło-szyna;

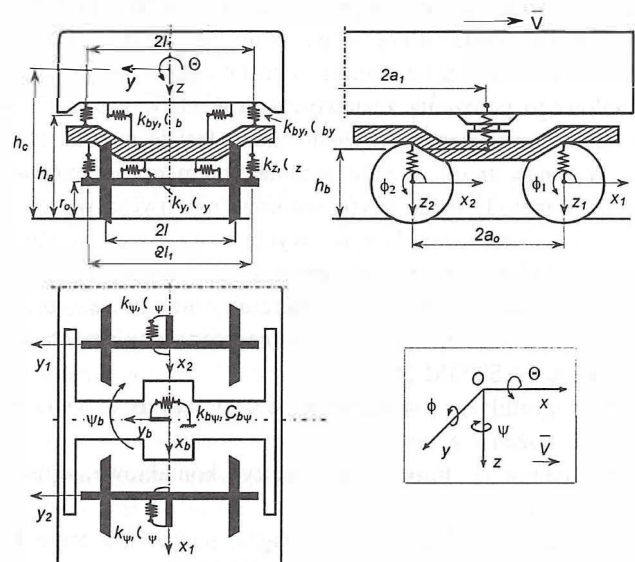
Siły pionowe wzajemnego oddziaływania kół zestawów kołowych z szynami podczas ruchu pojazdu szynowego opisano za pomocą przybliżonych wzorów (7) i (8) przy założeniu, że pojazd jest poddany małym drganiom względem ruchu unoszenia. W wyrażeniach na te siły uwzględniono wpływ nieregularności geometrycznych toru w postaci pionowej nierówności linii środkowej toru – $z_{ti}(x)$, która jest wynikiem nierówności pionowych obu toków szynowych oraz tzw. lokalnej przechyłki toru – $\Theta_{ti}(x)$, która jest wynikiem różnicy wysokości lewego i prawego toku szynowego w danym pionowym przekroju poprzecznym toru. Również wpływ krzywizny linii środkowej toru (w planie toru) – $1/R_i$ został wzięty pod uwagę. Przy tym krzywizna linii środkowej toru odnosi się do łuków jak i do krzywizny wywołanej poprzecznymi nierównościami linii środkowej toru. Siły i momenty działające na zestawy kołowe pochodzące od I stopnia usprężynowania są uwzględnione z dokładnością do małych pierwszego rzędu.

2.2 Model pojazdu

Tworząc model pojazdu założono, że powinien mieć postać na tyle ogólną aby można było wykonywać badania symulacyjne wagonów osobowych, towarowych dwu lub cztero-osowych czy nawet lokomotyw. W związku z powyższym model nominalny pojazdu szynowego w rozważanym modelu symulacyjnym jest układem mechanicznym złożonym z brył sztywnych w postaci zestawów kołowych, ram wózków i nadwozia.

Zestawy kołowe są powiązane z ramami wózków za pomocą pierwszego stopnia usprężynowania, natomiast ramy wózków są powiązane z nadwoziem za pomocą czopów skrętu i drugiego stopnia usprężynowania. Ogólną strukturę takiego pojazdu z konwencjonalnymi wózkami dwuosiowymi pokazano na rys.6. O elementach usprężynowania założono, że są bezmasowymi członami sprężysto-tłumiącymi lub sprężystymi o liniowych lub nieliniowych charakterystykach. Zakładając sztywny tor oraz, że koła zestawów posiadają stały kontakt z szynami układ posiada 27 stopni swobody. Ruch każdej z brył modelu opisany jest względem układu Oxyz poruszającego się po torze idealnym ruchem unoszenia, bez zaburzeń. Z każdą bryłą związany jest układ głównych centralnych osi bezwładności, który jest reprezentacją danej bryły. Zakładamy, że w czasie spoczynku lub ruchu niezaburzonego pojazdu, układy te pokrywają się. Odpowiednie kąty obrotu opisujące orientację tych dwóch układów względem siebie zaznaczono na rys.4. Przyjęto, że kąty Θ, ϕ, ψ są małe i chwilowe współrzędne prędkości kątowej w obu układach są w przybliżeniu równe, tzn.

$$\omega_1 \approx \omega_x, \omega_2 \approx \omega_y, \omega_3 \approx \omega_z.$$



Rys. 6 Ogólna struktura modelu pojazdu

Ruch pojazdu względem układu unoszenia jest opisywany za pomocą współrzędnych niezależnych w postaci:

- zestaw kołowy (3 stopnie swobody); $i = 1, \dots, 4$
 y_i – przemieszczenie poprzeczne, ψ_i – kąt nabiegania, ϕ_i – kąt obrotu zestawu (toczenia)
- rama wózka (5 stopni swobody); $i = 1, 2$
 y_{bi} – przemieszczenie poprzeczne, z_{bi} – przemieszczenie pionowe, ψ_{bi} – kąt odchylenia, Θ_{bi} – kąt poprzecznego kołysania, ϕ_{bi} – kąt pochylenia
- nadwozie (5 stopni swobody)
 y_c – przemieszczenie poprzeczne, z_c – przemieszczenie pionowe, ψ_c – kąt odchylenia, Θ_c – kąt poprzecznego kołysania, ϕ_c – kąt pochylenia

Ogólna postać równań modelu została zapisana w następującej formie:

$$M(q)\ddot{q} + V(q, \dot{q}) + G(q) = P \quad (13)$$

gdzie: $\mathbf{M}$ – macierz elementów bezwładnościowych, $\mathbf{V}$ – macierz zawierająca siły pochodzące od elementów tłumiących oraz siły odśrodkowe oraz Coriolisa, $\mathbf{G}$ – macierz sił potencjalnych, $\mathbf{P}$ – wektor sił i momentów zewnętrznych, $\mathbf{q}$ – wektor współrzędnych uogólnionych układu. W równaniu (13) będą występować nieliniowe związki między współrzędnymi, ich pochodnymi a siłami i momentami w elementach zawieszenia oraz w modelach współpracy kół z szynami. Mianowicie geometryczne funkcje kontaktowe są nieliniowo zależne od współrzędnych opisujących ruch zestawu oraz związek ten jest niejawni, wyznaczany iteracyjnie. Ponadto wyrażenia na poślizgi względne i siły kontaktowe są nieliniowymi funkcjami geometrycznych funkcji kontaktowych.

Dla zachowania ogólnego charakteru równań ruchu modelu o strukturze przedstawionej na rys.4 przedstawiono je oddzielnie dla zestawów, ram wózków i nadwozia [1]. Takie podejście, przy pewnych założeniach [], umożliwia taką organizację programu symulacyjnego, że możliwe są symulacje samodzielnych obiektów poruszających się po torze takich jak:

- pojedynczy wózek dwuosiowy (przypadek wagonu dwuosiowego)
- pojedynczy zestaw kołowy związany z ramą wózka lub swobodny zestaw kołowy co znacznie zwiększa zakres możliwości obliczeniowych programu symulacyjnego.

3. Pakiet symulacyjny

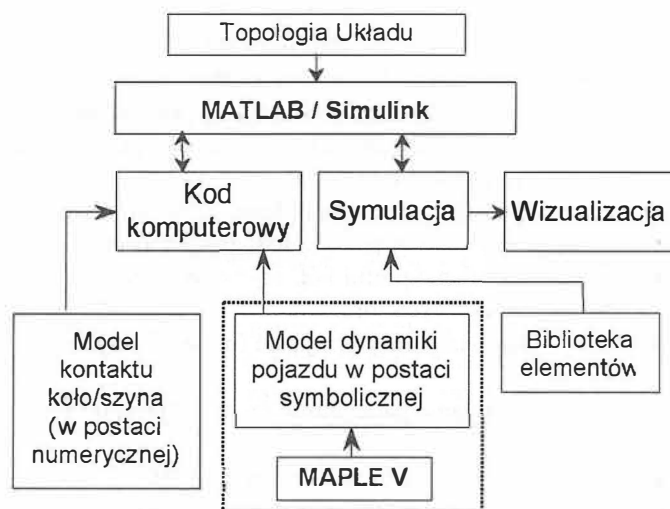
Korzystając z ogólnej idei pakietu symulacyjnego przedstawionej na rys.2 zbudowano pakiet o nazwie **RVSD**, do symulacji pojazdów szynowych korzystając z możliwości środowiska MATLAB/Simulink. Schemat ideowy pakietu pokazano na rysunku 7. Typowa obsługa tego pakietu sprowadza się w zasadzie do znajomości obsługi środowiska MATLAB/Simulink.

W zbudowanym systemie można wyodrębnić dwie współdziałające ze sobą części. Pierwsza część służąca do określania parametrów modeli jest zbudowana na bazie MATLABa, natomiast druga część służąca do symulacji jest aplikacją zbudowaną w Simulinku.

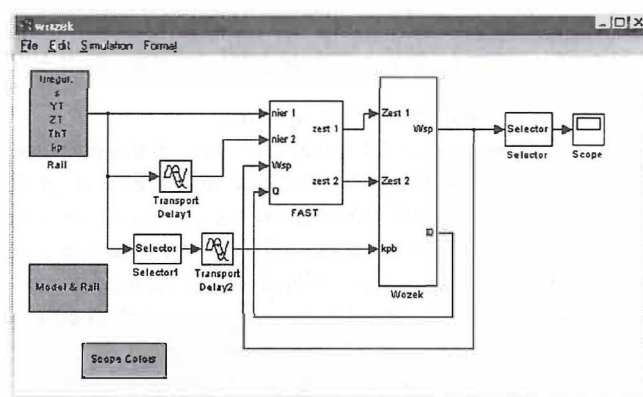
Rozpoczęcie pracy z pakietem polega na wywołaniu odpowiedniej konfiguracji z okna poleceń MATLABa są to odpowiednio:

- Zestaw
- Wózek
- Wagon

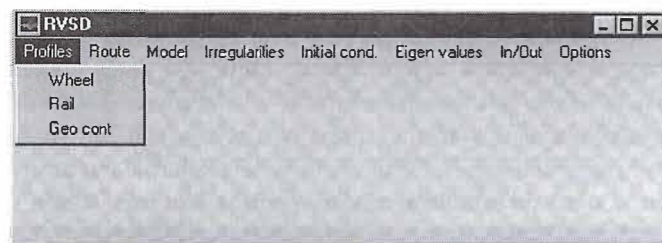
Po wyborze odpowiedniego układu poprzez wpisanie jego nazwy pojawia się układ Simulinka z modelem wybranego układu (rys.8) oraz okno graficznego interfejsu użytkownika (rys.9). Struktury układu Simulinka dla wszystkich modeli (tzn. zestawu, wózka albo wagonu) jest podobna, a różnica występuje tylko w ilości wejść i wyjść poszczególnych bloków.



Rys. 7. Schemat ideowy pakietu RVSD



Rys. 8. Układ do symulacji wózka



Rys. 9. Główne okno graficznego interfejsu użytkownika

Pomiędzy schematem ideowym z rysunku 2 i układem do symulacji modelu wózka z rysunku 8 istnieje duże podobieństwo. W układzie do symulacji, w prosty sposób, można wyróżnić wszystkie podstawowe bloki ze schematu ideowego a mianowicie:

- Blocek *Rail* – zawiera model toru
- Blocek *FAST* – model kontaktu koła z szyną
- Blocek *Wozek* – blocek dynamiki pojazdu
- Blocek *Scope* – element systemu wizualizacji

Wizualizacja przebiegu symulacji została opracowana w bardzo rozbudowanej formie, co zapewnia Simulink. Użytkownik może dokonywać wizualizacji dowolnego przebiegu poprzez dołączanie dowolnej ilości oscyloskopów, dowolne przebiegi mogą być w prosty sposób zapamiętywane i analizowane przez inne pakiety środowiska MATLAB lub eksportowane do innych zewnętrznych pakietów.

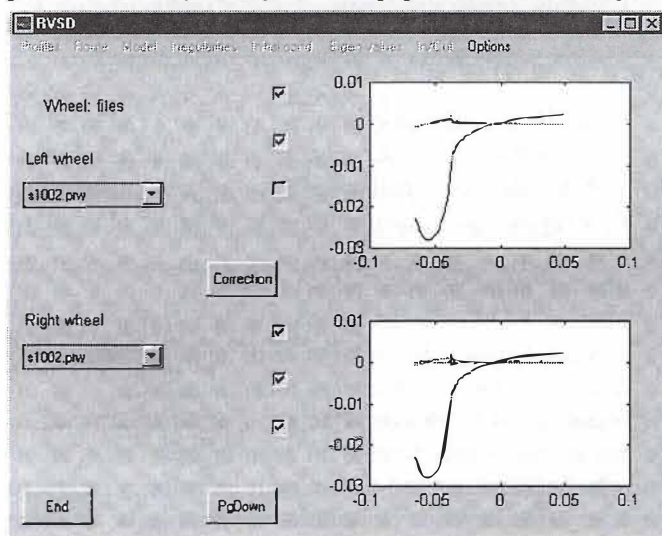
Graficzny interfejs użytkownika służy do określania wszystkich parametrów modeli używanych do symulacji. Określanie parametrów odbywa się zazwyczaj poprzez wybór danej wartości z szeregu dostępnych opcji lub na zmianie/edycji danej wartości liczbowej. Obsługa tego interfejsu wydaje się być prosta i intuicyjna.

Główne okno graficznego interfejsu użytkownika przedstawionego na rysunku 8 posiada następujące menu:

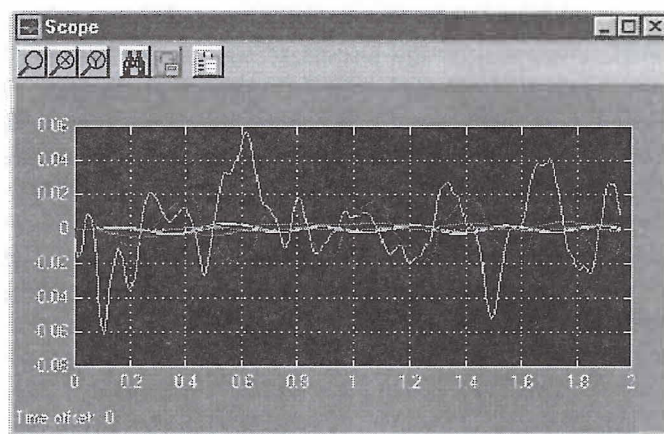
- *Profiles* - określanie profili kół, szyn oraz stałych parametrów geometrycznych toru,
- *Route* - określanie trasy przejazdu (model nominalny trasy),
- *Model* - określanie parametrów modelu dynamiki pojazdu,
- *Irregularities* - określanie nierówności toru,
- *Initial cond.* - określanie warunków początkowych modelu pojazdu,
- *Eigen values* - wyświetlanie wartości własnych modelu,
- *In/Out* - zapisywanie i wczytywanie zbiorów konfiguracyjnych,
- *Options* - dodatkowe opcje systemu.

Przykładowo na rys.10 pokazano okno dialogowe opcji *Profiles* z menu użytkownika służące do określanie profili kół, szyn oraz stałych parametrów geometrycznych toru. Wybór odpowiedniego okna dialogowego następuje poprzez wybór jednej z trzech opcji: *Wheel*, *Rail* i *Geo cont.*

Natomiast na rysunku 11 pokazano okna dialogowe z wynikiem przykładowej symulacji ruchu wagonu na odcinku toru prostego. Rysunek przedstawia przykładowe przebiegi wybranych współrzędnych zamieszczone w oknie graficznym oscyloskopu. Poszczególne współrzędne pojawiające się w tym oknie są rozróżniane za pomocą kolorów. W celu przyporządkowania odpowiedniego koloru do danej zmiennej dostępne jest dodatkowe okno wizualizujące kolejność występowania kolorów (z przyczyn edycyjnych nie może być zaprezentowane). Okno z kolejnością kolorów jest dostępne z okna do symulacji modelu poprzez bloczek „Scope”.



Rys. 10. Okno dialogowe do określania profili kół



Rys. 11. Okno graficzne oscyloskopu

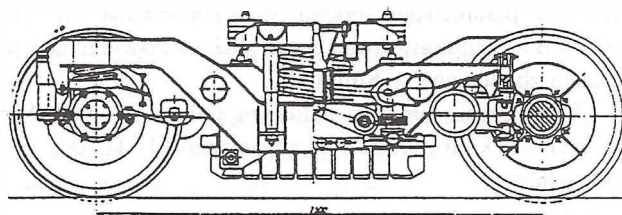
Oprócz powyżej przedstawionego sposobu wizualizacji użytkownik ma do dyspozycji standardowo dostępne w Simulinku narzędzia wizualizacji umożliwiające przegląd dowolnych zmiennych.

4. Badania symulacyjne oraz przykładowe wyniki symulacji

Badania symulacyjne przeprowadzono dla modelu wagonu pasażerskiego klasy Z1 z wózkami typu 25 ANa.

Podstawowe parametry tego wózka, przedstawionego na rys. 12, to:

- szerokość toru: 1435 mm,
- baza wózka: 2500 mm,
- szybkość eksploatacyjna: powyżej 200 km/h,
- koło monoblokowe o średnicy 920 mm,
- hamulec tarczowy oraz szynowy,
- tłumik wężykowania,
- tłumienie drgań pionowych w I st. usprężynowania: 4 amortyzatory hydrauliczne,
- tłumienie drgań pionowych w II st. usprężynowania: 2 amortyzatory hydrauliczne.



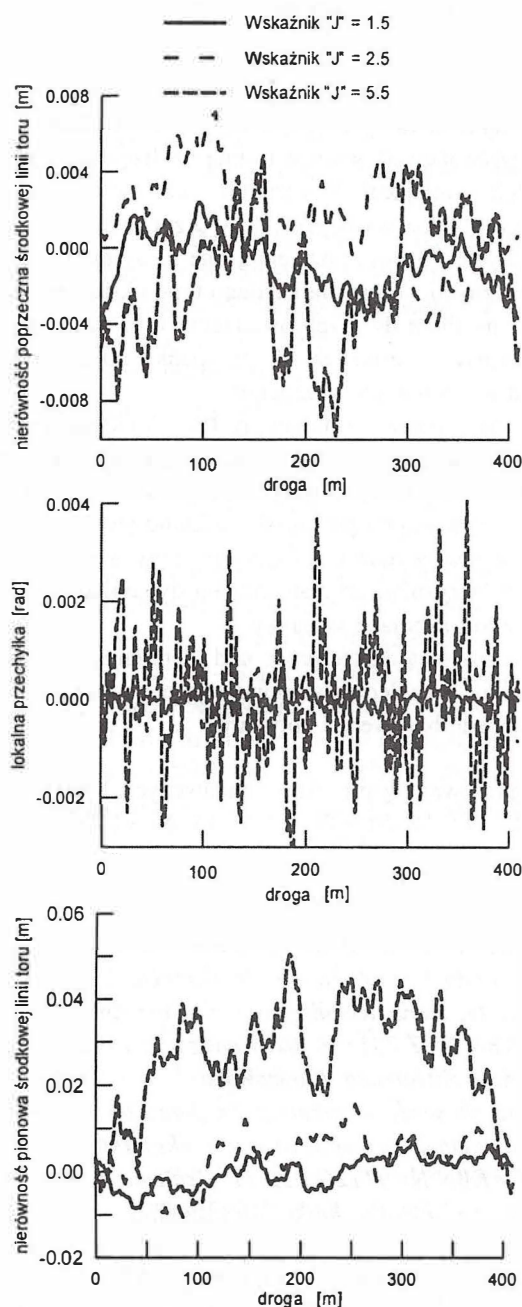
Rys. 12. Wózek 25 ANa

Symulacje miały na celu ocenę dynamicznego zachowania się pojazdu na torze o zadanych parametrach określających jego dopuszczalne odchyłki geometryczne zgodnie z Instrukcją D75 [14]. W tabeli 1 przedstawiono wartości tych parametrów dla prędkości 100, 150 i 200 km/h zgodnie z Załącznikiem nr1 do w/w Instrukcji.

Tabela 1

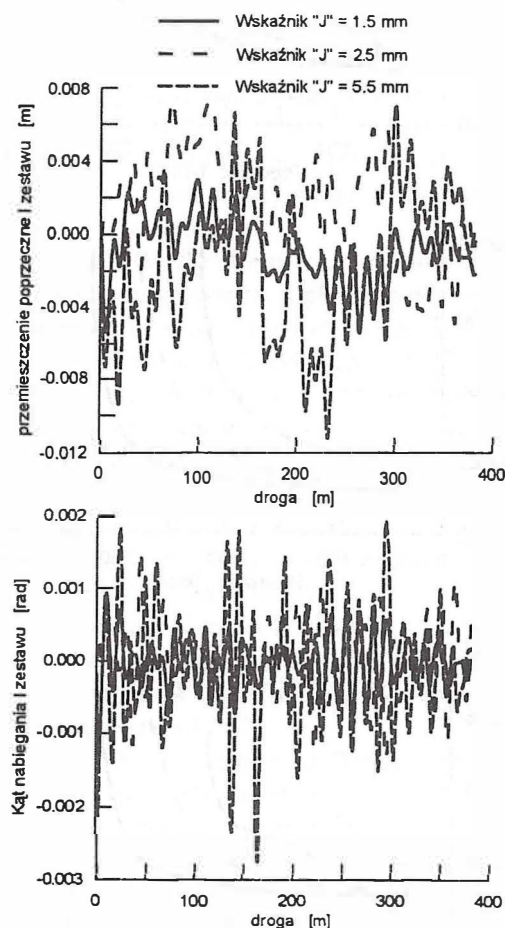
Prędkość	Nierówności		Wichrowatość	Odchyłki szerokości toru			Przechyłka względna	Wskaźnik „J”
	poziome	pionowe		posz.	zweż.	grad.		
km/h	mm	mm	mm	mm	mm	grad.	mm	mm
100	13	14	14	10	7	2	15	5.5
150	6	7	9	7	4	1	10	2.3
200	4	3	5	4	3	0.5	5	1.4

Korzystając z wartości granicznych parametrów geometrycznych określających stan geometrii toru wygenerowano dla każdej z prędkości trzy podstawowe geometryczne nierówności toru: nierówność poziomą środkowej linii toru, nierówność pionową środkowej linii toru oraz nierówność przechyłki. Przebiegi tych nieregularności przedstawia rys. 13.



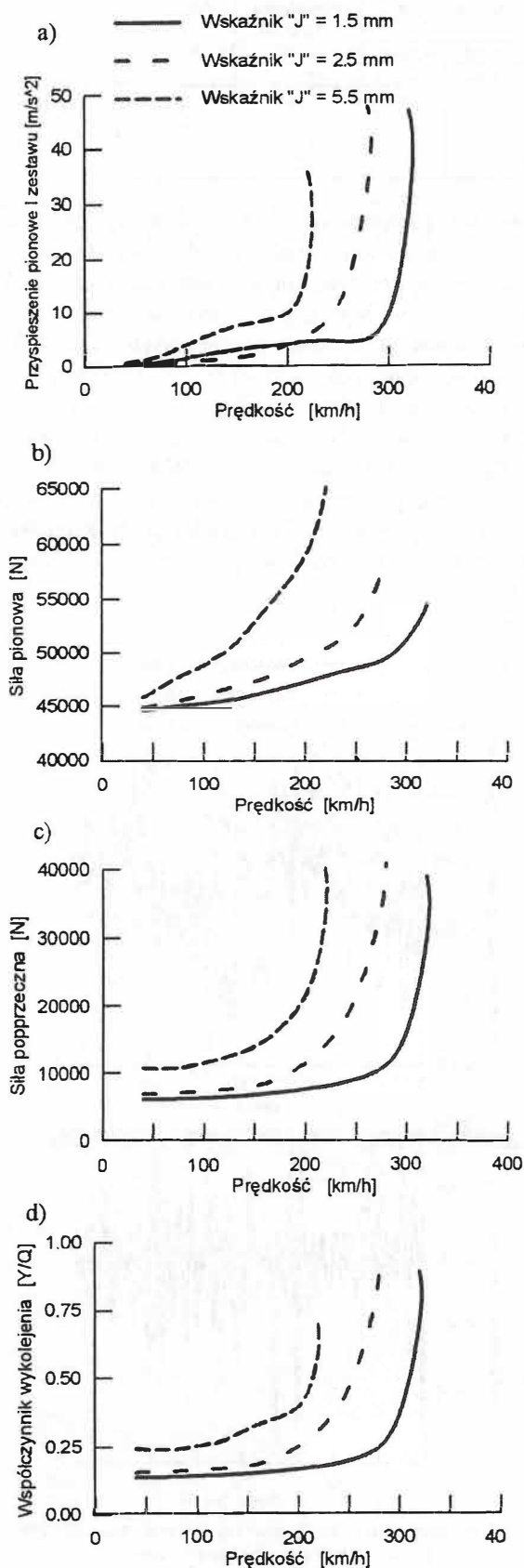
Rys. 13 Przebiegi geometrycznych nierówności toru

Następnie przeprowadzono komputerowe, symulacyjne jazdy wagonem na torze prostym o długości 400 m charakteryzującym się geometrycznymi nieregularnościami jak na rys.13. Przykładowe wyniki pokazujące zachowanie się pierwszego zestawu w zakresie poprzecznych przemieszczeń oraz kąta nabiegania pokazano na rys.14. Otrzymane rezultaty pokazują, że decydujący wpływ na zachowanie się pojazdu ma stan toru, gdyż nawet przy prędkości jazdy 200 km/h, dla dobrze utrzymanego toru (Wskaźnik „J” = 1.4), przemieszczenia poprzeczne zestawu oraz kąt nabiegania mogą być mniejsze niż dla przypadku jazdy z prędkością 100 km/h lecz na gorzej utrzymanym torze (Wskaźnik „J” = 5.5).



Rys. 14 Przebiegi poprzecznego przemieszczenia i kąta nabiegania I zestawu kołowego badanego wagonu

Następnym etapem analiz symulacyjnych było badanie zachowania się pojazdu na zadanych (rys.13) geometrycznych nieregularnościach toru, w przypadku zwiększenia dopuszczalnej prędkości. Przedstawione na rysunkach 15 (a+d)



Rys. 15 Przebiegi niektórych parametrów charakteryzujących dynamikę I wózka:

a) przyspieszenie pionowe środka masy I zestawu, b) siła pionowa działająca na koło I zestawu, c) Siła poprzeczna działająca na koło I zestawu, d) współczynnik wykolejenia

wyniki pokazują przebiegi wybranych, ale istotnych, dynamicznych wielkości decydujących o zachowaniu się badanego pojazdu w przypadku zwiększenia prędkości jazdy powyżej wartości dopuszczalnej, określonej syntetycznym wskaźnikiem utrzymania toru "J". I tak, na rys.15a przedstawiono przebieg przyspieszenia pionowego środka masy pierwszego zestawu badanego wagonu pasażerskiego. Z otrzymanej symulacji widać, że praktycznie dla dobrze utrzymanego toru stała wartość przyspieszenia, w przypadku dopuszczalnej prędkości 200 km/h (Wskaźnik "J" = 1.4), utrzymuje się aż do prędkości 270 km/h. Również przebiegi sił pionowej Q i poprzecznej Y (rys. 15b, 15c) utrzymują stałe wartości do tej samej granicy. Współczynnik wykolejenia (Y/Q, rys.15d) przekracza wartości 0.25 dopiero dla prędkości powyżej 300 km/h. Świadczy to o znacznych możliwościach badanego wagonu z wózkami 25 ANa.

5. Wnioski

Badania symulacyjne z wykorzystaniem techniki komputerowej pozwalają na wszechstronną analizę nowo projektowanej lub istniejącej konstrukcji bez dużych nakładów finansowych, jakie wymagane są w przypadku badań eksperymentalnych. Ponadto pozwalają one na symulacje sytuacji niebezpiecznych, co nie dla każdego typu układu mechanicznego jest możliwe do przeprowadzenia w rzeczywistych lub laboratoryjnych warunkach. W przypadku pojazdów szynowych ma to szczególne znaczenie.

Stworzony pakiet symulacyjny RVSD okazał się bardzo przydatnym narzędziem w analizach dynamicznych pojazdów szynowych, które zostały wykonane w przeszłości dla pojazdów typu wagon pasażerski, lokomotywa czy tramwaj. Jest on również wykorzystywany do oceny wpływu parametrów charakteryzujących stan toru na dynamikę układu mechanicznego tor-pojazd szynowy.

Prowadzone są dalsze prace nad ulepszaniem stworzonego narzędzia, uwzględniając pojawiające się nowe rozwiązania w zakresie hardware i software.

Praca finansowana z projektów badawczych KBN:
Nr 9T12C 045 15, Nr 9T12C 046 15, Nr 9T12C 082 14.

Literatura

- [1] Opracowanie metod wyznaczania związku między prędkościami jazdy i siłami w strefie kontaktu koła z szyną w zależności od stanu technicznego nawierzchni. Projekt Badawczy KBN Nr 7 7015 91 02. Realizacja 1992-95. Wydział Transportu Politechnika Warszawska
- [2] Ocena własności dynamicznych pojazdów szynowych na podstawie modelu symulacyjnych i eksperymentu. Projekt Badawczy KBN Nr 9T12C 029 11. Realizacja 1996-98. Wydział Transportu Politechniki Warszawskiej
- [3] Osmólski W.: Symulacja cyfrowa układów dynamicznych, Wydawnictwa Politechniki Poznańskiej, 1974
- [4] Kisilowski J.: Dynamika układu tor-pojazd. Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 1978

- [5] Chudzikiewicz A.: System badania zjawisk dynamicznych w układzie mechanicznym tor-pojazd szynowy, Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, 1988
- [6] Anderson E., Bahr H.V., Nilstam: Allowing higher speed on existing tracks – design considerations of the X2000 train for Swedish State Railways. *Proc. ImechE Pt F*, Vol.209, No.2, pp.93-104, 1995
- [7] Anon: Heading for the 21 st century. *Simens Transportation Systems Express*, Vol.1/97, p.5, Feb. 1997
- [8] Sakurai K., Utsunomiya M., Yagi E., Yoshimoto Y.: Development of a new Shinkansen vehicle, series 500, for realisation of 300 km/h commercial operation. *Proc. Conf. Stech96, ImechE*, paper C514/031/96, 1996
- [9] Romaniszyn Z., Wolfram T.: Nowoczesny Tabor Szynowy. Wydawnictwo Specjalne IPSz PK, Kraków 1997
- [10] Marciniak J.: Kolejowe pojazdy szynowe nowych generacji. Wydawnictwa Politechniki Radomskiej, Radom, 1998
- [11] Chudzikiewicz A., Drożdżel J.: Ocena drgań wzdłużnych układu lokomotywy EP09 – wagony. Krajowa Konferencja Naukowo Techniczna Wibracje w Pasażerskim Taborze Kolejowym, Radom, 18-19.05.1998, *Mat. Konf.* pp.18-25
- [12] Knothe K., Meinke P., Popp K.: System dynamics and long-term behaviour of railway vehicles, track, and subgrade. 4th German Polish Workshop on Dynamic Problems in Mechanical Systems, Berlin 1995
- [13] Uhl T., Chudzikiewicz A., Karpiński J.: Nowoczesny proces modyfikacji konstrukcji pojazdów szynowych. *TTS 5 (60)/99 Rok VI*, pp34-39
- [14] D 75 - Instrukcja o dokonywaniu pomiarów, badań i oceny stanu torów. Dyrekcja Generalna PKP. Naczelny Zarząd Utrzymania Kolei. Warszawa 1996
- [15] Kortum W., Schiehlen W.: General purpose vehicle system dynamics software based on multibody formalisms. *Vehicle System Dynamics*, 14 (1985), pp.229-263
- [16] Kalker J.J.: *Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact*. Kluwer Academic Publishers, 1990
- [17] Kalker J.J.: A Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact. *VSD*, vol. 11, 1982, pp. 1-13
- [18] Chudzikiewicz A.: The problem of choosing the creep forces model in rail vehicle dynamics. *Machine Dynamics Problems*, Vol. 11, 1995, pp.39-55
- [19] Ród J., Uhl T., Chudzikiewicz A.: Obliczenia symboliczne w badaniach dynamiki układów mechanicznych. I Krajowa Konf. Nauk. Metody i Systemy Komputerowe w Badaniach Naukowych i Projektowaniu Inżynierskim, Kraków, 25-26 listopad 1997, *Mat. Konf.* pp.313-320
- [20] Chudzikiewicz A.: Symbolic modelling in simulating research of rail vehicles, *The Archives of Transport*, Vol IX, No 3-4, pp.15-24, 1997
- [21] Kortum W., Sharp R.S.: A report on the State-of-affairs on application of multibody Computer codes to vehicle system dynamics, *VSD 20 (3-4)*, 1991
- [22] Sharp R., Kortum W.: Report on the Herbertow Workshop on Multibody Systems Applications to Problems in Vehicle System Dynamics, *VSD 9, Vol.* 20 1995
- [23] Choromański, Wł.: Zagadnienia modelowania i symulacji układu dynamicznego pojazd szynowy - stanowisko do badań bezpieczeństwa. XIII konferencja Naukowa Pojazdy Szynowe 98. *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej*, z. 33, 1998
- [24] Zboński K.: Wybrane zagadnienia modelowania drgań pojazdu szynowego ze szczególnym uwzględnieniem jazdy po łuku. Praca doktorska. Politechnika Warszawska, 1984
- [25] Choromański Wł., Zboński K.: The software package ULYSSES for automatical generations of equations and simulation of railway vehicle motion. *Materiały Konferencyjne Transport System Engineering*, Politechnika Warszawska, Wydział Transportu, Warszawa, 1995
- [26] Grzesikiewicz W.: Badanie modelu matematycznego zjawisk dynamicznych występujących wzdłuż pociągu towarowego ze sprzęgami samoczynnymi. Praca doktorska. Politechnika Warszawska. 1975
- [27] Kalker J.J., Chudzikiewicz A.: Calculation of the evolution of the form of a railway wheel profile through wear. *International Series of Numerical Mathematics*, Vol. 101, Birkhäuser Verlag Basel, 1991 pp.71-84
- [28] Zobory I.: Prediction wheel/rail profile wear. *Vehicle System Dynamics*, Vol.28, No.2-3, 1997, pp. 221-259
- [29] Piotrowski J., Knothe K.: Experimental investigation of rolling contact of rigid bodies with polymer coating. *Wear* 219 (1998) pp.105-113
- [30] Dżula S.: Dynamika wirującego koła i zestawu kołowego modelowanych układami ciągłymi. Monografia Nr 186, Politechnika Krakowska 1995
- [31] Bogacz R.: On the dynamic interaction of the train-track and wheel-rail system for high speed motion. *Proceed. Ukrainian-Polish seminar "Theoretical Foundations in Civil Engineering*, Dnepropetrovsk, 1995, pp. 156-174
- [32] Drożdżel J., Sowiński B., Żochowski A.: Methods of solving steady-state and transient vibrations of discretely supported track. *Machine Dynamics Problems*, Vol.11, 1995, pp.18-38
- [33] Szczęśniak W.: Wybrane zagadnienia kolejowe. *Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej-Budownictwa*. z.129, Wyd. Oficyna Wydawnicza PW, 1995
- [34] Strzyżakowski Z., Siebaei Z., Knothe K.: Vertical dynamics of a wheelset rolling on a discretely supported continuous rail. *Gleisdynamik und F-F-W in der Schienen*, 1988, am7, Berlin 1989, pp.88-117
- [35] Gąsowski W.: Aerodynamika Pociągu. Wyd. Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Pojazdów Szynowych. Poznań 1998
- [36] Grajner J.: Podstawy teoretyczno-doświadczalne projektowania zawiesznień pneumatycznych. *Prace Naukowe Instytutu KEM Politechniki Wrocławskiej*, Nr 79, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 1996
- [37] Periard F.: Wheel-rail noise generation. Doctoral Dissertation. TU Delft 1998
- [38] Grzyb A.: Podstawy teoretyczne analizy nieliniowego układu dynamicznego pojazd-tor. *Zeszyty Naukowe PK, Zeszyt No10*, Kraków 1996, pp.47-60