

# Drgania sieci trakcyjnej spowodowane przejazdem pociągu dużych prędkości przez nierówność progową toru kolejowego

## Vibrations of the overhead catenary caused by the passage of a high-speed train through the track stiffness discontinuity



**Danuta Bryja**

*Dr hab. inż. prof. PWR*

*Katedra Mostów i Kolej, Wydział Budownictwa Lądowego i Wodnego, Politechnika Wroclawska*

*danuta.bryja@pwr.edu.pl*



**Adam Popiołek**

*Mgr inż.*

*Katedra Mostów i Kolej, Wydział Budownictwa Lądowego i Wodnego, Politechnika Wroclawska*

*adam.popiolek@pwr.edu.pl*

**Streszczenie:** W pracy przedstawiono metodykę symulacji drgań kolejowej sieci trakcyjnej, spowodowanych przejazdem pociągu przez nierówność progową toru. W koncepcji algorytmu symulacyjnego uwzględniono interakcję dynamiczną pomiędzy pantografami i górną siecią jezdnią oraz nieliniowość wynikającą ze specyfiki pracy linek wieszakowych, które nie przenoszą ściskania – przenoszą tylko siły rozciągające. Uwzględniono także sprzężenie drgań toru i pojazdów szynowych. Zgodnie z fizyką zjawiska nie uwzględniono natomiast wpływu drgań sieci trakcyjnej przenoszonych przez pantografy na pojazd kolejowy, co pozwoliło podzielić algorytm symulacyjny na dwa etapy i opracować dwa programy komputerowe o ustalonej hierarchii działania. W pierwszym etapie symulacji wyznaczane są przebiegi czasowe drgań i prędkości drgań tych członów pociągu, na których zamontowane są pantografy. W drugim etapie, wyznaczone wcześniej przebiegi stanowią dane wejściowe a obliczane są charakterystyki drgań sieci trakcyjnej i przebieg zmian w czasie siły kontaktowej między pantografem i przewodem jezdnią. W pracy przedstawiono przykłady symulacji drgań pojazdu szynowego obserwowanych w czasie rzeczywistym w teoretycznym punkcie zamocowania podstawy pantografu. Pokazano także wyniki drugiego etapu symulacji: wybrane przebiegi drgań pantografu i pięcioprzęsłowego odcinka sieci trakcyjnej oraz oscylacje siły nacisku stykowego pantografu na przewód jezdny. Oceniono wpływ efektu progowego związanego z nierównością progową toru kolejowego.

**Słowa kluczowe:** *Symulacja drgań; Sieć trakcyjna; Pantografy; Pociąg dużych prędkości; Tor kolejowy; Nierówność progowa*

**Abstract:** The paper presents the methodology for simulating vibrations of the railway catenary, caused by the passage of the train through the track stiffness discontinuity. The concept of the simulation algorithm takes into account the dynamic interaction between pantographs and the overhead contact wire as well as nonlinearity resulting from the specificity of the droppers behaviour, which do not carry compression - they only carry tensile forces. The coupling of track and rail vehicles vibrations is also included. According to physics, the effect of vibrations of the catenary carried by pantographs on the railway vehicle was not taken into account, which allowed to divide the simulation algorithm into two stages and develop two computer programs with a defined hierarchy of operation. In the first stage of the simulation, the time-histories of vibrations and vibration velocities of those train cars, on which the pantographs are mounted, are calculated. In the second stage, the previously calculated time-histories are set as the input data and the vibration characteristics of the catenary and contact force between pantograph and the contact wire are calculated. The paper presents examples of vibration simulations of a rail vehicle observed in real time at the theoretical point of the pantograph base. The results of the second stage of the simulation were also shown: selected vibration time-histories of the pantograph and the five-span section of the catenary, and oscillations of the contact force between pantograph and the contact wire. The impact of the track stiffness discontinuity on catenary vibration was assessed.

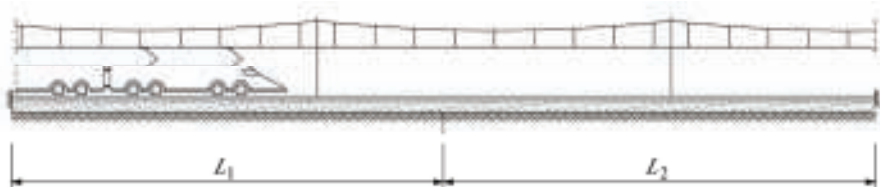
**Keywords:** *Vibration simulations; Overhead catenary; Pantographs; High-Speed train; Railway track; Track stiffness discontinuity*

W ostatnich dwudziestu latach pojawiło się w literaturze światowej dużo publikacji poświęconych dynamice kolejowych sieci trakcyjnych. Przedmiotem wielu z nich jest formułowanie i testowanie różnych metod obliczeniowych przeznaczonych do symulacji oddziaływania dynamicznego pomiędzy pantografem i górną siecią jezdnią trakcji elektrycznej. Obszerny przegląd tego typu publikacji przedstawiony jest np. w pracach zespołu prof. J. Pombo [1],

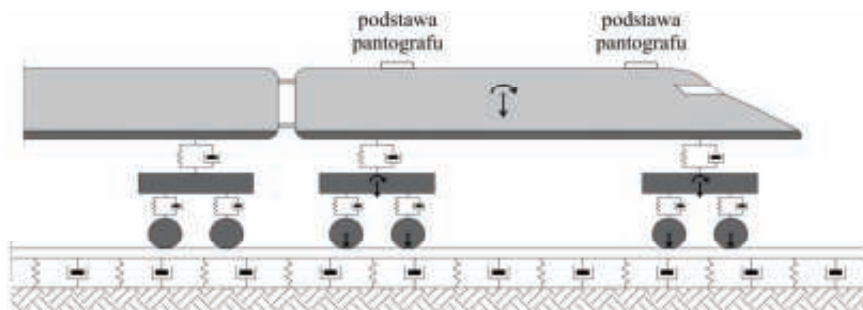
[2]. W wymienionych pracach, a także w pracy [3] można znaleźć szczegółowy opis warunków eksploatacji sieci trakcyjnych i pantografów, a w tym czynników wpływających na jakość odbioru prądu oraz stan techniczny sieci jezdnej i nakładek stykowych pantografów. Za jeden z głównych czynników, a nawet za czynnik zasadniczy w przypadku kolei dużych prędkości uznaje się wzajemne oddziaływanie dynamiczne między pantografem i

siecią jezdnią. Fakt ten uzasadnia duże zainteresowanie naukowców metodami symulacji drgań sieci trakcyjnych z uwzględnieniem ich współpracy z pantografami. Ma też odzwierciedlenie w przepisach, m. in. w normach [4], [5] i w Rozporządzeniu Komisji (UE) nr 1301/2014 wprowadzającym techniczną specyfikację interoperacyjności (TSI) podsystemu „Energia” [6], którego składnikiem jest sieć trakcyjna.

Według normy [4]: „badania teore-



1. Schemat sprężonego układu tor – pociąg – sieć trakcyjna



2. Model dynamiczny podukładu tor – pociąg z zaznaczeniem stopni swobody pojazdu szynowego

tyczne dynamicznego oddziaływania między pantografem a siecią jezdnią górną za pomocą symulacji komputerowej umożliwiają uzyskanie większej ilości informacji o systemie i minimalizację kosztów badań sieci". Mając powyższe na uwadze, autorzy metod symulacyjnych ciągle udoskonalają opracowane algorytmy, tak, aby coraz lepiej opisywały rzeczywiste warunki eksploatacji sieci. Mimo tych starań, jak dotąd nie uwzględniano wpływu wymuszenia kinematycznego drgań pantografów na drgania sieci. Zwykle pomija się pionowe drgania podstawy pantografu zamocowanej do dachu nadwozia pojazdu szynowego, chociaż w rzeczywistości rejestrowane są drgania pojazdu w układzie pociąg – tor. Wyjątkiem jest praca zespołu J. Ambrósio i in. [7], w której zasygnalizowano problem wymuszenia kinematycznego, ale nie przedstawiono jasnej procedury obliczeniowej, która pozwoliłaby zbadać wpływ tego wymuszenia na drgania sieci trakcyjnej. Należy tu podkreślić, że z uwagi na efektywne resorowanie pociągów dużych prędkości, wpływ ten jest prawdopodobnie pomijalnie mały, jeśli drgania pojazdów są wymuszone tylko drobnymi nierównościami powierzchni tocznej szyn lub niewielkim zużyciem obręczy kół. Może być natomiast istotny w przypadku incydentalnych drgań spowodowanych przejazdem pociągu przez nierówność progową toru, szczególnie przejazdu z dużą prędkością.

Przez nierówność progową rozumiemy nagłą, skokową zmianę sztywności podłoża toru, pojawiającą się wskutek nieciągłości konstrukcji nawierzchni kolejowej lub podtorza – na przykład w miejscu zmiany nawierzchni podsypkowej na bezpodsypkową, na wyjazdach lub wjazdach na obiekty inżynieryjne (mosty, tunele, przepusty). Przejazd pociągu przez nierówność progową znacząco zwiększa oddziaływanie dynamiczne, ma niekorzystny wpływ zarówno na pojazd jaki i nawierzchnię szynową [8] – [10]. Wstępne stwierdzenie, czy ten niekorzystny wpływ przenosi się także na sieć trakcyjną przyjęto za praktyczny cel tej pracy. Zostaną pokazane pierwsze wyniki badań numerycznych przeprowadzonych za pomocą dwóch autorskich programów obliczeniowych, opracowanych na podstawie algorytmów opisanych przez autorów w pracach [9] – [12].

Głównym celem niniejszej pracy jest przedstawienie metodyki symulacji drgań sieci trakcyjnej spowodowanych przejazdem pociągu przez nierówność progową toru. W koncepcji algorytmu symulacyjnego uwzględniono interakcję dynamiczną pomiędzy pantografami i górną siecią jezdnią oraz nieliniowość wynikającą ze specyfiki pracy linii wieszakowych, które nie przenoszą ściskania – przenoszą tylko siły rozciągające. Uwzględniono także sprzężenie drgań toru i pojazdów szynowych. Zgodnie z fizyką zjawiska

nie uwzględniono natomiast wpływu drgań sieci trakcyjnej przenoszonych przez pantografy na pojazd kolejowy, co pozwoliło podzielić algorytm symulacyjny na dwa etapy i opracować dwa programy komputerowe o ustalonej hierarchii. W pierwszym etapie wyznaczone są przebiegi czasowe drgań i prędkości drgań tych członów pociągu, na których zamontowane są pantografy. W drugim etapie symulacji, wyznaczone wcześniej przebiegi stanowią dane wejściowe a obliczane są charakterystyki drgań sieci trakcyjnej i przebieg zmian w czasie siły kontaktowej między pantografem i przewodem jezdny. W pracy przedstawiono przykłady symulacji drgań pojazdu szynowego obserwowanych w czasie rzeczywistym w teoretycznym punkcie zamocowania podstawy pantografu. Pokazano także wyniki drugiego etapu symulacji: wybrane przebiegi drgań pantografu i pięcioprzęsłowego odcinka sieci trakcyjnej oraz oscylacje siły nacisku stykowego pantografu na przewód jezdny. Oceniono wpływ efektu progowego związanego z nierównościami progową toru kolejowego.

## Model obliczeniowy sprężonego układu tor – pociąg – sieć trakcyjna

W układzie tor – pociąg – sieć trakcyjna, pokazanym schematycznie na rys. 1, wyróżniono dwa podukłady: (1) tor – pociąg i (2) sieć trakcyjna – pantografy, które są elementem konstrukcyjnym pociągu. W obu podukładach występuje wewnętrzne sprzężenie zwrotne między głównymi elementami, tzn. oddziaływanie między torem a pociągiem jest wzajemne i wzajemne jest oddziaływanie między pantografami i siecią trakcyjną. Fizycznym miejscem styku dwóch wyróżnionych podukładów: (1) i (2) jest podstawa pantografu (rys. 2 i 3). Przyjęto, że jest to styk punktowy – dwupunktowy, jeśli w układzie są dwa pantografy a jednopunktowy w przypadku jednego pantografu. Sprzężenie między podukładami jest tzw. sprzężeniem wprzód – w kierunku od podukładu (1) do (2), tzn. nie uwzględnia się wpływu drgań podukładu (2) na (1). Model obliczeniowy układu tor – po-

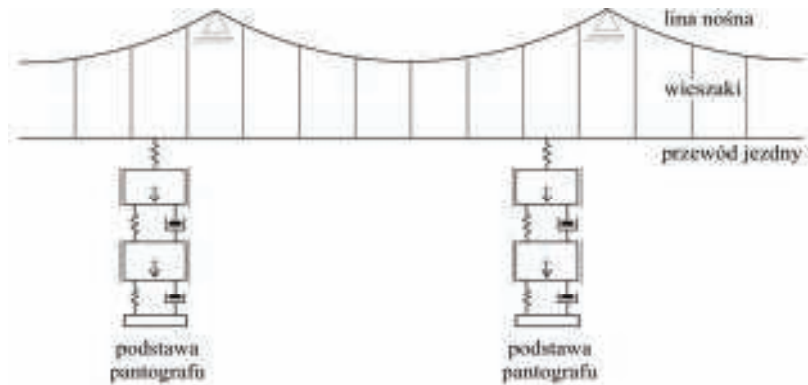
ciąg – sieć trakcyjna jest modelem 2D (płaskim), docelowo ukierunkowanym na analizę pionowych drgań przewodu jezdny sieci trakcyjnej i analizę dynamicznej siły kontaktowej między pantografem i przewodem jezdny.

## Podukład (1)

Model dynamiczny podukładu pokazano na rys. 2. Założono, że pociąg jest elektrycznym zespołem trakcyjnym złożonym z powtarzalnych członów, poruszającym się ze stałą prędkością. Na dwóch wybranych członach pociągu lub jednym są zamontowane łącznie co najwyżej dwa pantografy. Każdy człon pociągu ma niezależne dwustopniowe zawieszenie i składa się ze sztywnego nadwozia, dwóch sztywnych wózków jezdnych i czterech zestawów kołowych. Jest układem dynamicznym o 10-ciu dynamicznych stopniach swobody.

Tor kolejowy jest belką Eulera – Bernoulliego, spoczywającą na podłożu sprężystym Winklera z tłumieniem. Na granicy odcinków toru o długościach  $L_1$  i  $L_2$  (por. rys. 1) występuje nierówność progowa w postaci nagłej skokowej zmiany sztywności podłoża sprężystego: od wartości  $k_1$  do  $k_2$ . Tor z nierównością progową jest modelowany przy użyciu MES w ujęciu Galerki, z zastosowaniem belkowych elementów skończonych Eulera z ciągłym rozkładem masy, spoczywających na ciągłym nieinercyjnym podłożu liniowo lepko-sprężystym. Przyjęto założenie, że koła pojazdów pozostają cały czas w pełnym kontakcie z szyną, co jest pewną niedomogą modelu, ale może być stosunkowo łatwo poprawione przez wprowadzenie więzi kontaktowej typu Hertza.

Równania ruchu sprzężonego układu tor – pociąg wyprowadzono stosując metodę opisaną szczegółowo w pracach [9] i [10]. Są to równania różniczkowe drugiego rzędu względem czasu, o zmiennych w czasie współczynnikach. Układ równań ruchu sprowadza się do znanej w literaturze postaci macierzowej



3. Model podukładu sieć trakcyjna – pantografy z zaznaczeniem stopni swobody pantografów

$$\mathbf{B}_{(1)}(t)\ddot{\mathbf{q}}_{(1)}(t) + \mathbf{C}_{(1)}(t)\dot{\mathbf{q}}_{(1)}(t) + \mathbf{K}_{(1)}(t)\mathbf{q}_{(1)}(t) = \mathbf{f}_{(1)}(t) \quad (1)$$

Rozwiązaniem układu równań (1) są przebiegi czasowe współrzędnych uogólnionych  $\mathbf{q}_{(1)}(t)$  oraz ich prędkości  $\dot{\mathbf{q}}_{(1)}(t)$  i przyspieszeń  $\ddot{\mathbf{q}}_{(1)}(t)$ .

Zbiór współrzędnych uogólnionych obejmuje ugięcia i obroty węzłów podziału toru na elementy skończone oraz przemieszczenia i obroty tarcz masowych tworzących dynamiczny model pociągu.

## Podukład (2)

Przyjęty model dynamiczny podukładu został przedstawiony schematycznie na rys. 3. Model ten jest analogiczny do opisanego szczegółowo w pracach [11] i [12], ale zawiera niewielkie modyfikacje w zakresie definicji linii wieszakowych i pantografów. Górna sieć jezdna, podobnie jak w modelu wyjściowym jest wieszarem ciągnowym złożonym z wieloprzęstowej liny nośnej i przewodu jezdny, który jest podwieszony do liny za pośrednictwem linii wieszakowych. Lina nośna jest wiotkim ciągnem podpartym przesuwnie na sztywnych podporach zlokalizowanych na tym samym poziomie. W stanie nieobciążonym, trasa liny nośnej jest paraboliczna w obrębie każdego przęsła a przewód jezdny jest ciągnem prostoliniowym, czyli struną. Oba te elementy są napięte siłami naciągu, które wynikają z działania urządzeń naprężających sieć jezdny. Analizowany odcinek sieci składa się z zadanej liczby przęseł, która obejmuje jedną sekcję naprężania.

Wiotkie linki wieszakowe są modelowane za pomocą nieinercyjnych więzi sprężystych, które nie przenoszą ściskania, są to zatem więzi o charakterystyce nieliniowej. Ich sztywność na rozciąganie jest jednakowa i stała, wynosi  $k_T$ . W odróżnieniu od modelu wyjściowego, linki wieszakowe mogą mieć przy ścisaniu sztywność zerową, ale mogą też zachowywać niewielką sztywność resztkową (rezydującą) charakteryzującą zachowanie linek w trakcie tzw. poluzniania, czyli utraty kształtu, która jest odpowiednikiem wybożenia. Sztywność wieszaków na ściskanie zdefiniowano wzorem  $k_s = \kappa k_T$ , gdzie współczynnik  $\kappa$  określa wartość sztywności resztkowej jako niewielki procent sztywności na rozciąganie – np. 1%. Przyjęcie  $\kappa = 0$  jest równoznaczne z zerową sztywnością linek na ściskanie.

Drgania wieszara ciągnowego z ciągłym rozkładem masy są wyznaczone metodą aproksymacyjną Lagrange’a – Ritza, przy założeniu, że przewód jezdny jest obciążony przejazdem pantografów. Pantografy są traktowane jako płaskie układy dynamiczne o dwóch stopniach swobody (rys. 3), ale można je łatwo rozbudować do układów o kilku stopniach swobody. W odróżnieniu od modelu wyjściowego opisanego w pracach [11] i [12], podstawa pantografu nie jest nieruchoma, jej ruch w kierunku pionowym jest determinowany drganiami pojazdu szynowego w teoretycznych punktach styku podukładów (1) i (2). Przyjęto zatem, że pionowy ruch podstawy pantografu jest opisany funkcjami  $W_J^p(t)$  i  $\dot{W}_J^p(t)$  określającymi przemieszczenie i prędkość drgań w punkcie styku  $J$ , który jest równocześnie numerem pantografu.



Funkcje te wyznacza się na podstawie rozwiązania układu równań ruchu (1).

Po uwzględnieniu opisanych modyfikacji, równania ruchu podukładu sieć trakcyjna – pantografy można zapisać w ogólnej postaci macierzowej

$$\mathbf{B}_{(2)}\ddot{\mathbf{q}}_{(2)}(t) + \mathbf{C}_{(2)}\dot{\mathbf{q}}_{(2)}(t) + [\mathbf{K}_{\text{const}} + \mathbf{K}_{\text{const}} - (1 - \kappa)\mathbf{K}_{\text{ws}}(\mathbf{q}) + \mathbf{K}(t)]_{(2)}\mathbf{q}_{(2)}(t) = \mathbf{f}_{(2)}(t) \quad (2)$$

która różni się od postaci równań podanych w pracy [12]: wprowadzeniem współczynnika  $\kappa$  określającego sztywność resztkową linek wieszakowych przy ściskaniu oraz uwzględnieniem wymuszenia kinematycznego drgań pantografów w wektorze wzbudzenia. Z punktu widzenia uwzględnienia nieliniowego zachowania wieszaków najistotniejsza jest postać macierzy sztywności, rozdzielonej na cztery składniki. Zmienny w czasie składnik  $\mathbf{K}(t)$  wynika z dynamicznej interakcji między siecią jezdnią i pantografami. Stały składnik  $\mathbf{K}_{\text{const}}$  zależy tylko od cech sprężystych wieloprzęsłowej liny nośnej i przewodu jezdniego, natomiast wydzielony stały składnik  $\mathbf{K}_{\text{const}}$  zawiera wszystkie elementy macierzy sztywności zależne od linek wieszakowych, obliczone przy wyjściowym założeniu, że wszystkie linki wieszakowe mają jednakową sztywność  $k_r$  zarówno przy rozciąganiu jak i ściskaniu. Składnik  $\mathbf{K}_{\text{ws}}(\mathbf{q}_{(2)})$  ma identyczną strukturę jak  $\mathbf{K}_{\text{const}}$ , ale dotyczy tylko linek zidentyfikowanych w chwili  $t$  jako ściskane. Jest zatem zależny od współrzędnych uogólnionych  $\mathbf{q}_{(2)}$  określających stan przemieszczenia podukładu, a po odjęciu od macierzy  $\mathbf{K}_{\text{const}}$  z uwzględnieniem mnożnika  $(1 - \kappa)$  redukuje sztywność linek ściskanych do wartości  $k_s = \kappa k_r$ .

## Metoda symulacji numerycznej

Zgodnie z przyjętym założeniem o jednostronnym sprzężeniu (tzw. sprzężeniu w przód) wyróżnionych dwóch podukładów, nie uwzględnia się w obliczeniach wpływu drgań sieci trakcyjnej przenoszonych przez pantografy na pojazd kolejowy. To założenie pozwoliło podzielić algorytm symulacyjny na dwa etapy i opracować dwa programy komputerowe o ustalonej hierarchii działania. Pierwszy program realizuje obliczenia w podukładzie (1), bazujące na rozwiązaniu równania (1), które wyznacza się przez całkowanie numeryczne z użyciem bezwarunkowo stabilnego wariantu metody Newmarka. Na podstawie tego rozwiązania generowane są przebiegi czasowe drgań  $W_j^p(t)$  i prędkości drgań  $\dot{W}_j^p(t)$  w teoretycznych punktach styku podukładów, a więc odniesione do tych członów pociągu, na których zamontowane są pantografy. Przebiegi te stanowią podgrupę danych wejściowych do drugiego programu, który bazuje na rozwiązaniu równania (2) uzyskiwanym także przez całkowanie numeryczne metodą Newmarka. Ważne jest zatem, aby krok czasowy całkowania numerycznego obu równań był jednakowy, a ujmując problem dokładniej – aby dyskretny zapis przebiegów funkcji  $W_j^p(t)$  i  $\dot{W}_j^p(t)$  był zgodny z krokiem numerycznego całkowania przyjętym do obliczeń w drugim module programowym.

Układ równań ruchu (2) jest dość trudny do rozwiązania, ponieważ równania są nieliniowe. Do ich rozwiązania zastosowano schemat rekurencyjno-iteracyjny. W każdym kroku obliczeniowym numerycznego całkowania kontrolowano stan układu poprzez identyfikację linek wieszakowych podlegających ściskaniu. Następnie przeprowadzano bezpośrednią korektę macierzy sztywności przez odjęcie składnika  $(1 - \kappa)\mathbf{K}_{\text{ws}}(\mathbf{q}_{(2)})$ , który redukuje wpływ linek wieszakowych znajdujących się w danej chwili w stanie ściskania. Korekta jest przeprowadzana iteracyjnie w danym kroku, aż do osiągnięcia zadanej dokładności wektora rozwiązania  $\mathbf{q}_{(2)}$ . W pierwszym

kroku iteracji, do korekty macierzy sztywności wykorzystuje się rozwiązanie liniowe w obrębie danego kroku czasowego, bazujące na równaniu kolokacji metody Newmarka ([13]) zapisanym przy założeniu  $\kappa = 1$  (tzn. więzaki są więziami liniowo-sprężystymi o sztywności  $k_r$ ).

W każdym kroku symulacji  $i$ , na podstawie przemieszczeń uogólnionych  $\mathbf{q}_{(2)}(t_i)$  wyznaczonych w chwili  $t_i$  oblicza się wielkości wynikowe – siłę kontaktową, uniesienie przewodu jezdniego na wsporniku, przemieszczenie ślizgacza pantografu, itp. Tak wygenerowane przebiegi czasowe zadanych wielkości wynikowych mogą być przedmiotem dalszej analizy – np. statystycznej.

## Dane wejściowe i symulacja efektu progowego

Do badań przyjęto fragment drogi kolejowej o długości 300 m, przy czym nierówność progowa toru występuje w punkcie środkowym, zatem długość odcinka najazdowego wynosi  $L_1 = 150$  m. Założono, że sztywność podłoża na odcinku najazdowym wynosi  $k_1 = k = 1,1 \cdot 10^8$  N/m<sup>2</sup>, na odcinku drugim jest pięćdziesięciokrotnie większa lub mniejsza:  $k_2 = 50k$  lub  $k_2 = k/50$ . Parametr tłumienia podłoża jest stały na długości toru i wynosi  $2,8667 \cdot 10^5$  Ns/m<sup>2</sup>. Sztywność giętna belki modelującej dwie szyny toru kolejowego wynosi  $1,2831 \cdot 10^7$  Nm<sup>2</sup>, a jej masa jednostkowa  $1,21 \cdot 10^2$  kg/m. W obliczeniach uwzględniono tłumienie materiałowe w szynach z czasem retardacji  $2,1 \cdot 10^{-5}$  s. Drgania toru kolejowego są wzbudzane przejazdem pociągu typu Shinkansen, który składa się z ośmiu 25-metrowych powtarzalnych pojazdów. Rozstawy osiowe wózków jezdnych pokazano na rys. 4. Parametry masowe i charakterystyki zawieszki pociągu Shinkansen przyjęto według danych z monografii [14]. Aby skrócić czas symu-



4. Rozstawy osiowe wózków jezdnych pociągu

**Tab. 1.** Charakterystyki geometryczne i materiałowe elementów sieci trakcyjnej oraz parametry pantografu

Masa jednostkowa liny nośnej	1,07 kg/m	Prędkość pantografu	60 i 80 m/s
Naciąg liny nośnej	16 kN	Masa ślizgacza pantografu	7,2 kg
Sztywność osiowa liny nośnej	12 MN	Masa ramy pantografu	15,0 kg
Masa jednostkowa przewodu jezdnego	1,35 kg/m	Siła nacisku statycznego pantografu	120 N
Naciąg przewodu jezdnego	20 kN	Sztywność górnej sprężyny pantografu ( $k_1$ )	4 200 N/m
Sztywność wieszaka przy rozciąganiu	100 kN/m	Sztywność dolnej sprężyny pantografu ( $k_2$ )	50 N/m
Długość przęsła	60 m	Parametr górnego tłumika pantografu ( $c_1$ )	10 Ns/m
Liczba przęseł	5	Parametr dolnego tłumika pantografu ( $c_2$ )	90 Ns/m
Liczba wieszaków w przęsle	9	Sztywność sprężyny kontaktowej ( $k_c$ )	50 kN/m
Liczba tłumienia materiałowego liny nośnej	0,5%	Liczba tłumienia materiałowego przewodu jezdnego	0,5%

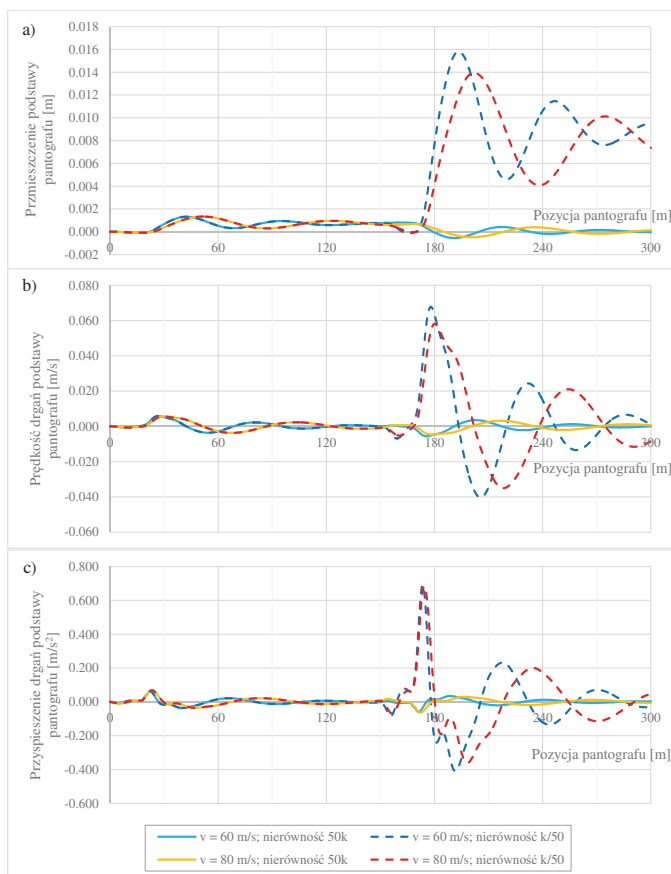
lacji w przedstawianych tu pierwszych testach metody symulacyjnej, rozważono hipotetyczny przejazd tylko jednego członu pociągu, wyposażonego w jeden pantograf umieszczony w osi przedniego wózka jezdnego.

Przyjęte do obliczeń parametry fizyczne podukładu pantografy – sieć trakcyjna zostały zestawione w tabeli 1. Przyjęto je na podstawie danych modelu referencyjnego, który jest opisany w załączniku do normy [4]. Długość badanego odcinka testowego sieci składającego się z pięciu jednakowych przęseł wynosi 300 m, czyli jest równa

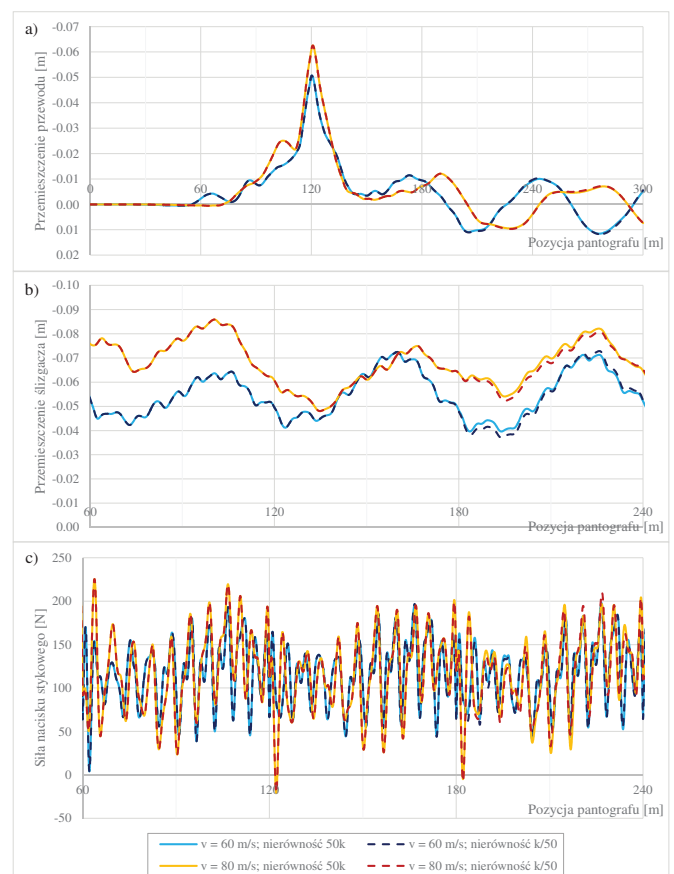
długości badanego odcinka toru. Symulacje w czasie rzeczywistym przeprowadzono przy dwóch prędkościach jazdy pociągu: 60 m/s i 80 m/s, przyjmując krok czasowy numerycznego całkowania równy 0,001 s.

Na rys. 5 pokazano przebiegi pionowych drgań podstawy pantografu (przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia), wygenerowane przy dwóch prędkościach jazdy pociągu (216 km/h, 288 km/h), przy założeniu skoku sztywności podłoża toru od  $k$  do  $50k$  i od  $k$  do  $k/50$ , który występuje po przejeździe odcinka o długości 150-ciu metrów.

Po pierwsze należy zauważyć, że w pierwszej fazie ruchu pojazdu (najazdowej), w tym pantografu, obserwuje się drgania spowodowane wjazdem pojazdu na badany odcinek toru, w którym szyny są utwierdzone na lewym brzegu. Utwierdzenie wynika z przyjętego modelu toru – modelu o skończonej długości (por. rys. 1). Można uznać, że długość odcinka najazdowego (150 m) jest wystarczająca, aby uzyskać ustalony stan odpowiedzi pojazdu – prędkości i przyspieszenia zanikają prawie do zera, a przemieszczenie ustala się na poziomie stałego, dynamicznego ugięcia szyn, śledzącego ruch pojazdu i zależnego od jego prędkości (por. [9]). Przejazd pojazdu przez nierówność progową w postaci pięćdziesięciokrotnego zmniejszenia sztywności podłoża skutkuje nagłym wzbudzeniem drgań pojazdu, o początkowej amplitudzie rzędu kilkunastu milimetrów. Drgania oscylacyjnie gasną dążąc do stałej wartości – większej niż przed nierównością progową z uwagi na mniejszą sztywność podłoża



**5.** Przebiegi pionowych drgań podstawy pantografu: a) przemieszczenia, b) prędkości c) przyspieszenia, w zależności od prędkości jazdy pociągu i nierówności progowej



**6.** Przebiegi czasowe: a) przemieszczenia przewodu jezdnego na lewym wsporniku środkowego przęsła odcinka testowego, b) przemieszczenia ślizgacza pantografu, c) siły nacisku stykowego, w zależności od prędkości jazdy pociągu i nierówności progowej

toru. Podobny efekt obserwuje się w przypadku prędkości i przyspieszeń drgań, z tą różnicą, że dążą one oscylacyjnie do zera. Obserwowany dynamiczny efekt progowy jest podobny do przebiegu odpowiedzi na obciążenie impulsowe. Ze względu na bardzo dobre, dwustopniowe zawieszenie nadwozia pojazdu, obserwowane drgania mają małe amplitudy, a maksymalne wzbudzone przyspieszenia wpływające na komfort jazdy nie przekraczają  $1 \text{ m/s}^2$ . Warto zauważyć, że większy efekt progowy występuje przy niższej z dwóch rozpatrywanych prędkości pojazdu, w odróżnieniu od efektu progowego występującego w drganiach szyn, który ewidentnie rośnie wraz z prędkością ([9]). Ponadto, w przypadku drgań szyn efekt progowy wynikający ze zwiększenia sztywności podłoża toru skutkuje dużymi oscylacjami przyspieszeń ([9]), natomiast w przypadku drgań nadwozia pojazdu (czyli i drgań podstawy pantografu) wpływ nierówności progowej rzędu pięćdziesięciokrotnego zwiększenia sztywności toru jest praktycznie pomijalny.

Można się spodziewać, że pokazane na rys. 5 niewielkie drgania podstawy pantografu, spowodowane przejazdem przez dwie analizowane nierówności progowe, nie będą miały istotnego wpływu na drgania sieci trakcyjnej i pantografu, który jest wyposażony we własne tłumiki drgań. Na rys. 6 przedstawiono wyniki przeprowadzonych symulacji, które uwzględniają kinematyczne wzbudzenie drgań pantografu. Zgodnie z oczekiwaniami, efekt progowy manifestuje się jedynie w przebiegu drgań ślizgacza pantografu, ale jest pomijalnie mały.

## Podsumowanie

Bardzo skuteczne resorowanie pojazdu szynowego pociągu dużych prędkości typu Shinkansen powoduje, że efekt progowy spowodowany przejazdem przez badane nierówności progowe jest na tyle mały, że praktycznie nie przenosi się na drgania pantografu i górnej sieci jezdnej. Niemniej, pokazane wyniki obliczeń świadczą o tym, że zaproponowany algorytm symulacyjny

jest skuteczny i może być przydatny do analizy wpływu efektu progowego na drgania pojazdów szynowych i sieci trakcyjnych. Główny cel pracy został zatem osiągnięty.

Dalsze badania w tym obszarze mogą być ukierunkowane na analizę występujących w praktyce nierówności progowych, aby ustalić typowe parametry skoku sztywności podłoża toru, występujące w praktyce eksploatacyjnej, i określić ich wpływ na drgania innych, mniej skutecznie resorowanych pojazdów szynowych i następnie – na drgania sieci trakcyjnych. ◀

## Materiały źródłowe

- [1] J. Ambrósio, J. Pombo, M. Pereira, P. Antunes, A. Mósca: A Computational Procedure for the Dynamic Analysis of the Catenary-Pantograph Interaction in High-Speed Trains, *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, Vol. 50(3), 2012, pp. 681-699.
- [2] J. Pombo, P. Antunes, J. Ambrósio: A Study on Multiple Pantograph Operations for High-Speed Catenary Contact, *Proceedings of the Eleventh International Conference on Computational Structures Technology*, B.H.V. Topping, (Editor), Civil-Comp Press, Stirlingshire, Scotland, 2012, paper 139.
- [3] G. Poetsch, J. Evans, R. Meisinger, W. Kortüm, W. Baldauf, A. Veitl, J. Wallaschek: Pantograph/Catenary Dynamics and Control, *Vehicle System Dynamics*, No. 28, 1997, pp. 159-195.
- [4] PN-EN 50318: Zastosowania kolejowe – Systemy odbioru prądu – Walidacja symulacji oddziaływania dynamicznego pomiędzy pantografem a siecią jezdnią górną, PKN, Warszawa 2003.
- [5] PN-EN 50367: Zastosowania kolejowe – Systemy odbioru prądu – Kryteria techniczne dotyczące wzajemnego oddziaływania między pantografem a siecią jezdnią górną (w celu uzyskania wolnego dostępu), PKN, Warszawa 2012.
- [6] Rozporządzenie Komisji (UE) nr 1301/2014 z dnia 18 listopada

2014 r. w sprawie technicznych specyfikacji interoperacyjności podsystemu „Energia” systemu kolei w Unii.

- [7] J. Ambrósio, J. Pombo, M. Pereira, P. Antunes, A. Mósca: Recent Developments in Pantograph-Catenary Interaction Modelling and Analysis, *International Journal of Railway Technology*, Vol. 1(1), 2012, pp. 249-278.
- [8] J. Sołkowski: Zarys analizy efektu progowego przy łączeniu nawierzchni podsypkowych z innymi typami nawierzchni, *Technika Transportu Szynowego*, r. 12, 2009, str. 59-65.
- [9] D. Bryja, I. Gisterek, A. Popiołek: Analiza numeryczna wpływu nierówności progowej na drgania toru kolejowego spowodowane przejazdem pociągu dużych prędkości, *Inżynieria i Budownictwo*, r. 71, nr 10, 2015, s. 532-536.
- [10] D. Bryja, I. Gisterek, A. Popiołek: A computational method for acceleration analysis of a railway track with a stiffness discontinuity, *Proc. of the Fifteenth Int. Conf. on Civil, Structural and Environmental Engineering Computing*, Prague - Czech Republic, 1-4 September 2015, ed. by J. Krus, Y. Tsompanakis and B.H.V. Topping, Stirlingshire, Civil-Comp Press, 2015, pp. 1-13.
- [11] D. Bryja, D. Prokopowicz: Dyskretno-ciągły model obliczeniowy sprzężonego układu dynamicznego: pantograf - napowietrzna sieć trakcyjna, *Przegląd Komunikacyjny*, r. 71, nr 5, 2016, s. 44-51.
- [12] D. Bryja, A. Popiołek: Analiza drgań wieszara ciągnowego jako modelu kolejowej sieci trakcyjnej obciążonej ruchem pantografów, *Journal of Civil Engineering, Environment and Architecture*, t. 34, z. 64, nr 2, 2017, s. 177-190.
- [13] Langer J.: *Dynamika budowli*, Wyd. Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1980.
- [14] Kłasztorny M., *Dynamika mostów belkowych obciążonych pociągami szybkojeźdnymi*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2005