



Modelowanie i symulacja numeryczna wężykowania szybkobieżnego pojazdu szynowego Shinkansen na torze prostoliniowym

MARIAN KLASZTORNY, TADEUSZ NIEZGODA, PAWEŁ DZIEWULSKI

Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Mechaniczny,
Katedra Mechaniki i Informatyki Stosowanej, 00-908 Warszawa, ul. S. Kaliskiego 2

Streszczenie. W pracy opracowano model dynamiczny 3D (fizyczny, geometryczny i numeryczny) japońskiego szybkobieżnego pojazdu szynowego SHINKANSEN poruszającego się po torze prostoliniowym niepodatnym, o stożkowatości szyn 1:20. Opracowano metodykę modelowania układu pojazd ruchomy–szyny (MV-R) oraz modelowania wężykowania z możliwością uderzeń bocznych obrzeży kół o główki szyn. Zastosowano licencjonowane oprogramowanie CATIA V5R15, HYPERMESH v10, LS-DYNA v971. Przeprowadzono badania symulacyjne wężykowania pojazdu SHINKANSEN w zakresie prędkości 100-300 km/h.

Większość podukładów układu pojazd ruchomy–szyny (MV-R) zamodelowano jako bryły idealnie sztywne. Stalowe obręcze kół pojazdu oraz górne części stalowych główek szyn zamodelowano jako odkształcalne i wykonane z materiału izotropowego liniowo-sprężystego. Łożyska osi zestawów kołowych pojazdu SHINKANSEN zamodelowano za pomocą więzów CONSTRAINED_JOINT_REVOLUTE. Uwzględniono kontakt pomiędzy obręczami kół i główkami szyn typu AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE, z zastosowaniem funkcji kary. Uwzględniono tarcie kinetyczne Coulomba na styku powierzchni tocznych i obrzeży obręczy kół i główek szyn.

Analizowano przyspieszenia poziome poprzeczne reprezentatywnych punktów nadwozia oraz przemieszczenia poziome poprzeczne środków ciężkości zestawów kołowych.

Słowa kluczowe: dynamika pojazdów, pojazd szynowy Shinkansen, tor prostoliniowy, wężykowanie, modelowanie, symulacja numeryczna

1. Wstęp

Jednym z zadań cząstkowych w dynamice układu most–tor–pociąg ruchomy jest wężykowanie pojazdu szynowego na torze prostoliniowym niepodatnym, poruszającego się z dużymi prędkościami 100-300 km/h.

Uproszczony model wężykowania sinusoidalnego pojedynczego zestawu kołowego opracował Nikolski [1]. Teorię mikropoślizgów pojedynczego zestawu kołowego opracował de Pater [2], przy założeniu stożkowej powierzchni toczonej obręczy kół i główek szyn, stałego nacisku statycznego kół i tarcia ślizgowego Coulomba i toru prostoliniowego niepodatnego.

Dokładniejsze modelowanie zagadnienia kontaktowego koło–szyna przedstawili Garg i Dukkipati [3], którzy opracowali teorię dwukrzywiznową Hertza pełzania wzdłużnego, bocznego i obrotowego koła. Autorzy założyli tor niepodatny prostoliniowy lub zakrzywiony w planie i rozpatrywali przestrzenny model pojazdu według teorii II rzędu. Wyprowadzili nieliniowe równania ruchu, ale nie przeprowadzili badań numerycznych.

Empiryczną teorię mikropoślizgów Kalkera, opisującą wężykowanie zestawów kołowych wybranych pojazdów, zaimplementowaną w systemie ADAMS/RAIL, przedstawili Kisilowski i in. [4].

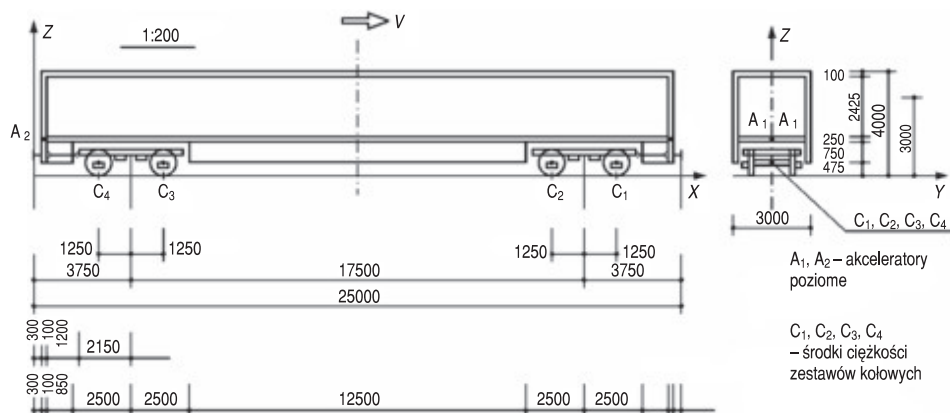
Klasztorny [5] opracował teorię 3D wężykowania i uderzeń bocznych pojazdów szynowych typu SHINKANSEN. Teoria ta stanowi uogólnienie teorii mikropoślizgów de Patera na pojazd szynowy na dwóch dwuosiowych wózkach jezdnych i o dwustopniowym zawieszeniu, przy założeniu stożkowej powierzchni toczonej obręczy kół i główek szyn, zmiennych nacisków dynamicznych, tarcia ślizgowego Coulomba, toru bezstykowego podatnego 3D, odkształcalnych obrzeży kół i stałego luzu nominalnego między obręczami kół i główkami szyn.

Współczesne oprogramowanie inżynierskie CAE stwarza nowe możliwości modelowania i symulacji numerycznej układów most–tor–pociąg szybkojezdny. Modelowanie tak złożonych układów powinno być poprzedzone przez badania w zakresie zadań cząstkowych. Cele niniejszej pracy są następujące:

1. Opracowanie modelu dynamicznego 3D (fizycznego, geometrycznego i numerycznego) szybkojezdnego pojazdu szynowego SHINKANSEN poruszającego się po torze prostoliniowym o stożkowatości szyn 1:20.
2. Opracowanie metodyki modelowania geometrycznego i numerycznego MES 3D układu pojazd ruchomy–szyny (MV-R) oraz modelowania wężykowania, z możliwością uderzeń bocznych obrzeży kół o główki szyn, z wykorzystaniem współczesnego oprogramowania inżynierskiego CAE (CATIA V5R15, HYPERMESH v10, LS-DYNA v971).
3. Badania numeryczne w zakresie symulacji wężykowania pojazdu SHINKANSEN na torze prostoliniowym.

2. Założenia i model fizyczny pojazdu

Pojazd szynowy Shinkansen, modelowany jako układ wielu ciał sztywnych, był szczegółowo analizowany w monografii [5]. Na rysunku 1 pokazano przekrój

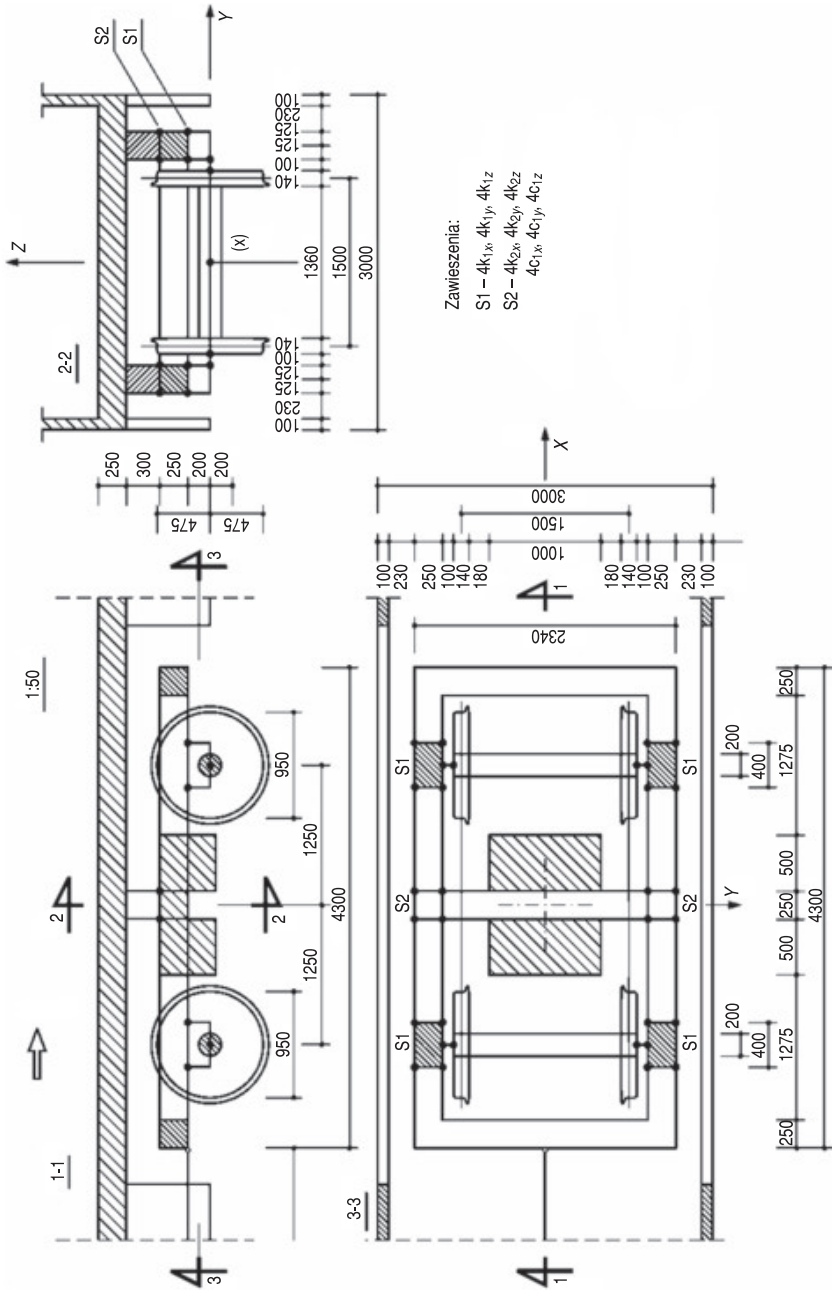


Rys. 1. Przekrój podłużny i poprzeczny pojazdu Shinkansen oraz zbiór punktów analizy drgań wywołanych wężykowaniem

podłużny i poprzeczny modelu fizycznego tego pojazdu, o zastępczej geometrii prowadzącej do zgodności w zakresie tensorów bezwładności z pojazdem rzeczywistym. Na rysunku 2 przedstawiono model fizyczny dwuosiowego wózka jezdniego tego pojazdu w trzech przekrojach. Zaproponowano geometrię zastępczą spełniającą ww. warunek zgodności oraz system więzów lepko-sprężystych 3D, odwzorowujących zawieszenia pierwszego i drugiego stopnia. Każde zawieszenie pierwszego stopnia nad jednym kołem odwzorowano przez cztery więzy 3D, dzięki czemu uwzględniono wpływ prowadników, zespołów napędowych oraz wpływ sprężyn i tłumików pionowych. Każde zawieszenie drugiego stopnia nad jednym kołem również odwzorowano przez cztery więzy 3D, dzięki czemu uwzględniono wpływ tłumików wężykowania, tłumików poziomych poprzecznych, tłumików pionowych i sprężyn 3D.

Przyjęto następujące założenia uzasadnione empirycznie [2-5]:

1. Szybkobieżny pojazd szynowy SHINKANSEN znajduje się na dwóch dwuosiowych wózkach jezdnych i o dwustopniowym zawieszeniu.
2. Pojazd ma dwie pionowe płaszczyzny symetrii.
3. Nadwozie pojazdu jest nieodkształcalną skrzynią powłokową (w porównaniu z zawieszeniami).
4. Ramy wózków łącznie z zespołami napędowymi są bryłami sztywnymi.
5. Korpusy łożysk oraz zestawy kołowe z wyjątkiem obręczy kół są bryłami sztywnymi.
6. Przyjmuje się ekwiwalentną regularną geometrię nadwozia, ram wózków, zespołów napędowych, korpusów łożysk i zestawów kołowych pojazdu szynowego, tak dobraną, aby uzyskać zgodność modelu z obiektem rzeczywistym w zakresie tensorów bezwładności poszczególnych brył.



Rys. 2. Dwuosiowy wózek jezdny pojazdu Shinkansen o zastępczej geometrii i zastępczych czteropunktowych zawieszeniach pierwszego i drugiego stopnia

7. Zawieszenia pierwszego stopnia (8 szt.) i drugiego stopnia (4 szt.) są liniowo-lepkosprężyste 3D.
8. Ciągła między nadwoziem a ramami wózków jezdnych są nieodkształcalnymi prętami przegubowo-przegubowymi 3D.
9. Prowadniki zestawów kołowych są odwzorowane przez odpowiednio dobrane sztywności i tłumienia wzdłużne zawiesznień I stopnia.
10. Krzywoliniowa powierzchnia toczna obręczy kół jest aproksymowana powierzchnią stożkową o stożkowatości 1:20.
11. Krzywoliniowa powierzchnia wewnętrzna obrzeży kół jest aproksymowana powierzchnią stożkową o stożkowatości 72° .
12. Krzywoliniowy przekrój poprzeczny główek szyn jest aproksymowany linią łamaną.
13. W strefach kontaktu koło–szyna występuje lokalnie zgodność nachylenia powierzchni tocznych, a także obrzeży.
14. W strefach kontaktu koło–szyna uwzględnia się tarcie ślizgowe kinetyczne Coulomba o stałym współczynniku tarcia.
15. Tor jest bezstykowy i nieodkształcalny. Wyjątek stanowi odkształcalna część górna główek szyn.
16. Obręcze kół łącznie z obrzeżami są odkształcalne.
17. Luz nominalny między obrzeżami kół a główkami szyn jest stały na długości toru.
18. Pomija się nierówności powierzchni tocznej kół i szyn.
19. Kontakt między powierzchniami tocznymi kół i główek szyn jest jednostronny.
20. Potencjalny kontakt między obrzeżem obręczy koła a powierzchnią boczną wewnętrzną szyny (uderzenie boczne) jest jednostronny i modelowany analogicznie, jak kontakt powierzchni tocznych.
21. Wężykowanie pojazdu szynowego jest wywołane zaburzeniem początkowym w formie impulsu poziomego przyłożonego do nadwozia pojazdu.
22. Nie uwzględnia się nierówności geometrycznych występujących w torze. Nie rozpatruje się ruchu pojazdu szynowego z zaburzeniami pochodzącymi od toru.
23. Prędkość eksploatacyjna pojazdu szynowego jest stała.

Wartości parametrów masy, sztywności i tłumienia pojazdu Shinkansen, w ramach przyjętych założeń odnośnie modelu fizycznego, zestawiono w tabeli 1.

TABELA 1

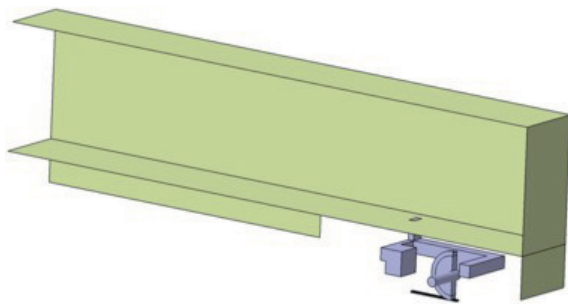
Parametry modelu fizycznego pojazdu Shinkansen [5]

Lp.	Opis	Symbol	Jednostka	Wartość
1	masa zestawu kołowego	M_w	kg	2400
2	masa wózka jezdnego bez zestawów kołowych (z uwzględnieniem zespołów napędowych)	M_f	kg	4950
3	masa nadwozia przy maksymalnym obciążeniu eksploatacyjnym	M_b	kg	36 000
4	$\frac{1}{4}$ współczynnika sztywności poziomej podłużnej nad jednym kołem dla zawieszenia pierwszego stopnia (modelowanie wpływu prowadników)	k_{1x}	N/m	6 250 000
5	$\frac{1}{4}$ współczynnika tłumienia poziomego podłużnego nad jednym kołem dla zawieszenia pierwszego stopnia (modelowanie wpływu prowadników)	c_{1x}	Ns/m	88
6	$\frac{1}{4}$ współczynnika sztywności poziomej poprzecznej nad jednym kołem dla zawieszenia pierwszego stopnia (modelowanie wpływu zespołów napędowych)	k_{1y}	N/m	6 250 000
7	$\frac{1}{4}$ współczynnika tłumienia poziomego poprzecznego nad jednym kołem dla zawieszenia pierwszego stopnia (modelowanie wpływu zespołów napędowych)	c_{1y}	Ns/m	88
8	$\frac{1}{4}$ współczynnika sztywności pionowej nad jednym kołem dla zawieszenia pierwszego stopnia (modelowanie sprężyn pionowych)	k_{1z}	N/m	318 000
9	$\frac{1}{4}$ współczynnika tłumienia pionowego nad jednym kołem dla zawieszenia pierwszego stopnia (modelowanie tłumików pionowych)	c_{1z}	Ns/m	2460
10	$\frac{1}{4}$ współczynnika sztywności poziomej podłużnej nad jednym kołem dla zawieszenia drugiego stopnia (modelowanie sprężyn 3D)	k_{2x}	N/m	225 000
11	$\frac{1}{4}$ współczynnika tłumienia poziomego podłużnego nad jednym kołem dla zawieszenia drugiego stopnia (modelowanie tłumików wężykowania)	c_{2x}	Ns/m	40 000
12	$\frac{1}{4}$ współczynnika sztywności poziomej poprzecznej nad jednym kołem dla zawieszenia drugiego stopnia (modelowanie sprężyn 3D)	k_{1x}	N/m	225 000
13	$\frac{1}{4}$ współczynnika tłumienia poziomego poprzecznego nad jednym kołem dla zawieszenia drugiego stopnia (modelowanie tłumików poziomych poprzecznych)	c_{2y}	Ns/m	20 000
14	$\frac{1}{4}$ współczynnika sztywności pionowej nad jednym kołem dla zawieszenia drugiego stopnia (modelowanie sprężyn 3D)	k_{2z}	N/m	111 000
15	$\frac{1}{4}$ współczynnika tłumienia pionowego nad jednym kołem dla zawieszenia drugiego stopnia (modelowanie tłumików pionowych)	c_{2z}	Ns/m	5430
16	współczynnik tarcia kinetycznego koło-szyba	μ	-	0,100

3. Modelowanie numeryczne pojazdu Shinkansen

3.1. Model geometryczny pojazdu

Częściowy model geometryczny utworzono w systemie CATIA V5R15, używając modułów: Assembly Design, Part Design, Generative Shape Design. Częściowy model geometryczny służy do usprawnienia budowy pełnego modelu geometrycznego i modelu numerycznego. Ma tylko niezbędne elementy geometryczne oraz jest znacznie uproszczony (rys. 3).



Rys. 3. Widok izometryczny ¼ modelu geometrycznego pojazdu SHINKANSEN

Zestaw kołowy i ramę wózka z zespołami napędowymi zamodelowano jako bryły (*solid*), natomiast nadwozie zamodelowano jako powierzchnię (*surface*). Model geometryczny w postaci uniwersalnej (plik typu STEP) przeniesiono do systemu HYPERMESH v10 w celu stworzenia modelu numerycznego.

3.2. Model numeryczny pojazdu

Zastosowano system HYPERMESH v10 w standardowych etapach modelowania MES pojazdu SHINKANSEN (rys. 4):

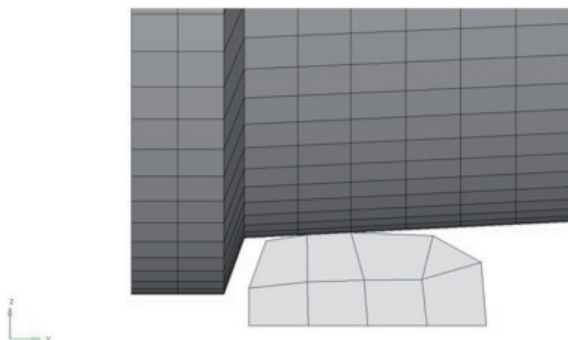
- budowa pełnego modelu geometrycznego,
- podział podukładów na elementy skończone (76 870 elementów skończonych),
- zdefiniowanie warunków początkowych i brzegowych.

W modelu geometrycznym główek szyn aproksymowano krzywiznę w przekroju poprzecznym linią łamaną. Odkształcalną obręcz koła, o stożkowatościach odpowiednio 1:20, 72°, podzielono na elementy skończone typu *solid*, ułożone w ośmiu warstwach pionowych. Górna odkształcalna część główek szyn została podzielona na elementy skończone typu *solid*, ułożone w czterech warstwach pionowych. W kierunku osi toru elementy skończone szyn mają stałą długość.



Rys. 4. Widok z boku modelu numerycznego pojazdu SHINKANSEN (siatka ES)

W stanie nieobciążonym (stan statyczny przed przyłożeniem sił grawitacji) odwzorowano obręcze kół i górne części główek szyn zgodnie z przyjętymi założeniami (rys. 5).



Rys. 5. Elementy skończone obręczy kół i główek szyn

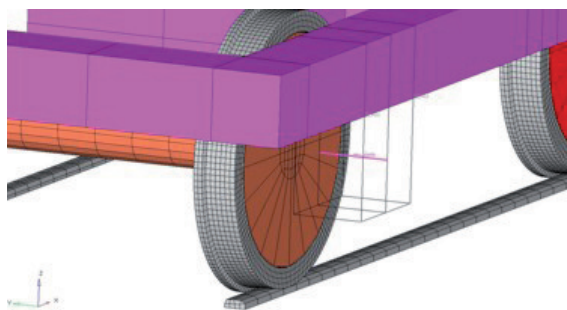
3.3. Materiały, łożyska osi zestawów kołowych, zawieszenia pierwszego i drugiego stopnia

Biorąc pod uwagę ruch poziomy pojazdu i obrotowy zestawów kołowych, dynamikę układu pojazd ruchomy–szyny (MV-R) rozpatruje się przy założeniu dużych przemieszczeń i małych odkształceń. Większość podukładów układu pojazd ruchomy–szyny (MV-R) zamodelowano jako bryły sztywne (MAT_020). System LS-Dyna wykorzystuje podział bryły sztywnej na elementy skończone do aktualizacji współrzędnych środka masy i tensora bezwładności bryły [6]. Do symulacji przestrzennego ruchu bryły w systemie LS-Dyna zaimplementowane są równania Bensona i Hallquista [7], w których niewiadomymi są składowe wektora przemieszczenia środka masy bryły i wektora prędkości kątowej bryły. Równania ruchu rozwiązywane są przyrostowo, z aktualizacją składowych tensora bezwładności oraz składowych wektora obrotu ciała sztywnego z wykorzystaniem algorytmu Hughesa-Wingeta.

Stalowe obręcze kół pojazdu oraz górne części stalowych główek szyn są odkształcalne i wykonane z materiału izotropowego liniowo-sprężystego (MAT_001).

Łożyska osi zestawów kołowych pojazdu SHINKANSEN zamodelowano za pomocą więzów CONSTRAINED_JOINT_REVOLUTE (rys. 6). Zawieszenia zamodelowano

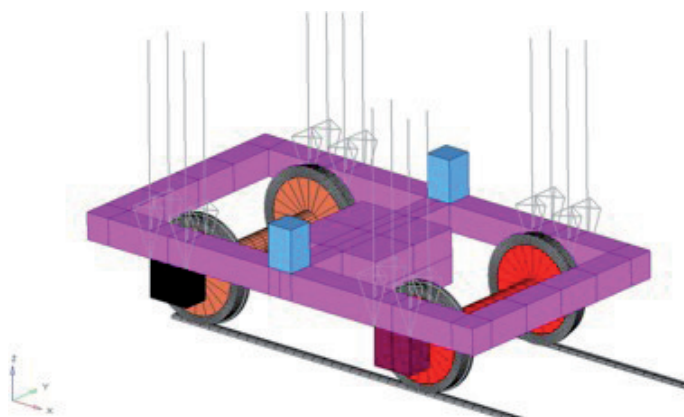
za pomocą elementów typu BEAM o zerowej długości z przypisanymi właściwościami SECTION_BEAM, w sformułowaniu Discrete Beam. Elementy zawieszenia mają charakterystykę liniowosprężystą 3D z tłumieniem 3D (MAT_066).



Rys. 6. Oś łożyska w korpusie (wielz typu Revolute Joint, umożliwiający obrót zestawu kołowego)

3.4. Relaksacja dynamiczna

Standardowy sposób wprowadzenia sił grawitacji do modelu numerycznego w systemie LS-DYNA wiąże się z długim czasem dochodzenia do stanu równowagi wskutek relatywnie miękkiego zawieszenia pojazdu szynowego. W celu aktywacji obciążeń grawitacyjnych przesunięto elementy skończone do przewidywanego stanu po przyłożeniu obciążeń grawitacyjnych, a do korpusów łożysk przyłożono po cztery siły pionowe skupione, odwzorowujące całkowity ciężar pojazdu o dwóch pionowych płaszczyznach symetrii (rys. 7). W wyniku tego zabiegu stan równowagi statycznej układu MV-R w chwili początkowej dla procesu dynamicznego jest osiągnany w wielokrotnie krótszym czasie.



Rys. 7. Model numeryczny wózka jezdneho, obciążony siłami skupionymi pionowymi odwzorowującymi całkowity ciężar pojazdu SHINKANSEN

3.5. Warunki początkowe, kontakt i tarcie

Po procesie relaksacji dynamicznej, wszystkim elementom nadwozia i ram wózków nadano prędkość początkową w kierunku osi x , a wirującym elementom zestawów kołowych (koła i osie) nadano prędkość początkową kątową. W celu utrzymania stałej prędkości eksploatacyjnej pojazdu wszystkim zestawom kołowym nadano stałą prędkość kątową.

W celu wytrącenia pojazdu z ruchu prostoliniowego względem osi toru (zaburzenie początkowe) nadwozie obciążono początkowym bocznym impulsem momentowym prostokątnym o wartości 22 kNm s (para sił bocznych o wartości 10 kN na ramieniu 11 m, działająca w czasie 200 ms, rys. 8).



Rys. 8. Widok z góry na model numeryczny układu MV-R. Wytrącenie pojazdu z ruchu prostoliniowego za pomocą impulsu momentowego prostokątnego

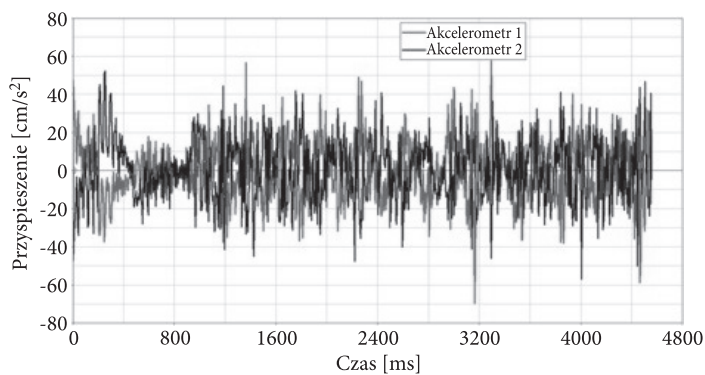
Uwzględniono kontakt pomiędzy obręczami kół i główkami szyn typu `AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE`, z zastosowaniem funkcji kary. Wybór został poprzedzony szeregiem eksperymentów numerycznych, które wykazały jego przewagę nad innymi typami kontaktów w systemie `LS-DYNA`. Współczynnik tarcia kinetycznego na styku powierzchni toczyń i obrzeży obręczy kół i główek szyn przyjęto stały i równy 0,100.

4. Badania numeryczne

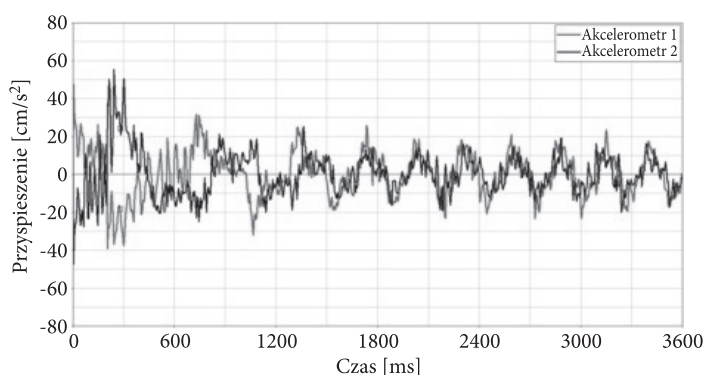
Symulacje numeryczne wężykowania pojazdu szynowego Shinkansen przeprowadzono, stosując system `LS-DYNA v971`. Zastosowano algorytm jawnego całkowania po czasie równań ruchu (*explicit*). Krok czasowy wyniósł średnio $t = 1,23 \mu s$. Obliczenia wykonano w podwójnej precyzji.

Czas obliczeń odpowiadający najdłuższemu rzeczywistemu czasowi 7,2 s procesu dynamicznego w układzie MV-R wyniósł 104 h, przy wykorzystaniu ośmiu procesorów klastra obliczeniowego Katedry Mechaniki i Informatyki Stosowanej Wojskowej Akademii Technicznej.

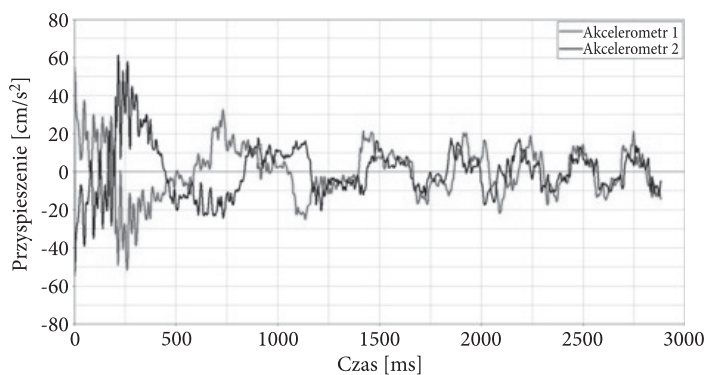
Analizowano przyspieszenia poziome poprzeczne reprezentatywnych punktów nadwozia oraz przemieszczenia poziome poprzeczne środków ciężkości zestawów kołowych (rys. 1). Symulowane numerycznie przebiegi czasowe ww. wielkości pokazano na rysunkach 9-16. Opisy rysunków zostały automatycznie wygenerowane przez użyty system CAE.



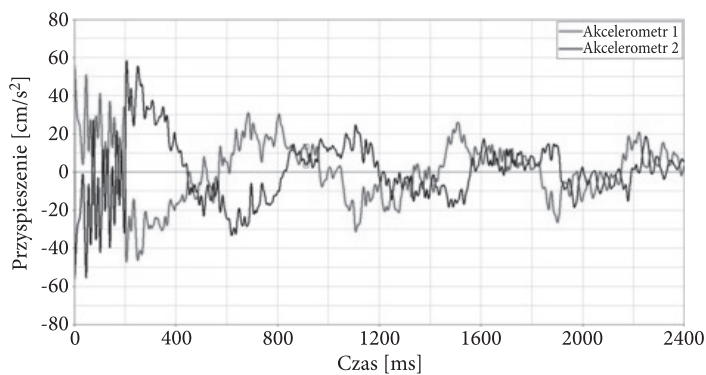
Rys. 9. Pojazd szynowy SHINKANSEN. Przyspieszenia poziome akcelerometrów zamocowanych do nadwozia, $v = 150$ km/h



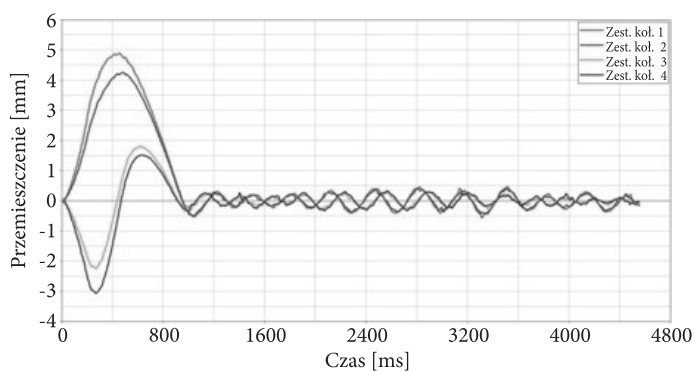
Rys. 10. Pojazd szynowy SHINKANSEN. Przyspieszenia poziome akcelerometrów zamocowanych do nadwozia, $v = 200$ km/h



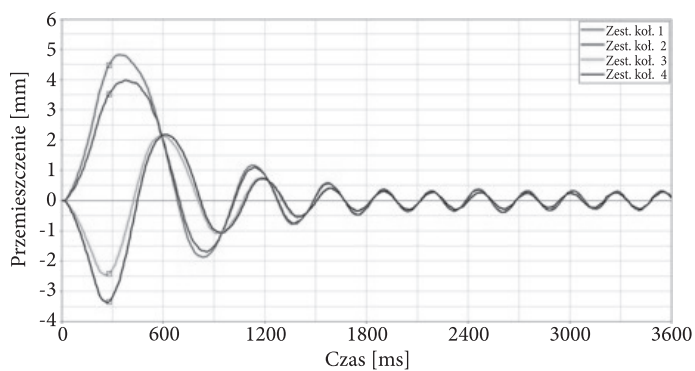
Rys. 11. Pojazd szynowy SHINKANSEN. Przyspieszenia poziome akcelerometrów zamocowanych do nadwozia, $v = 250$ km/h



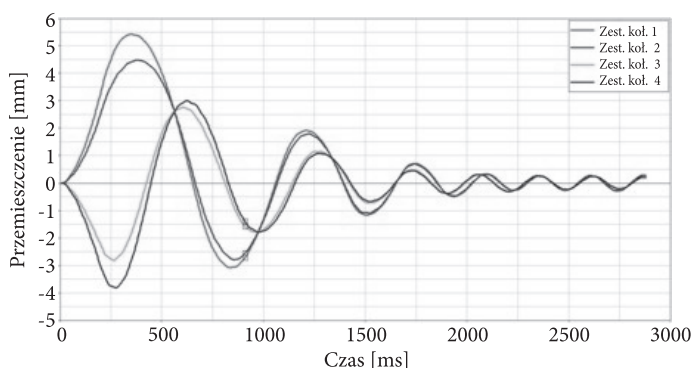
Rys. 12. Pojazd szynowy SHINKANSEN. Przyspieszenia poziome akcelerometrów zamocowanych do nadwozia, $v = 300 \text{ km/h}$



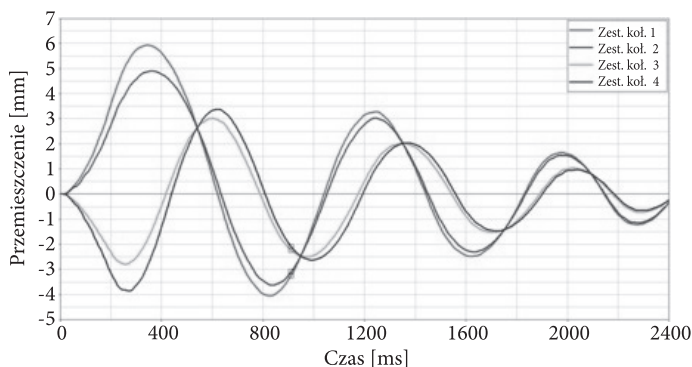
Rys. 13. Pojazd szynowy SHINKANSEN. Drgania poziome środków ciężkości zestawów kołowych, $v = 150 \text{ km/h}$



Rys. 14. Pojazd szynowy SHINKANSEN. Drgania poziome środków ciężkości zestawów kołowych, $v = 200 \text{ km/h}$



Rys. 15. Pojazd szynowy SHINKANSEN. Drgania poziome środków ciężkości zestawów kołowych, $v = 250$ km/h



Rys. 16. Pojazd szynowy SHINKANSEN. Drgania poziome środków ciężkości zestawów kołowych, $v = 300$ km/h

Na podstawie przebiegów czasowych pokazanych na rysunkach 9-16 sformułowano następujące wnioski:

1. W badanym zakresie prędkości ruchu pojazdu SHINKANSEN (150-300 km/h) drgania wywołane zaburzeniem początkowym są stabilne, tzn. amplitudy drgań pojazdu utrzymują się na stałym poziomie.
2. Drgania wywołane zaburzeniem początkowym bardzo szybko stabilizują się dzięki odpowiednio zaprojektowanemu układowi konstrukcyjnemu pojazdu oraz dużemu tłumieniu w zawieszeniach pierwszego i drugiego stopnia. Uderzenia boczne obrzeży kół o główki szyn nie wystąpiły.
3. Drgania antysymetryczne wózków jezdnych i nadwozia, wywołane impulsem początkowym momentowym, bardzo szybko przechodzą w drgania symetryczne, gdy wszystkie podukłady drgają zgodnie w fazie. Jest to również wpływ układu konstrukcyjnego pojazdu oraz dużego tłumienia w zawieszeniach.

4. Po ustabilizowaniu się drgań amplitudy przyspieszeń poziomych skrajnych punktów nadwozia A_1 , A_2 są rzędu 40 cm/s^2 przy prędkości pojazdu 150 km/h oraz rzędu 20 cm/s^2 przy badanych prędkościach $200, 250$ i 300 km/h (rys. 9-12). Gwarantuje to wysoki komfort podróżowania.
5. Po ustabilizowaniu się drgań amplitudy przemieszczeń poziomych środków masy zestawów kołowych C_1 , C_2 , C_3 , C_4 stabilizują się na poziomie $0,5 \text{ mm}$ przy prędkości pojazdu 150 km/h , $0,3 \text{ mm}$ przy prędkości 200 km/h oraz $0,2 \text{ mm}$ przy prędkości 250 km/h . W przypadku prędkości 300 km/h wymienione amplitudy przemieszczeń jeszcze nie ustabilizowały się ze względu na zbyt krótki czas badanego procesu dynamicznego ($2,4 \text{ s}$).

5. Podsumowanie

W pracy opracowano metodykę modelowania i symulacji drgań pojazdu szynowego SHINKANSEN poruszającego się po torze prostoliniowym. Wprowadzono następujące ograniczenia w modelowanym układzie:

- pojedynczy bisymetryczny pojazd,
- stała prędkość eksploatacyjna pojazdu,
- zastępcze proste geometrie podukładów pojazdu,
- niepodatność podłoża szyn,
- nieodkształcalność szyn z wyjątkiem górnej części główek szyn,
- prostoliniowość szyn w stanie nieobciążonym.

Jednocześnie uwzględniono — istotne zdaniem autorów — następujące złożone cechy konstrukcyjne pojazdu:

- dwustopniowe przestrzenne zawieszenie lepkosprężyste pojazdu,
- wpływ prowadników i zespołów napędowych pojazdu,
- tłumiki wężykowania i tłumiki poziome poprzeczne,
- ciągnąca

oraz cechy symulowanych procesów:

- krzywoliniowy profil główek szyn,
- tarcie kinetyczne Coulomba stykających się powierzchni,
- zjawisko kontaktu jednostronnego stykających się powierzchni,
- wirowanie zestawów kołowych,
- odkształcalność obręczy kół i główek szyn.

Współczesne oprogramowanie inżynierskie CATIA V5R15, HYPERMESH v10, LS-DYNA v971 okazało się efektywnym narzędziem do modelowania numerycznego 3D układu pojazd ruchomy–szyny (MV-R), ukierunkowanego na symulację drgań bocznych wywołanych wężykowaniem i potencjalnymi uderzeniami bocznymi obrzeży kół pojazdu o główki szyn.

Opracowana metodyka modelowania geometrycznego i numerycznego MES 3D układu MV-R oraz modelowania wężykowania z możliwością uderzeń bocznych obrzeży kół o główki szyn jest wynikiem dużej liczby eksperymentów numerycznych ukierunkowanych na testowanie możliwych opcji systemu LS-DYNA.

Wyniki symulacji uzyskane zgodnie z opracowaną metodyką spełniają szereg warunków kontrolnych. Konieczne jest jednak zagęszczenie siatki MES w celu zwiększenia dokładności odwzorowania krzywoliniowych profili obrzeży kół i główek szyn, a następnie poddanie walidacji eksperymentalnej opracowanego modelu numerycznego. Niezbędna jest weryfikacja przyjętej wartości współczynnika tarcia kinetycznego.

Opracowany model geometryczny i numeryczny układu MV-R jest dokładniejszy od dotychczas stosowanych modeli analitycznych i umożliwia modelowanie wężykowania i uderzeń bocznych zestawów kołowych z uwzględnieniem kontaktu, tarcia i rzeczywistego kształtu przekroju poprzecznego główek szyn.

Symulacje numeryczne wstępne pokazują charakter drgań bocznych pojazdu szynowego. Antysymetryczne wytrącenie pojazdu z położenia równowagi szybko dąży do zgodnych w fazie drgań bocznych wózków jezdnych, z częstotliwością zależną od prędkości eksploatacyjnej pojazdu. Częstotliwość drgań bocznych waha się w przedziale 1,7-4,2 Hz.

Opracowana metodyka modelowania układu MV-R, po zagęszczeniu siatki MES, może być zastosowana do prognozowania spokojności biegu pojazdu i komfortu podróżowania.

Wskazane jest porównanie możliwości systemów LS-DYNA i ADAMS/RAIL w zakresie modelowania drgań bocznych pojazdu szynowego, wywołanych wężykowaniem i potencjalnymi uderzeniami bocznymi zestawów kołowych.

Praca została wykonana w ramach projektu badawczego własnego N N509 292335, finansowanego w latach 2008-2011 przez MNiSW.

Artykuł wpłynął do redakcji 22.12.2009 r. Zweryfikowaną wersję po recenzji otrzymano we wrześniu 2010 r.

LITERATURA

- [1] A. N. NIKOLSKI, *Theory and calculations of rail-vehicles*, (in Russian), Maszgiz Press, Moskva, 1947.
- [2] A. D. DE PATER, *Lateral vibrations of railway vehicles systems*, [in:] Dynamics of high-speed vehicles, ed.: W. O. Schiehlen, Springer-Verlag, Wien-New York, 1982.
- [3] V. K. GARG, R. V. DUKKIPATI, *Dynamics of railway vehicle systems*, Academic Press, Toronto-Tokyo, 1984.
- [4] J. KISIŁOWSKI et al., *Dynamics of rail-vehicle — track mechanical system*, (in Polish), PWN Press, Warsaw, 1991.
- [5] M. KLASZTORNY, *Dynamics of railway beam bridges under high-speed trains*, (in Polish), WNT Press, Warsaw, 2005.

- [6] J. O. HALLQUIST, *LS-Dyna — Theory Manual*, LSTC, Livermore, CA, USA, 2006.
- [7] D. J. BENSON, J. O. HALLQUIST, *A simple rigid body algorithm for structural dynamics program*, Int. J. Num. Meth. Eng., 22, 1986.

M. KLASZTORNY, T. NIEZGODA, P. DZIEWULSKI

Modelling and numerical simulation of snaking of a high-speed Shinkansen rail-vehicle moving on a rectilinear track

Abstract. The study develops the 3D dynamic model (physical, geometrical, and numerical) of a high-speed Shinkansen rail-vehicle moving on a rectilinear track of 1:20 rail-head conicity. A new methodology has been developed for modelling the moving vehicle – rails system (MV-R) as well as for modelling lateral vibrations of the vehicle, induced by snaking and possible impacts of wheel flanges onto rail heads. Advanced licensed CAE software has been applied, i.e., CATIA V5R15, HYPERMESH v10, and LS-DYNA v971. Numerical simulations have been performed for service velocities of a Shinkansen rail-vehicle ranged from 150 to 300 km/h.

The partial geometric model of the MV-R system has been created with CATIA V5R15 software, using the Assembly Design, Part Design, Generative Shape Design modules. The geometric model in the universal form (the STEP file) has been carried into HYPERMESH v10 system in order to build the complete equivalent geometric model, to make FEM meshing, and to declare the initial and boundary conditions. Most subsystems have been modelled in LS-DYNA v971 as rigid bodies (MAT_020). Tyres and the rail heads are deformable and made of linear-elastic isotropic steel (MAT_001). Radial bearings of wheel-set axles have been modelled with CONSTRAINED_JOINT_REVOLUTE, as shown in Figure 1. The 1st and 2nd stage 3D linearly – viscoelastic suspensions (MAT_066) have been reflected with the zero-length elements of properties SECTION_BEAM, in Discrete Beam formulation. In order to activate gravity forces, the FE locations have been removed to the predicted final static state, and then the gravity forces reflecting the total weight of the vehicle have been put onto the wheel-set axle-bearing cases.

After the dynamic relaxation process, all elements of the body and bogie frames had got the initial velocity in the longitudinal direction (coinciding the track axis), whereas the rotating parts (wheels and axles) had got the angular velocity about respective axle axes. In order to keep the constant service velocity, all wheel sets had got a constant angular velocity. In order to unbalance the rail-vehicle, the body has been loaded by lateral moment impact of rectangular shape and of 22 kNm value. The tyre – rail head contact of AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE type has been used taking into account the penalty function. The kinetic dry friction coefficient is equal to 0.10.

The average time step was equal to $dt = 1.23 \mu\text{s}$. The calculations in the LS-DYNA system have been performed using double precision. The real process lasting 7.2 seconds was simulated numerically for 104 hours, using 8 processors of the cluster. The final results constitute: lateral displacements and accelerations of the representative points of the body and the lateral displacements of the gravity centres of the wheel sets. Exemplary time histories are presented in the study.

The main conclusions resulting from numerical simulations are as follows. The CAE software used in the study is a very effective tool for 3D numerical simulations of the MV-R system taking into consideration a curvilinear cross-section of the rail heads, the one-side contact of wheels and rails and the Coulomb friction. The simulations show that anti-symmetric unbalance rapidly tends to stable symmetric lateral vibrations of the bogies of frequency depended on the service velocity. The lateral vibration frequencies belong to the interval 1.7-4.2 Hz.

Keywords: dynamics of vehicles, Shinkansen rail-vehicle, rectilinear track, snaking, modelling, numerical simulation