

Analiza drgań pojazdów kolejowych w trakcie ich przejazdu przez nierówność progową toru

Danuta Bryja, Adam Popiołek



dr hab. inż. Danuta Bryja
prof. nadzw. PWR

Politechnika Wrocławska
Wydział Budownictwa Lądowego
i Wodnego
Katedra Mostów i Kolei
danuta.bryja@pwr.edu.pl



mgr inż. Adam Popiołek

Politechnika Wrocławska
Wydział Budownictwa Lądowego
i Wodnego
Katedra Mostów i Kolei
adam.popiolek@pwr.edu.pl

W ostatnich latach zauważa się w literaturze polskiej i światowej wzmożone zainteresowanie problemami dynamiki nawierzchni dróg kolejowych i podtorza. Jedną z przyczyn jest wyraźny wzrost prędkości eksploatacyjnych, związany z rozwojem kolei dużych prędkości. W kolejnych krajach na świecie powstają lub są planowane nowe linie kolejowe dostosowane do ruchu pociągów z dużymi prędkościami, modernizowana jest też sieć istniejąca. Przykładowo w Danii opracowano długoterminowy plan rozwoju sieci transportowej, którego częścią jest koncepcja zakładająca skrócenie czasu podróży między czterema głównymi miastami do jednej godziny, tzw. Hour Model [5]. Wdrożenie tej koncepcji wymaga dostosowania istniejących linii kolejowych do dużych prędkości i budowa linii nowych. W związku z tymi planami podejmowane są w duńskich ośrodkach naukowych intensywne prace badawcze, w celu przygotowania własnych systemów obliczeniowych umożliwiających symulację drgań oraz prognozę efektów dynamicznych specyficznych dla dużych prędkości ruchu [5].

Podobnie dzieje się w innych krajach, co spowodowało pojawienie się w literaturze wielu nowych publikacji, w których rozwijane są metody obliczeniowe i proponowane są coraz bardziej rozbudowane modele dynamiczne nawierzchni kolejowej i poruszających się po nich pociągów [1, 6, 7, 10, 12]. Badane są różne efekty dynamiczne, które przy konwencjonalnych prędkościach ruchu mogły być pominięte

jako mało istotne, a które nabierają znaczenia przy dużych prędkościach, rzędu 250 km/h i więcej. Wiele uwagi poświęca się na przykład analizie wpływu nierówności geometrycznych szyn i nieregularności w rozkładzie sztywności podłoża toru, badane są efekty interakcji konstrukcji z podłożem gruntowym a także tzw. efekty progowe, wynikające np. ze zmian konstrukcyjnych nawierzchni lub podtorza. Również w Polsce, w związku z postępującą modernizacją sieci kolejowej podejmowane są w różnych ośrodkach naukowych badania teoretyczne i numeryczne różnych zagadnień dynamiki toru kolejowego [4, 8, 11].

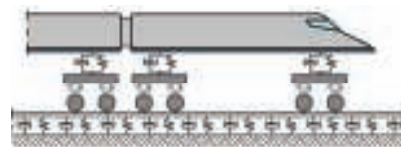
W większości publikacji, w których efekty dynamiczne obciążenia ruchomego są analizowane w sposób numeryczny, uwaga jest skupiona głównie na analizie drgań toru kolejowego, ewentualnie na drganiach podtorza gruntowego lub obiektu mostowego. Rzadkością są badania ukierunkowane na symulację numeryczną i ocenę drgań pojazdów kolejowych, uwzględniające sprzężenie drgań pojazdu z drganiami toru spoczywającego na odkształcalnym podłożu. Wynika to między innymi z trudności obliczeniowych, związanych z symulacją dostatecznie dokładnych przebiegów czasowych przyspieszeń drgań, które są czynnikiem decydującym o właściwej ocenie komfortu jazdy pasażerów i stopnia zużycia elementów konstrukcyjnych. Jednym z celów niniejszego artykułu jest pokazanie skali trudności, które trzeba pokonać, aby wygenerować przebiegi przyspieszeń drgań pojazdu kolejowego. Zasadniczym celem jest natomiast analiza przebiegów czasowych przemieszczeń pionowych drgań pojazdu kolejowego, w trakcie jego przejazdu z dużą prędkością przez nierówność progową toru. Nierówność progowa jest rozumiana jako nagła, skokowa zmiana sztywności podłoża toru, przy zachowaniu idealnej geometrii i pominięciu nierówności powierzchni tocznej szyn. Tego typu nierówność progowa występuje na przykład w miejscach zmiany typu konstrukcji nawierzchni kolejowej – z podsypkowej na bezpodsypkową, lub odwrotnie. Nierówności progowe występują też przy wjeździe i wyjeździe z tunelu, na przyczółkach mostowych, a także wtedy, gdy trasa linii kolejowej przebiega przez przejazd kolejowy lub nad przepustem [3, 11].

Rozważono sześć hipotetycznych przy-

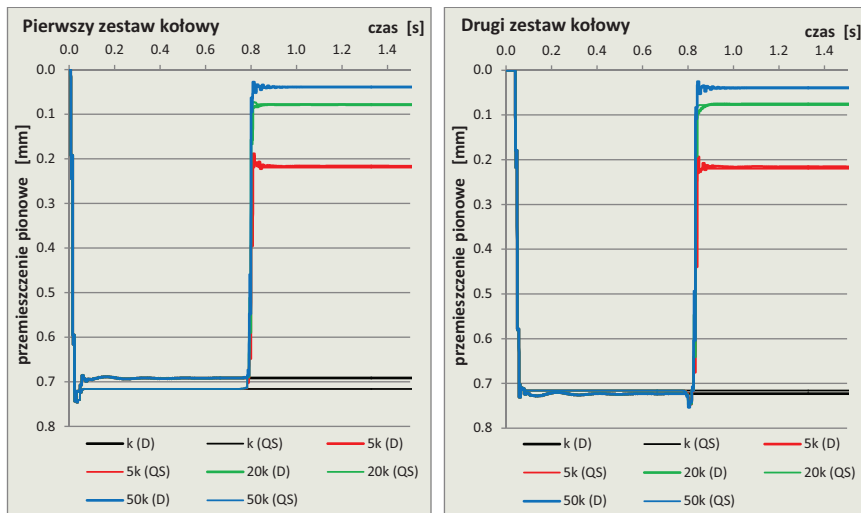
padków nierówności progowych, różniących się wielkością skoku nagłej zmiany sztywności podłoża toru. Analizie poddano drgania wybranego członu pociągu dużych prędkości – zespołu trakcyjnego typu Shinkansen, poruszającego się z prędkością 75 m/s, czyli 270 km/h. Wyznaczone przebiegi drgań porównano z wynikami uzyskanymi dla toru, w którym nierówność progowa nie występuje. Przedstawiono wnioski dotyczące wpływu nierówności progowej na pionowe przemieszczenia nadwozia i wózka jezdni pojazdu oraz dwóch kolejnych zestawów kołowych. Pokazano też przykładowe przebiegi przyspieszeń drgań pojazdu, obrazujące trudności obliczeniowe, które pojawiają się w analizie przyspieszeń.

Metoda analizy drgań

Do obliczeń zastosowano metodę numeryczną, którą autorzy opisali szczegółowo w pracach [2, 3], gdzie głównym tematem badań była analiza drgań toru z nierównościami progowymi, w aspekcie wpływu prędkości przejazdu pociągu. Zastosowana metoda uwzględnia ciągły rozkład masy i tłumienie materiałowe szyn, sprzężenie drgań toru i pojazdów kolejowych tworzących pełny skład pociągu oraz dwustopniowe, sprężysto-tłumiące zawieszenie pojazdów. Metoda jest przeznaczona do analizy pionowych drgań sprzężonego układu tor – pociąg, stąd model obliczeniowy układu jest modelem płaskim. Do wyprowadzenia równań ruchu toru z ciągłym rozkładem masy, spoczywającego na odkształcalnym podłożu, zastosowano metodę elementów skończonych w ujęciu Galerkin, przyjmując za punkt wyjścia równanie różniczkowe drgań belki Eulera na niejednorodnym podłożu sprężystym Winklera z tłumieniem wiskotycznym. Model dynamiczny pojazdu (członu zespołu trakcyjnego) przyjęto w postaci układu dyskretnego o 10-ciu stopniach swobody, który składa się z trzech sztywnych tarcz masowych, czterech mas skupionych oraz zespołu więzi sprężystych



1. Model układu tor – pociąg



2. Przebiegi czasowe pionowych przemieszczeń dwóch zestawów kołowych przedniego wózka, wyznaczone w trzech przypadkach nierówności progowej toru spowodowanej zwiększeniem sztywności podłoża (D – przemieszczenie dynamiczne, QS – przemieszczenie quasi-statyczne)

i tłumików wiskotycznych łączących elementy masowe (por. rysunek 1). Tarcze masowe modelują nadwozie pojazdu i wózki jezdne, natomiast masy skupione, pozbawione bezwładności obrotowej, reprezentują zestawy kołowe.

Przyjęto uproszczenie, że toczące się po szynach zestawy kołowe pozostają w pełnym kontakcie z szynami, pomijając w ten sposób zjawisko chwilowego odrywania się kół. Wskutek przyjętego uproszczenia, pionowe przemieszczenia zestawów kołowych są w każdej chwili równe ugięciom szyny w punktach kontaktu. Korzystając z tego faktu wyznaczono przemieszczenia dynamiczne zestawów kołowych – na podstawie równań ruchu sprzężonego układu tor – pociąg, oraz przemieszczenia statyczne – na podstawie równań statycznych, w których obciążeniem toru jest zestaw sił skupionych o stałych wartościach, równych statycznym naciskom zestawów kołowych.

Parametry obliczeniowe sprzężonego układu dynamicznego tor – pociąg

Przedmiotem badań jest przejazd pociągu przez nierówność progową, która znajduje się w środku odcinka toru o długości 120,0 m. Odcinek toru składa się więc z dwóch 60-metrowych części charakteryzujących się różną sztywnością podłoża. Tor stanowią dwie szyny typu UIC60. Sztywność giętnej belki zastępującej dwie szyny wynosi zatem 12831,0 kNm², a jej masa jednostkowa ma wartość 121,0 kg/m. Założono, że tłumienie wynikające z cech reologicznych materiału szyn jest określone czasem retardacji o wartości 2,1·10⁻⁵ s. Zgodnie z założeniami metody obliczeniowej przyjęto, że końce toru są utwierdzone a odcinek toru o długości 120,0 m jest dostatecznie długi,

aby efekty wynikające z warunków brzegowych zostały skutecznie wytłumione wskutek tłumienia geometrycznego (por. prace [2, 3]).

Charakterystyki podłoża toru są określone dwoma parametrami: parametrem tłumienia $c = 286,67$ kNs/m², który jest stały na całej długości 120-metrowego odcinka i współczynnikiem sprężystości o typowej wartości $k = 110\,000,0$ kN/m², która opisuje sztywność podłoża na odcinku dojazdowym o długości 60 m, zlokalizowanym przed nierównością progową. Rozpatrzono sześć przypadków nierówności progowej: w trzech przypadkach sztywność podłoża toru rośnie nagle od wartości k do wartości: $5k$, $20k$ lub $50k$, w kolejnych trzech maleje do wartości $k/5$, $k/20$ lub $k/50$. Po nagłym skoku, sztywność podłoża drugiej 60-metrowej części odcinka toru jest już stała – odpowiednio większa lub mniejsza niż na odcinku dojazdowym.

Do szczegółowych analiz wybrano pierwszy człon zespołu trakcyjnego typu Shinkansen, z rozproszonym napędem. Zespół jest złożony z ośmiu 25-metrowych powtarzalnych jednostek napędowych (członów). Parametry masowe pojedynczego członu są następujące: masa nadwozia z pełnym ładunkiem 36 000 kg, masa wózka jezdne 4 950 kg, masa zestawu kołowego 2 400 kg, biegunowy centralny moment bezwładności masy nadwozia 1,894·10⁶ kgm² a masy wózka 6,150·10³ kgm². Sztywność i tłumienie zawieszenia pierwszego stopnia wynoszą odpowiednio: 2540 kN/m i 19,63 kNs/m, a zawieszenia drugiego stopnia: 887 kN/m i 43,35 kNs/m. Odległość między osiami wózków jezdnych wynosi 17,5 m, między osiami zestawów kołowych 2,5 m. Statyczne naciski osiowe pociągu są jednokowe i wynoszą 136,1 kN.

Przebiegi czasowe przemieszczeń ob-

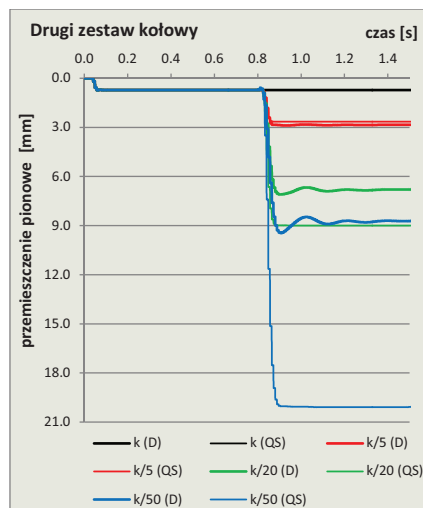
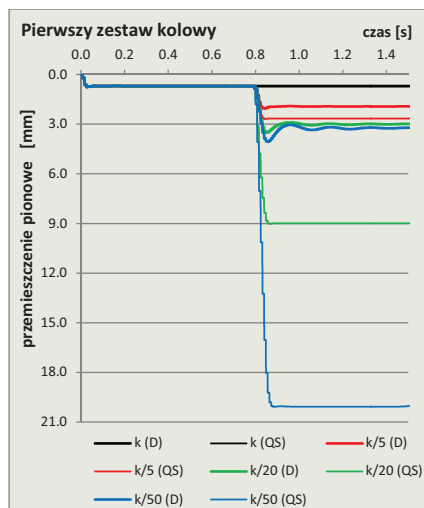
liczono przyjmując podział 120-metrowego odcinka toru na elementy skończone o długości 0,6 m, co daje łącznie 200 elementów i 398 dynamicznych stopni swobody. Biorąc pod uwagę, że drgania całego składu pociągu są zdefiniowane w bazie liczącej 48 dodatkowych stopni swobody, otrzymuje się w konsekwencji układ 446-ciu równań różniczkowych o zmiennych w czasie współczynnikach, które opisują ruch sprzężonego układu tor – pociąg. Równania te rozwiązywano numerycznie z użyciem bezwarunkowo stabilnego wariantu metody Newmarka, stosując krok czasowy 0,001 s. Warto zauważyć, że przy założonej prędkości jazdy pociągu 75 m/s, przejazd czoła pociągu przez 120-metrowy odcinek toru zajmuje 1,6 s. Wygenerowanie przebiegu drgań w czasie od 0 do 1,6 s wymaga zatem wykonania 1 600 kroków obliczeniowych, przy czym w każdym kroku są obliczane na nowo współczynniki 446-ciu równań różniczkowych i rozwiązywany jest układ 446-ciu algebraicznych równań kolkacji ([9]).

Przykładowe przebiegi przyspieszeń wyznaczono przy podziale toru na elementy skończone o długości 0,5 m, stosując do numerycznego całkowania równań ruchu krok czasowy o długości 0,0001 s. Przyjęcie wymienionych parametrów obliczeniowych prowadzi do zadania opisanego przez 526 równań, które są rozwiązywane przy zastosowaniu 16 000 kroków obliczeniowych. Jak będzie dalej pokazane, nie są to parametry wystarczające do uzyskania dostatecznej dokładności przyspieszeń.

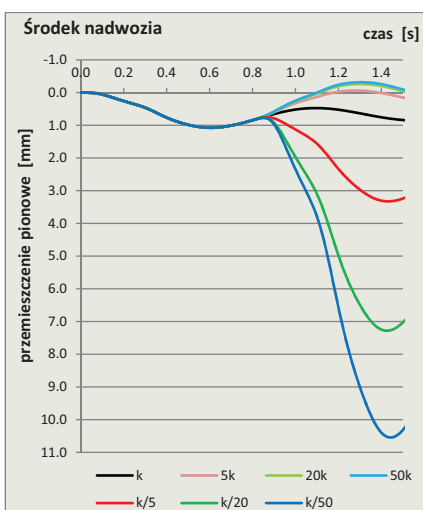
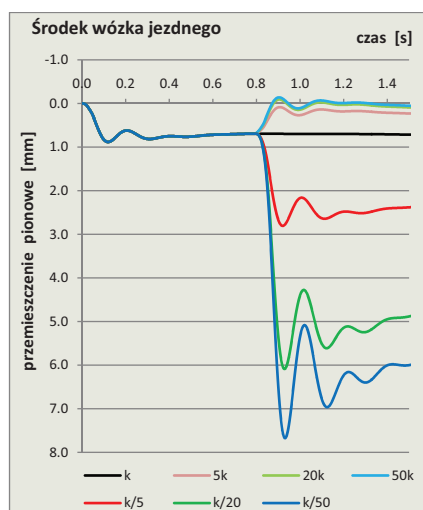
Przemieszczenia dynamiczne i statyczne zestawów kołowych

Na rysunku 2 pokazano przebiegi czasowe przemieszczeń pionowych dwóch zestawów kołowych przedniego wózka jezdne-go pierwszego członu pociągu, który przejeżdża przez nierówność progową toru z prędkością 75 m/s (270 km/h). Wykresy przebiegów odpowiadają trzem przypadkom nierówności progowej, w których sztywność toru rośnie: pięciokrotnie ($5k$), dwudziestokrotnie ($20k$) i pięćdziesięciokrotnie ($50k$). Na rysunku 3 przedstawiono analogiczne wykresy odpowiadające trzem innym przypadkom, gdzie sztywność toru maleje: pięciokrotnie ($k/5$), dwudziestokrotnie ($k/20$) i pięćdziesięciokrotnie ($k/50$).

Na obu rysunkach 2 i 3 porównano rozwiązania dynamiczne, oznaczone w legendzie rysunków symbolem D, z rozwiązaniami quasi-statycznymi oznaczonymi symbolem QS. Rozwiązania quasi-statyczne są rozwiązaniami statycznymi, wyznaczonymi w kolejnych położeniach zestawu sił skupionych równych statycznym naci-



3. Przebiegi czasowe pionowych przemieszczeń dwóch zestawów kołowych przedniego wózka, wyznaczone w trzech przypadkach nierówności progowej toru spowodowanej zmniejszeniem sztywności podłoża (D – przemieszczenie dynamiczne, QS – przemieszczenie quasi-statyczne)



4. Przebiegi czasowe pionowego przemieszczenia środka wózka jezdnego i środka nadwozia, wyznaczone w sześciu przypadkach nierówności progowej toru spowodowanej zmianą sztywności podłoża

skom osiowym kół, przy czym położenia te są określone przez kolejne chwile czasowe, w których są obliczane rozwiązania dynamiczne.

Każdy prezentowany przebieg pionowych drgań zestawu kołowego, a także przebiegi quasi-statyczne można podzielić na trzy charakterystyczne części. W części pierwszej widoczny jest niepożądany efekt początkowy, wynikający z utwierdzenia lewego brzegu toru. Efekt ten polega na narastaniu rozwiązania do wartości ustalonej, która charakteryzuje drugą część charakterystyczną przebiegu, odpowiadającą przejazdowi pociągu po odcinku poprzedzającym nierówność progową. Rozwiązania statyczne ustalają się bardzo szybko, natomiast rozwiązania dynamiczne oscylują wskutek propagacji efektu założenia warunków brzegowych (rysunek 2). Te początkowe oscylacje sukcesywnie gasną i rozwiązania dynamiczne, podobnie jak statyczne, ustalają się na stałym poziomie,

który odpowiada tzw. fali ustalonej, charakteryzującej tor o nieskończonej długości. Trzecia część każdego rozwiązania następuje po nagłej zmianie przemieszczenia wózka wskutek nierówności progowej i odpowiada przejazdowi pociągu po drugim, znacznie sztywniejszym fragmencie toru (rysunek 2) lub fragmencie o znacznie mniejszej sztywności (rysunek 3). W rozwiązaniach dynamicznych pojawia się tu efekt progowy spowodowany nagłą zmianą sztywności podłoża. W przypadku zwiększenia sztywności podłoża, efekt progowy ma postać krótkotrwałych drgań o niewielkiej amplitudzie, natomiast w przypadku zmniejszenia sztywności drgania wzbudzone gasną wolniej a ich amplituda początkowa jest wyraźnie większa.

Z analizy przedstawionych rezultatów wynikają inne ciekawe wnioski nie dotyczące bezpośrednio efektu progowego. Zgodnie z oczekiwaniami, zwiększenie sztywności podłoża toru, pięciokrotnie lub

większe, powoduje radykalne zmniejszenie pionowych przemieszczeń obu zestawów kołowych pojazdu. Przemieszczenia dynamiczne ustalają się wtedy na poziomie statycznym, jednakowym dla obu zestawów kołowych. Przy typowej sztywności podłoża, przyjętej za wartość porównawczą k , przemieszczenia dynamiczne pierwszego i drugiego zestawu kołowego różnią się, co widać na rysunku 2. Zmniejszanie sztywności podłoża poniżej wartości porównawczej k powoduje pogłębianie się różnicy między przemieszczeniami dynamicznymi zestawów kołowych przedniego wózka pojazdu (por. rysunek 3). Przemieszczenia dynamiczne drugiego zestawu kołowego, licząc od czoła pociągu, są generalnie większe niż pierwszego, co oznacza, że w trakcie jazdy z dużą prędkością wózek jezdny jest odchylony – jego przód jest uniesiony względem tyłu. Odchylenie jest tym większe im mniejsza jest sztywność podłoża toru. Ten efekt jest podobny do wpływu rosnącej prędkości ruchu pociągu [2]. Warto zauważyć, że przy małej sztywności podłoża przemieszczenia dynamiczne obu zestawów kołowych są mniejsze od przemieszczeń statycznych, co oznacza, że efekty dynamiczne jazdy z dużą prędkością powodują odciążenie przodu całego pojazdu (pierwszego członu zespołu trakcyjnego). Wraz ze zwiększaniem sztywności podłoża, efekt ten maleje, co powoduje, że przy sztywności $k/5$ i k przemieszczenie dynamiczne drugiego koła jest już nieco większe od statycznego.

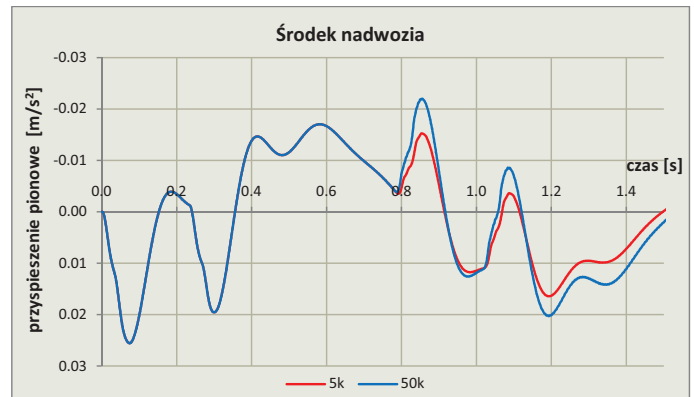
Drgania wózka jezdnego i nadwozia pojazdu

Na rysunku 4 pokazano przebiegi drgań obserwowanych w środku wózka jezdnego i w środku nadwozia pierwszego członu zespołu trakcyjnego jadącego z prędkością 270 km/h. W przemieszczeniach wózka jezdnego wyraźnie ujawnia się efekt progowy, tym większy im słabsze jest podłożo toru po przekroczeniu nierówności progowej. Pięciokrotne zmniejszenie sztywności podłoża powoduje prawie czterokrotny nagły wzrost dynamicznego przemieszczenia wózka – od około 0,7 mm do 2,8 mm, po czym pojawiają się gasnące drgania o wyjściowej amplitudzie rzędu kilku milimetrów. W przypadku nagłego zwiększenia sztywności podłoża obserwujemy raptowne zmniejszenie przemieszczenia wózka prawie do zera, ale następujące potem drgania są praktycznie pomijalne, ich amplituda jest nieznaczna.

Drgania nadwozia charakteryzuje znacznie mniejsza częstość w porównaniu z drganiami wózka i zestawów kołowych. Związany z niską częstością duży okres



5. Przebiegi czasowe pionowego przyspieszenia środka wózka jezdnego, wyznaczone w dwóch wybranych przypadkach nierówności progowej toru



6. Przebiegi czasowe pionowego przyspieszenia środka nadwozia, wyznaczone w dwóch wybranych przypadkach nierówności progowej toru

drgań powoduje, że efekt początkowy wynikający z wjazdu na obiekt utrzymuje się długo. Osiągnięcie ustalonego stanu drgań, charakterystycznego dla ruchu po torze nieskończenie długim i analiza efektu progowego w odniesieniu do stanu ustalonego wymagałyby znacznego zwiększenia długości odcinka dojazdowego toru. Niemniej, na rysunku 4 widoczne są już pewne cechy charakteryzujące drgania nadwozia podczas przejazdu przez nierówność progową. Nagłe zwiększenie sztywności podłoża toru nie powoduje nagłego wzrostu przemieszczenia nadwozia, który pojawia się w przebiegu przemieszczenia wózka i zestawów kołowych. Przemieszczenie środka nadwozia łagodnie maleje i oscyluje z dużym okresem wokół zera. Podobnie jest w przypadku nagłego zmniejszenia sztywności, ale co najwyżej pięciokrotnie. Większe osłabienie podłoża powoduje bowiem duży i szybki przyrost przemieszczenia dynamicznego, znacząco większy niż w przypadku wózka, ale nie tak raptowny. Następujące potem drgania prawdopodobnie mają dość duże amplitudy, ale będą odbywały się stosunkowo łagodnie z uwagi na długi okres drgań. Do obserwacji

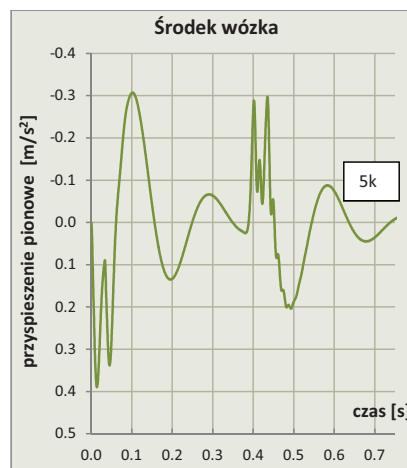
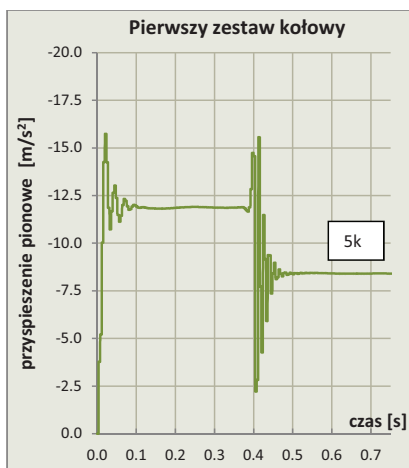
tych drgań konieczne byłoby znaczące wydłużenie odcinka toru za nierównością progową, co wiązałoby się z dużymi nakładami obliczeniowymi.

Przyspieszenia drgań wózka jezdnego i nadwozia pojazdu

Badanie drgań pojazdu nie powinno ograniczać się do przemieszczeń. Zasadnicze znaczenie z punktu widzenia komfortu jazdy mają bowiem przyspieszenia drgań. Biorąc pod uwagę wyniki wcześniejszych badań dotyczących drgań toru kolejowego [2, 3], do obliczenia przyspieszeń zastosowano w tej pracy inne parametry metody obliczeniowej niż w przypadku przemieszczeń – mniejszą długość elementu skończonego: 0,5 m zamiast 0,6 m i krótszy krok całkowania numerycznego równań ruchu: 0,0001 s zamiast 0,001 s. Nowe wartości parametrów nie byłyby jeszcze wystarczające do wygenerowania dostatecznie dokładnych przebiegów przyspieszeń drgań toru [3], ale założono wstępnie, że będą dostateczne w przypadku pojazdu, którego drgania są kształtowane przez formy własne o niższych częstotliwościach.

Na rysunku 5 przedstawiono przykładowe przebiegi przyspieszenia drgań wózka jezdnego. Jak widać, są one obciążone błędami numerycznymi – przebieg przyspieszeń jest zdegenerowany przez pasożytniczą wysokoczęstotliwościową oscylację o narastającej amplitudzie. Jest to konsekwencja zbyt małej dokładności wyznaczenia drgań toru, które przenoszą się na drgania wózka poprzez więzi łączące wózek z zestawami kołowymi drgającymi wspólnie z torem. Pasożytnicza oscylacja nie ujawnia się w drganiach środka nadwozia, pokazanych na rysunku 6, co oznacza, że drgania szyn w niewielkim stopniu przenoszą się na nadwozie, są skutecznie wytłumione przez układ zawieszenia drugiego stopnia. Oznacza też, że przyjęte parametry obliczeniowe są właściwe do analizy przyspieszeń drgań nadwozia.

Do analizy przyspieszeń drgań wózka jezdnego a także zestawów kołowych konieczne jest zwiększenie dokładności obliczeń. Wskazują na to wyniki wstępnych obliczeń przeprowadzonych przy podziale toru na elementy skończone o długości 0,3 m i założeniu długości kroku całkowania 0,00005 s. Obliczenia przeprowadzono dla skróconego, 60-metrowego odcinka toru, w którym nierówność progowa występuje jak poprzednio – w środku odcinka, i stanowi nagłe pięciokrotne zwiększenie sztywności podłoża. Wygenerowane przebiegi przyspieszeń pionowych drgań pierwszego zestawu kołowego i środka wózka jezdnego pokazano na rysunku 7. Jak widać, przy tej dokładności obliczeń nie pojawia się w przebiegach przyspieszeń pasożytnicza oscylacja wysokoczęstotliwościowa. Należy jednak zwrócić uwagę na fakt, że wyznaczenie analogicznych rozwiązań dla 120-metrowego odcinka toru byłoby bardzo czasochłonne, ponieważ w każdym kroku obliczeń rozwiązywany byłby układ 846-ciu równań, przy czym liczba kroków wzrosłaby do 32 000. Trzeba też zauważyć, że bezpośrednia obserwacja numeryczna



7. Przebiegi czasowe pionowego przyspieszenia drgań pierwszego zestawu kołowego i środka wózka jezdnego, wyznaczone przy podziale 60-metrowego odcinka toru na elementy skończone o długości 0,3 m i długości kroku całkowania 0,00005 s

przy niższych prędkościach przejazdu pociągu wymagałaby wydłużenia czasu obserwacji, co zwiększyłoby znacznie liczbę kroków obliczeń

Stąd wynika wniosek, że parametry metody obliczeniowej powinny być dobrane w zależności od postawionego celu obliczeń. Jeśli za główny cel będzie przyjęta analiza przyspieszeń drgań nadwozia pojazdu kolejowego, to nie ma potrzeby tak dużego zwiększania dokładności obliczeń jak w przypadku analizy przyspieszeń wózka czy zestawów kołowych. Należałoby jednak zwiększyć długość odcinka toru, ponieważ odcinek 120-metrowy jest zbyt krótki, aby właściwie ocenić drgania nadwozia pojazdu. Dokładniejsza analiza przyspieszeń drgań pojazdu, ukierunkowana na badanie wpływu nierówności progowych różnego typu będzie przedmiotem dalszych badań, przy czym badania te muszą być poprzedzone pracami optymalizującymi algorytm obliczeniowy w celu skrócenia czasu obliczeń.

Podsumowanie i wnioski

W artykule przedstawiono analizę numeryczną wpływu nierówności progowej toru na drgania zestawów kołowych, wózka jezdnego i nadwozia pojazdu kolejowego stanowiącego pierwszy człon zespołu trakcyjnego typu Shinkansen, poruszającego się z dużą prędkością. Zbadano efekt nagłej zmiany sztywności podłoża toru, rozważając różne hipotetyczne wielkości skoku sztywności skutkujące wzmocnieniem lub osłabieniem podłoża. Na podstawie przebiegów czasowych przemieszczeń dynamicznych i quasi-statycznych stwierdzono, że:

- nagłe, skokowe zmiany sztywności podłoża toru powodują raptowne zmiany pionowych przemieszczeń zestawów kołowych i wózka jezdnego, natomiast zmiana przemieszczenia obserwowanego w środku nadwozia następuje znacznie łagodniej, chociaż jest większa;
- dynamiczny efekt progowy w postaci drgań obserwowanych bezpośrednio po wjeździe pociągu na odcinek toru o innej sztywności ma charakter obciążenia uderzeniowego (impulsu); w przypadku wózka jezdnego i zestawów kołowych efekt ten szybko zanika, natomiast drgania nadwozia mają większą amplitudę początkową i dużo większy okres, stąd gasną znacznie wolniej;
- raptowne, duże osłabienie podłoża toru wpływa znacznie niekorzystniej na drgania pojazdu niż nagłe zwiększenie sztywności podłoża; przyrost

przemieszczeń jest relatywnie duży, podobnie jak amplituda drgań następujących po przejeździe przez nierówność progową.

Wstępne wyniki analiz przyspieszeń drgań elementów konstrukcyjnych pojazdu pozwoliły sformułować następujące wnioski:

- nagłe zwiększenie sztywności nawierzchni kolejowej wpływa bardzo niekorzystnie na przyspieszenia drgań zestawów kołowych; już przy pięciokrotnym wzroście sztywności pojawia się duży efekt progowy w postaci szybkozmennych oscylacji przyspieszeń o dużych amplitudach (por. rysunek 7);
- zawieszenie pierwszego stopnia (między zestawami kołowymi i wózkiem) skutecznie wytłumia oscylacje przyspieszeń zestawów kołowych; efekt progowy w przyspieszeniach drgań wózka jest widoczny, ale amplitudy oscylacji przyspieszeń są małe nawet przy pięćdziesięciokrotnym wzroście sztywności podłoża;
- parametry sztywności i tłumienia układu zawieszenia drugiego stopnia (między wózkiem jezdnym i nadwoziem pojazdu) są bardzo dobrze dobrane przez konstruktorów, zapewniają bardzo dobry komfort jazdy – przyspieszenia drgań nadwozia są nieznaczne a efekt progowy prawie nieodczuwalny (por. rysunek 6).

Przedstawione wyniki analiz numerycznych pozwalają lepiej zrozumieć naturę drgań pojazdów kolejowych przy przejeździe z dużą prędkością przez nierówność progową toru, spowodowaną zarówno nagłym zwiększeniem jak i zmniejszeniem sztywności podłoża. Zastosowana metoda obliczeniowa pozwala wykonywać podobne obliczenia, mające na celu na przykład dobór charakterystyk układu zawieszenia pojazdów kolejowych lub prognozę i ocenę efektów progowych odpowiadających konkretnym, spotykanym w praktyce nierównościom progowym toru. Metoda wymaga jednak dalszych modyfikacji w celu skrócenia nadmiernie długiego czasu obliczeń, potrzebnego do symulacji technicznie dokładnych przebiegów czasowych przyspieszenia drgań. ◀

Materiały źródłowe

- [1] Auersch L.: The excitation of ground vibration by rail traffic: theory of vehicle-track-soil interaction and measurements on high-speed lines, *Journal of Sound and Vibration*, 284 (1-2), 103–132, 2005.
- [2] Bryja D., Gisterek I., A. Popiołek: Analiza numeryczna wpływu nierówności progowej na drgania toru kolejowego

spowodowane przejazdem pociągu dużych prędkości, *Materiały Konf. „Projektowanie, budowa i utrzymanie infrastruktury w transporcie szynowym”, INFRASZYN 2015*, Zakopane, 22-24 kwietnia 2015, Wydawnictwo Naukowe Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom, s. 29-44, 2015.

- [3] Bryja D., Gisterek I., A. Popiołek: A computational method for acceleration analysis of a railway track with a stiffness discontinuity, *Proc. of the Fifteenth International Conf. on Civil, Structural and Environmental Engineering Computing, CC2015*, paper 132, Editors: J. Kruis, Y. Tsompanakis and B.H.V. Topping, Civil-Comp Press, Stirlingshire, Scotland, 2015.
- [4] Bryja D., Hołubowski R., Gisterek I.: Stochastyczny model podsypki w analizie drgań toru kolejowego, *Technika Transportu Szynowego*, 4, 52-54, 2013.
- [5] Bucinskas P., Agapii L., Sneideris J., Andersen L.V.: Numerical modelling of the dynamic response of high-speed railway bridges considering vehicle-structure and structure-soil-structure interaction, in: *Computational Techniques for Civil and Structural Engineering*, Chapter 6, Saxe-Coburg Publications, Stirlingshire, Scotland, 2015.
- [6] Costa P. Alves, Calçada R., Cardoso A. Silva, Bodare A.: Influence of soil non-linearity on the dynamic response of high-speed railway tracks, *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 30(4), 221–235, 2010.
- [7] Galvin P., Romero A., Dominguez J.: Fully three-dimensional analysis of high-speed train-track-soil-structure dynamic interaction, *Journal of Sound and Vibration*, 329(24), 5147 – 5163, 2010.
- [8] Kukulski J.: Wybrane aspekty modelowania nawierzchni kolejowej, jej części składowych oraz podtorza, *Problemy Kolejnictwa*, 53 (148), 207-228, 2009.
- [9] Langer J.: *Dynamika Budowli*, Wyd. Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1980.
- [10] Sheng X., Jones C.J.C., Thompson D.J.: A theoretical model for ground vibration from trains generated by vertical track irregularities, *Journal of Sound and Vibration*, 272(3-5), 937 – 965, 2004.
- [11] Sołkowski J.: Zarys analizy efektu progowego przy łączeniu nawierzchni podsypkowych z innymi typami nawierzchni, *Technika Transportu Szynowego*, 12, 59-65, 2009.
- [12] Varandas J.N., Hölscher P., Silva M.A.G.: Dynamic behaviour of railway tracks on transitions zones, *Computers & Structures*, 89(13-14), 1468–1479, 2011.