

Zmiana charakterystyki dynamicznej toru w celu ograniczenia emisji hałasu – badania numeryczne

Changing the dynamic characteristics of the track to reduce noise emissions - numerical study



Karol Brzeziński

Dr inż.

Zakład Mostów i Dróg Szynowych,
Wydział Inżynierii Lądowej
Politechniki Warszawskiej

k.brzezinski@il.pw.edu.pl



Rafał Michalczyk

Dr inż.

Zakład Mechaniki Teoretycznej i Mechaniki
Nawierzchni Komunikacyjnych, Wydział
Inżynierii Lądowej Politechniki Warszawskiej

r.michalczyk@il.pw.edu.pl

Streszczenie: Artykuł przedstawia koncepcję i wstępne wyniki badań numerycznych zmiany charakterystyki dynamicznej toru w celu ograniczenia emisji hałasu. Objąsnił związek teoretyczny między badaną charakterystyką dynamiczną toru (TDR – Track Decay Rate) a hałasem, a następnie opisano metodykę budowy modelu MES, w którym prowadzono symulację badania normowego. Przeanalizowano symulację zastosowania czterech wariantów dociążenia, na torach z szynami o profilu 49E1 oraz 60E1. Symulacje pozwoliły przeanalizować w jaki sposób zwiększenie masy toku szynowego wpływają na charakterystykę dynamiczną toru, a tym samym na emisję hałasu. Okazuje się, że uzyskany efekt może powodować zmniejszenie emisji hałasu w niektórych częstotliwościach, a zwiększenie w innych.

Słowa kluczowe: Dynamika toru; Ograniczenie hałasu; Tłumiki szynowe; Modelowanie MES

Abstract: The paper presents the concept and preliminary results of numerical study of changes in the rail track dynamic characteristics. Change of the characteristics is introduced in order to reduce noise emissions. The theoretical relationship between the studied track dynamic characteristics (TDR - Track Decay Rate) and noise was briefly explained, and then the methodology of FEM modelling for the standard test simulation was described. Four mass modification variants and two rail types (49E1 and 60E1 profiles) were analyzed. Numerical study show correlation between the railroad track mass increase and its dynamic characteristics and thus the noise emission. It turns out that the obtained effect may cause reduction of noise emission in some frequencies, and increase in others.

Keywords: Track decay rate; Track dynamics; Rail dampers; Noise reduction; FEM

Transport kolejowy jest źródłem znacznego hałasu i drgań – głównie poprzez wibracje mechaniczne, w mniejszym stopniu wpływ oporów powietrza. Zmniejszenie tych niekorzystnych efektów bez znacznych nakładów finansowych oraz nadmiernej komplikacji w budowie i eksploatacji kolei powinno iść w parze z rozwojem infrastruktury kolejowej. Kluczowe do osiągnięcia tego celu jest zrozumienie źródeł hałasu i wibracji oraz parametrów, które mogą na nie wpływać, a następnie zaproponowanie ekonomicznie uzasadnionych rozwiązań technicznych.

W literaturze można odnaleźć wiele opracowań poświęconych opisowi teoretycznemu zjawisk, które składają się na hałas związany z transportem kolejowym [10]. Hałas podczas prze-

jazdu pojazdu szynowego może być mieszkanką hałasu toczenia, hałas aerodynamiczny oraz innych. Prowadzone od lat badania wskazują, że w wielu sytuacjach hałas toczenia (ang. Rolling Noise) jest dominującym źródłem dźwięku (por. [5, 6, 1]). Generowany jest przez chropowatość lub falistość powierzchni koła i szyny, co powoduje dynamiczne siły oddziałujące na powierzchnię ich styku. W konsekwencji powoduje to względne drgania koła i szyny, przy czym amplituda drgań każdego elementu zależy od jego właściwości dynamicznych. Powstałe w ten sposób wibracje są głównym źródłem hałasu.

Istnieją opracowane modele analityczno-empiryczne do przewidywania natężenia emitowanego dźwięku dla poszczególnych typów koła i toru

w zależności od chropowatości. Najpowszechniej stosowanym jest model TWINS (ang. Track Wheel Interaction Noise Software) [7], dzięki któremu hałas toczenia można obliczyć jako sumę mocy akustycznych emitowanych z koła, szyny i podkładu. Warunkiem jest posiadanie wyników pomiarów przeprowadzonych na już istniejącym torze i tym samym wirtualne testowanie nowych rozwiązań jest ograniczone.

Dynamiczne właściwości toru kolejowego są kluczowe w prognozowaniu hałasu, a odpowiedni model dynamiki toru powinien uwzględniać interakcje między różnymi komponentami [13]. Szyna kolejowa może być traktowana jako nieskończenie długa belka, w której zachodzi propagacja fal mechanicznych. Dodatkowo szyna ze względu na swoje zamocowanie ma

znacznie większe możliwości tłumienia niż koło. To tłumienie wynika głównie ze strat energii podczas transmisji fali mechanicznej z punktu obciążenia po jej długości. Szybkość zaniku tych fal wraz z odległością wzdłuż szyny określa tzw. długość efektywną szyny. Z tego względu tłumienie wprowadzane przez przytwierdzenie do podkładów jest ważnym parametrem dla toru, ponieważ wpływa na zanik drgań wzdłuż toru, a tym samym określa efektywną długość, która podlega wibracjom. Im dłuższy odcinek szyny, który wibruje pod wpływem przejazdu każdego z kół, tym większy hałas będzie emitowany. Możemy wyróżnić trzy zasadnicze źródła tego tłumienia: straty występujące w systemach mocujących (np. podkładki szynowe), energia przenoszona na podkłady i nasyp oraz tłumienie samej szyny [8]. Systemy podparcia blokują przeniesienie drgań wzdłuż szyny ale tylko przy niskich częstotliwościach. Z kolei przeniesienie drgań na podkłady i nasyp (zastosowanie sztywnych podparć) sprawia, że źródłem hałasu stają się same podkłady, a drgania mają niekorzystny wpływ na obiekty zlokalizowane w pobliżu linii kolejowej. Zwiększenie zdolności samej szyny do tłumienia drgań wydaje się najlepszym rozwiązaniem.

Amplituda drgań szyny zmniejsza się w przybliżeniu wykładniczo wraz z odległością wzdłuż toru. Im większe tłumienie toru, tym szybszy zanik drgań. Parametrem używanym do opisanego zjawiska jest szybkość zanikania drgań pionowych i poprzecznych toru (ang. Track Decay Rate – TDR, por. [3]) a wartość jest

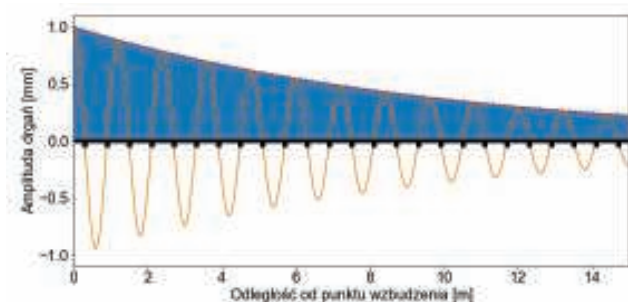
zwykle wyrażana w dB/m. Szybkość zaniku jest najważniejszym wskaźnikiem dynamiki toru w odniesieniu do hałasu toczenia. Niskie wartości tego parametru prowadzą do większej długości efektywnej szyny, a tym samym do wysokiej emisji hałasu toczenia z toru. Wysokie wartości TDR powodują mniejszy hałas i można je uzyskać na przykład dzięki zastosowaniu sztywnych podkładek między szyną a podkładami. Jednak miękkie podkładki są często używane ze względów nieakustycznych, np. aby zminimalizować uszkodzenia podkładów lub wibracje przenoszone przez ziemię. Wartości TDR pochodzące z pomiarów są powszechnie stosowane do obliczania hałasu toczenia w modelach takich jak TWINS. Zgodnie z normą [2] współczynnik może być określany doświadczalnie, z wykorzystaniem młotka udarowego/modalnego i akceleroometrów. Możliwe jest również, choć technicznie trudniejsze, określenie współczynnika TDR poprzez mierzenie wibracji szyny w czasie przejazdu pociągu.

Z punktu widzenia ograniczenia hałasu pożądane są takie rozwiązania konstrukcyjne, które zwiększają współczynnik TDR z jednoczesnym zachowaniem izolacji podkładów (bez wprowadzania sztywniejszych podkładek szynowych). Jednym z efektywniejszych rozwiązań są tłumiki mocowane do szyn [12] (ang. Tuned absorber systems). Teoria takiego dostrójonego układu szyny i tłumika została przedstawiona w [11]. Celem artykułu jest przedstawienie metodyki prognozowania współczynnika TDR w zależności od charaktery-

styki dynamicznej toru. Zmianę charakterystyki można uzyskać poprzez zastosowanie tłumików przyszynowych. Wstępna weryfikacja rozwiązań została wykonana z wykorzystaniem symulacji komputerowych MES (metody elementów skończonych). Analiza prowadzona była w dwóch etapach. W etapie pierwszym, zamodelowany został cały tor (jeden tok szynowy, z uwzględnieniem sprężystego posadowienia na podkładach a następnie podsypce). Wyniki z analizy pierwszego etapu służyły jako punkt odniesienia. W drugim etapie zamodelowano tor wraz z uproszczonym modelem urządzenia (w postaci dyskretnej masy). Celem nadrzędnym jest opracowanie tłumika, który wpływa znacząco na zwiększenie współczynnika TDR a tym samym jest potencjalnie najskuteczniejszym rozwiązaniem pod względem tłumienia hałasu.

Związek parametru TDR i wyemitowanego hałasu jest opisany m. in. w załączniku do normy [2]. Amplituda drgań toku szynowego maleje wraz z odległością od punktu wzbudzenia (którym w rzeczywistości jest punkt kontaktu koła z szyną, a podczas badania TDR punkt uderzenia młotkiem). Wartością mierzoną jest zwykle przyspieszenie lub prędkość toku szynowego w kierunku prostopadłym do osi toru (w pionie lub poziomie). Na rysunku 1 zależność tą zilustrowano przyjmując za punkt odniesienia przemieszczenie w punkcie wymuszenia.

Co prawda przypadku klasycznej nawierzchni podsypkowej, szyna jest podparta periodycznie, co powoduje, że funkcja opisująca zanik drgań wcale nie musi być monotoniczna. Jednak w



1. Zanik amplitudy drgań wzdłuż toru (przerwana czerwona linia opisana wzorem 1)



2. Schemat ideowy badania TDR

praktyce, dla uproszczenia przyjmuje się, że amplituda drgań zmienia się wg następującej zależności:

$$A(x) = A(0)e^{-\beta x} \quad (1)$$

gdzie: A – amplituda drgań (zwykle przyspieszenie [m/s^2] lub prędkość [m/s]), x – odległość od punktu wzbudzenia [m], β – parametr opisujący prędkość zanikania drgań [-].

Moc dźwięku emitowanego przez szynę jest proporcjonalna do scałkowanej wzdłuż toku szynowego amplitudy drgań $\int_0^\infty |A(x)|^2 dx$. Zależy również od innych parametrów (np. impedancja akustyczna powietrza), na które jednak nie mamy wpływu. Natomiast na parametr β można wpłynąć przez zastosowanie odpowiednich rozwiązań konstrukcyjnych (np. przekładki podszynowe, podkładki podpodkładowe), lub dodatkowe urządzenia (tłumiki przyszynowe). Dlatego jest on wykorzystywany w ocenie dynamiki toru, a pośrednio jego właściwości akustycznych. Teoretycznie można wyznaczyć go na podstawie nachylenia wykresu funkcji zaniku drgań (patrz. równanie 1), przedstawionego na płaszczyźnie półlogarytmicznej. Jednak ze względu na odstępstwa rzeczywistych wyników od idealnej zależności wykładniczej, norma [2] zaleca stosowanie wzoru uproszczonego (wyprowadzenie wzoru można znaleźć w załączniku do normy).

$$TDR \approx \frac{4,343}{\sum_{n=0}^{n_{max}} \frac{|A(x_0)|^2}{|A(x_n)|^2} \Delta x_n} \quad (2)$$

Badanie polowe, pozwalające na określenie tego parametru wykonuje się

Tab. 1. Zestawienie przyjętych parametrów modelu toru

parametr	wartość parametru	jednostka
długość modelu (połowa)	60	m
zastępcza masa podkładów	150	kg
rozstaw podkładów	0,6	m
parametr sprężysty przekładki podszynowej	$2,0 \cdot 10^8$	N/m
parametr lepki przekładki podszynowej	$1,0 \cdot 10^6$	N-s/m
parametr sprężysty podsypki	$5,0 \cdot 10^7$	N/m
parametr lepki podsypki	$1,0 \cdot 10^5$	N-s/m

przez pomiar sygnału przyspieszenia (lub prędkości) w różnych odległościach od punktu wzbudzenia. Ze względów praktycznych geofon lub akcelerometr montuje się na czas badania w jednym przekroju. Natomiast zmienna jest lokalizacja wzbudzenia (uderzenia młotkiem, z odpowiednią końcówką umożliwiającą pomiar siły). Schemat rozmieszczenia punktów, na początkowym odcinku badania, przedstawia rysunek 2.

Metodyka badawcza

Przeprowadzone analizy polegają na symulacji komputerowej z zastosowaniem MES (metody elementów skończonych). Symulacja badania TDR prowadzona jest z wykorzystaniem modelu przedstawionego na rysunku 3. Na obecnym etapie badań tłumiki przyszynowe zastąpiono masami skupionymi sztywno połączonymi z tokami szynowymi.

Symulację badania TDR prowadzono w dwóch etapach:

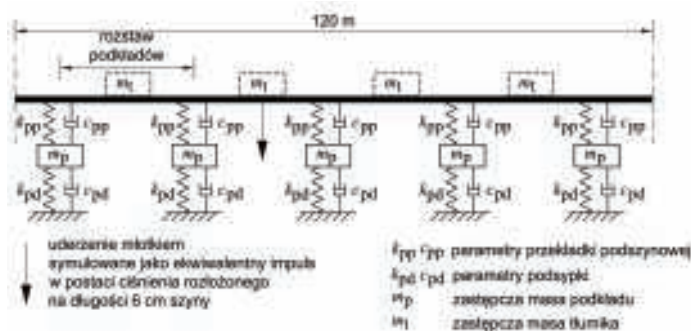
- tor bez tłumików przyszynowych,
- tor z tłumikami w postaci sztywnie zamocowanej masy skupionej,

uzyskać podstawiając zerową masę dodaną w modelu. Tor bez tłumików jest punktem odniesienia, względem którego będą oceniane proponowane rozwiązania. Model z zamocowanymi sztywno masami skupionymi ma na celu ocenę w jakim stopniu właściwości dynamiczne toru zależą od masy tłumika. Tak aby w przyszłych badaniach można było porównać wyniki z bardziej zaawansowanymi modelami wykorzystującymi charakterystyki lepko-sprężyste (odwzorowujące sztywność otuliny oraz tłumiące właściwości materiału).

Badanie TDR zostało przygotowane w środowisku Abaqus i Python. Model sparametryzowano m. in. pod względem:

- długości badanego odcinka toru
- rozstawu podkładów
- masy zastępczej dyskretnego tłumika
- parametrów przekładki podszynowej
- parametrów podsypki
- impulsu wymuszającego drgania.

Model (rys. 3) umożliwia przeprowadzenie badania z zastosowaniem dwóch różnych profili szyn (60E1 oraz 49E1). Sygnał przyspieszenia jest odczytywany w punktach wskazanych



3. Zastępczy model toru do symulacji badania TDR



4. Lokalizacja punktów pomiarowych na początkowym odcinku toru

przez nomę [2]. W przypadku wszystkich analiz przyjęto jednakowe parametry toru. Przyjęto je głównie na podstawie dostępnych w literaturze wyników wcześniejszych badań [4, 9] i zestawiono w tabeli 1.

Wykorzystując wyżej zdefiniowany model wykonano szereg analiz przyjmując różne masy tłumików przyszybowych (masa zastępcza odpowiada dwóm tłumikom, zlokalizowanym po obydwu stronach szyny):

- wariant nr 0 – masa $m_t = 0$ kg
- wariant nr 1 – masa $m_t = 6$ kg, co odpowiada 10 kilogramom na metr szyny,
- wariant nr 2 – masa $m_t = 12$ kg, co odpowiada 20 kilogramom na metr szyny,
- wariant nr 3 – masa $m_t = 18$ kg, co odpowiada 30 kilogramom na metr szyny,

Analizę MES przeprowadzono w środowisku Abaqus®. Cały układ zamodelowano w przestrzeni 2D. Tok szynowy modelowano belką ciągłą. Połączenia dyskretne lepko-sprężyste (szyny z podkładami i podkłady z podłożem) utworzono wykorzystując specjalne, przeznaczone w tym celu elementy (tzw. *engineering features*). Przyjęto liniowe obciążenie w postaci impulsu prostokątnego, rozłożone równomiernie na odcinku 6 cm w środku przęsła. Czas trwania impulsu to 0,0023 s a jego amplituda wynosi 2,775·10⁶ N/m, co ma w przybliżeniu symulować uderzenie młotkiem w trakcie normowego badania TDR.

Belka została podzielona na 15 centymetrowe elementy skończone o kwadratowych funkcjach kształtu. Model odwzorowuje fragment toru o długości 120 m. Ponieważ jednak wykorzystano warunki symetrii długość modelu to 60 m.

Analizę dynamiczną prowadzono w dwóch krokach (typu *standard – implicit*). Pierwszy krok to faza obciążenia trwająca 0,0023 s. Drugi krok odwzorowuje drgania swobodne w czasie

0,20 s. Przyjęto stały przyrost czasu w następujących chwilach analizy wynoszący 8,0·10⁻⁵ s, umożliwiającą zarejestrowanie drgań o częstotliwości 5000 Hz. Po wykonaniu obliczeń zapisano sygnał przyspieszenia zarejestrowane w węzłach w odległości identycznej jak podczas badania normowego [2]. Wizualizacja modelu toru (bez tłumików przyszybowych) z zaznaczonymi punktami na początkowym odcinku toru przedstawiono na rysunku 4.

Wyniki przyspieszeń przetworzono wykorzystując środowisko Python, w celu zwizualizowania i przeanalizowania wpływu zastosowanych tłumików na dynamikę toru. Sygnał przyspieszenia z każdego punktu jest filtrowany pasmowo w celu rozdzielania na pasma tercjowe (1/3 oktawowo) z zakresu od 100 do 5000 Hz. Zastosowano w tym celu filtr Butterwortha, określony funkcją transmitancji:

$$H(f) = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{f}{f_0}\right)^{2n}}} \quad (3)$$

gdzie: f – filtrowana częstotliwość [Hz], f_0 – częstotliwość odcięcia [Hz], n – rząd filtra (przyjęto $n=4$) [-],

Następnie z każdej próbki obliczana jest średnia kwadratowa sygnału RMS (*root mean square*). Stanowi ona oszacowanie amplitudy, ponieważ przy założeniu o harmoniczności sygnału, amplituda jest proporcjonalna do RMS. Założenie jest znacznym uproszczeniem, jednak stosowanym w praktyce.

Na podstawie każdego zestawu próbek z wszystkich punktów pomiarowych i danego pasma tercjowego, obliczana jest wartość TDR według równania 2. Wyniki wszystkich pomiarów przedstawiane są w funkcji częstotliwości. Zwiększenie TDR w danej częstotliwości, można interpretować jako zmniejszenie wyemitowanego hałasu. Zastosowanie danego rozwiązania może powodować zwiększenie TDR w jednym zakresie częstotliwości

a zmniejszenie w innym. Dlatego w celu porównania dwóch rozwiązań, należy jeszcze przyjąć kryterium optymalizacyjne. Sposób postępowania podczas analizy wyników przedstawiono schematycznie na rysunku 5.

Analiza wyników

Zgodnie z przyjętą metodyką wyznaczono przede wszystkim sygnały przyspieszeń w punktach pomiarowych wzdłuż toku szynowego. Jednak w celu weryfikacji poprawności przeprowadzonych symulacji, zwłaszcza na wstępnym etapie, analizowano również inne aspekty odpowiedzi dynamicznej konstrukcji (np. przemieszczenia). Wizualizację przemieszczeń zarejestrowanych w końcowej fazie przykładania obciążenia, przedstawiono na rysunku 6.

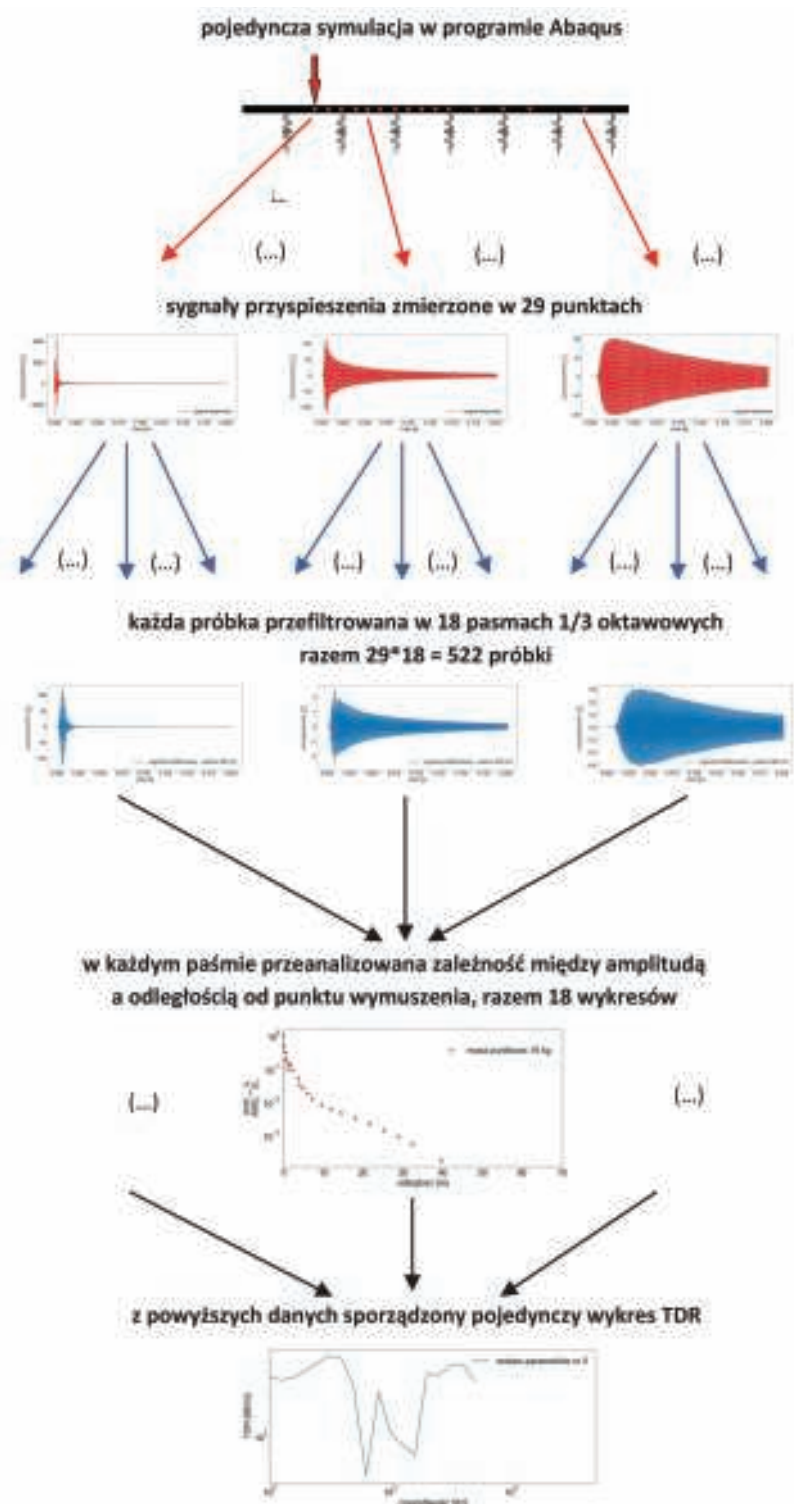
Charakterystyka dynamiczna toru, którą posłużono się do oceny skuteczności rozwiązań jest silnie przetworzoną i zagregowaną informacją, co widać na schemacie postępowania (rys. 5). Przed przystąpieniem do obliczenia TDR toru przeanalizowano wyjściowe i pośrednie wyniki obliczeń. Wybrane wyniki zostaną przedstawione i omówione poniżej. W przypadku wykresów przyspieszenia zielonym tłem oznaczono krok analizy, w którym przyłożone jest obciążenie a białym drgania swobodne.

Na rysunkach 7 i 8 przedstawiono sygnały przyspieszenia zarejestrowane w punkcie przyłożenia obciążenia, odpowiednio z zastosowaniem w torze szyny o profilu 49E1 oraz 60E1. Wykresy przyspieszenia, są bardzo zbliżone, niezależnie od zastosowania dodatkowej masy. Porównanie wyników między profilem 49E1 i 60E1 pozwala również stwierdzić, że charakter przyspieszenia nie różni się znacząco w przypadku obydwu profili. Natomiast co do wartości maksymalnych, można zauważyć, że amplitudy przyspieszenia są większe w przypadku profilu 49E1, co jest oczywiście zwią-

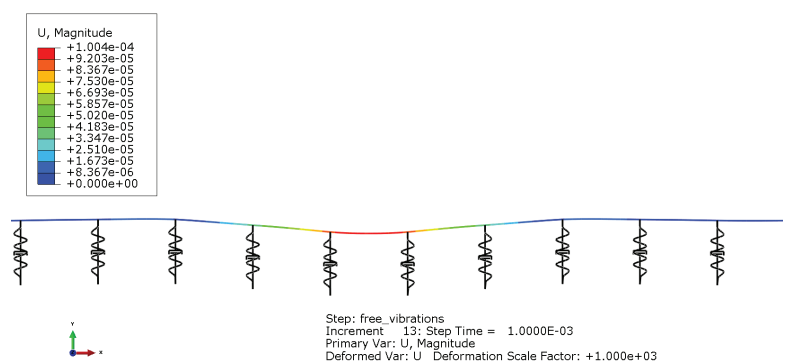
zane z jego mniejszą sztywnością. Analogiczne wykresy przyspieszeń, jednak w punkcie oddalonym o 30 cm od punktu przyłożenia obciążenia (nad podkładem), przedstawiono na rysunkach 9 i 10. Jakościowo, wykresy przyspieszeń są podobne do tych zarejestrowanych w środku przęsła, jednak co do wartości, amplitudy są ponad sto razy mniejsze. Tak duży zanik przyspieszenia jest związany nie tyle z odległością co z lokalizacją przekroju pomiarowego nad podkładem. Jak widać na wykresach 11 i 12, amplituda przyspieszenia znów jest większa, pomimo tego, że odległość wzrosła o kolejne 30 cm.

Podparcie konstrukcji w sposób periodyczny powoduje, że spadek amplitudy przyspieszenia wcale nie jest funkcją monotoniczną. Przyspieszenia zarejestrowane nad podkładami będą odstawać od generalnego trendu. Kolejne wykresy przedstawiają już wyniki zarejestrowane w dużo większej odległości, gdzie odpowiedź konstrukcji pojawia się z pewnym opóźnieniem i drgania nie są już tak gwałtowne. Dlatego przedstawiono wyniki z dłuższego przedziału czasu.

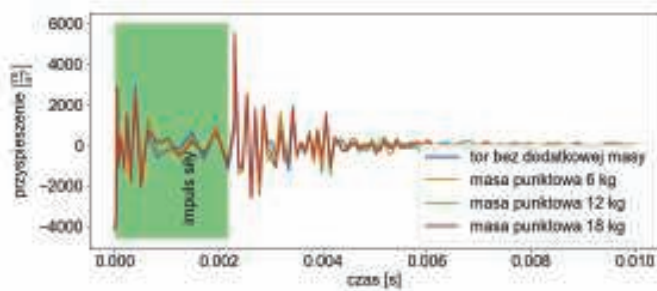
Odpowiedź konstrukcji w odległości 3,0 m od punktu wymuszenia (rys. 13 i 14) jest już bardziej zróżnicowana. W przypadku toru z profilem szyny 49E1 można zauważyć, że drgania toru bez dodatkowej masy osiągają maksimum wcześniej i zanikają w czasie dużo szybciej niż drgania toru z tłumikami (zamodelowanymi w postaci punktowo zlokalizowanej masy). Natomiast zastosowanie profilu 60E1 powoduje, że drgania toru z niedociążonym tokiem szynowym nie zanikają tak szybko i przez pewien czas utrzymują się na podobnym poziomie jak przy zastosowaniu dodatkowej masy. Warto również zauważyć, że w przypadku obydwu profili szyn jedna częstotliwość sygnału przyspieszenia jest wyraźnie dominująca w torze bez tłumików, a po ich zastosowaniu sygnał jest złożony.



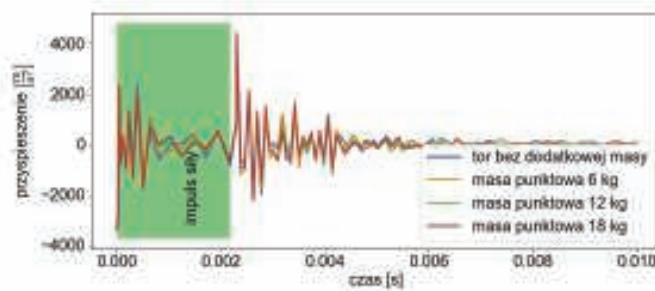
5. Schemat postępowania przy obliczaniu TDR na podstawie wyników symulacji MES



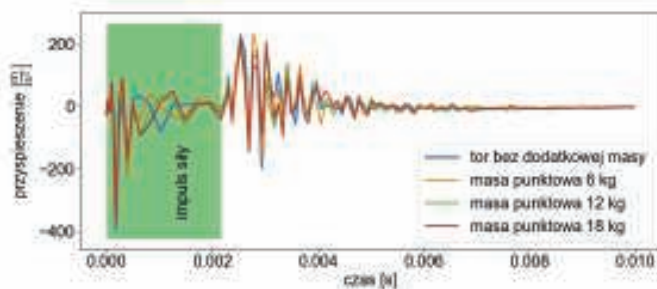
6. Ugięcie toku szynowego w końcowej fazie obciążenia (przeskalowane 103 razy) – maksymalne ugięcie 0,11 mm



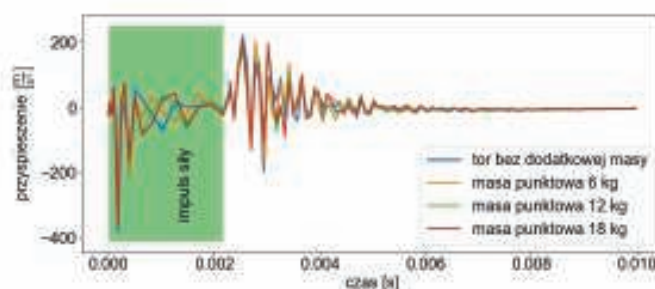
7. Sygnał przyspieszenia zarejestrowany w punkcie przyłożenia obciążenia. Tor z profilem szyny 49E1



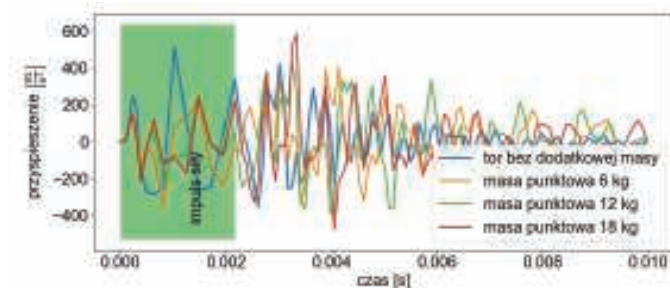
8. Sygnał przyspieszenia zarejestrowany w punkcie przyłożenia obciążenia. Tor z profilem szyny 60E1



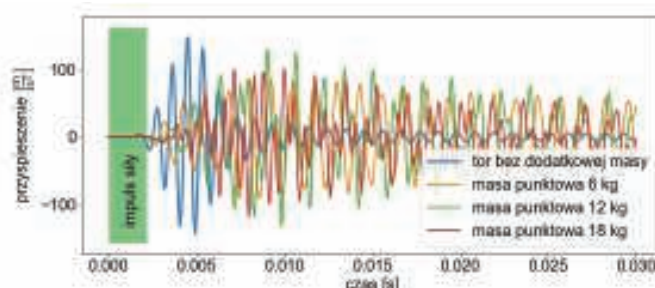
9. Sygnał przyspieszenia zarejestrowany w odległości 0,3 m od punktu przyłożenia obciążenia (nad podkładem). Tor z profilem szyny 49E1



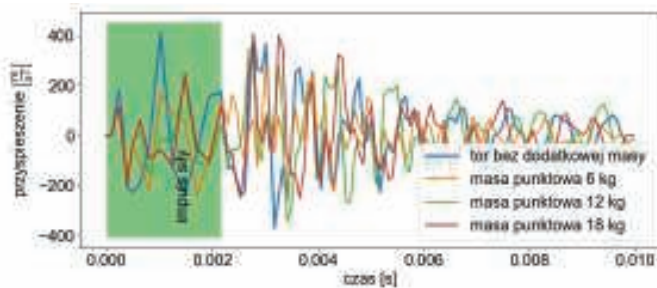
10. Sygnał przyspieszenia zarejestrowany w odległości 0,3 m od punktu przyłożenia obciążenia (nad podkładem). Tor z profilem szyny 60E1



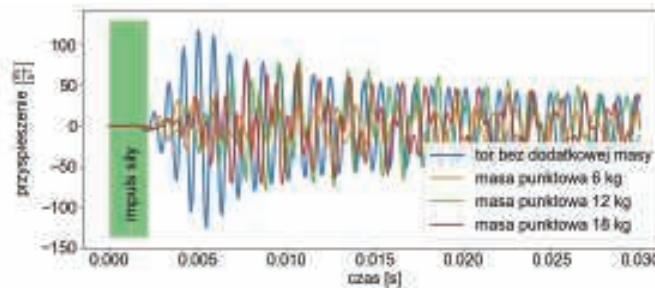
11. Sygnał przyspieszenia zarejestrowany w odległości 0,6 m od punktu przyłożenia obciążenia (w środku przęsła). Tor z profilem szyny 49E1



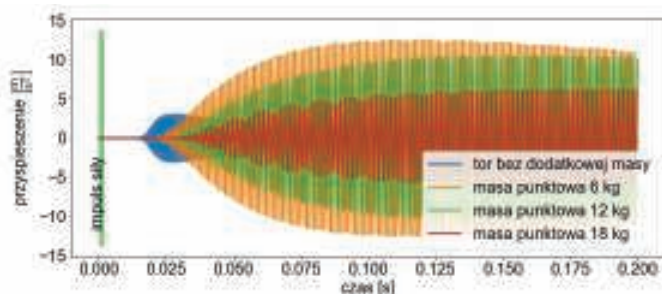
13. Sygnał przyspieszenia zarejestrowany w odległości 3,0 m od punktu przyłożenia obciążenia (w środku przęsła). Tor z profilem szyny 49E1



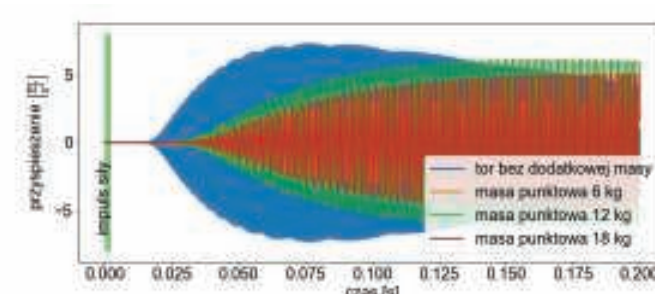
12. Sygnał przyspieszenia zarejestrowany w odległości 0,6 m od punktu przyłożenia obciążenia (w środku przęsła). Tor z profilem szyny 60E1



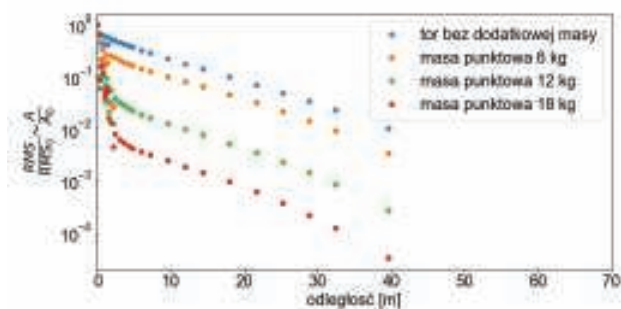
14. Sygnał przyspieszenia zarejestrowany w odległości 3,0 m od punktu przyłożenia obciążenia (w środku przęsła). Tor z profilem szyny 60E1



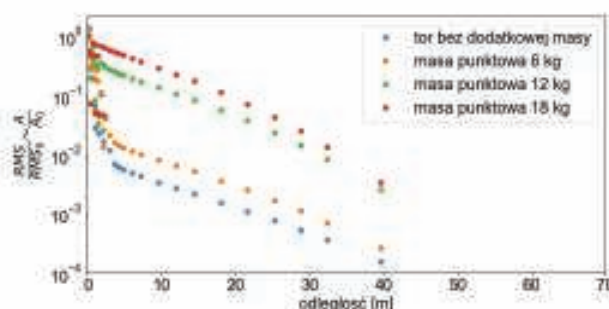
15. Sygnał przyspieszenia zarejestrowany w odległości 18,0 m od punktu przyłożenia obciążenia (w środku przęsła). Tor z profilem szyny 49E1



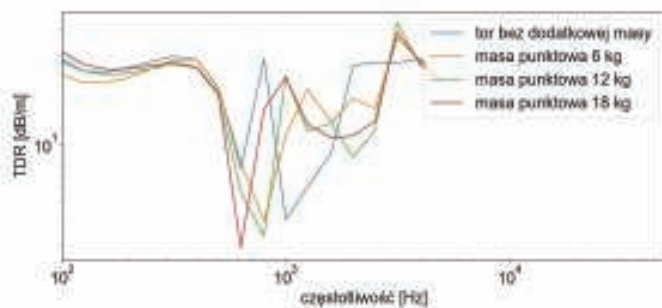
16. Sygnał przyspieszenia zarejestrowany w odległości 18,0 m od punktu przyłożenia obciążenia (w środku przęsła). Tor z profilem szyny 60E1



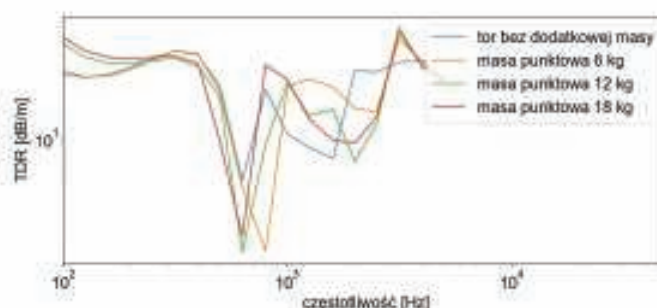
17. Wizualizacja zaniku drgań w pasmie częstotliwości 1000 Hz (profil szyny 60E1)



18. Wizualizacja zaniku drgań w pasmie częstotliwości 630 Hz (profil szyny 60E1)



19. Wykres charakterystyki dynamicznej toru (TDR) wyznaczonej na podstawie symulacji badania z zastosowaniem metody elementów skończonych (profil szyny 60E1)



20. Wykres charakterystyki dynamicznej toru (TDR) wyznaczonej na podstawie symulacji badania z zastosowaniem metody elementów skończonych (profil szyny 49E1)

Wraz ze wzrostem odległości różnice stają się jeszcze bardziej widoczne. Na rysunkach **15** i **16** przedstawiono wykresy przyspieszeń zarejestrowanych w odległości 18,0 m od punktu wymuszenia.

Analizując rysunek **15** można zauważyć, że w danym przekroju tok szynowy doznaje dużo mniejszych przyspieszeń, jeżeli nie zastosuje się dodatkowego dociążenia. Natomiast wprowadzenie tłumików powoduje, że zarejestrowane przyspieszenie jest większe. Przy czym największe jest w przypadku dodania masy o wartości 6 kg, a następnie wraz ze zwiększeniem dociążenia przyspieszenie maleje. W przypadku profilu szyny 60E1 (rys. **16**) sytuacja jest niemal odwrotna. Maksymalne przyspieszenia zarejestrowano w torze bez tłumików, natomiast w miarę zwiększania masy amplituda przyspieszenia maleje.

Jak wynika z przedstawionych przykładowych wyników, drgania bliżej punktu wymuszenia następują gwałtownie, z dużą częstotliwością i amplitudą. W miarę oddalania się od źródła wymuszenia, można zaobserwować nie tylko zmianę amplitudy, ale rów-

nież zmianę dominującej częstotliwości. Można z tego wnioskować, że drgania o różnej częstotliwości, propagując wzdłuż szyny, zanikają w różnym tempie. Dlatego analizę prowadzi się porównując sygnały rozdzielone na pasma tercjowe (zgodnie z normą [2] od 100 do 5000 Hz). Wyniki przedstawia się w postaci stosunku RMS sygnału w danym punkcie do RMS sygnału w punkcie wymuszenia (RMS_0). Jest to zastępcza miara mająca odwzorowywać stosunek amplitud przyspieszenia, jednak łatwiejsza do wyznaczenia. Przy założeniu wykładniczego spadku amplitudy, wykresy powinny układać się na linii prostej. Ze względu na pewne odstępstwa od założeń (np. konstrukcja nie jest podparta jednorodnie a periodycznie) wykresy przyjmują inny kształt. Dlatego zamiast wyznaczania TDR bezpośrednio z nachylenia wykresu norma proponuje uproszczony wzór (równanie 2), który powinien być odporny na te odstępstwa. Przykładowy wykres zaniku drgań przedstawia rysunek **17**.

Na przedstawionym wykresie (rys. **17**) widać, że im większa jest masa dodana tym szybciej drgania zanikają

wzdłuż toru (oznacza to większą wartość parametru TDR). Natomiast w przypadku pasma 630 Hz (rys. **18**) sytuacja jest odwrotna.

Dodanie masy pogorsza sytuację. Prawdopodobnie zwiększona masa toru wpłynęła na obniżenie częstości drgań własnych konstrukcji. Jest to jeszcze lepiej widoczne na wykresie TDR (rys. **19**).

Analizując wykres można zauważyć, że modyfikacja charakterystyki dynamicznej toru może zmniejszać emitowany hałas w niektórych częstotliwościach a w innych zwiększać. Analogiczny efekt jest widoczny na rysunku **20**, który przedstawia wykres TDR rozwiązań zastosowanych w torze z profilem szyny 49E1.

W obydwu przypadkach drgania zanikają najwolniej w pasmach między 630 Hz a 800 Hz, przy czym dodatkowa masa przenosi tę tendencję na niższe częstotliwości. Nie można jednoznacznie odpowiedzieć, które z zaproponowanych rozwiązań przynosi największe ograniczenie emisji hałasu. Konieczne jest opracowanie i przyjęcie kryterium optymalizacyjnego w celu doboru najlepszego rozwiązania.

Wnioski

Przeprowadzone symulacje badania TDR oraz przedstawione w artykule analizy wyników pośrednich oraz ostatecznych rezultatów, pozwalają na wyciągnięcie wielu cennych wniosków.

- Zwiększenie masy wpływa niejednoznacznie na ograniczenie drgań toku szynowego (a tym samym emisji hałasu) w różnych częstotliwościach. Na przykład w pasmach od 630 Hz do 800 Hz należy spodziewać się większych drgań po dodaniu masy skupionej. Natomiast w pasmach 1000-2000 Hz dodatkowa masa wpływa na zwiększenie TDR, a tym samym zmniejszenie emisji hałasu.
- Konieczne jest opracowanie kryterium optymalizacyjnego pozwalającego jednoznacznie określić, które rozwiązanie daje najlepszy efekt tłumienia hałasu.
- Rozwiązanie polegające jedynie na sztywnym dołączeniu masy (np. przyspawanie obciążników), byłoby niekorzystne, a prawdopodobnie nawet niedopuszczalne ze względu na znaczny wzrost emisji hałasu w pasmach od 630 Hz do 800 Hz. W rzeczywistości odpowiedź dynamiczna tłumików przyszynowych jest bardziej złożona, dlatego należy dążyć do lepszego ich odwzorowania i rozwijania modelu MES.
- W miarę rozwoju przedstawionej metodyki badawczej, może ona stać się tanim i dokładnym narzędziem do badania rozwiązań ochrony przed hałasem od ruchu kolejowego oraz tramwajowego.

Dalsze prace skupią się na modelowaniu tłumików przyszynowych bardziej złożonymi modelami. Zamiast zastępować tłumiki przyszynowe pojedynczą masą skupioną zamocowaną sztywnie do toku szynowego,

zostaną zastosowane modele z szeregu mas połączonych lepko-sprężystości. Taki model jest bardziej zbliżony do zachowania rzeczywistych tłumików. Pozwala na odzwierciedlenie kilku pierwszych częstości drgań własnych tych urządzeń oraz dodatkowego tłumienia materiałowego. Ostatecznie opracowana metodyka pozwoli na przetestowanie projektowanych urządzeń w torze (w środowisku symulacyjnym), jeszcze przed zbudowaniem prototypu.

Informacja o finansowaniu:

Publikacja powstała w ramach projektu „Innowacyjne rozwiązania w zakresie ochrony ludzi i środowiska przed hałasem od ruchu kolejowego”. Projekt jest współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego w ramach Programu Operacyjnego Inteligentny Rozwój oraz przez PKP PLK S.A. w ramach wspólnego przedsięwzięcia BRIK. ◀

Materiały źródłowe

- [1] Dittrich, M. G., & Janssens, M. H. A. (2000). Improved measurement methods for railway rolling noise. *Journal of Sound and Vibration*, 231(3), 595-609.
- [2] EN 15461:2008+A1 Railway applications - Noise emission - Characterisation of the dynamic properties of track sections for pass by noise measurements
- [3] Jones, C. J. C., Thompson, D. J., & Diehl, R. J. (2006). The use of decay rates to analyse the performance of railway track in rolling noise generation. *Journal of Sound and Vibration*, 293(3-5), 485-495.
- [4] Kaewunruen, S., & Remennikov, A. (2008). Dynamic properties of railway track and its components: a state-of-the-art review.
- [5] Remington, P. J. (1987). Wheel/rail rolling noise, I: Theoretical analysis. *The journal of the Acoustical So-*

- ciety of America*, 81(6), 1805-1823.
- [6] Remington, P. J. (1988). Wheel/rail rolling noise: What do we know? What don't we know? Where do we go from here?. *Journal of Sound and Vibration*, 120(2), 203-226.
- [7] Thompson, D. J., Hemsworth, B., & Vincent, N. (1996). Experimental validation of the TWINS prediction program for rolling noise, part 1: description of the model and method. *Journal of sound and vibration*, 193(1), 123-135.
- [8] Thompson, D. J., Jones, C. J. C., & Turner, N. (2003). Investigation into the validity of two-dimensional models for sound radiation from waves in rails. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 113(4), 1965-1974.
- [9] Thompson, D. J., Jones, C. J. C., Waters, T. P., & Farrington, D. (2007). A tuned damping device for reducing noise from railway track. *Applied acoustics*, 68(1), 43-57.
- [10] Thompson, D. (2008). Railway noise and vibration: mechanisms, modelling and means of control. Elsevier.
- [11] Thompson, D. J. (2008). A continuous damped vibration absorber to reduce broad-band wave propagation in beams. *Journal of sound and vibration*, 311(3-5), 824-842.
- [12] Squicciarini, G., Toward, M. G. R., & Thompson, D. J. (2015). Experimental procedures for testing the performance of rail dampers. *Journal of Sound and Vibration*, 359, 21-39.
- [13] Zhang, X., Thompson, D. J., Li, Q., Kostovasilis, D., Toward, M. G., Squicciarini, G., & Ryue, J. (2019). A model of a discretely supported railway track based on a 2.5 D finite element approach. *Journal of Sound and Vibration*, 438, 153-174.