

ROBERT KONOWROCKI¹⁾

ANALIZA RUCHU POPRZECZNEGO TOROWISKA WYWOŁANEGO PRZEJAZDEM POJAZDÓW SZYNOWYCH NA ŁUKU I NA ODCINKU PROSTYM

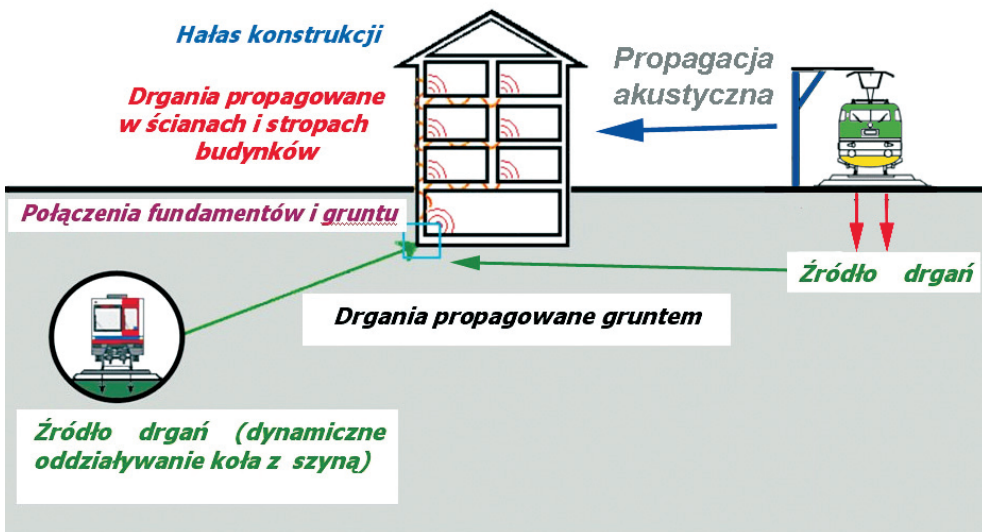
STRESZCZENIE. W pracy podjęto tematykę dynamicznego oddziaływania pojazdów szynowych na tor, z uwzględnieniem zagadnienia drgań bocznych infrastruktury kolejowej wywołanej przejazdem pojazdu szynowego. Na podstawie pomiarów zarejestrowanych w rzeczywistych obiektach kolejowych oraz na eksperymentalnym stanowisku laboratoryjnym wykazano istnienie drgań dwuokresowych w kierunku prostopadłym do płaszczyzny toczącego się koła. Zjawisko to nie było dotąd badane i przedstawiane w literaturze przez innych badaczy. Pojawia się ono m.in. przy obciążeniu bocznym pociągu oraz na łukach toru. Używając model numeryczny pojazdu szynowego, stworzony w programie Vi-Rail, wykorzystujący elementy wielocłonowe (multibody system), uzyskano odpowiedź dynamiczną o charakterze zbliżonym jakościowo do zarejestrowanych w obiektach rzeczywistych i w laboratorium. Zaprezentowane w pracy wyniki oraz ich analiza mogą zainteresować badaczy zajmujących się transportem szynowym, kontaktem tocznym i zużyciem kół i szyn kolejowych.

1. WSTĘP

Jednym z celów stawianych projektantom transportu kolejowego jest minimalizacja szkodliwego wpływu powstających drgań na otaczające środowisko. Ze względu na

¹⁾ dr inż. – Instytut Podstawowych Problemów Techniki PAN w Warszawie

duże zagęszczenie ruchu ulicznego na drogach dojazdowych dużych miast i w ich centrach zauważa się coraz większe zainteresowanie pasażerów komunikacją kolejową. Na peryferiach miast są to pojazdy szynowe np. SKM (Szybka Kolej Miejska), a w miastach tramwaje i kolej podziemna. Takie połączenia komunikacyjne stanowią zwykle jedyną ogólnie dostępną metodę płynnego przemieszczania się osób w okolicach i w samych wielkich aglomeracjach miejskich. Sprzyja to rozwojowi i modernizacji kolei. W pracach badawczych można zaobserwować wzrost zainteresowania zjawiskami powstawania i propagacji drgań, wywołanych przejazdem pojazdów kolei, a tym bardziej kolei podziemnej [1]. Dogłębne poznanie układu pojazd/tor, umożliwia tworzenie konstrukcji zmniejszających powstawanie szkodliwych drgań oraz hałasu.



Rys. 1. Schemat generowania i propagacji drgań w układzie koło-szyna-podłoże
 Fig. 1. Generation of vibrations by wheel-rail-ground system

Ze względu na różnorodność stosowanych konstrukcji pojazdów szynowych i torowisk trudno jest zaproponować jedno uniwersalne rozwiązanie wyżej opisanego problemu. Drgania wywołane przejazdem podziemnego pociągu przenoszone są za pośrednictwem torowiska oraz konstrukcji tunelu do gruntu [2 – 5]. W wyniku promieniowania i odbicia fal w gruncie drgania przekazywane są na pobliskie konstrukcje budowlane usytuowane na i pod jego powierzchnią (rys. 1). Przypadek konstrukcji linii metra jest o tyle niekorzystny, że torowisko ułożone jest na betonowym fundamencie o znacznie większej sztywności niż podsypka klasycznego toru naziemnego (rys. 2). Taki fundament ma szerokie pasmo przenoszenia drgań na konstrukcję tunelu, który z kolei przekazuje je do gruntu. Zakres oddziaływania powstałych drgań oraz ich amplituda zależy od takich zmiennych parametrów jak: prędkość przejazdu pojazdu kolejowego, własności dynamiczne konstrukcji torowiska oraz tunelu, sprzężenia

między torem a pojazdem i własności tłumiących różnych warstw gruntu otaczającego tunel [6 – 12]. W klasycznym układzie pojazd szynowy-tor, oprócz propagacji drgań przez podłoże występuje również emisja akustyczna drogą powietrzną.



Rys. 2. Fragment torowiska w tunelu metra i na linii klasycznej
Fig. 2. Segments of a track in the tunnel of underground railway and on the classic line

W artykule uwagę skupiono na badaniach i analizie bocznego poślizgu w strefie kontaktu koło-szyna oraz jego wpływie na powstawanie drgań i hałasu. Na podstawie pomiarów eksperymentalnych zarejestrowanych na fundamencie torowiska kolei podziemnej, na podkładzie kolei klasycznej oraz na stanowisku laboratoryjnym wykazano istnienie drgań dwukresowych, wywoływanych poślizgiem bocznym. Również teoretyczna analiza dynamicznego zjawiska toczenia się koła po torze oraz zestawu kołowego na torowisku z udziałem poślizgu bocznego wykazała dwukresowy charakter ruchu bocznego koła. Tego typu zjawisko wpływa na wzrost amplitudy drgań oraz hałasu, wywołanych przejazdem pociągu. Dwuczęstotliwościowy charakter drgań o małych amplitudach jest znacznie bardziej uciążliwy dla ludzkiego ucha, niż sygnał o jednej dominującej częstotliwości, nawet o znacznie większej amplitudzie.

Aktualnie stosowane normy, również zagraniczne, wymagają uwzględnienia wymuszeń w kierunku poziomym przy analizie wpływu wibracji na budowle. Potwierdzają to prace wielu badaczy [13, 14], którzy uwzględniali wymuszenia drgań przenoszone z gruntu na budynki i działające w płaszczyźnie poziomej. Z tego powodu celowe są badania zagadnień powstawania dwukresowych drgań bocznych.

2. BADANIA POLOWE

2.1. UWAGI OGÓLNE

Pomiary eksperymentalne są niezbędnym etapem badań związanych z zagadnieniami powstawania i rozprzestrzeniania się drgań. W literaturze można spotkać wiele prac, w których publikowano wyniki pomiarów drgań. Niestety, każdy badacz prezentuje je w formie najlepiej opisującej rozpatrywane przez siebie zagadnienie. By wiarygodnie ocenić problem należy wykonać indywidualne pomiary pozwalające wyeksponować badane zjawisko.

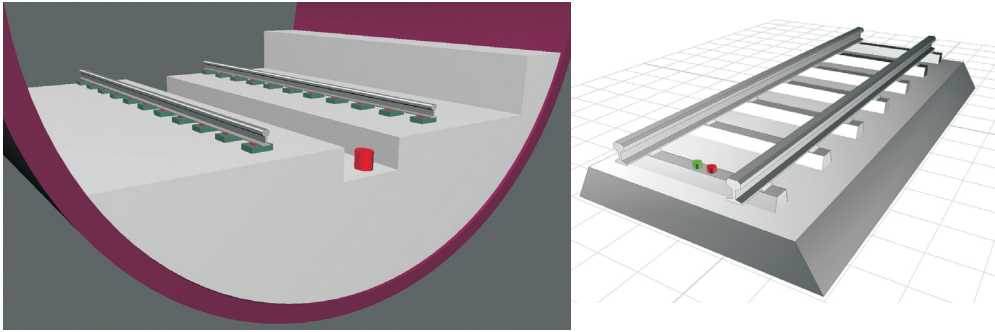
2.2. SYSTEMY POMIAROWE

W obu przypadkach przeprowadzonych pomiarów w terenie wykorzystano podobny zestaw pomiarowy (rys. 3), w jego skład wchodziły: dwuosiowy czujnik przyspieszeń, wielokanałowy przetwornik analogowo-cyfrowy 16bit/10kHz z systemem wyzwalania oraz komputer archiwizujący dane. Wraz z pomiarami w tunelu metra mierzono również drgania w piwnicach sąsiadujących budynków.



Rys. 3. Schemat układu pomiarowego na torze
Fig. 3. Scheme of measurement systems on the track

Dwuosiowy akcelerometr do pomiarów przyspieszeń, umieszczono na fundamencie torowiska w tunelu metra między dwoma tokami torów, a na torze naziemnym na podkładzie w połowie jego długości (rys. 4). Zarejestrowany przez czujniki sygnał, za pośrednictwem przetwornika analogowo-cyfrowego NI USB-6216 trafiał do rejestratora. Dane pomiarowe gromadzone w buforze umożliwiającym przechowywanie danych na 4 sekundy przed wjazdem pierwszego zestawu kołowego w strefę lokalizacji czujników pomiarowych.



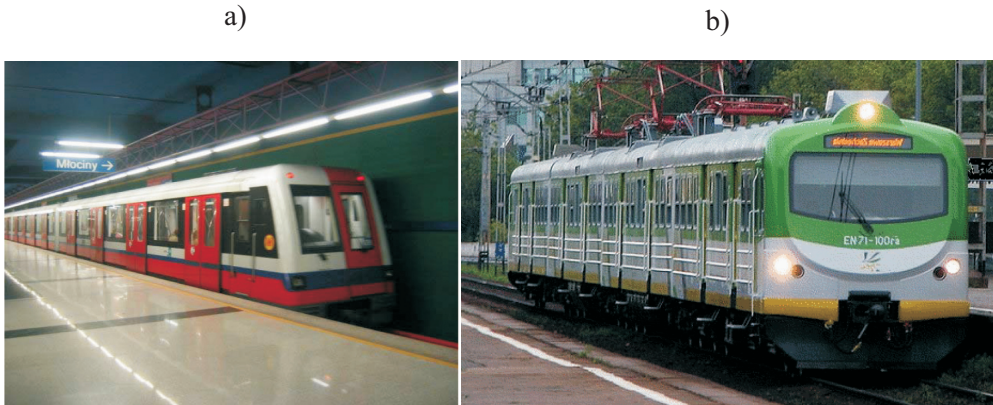
Rys. 4. Lokalizacja czujników pomiarowych na fundamencie w tunelu oraz na podkładzie toru klasycznego

Fig. 4. Localization of accelerometers fixed to the base between rails of underground and classic line

2.3. OPIS POJAZDÓW

Badania polegały na pomiarze drgań w tunelu wywołanych przejazdem pociągu metra typu Metropolis 98, wyprodukowanego przez Alstom Transport, oraz na torze klasycznym pociągu typu EN 71-100 (rys. 5). W pierwszym przypadku skład złożony był z 6 wagonów, z czego 2 skrajne miały wózki toczne, a cztery pozostałe wózki napędowe. Każdy wagon miał 2 wózki wyposażone w 2 zestawy kołowe, oddalone od siebie o 2 m. Całkowita długość pociągu wynosiła 116,74 m, a odległość od skrajnych zestawów kołowych była równa 112,20 m. Maksymalna masa wagonu napędowego i tocznego wynosiła odpowiednio 49,20 t i 44,20 t. Maksymalna prędkość rozwijana przez pojazd to 90 km/h, a prędkość eksploatacyjna w tunelu metra mieści się w przedziale 40-60 km/h. Wagon z wózkami tocznymi może przewieźć 249 pasażerów, natomiast wagon z wózkami napędowymi zabiera około 229 osób. Na rys. 5a przedstawiono część pojazdu Metropolis 98 na stacji Młociny.

Pomiary drgań na torze klasycznym wykonano podczas przejazdu składu typu EN 71-100, wyprodukowanego przez Pafawag. Pociąg ten składał się z czterech wagonów: dwóch rozrządnych oraz dwóch napędowych, które umieszczono w części środkowej zespołu. Wagony połączone ze sobą tzw. krótkim sprzęgiem Scharfenberga, nierozłączalnym w warunkach eksploatacyjnych oraz z przejściem dla podróżnych. Wagony wyposażono w 2 wózki po 2 zestawy kołowe każdy, oddalone o 2,7 m. Koła o monoblokowej konstrukcji różniły się średnicą. W zależności od charakteru pracy, koła napędowe miały średnicę 0,94 m a toczne 1,0 m. Długość wagonu napędowego i tocznego wynosiła odpowiednio 20,70 m i 21,57 m. Całkowita długość zespołu miała 85 m. Maksymalna masa wagonu napędowego i tocznego wynosiły odpowiednio 57 t i 34 t. Cały zespół trakcyjny miał masę 182 t. Rysunek 5b pokazuje cały skład stojący na stacji Otwock.

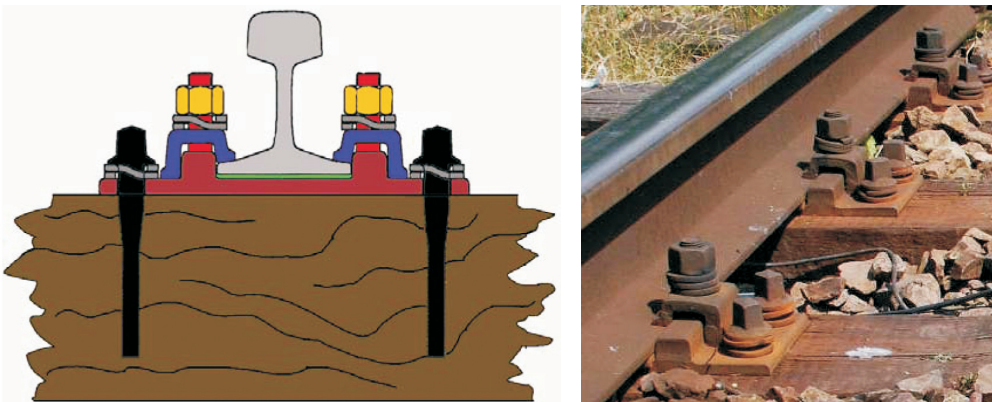


Rys. 5. Pojazdy wywołujące analizowane zjawisko: a) Metropolis 98, b) EN 71-100
 Fig. 5. Vehicles generating the phenomenon: a) Metropolis 98, b) EN 71-100

2.4. MIEJSCE POMIARÓW

Czujniki drgań zostały umieszczone na odcinku prostym toru oraz na łuku tunelu metra i toru klasycznego. Pomiary przeprowadzono na betonowym fundamencie tunelu o średnicy 5,2 m, usytuowanym na głębokości ok. 4 – 6 m pod powierzchnią gruntu. W tunelu znajdował się pojedynczy tor. Szyny typu UIC60 przytwierdzone były do płyt betonowych o długości 3 m w systemie nawierzchni bezpodsypankowej (rys. 2). Do zamocowania toków szynowych zastosowano system przytwierdzenia sprężysto-śrubowego Skl 12.

Pomiary na torze klasycznym miały miejsce na trasie Warszawa-Dęblin, w pobliżu miejscowości Otwock. Nawierzchnię kolejową na badanej trasie zbudowano na podsypce, z podkładami drewnianymi i szynami UIC 60 (rys. 6).

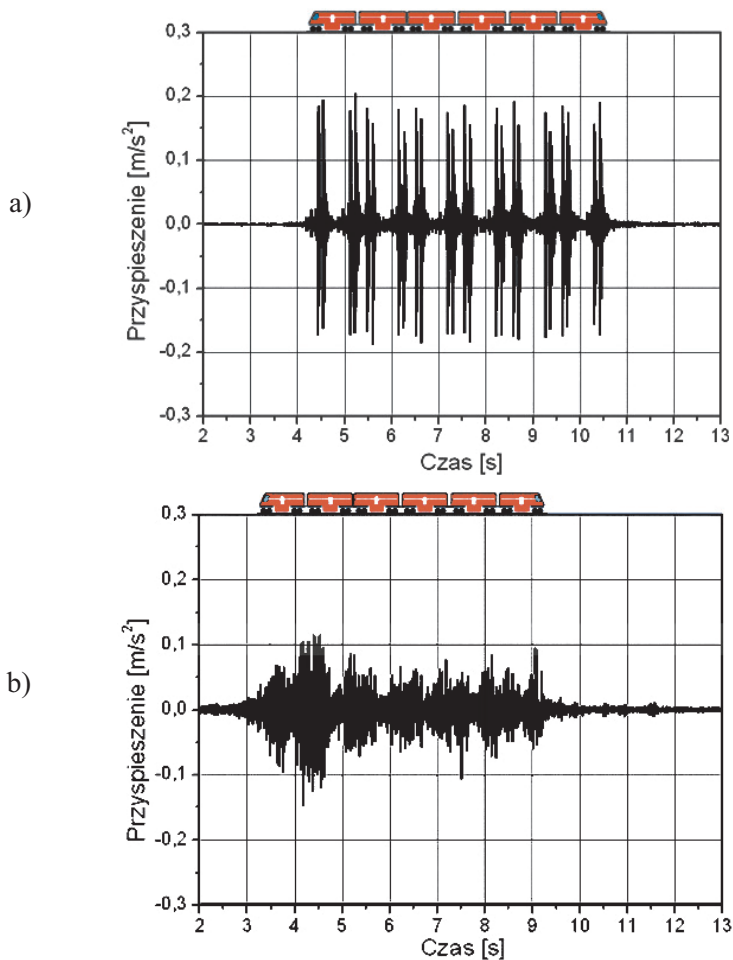


Rys. 6. System przytwierdzenia śrubowego typu K na torze klasycznym
 Fig. 6. The K type of rail fastening system on the classical track

3. WYNIKI POMIARU

Średnia prędkość jazdy na odcinku prostym i na łuku wynosiła odpowiednio 59,5 km/h i 53,5 km/h w tunelu oraz 61 km/h i 58 km/h na torze klasycznym. Badano charakterystyki dynamiczne przyspieszeń, prędkości oraz przemieszczeń w czasie. Do wyznaczenia dominujących częstości drgań wykorzystano analizę spektralną. Analiza wyników w przestrzeni fazowej umożliwiła opis okresowości zjawiska. Wyniki eksperymentalne wygładzono numerycznie algorytmem z wykorzystaniem filtra Savitzky'ego-Golaya, stosując okno 25 punktowe.

Na rysunku 7 przedstawiono przebiegi przyspieszeń w funkcji czasu, zmierzone w kierunku poziomym na łuku i na prostym odcinku toru metra.



Rys. 7. Charakterystyki czasowe przyspieszeń fundamentu podtorza metra w płaszczyźnie poziomej w punkcie pomiarowym na łuku (a) i na prostym odcinku toru (b)

Fig. 7. Time history of lateral accelerations measured on the base of the curved (a) and straight section of underground track (b)

Porównując je można zauważyć pewne charakterystyczne cechy. Wartości przyspieszeń na łuku toru są średnio dwukrotnie większe od zmierzonych na prostej. Przyspieszenia na łuku toru wykazują dominujące piki przyspieszeń o wartościach około $0,2 \text{ m/s}^2$. Ich intensywność jest znacznie mniejsza na odcinku prostym. Piki te odpowiadają kolejnym 24 zestawom kołowym wózków pojazdu Metra, przejeżdżającego przez punkt pomiarowy. Zilustrowano to nanosząc schematyczny rysunek składu metra na wykresy przyspieszeń.

W pomiarach przyspieszeń na odcinku prostym nie występują dominujące piki odpowiadające zestawom kołowym. Dostrzegamy jednak dwanaście grup pików przyspieszeń, które można przypisać całym wózkom. Na rysunku 8 przedstawiono przemieszczenia w obu przypadkach, otrzymane w wyniku numerycznego całkowania sygnałów przyspieszeń z uwzględnieniem algorytmu wygładzania, o którym wspomniano wcześniej.

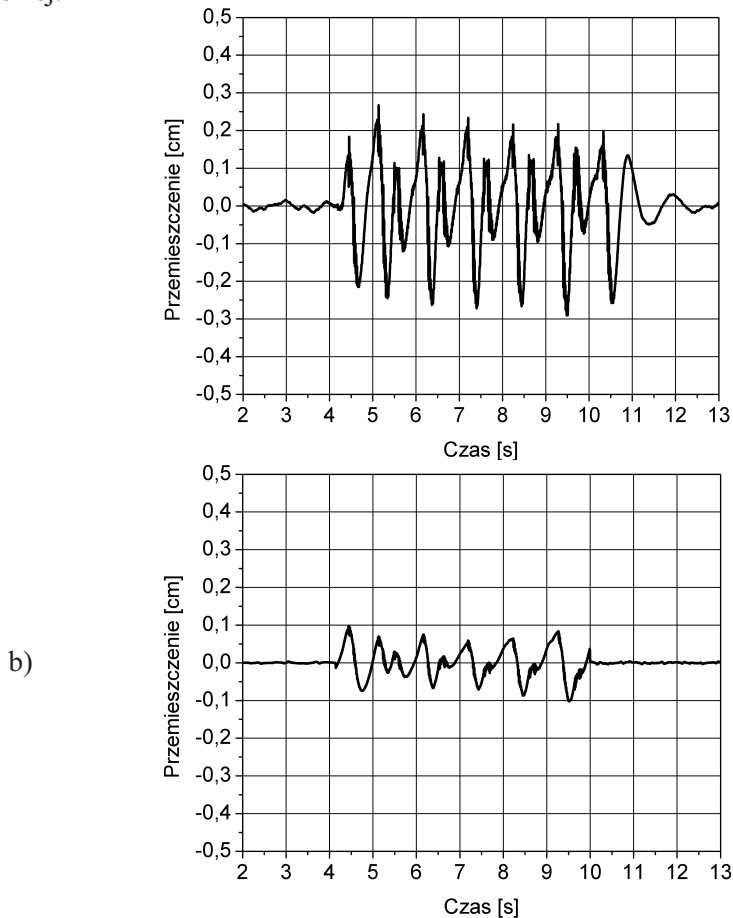
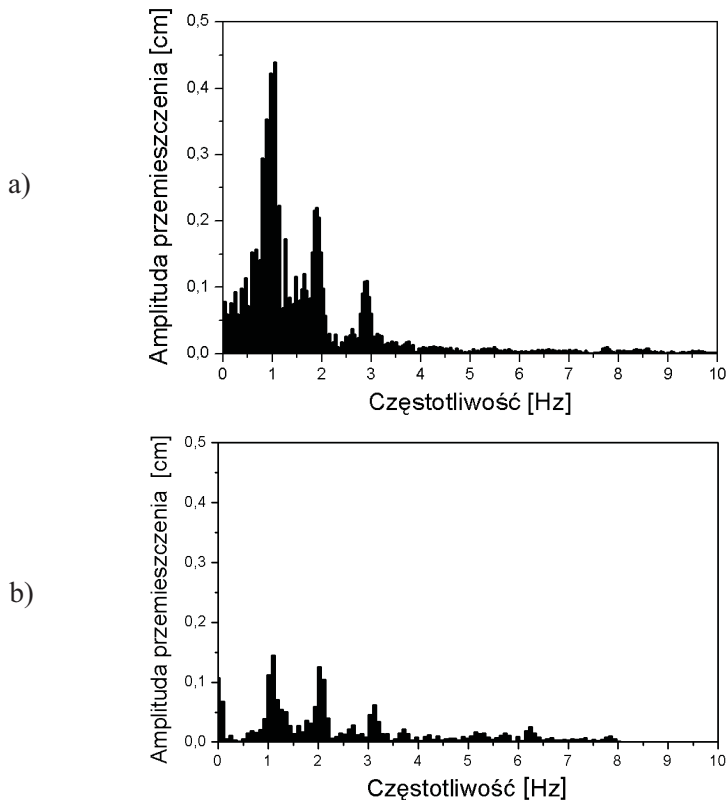


Fig. 8. Wykresy czasowe przemieszczenia poziomego podtorza w punkcie pomiarowym na łuku (a) i na prostym odcinku toru (b)

Fig. 8. Time history of lateral displacements on the base of the curved (a) and straight section of a track (b)

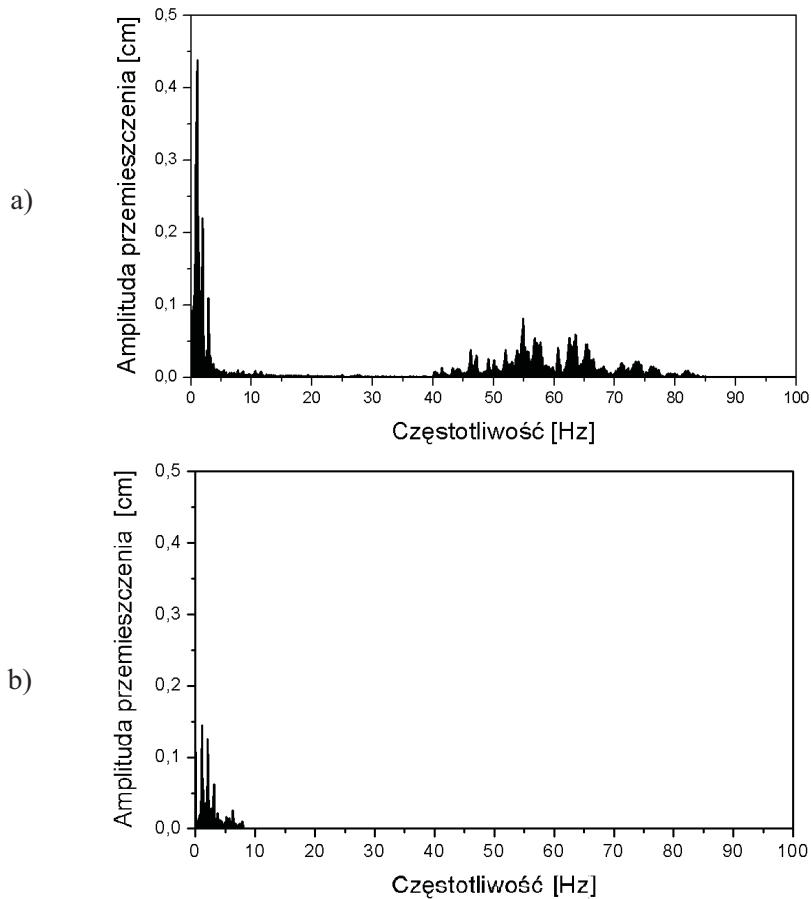
Mimo różnic w jeździe na łuku i na prostej, można zaobserwować zbliżony charakter odpowiedzi układu w postaci bocznych przemieszczeń, różniących się głównie wartościami amplitud. W obu przypadkach można zauważyć dwuokresowe przebiegi (rys. 8). Mają one odmienny charakter od naturalnego ruchu, wywołanego np. tylko zjawiskiem wężykowania zestawu kołowego na odcinku prostym. W takim przypadku wywołane tym zjawiskiem przemieszczenia w płaszczyźnie poziomej mogłyby mieć charakter zbliżony do sinusoidy. Zjawisko wężykowania szerzej opisane zostało w pracach [15 – 20].

Poddając otrzymany sygnał przemieszczeń bocznych transformacji Fouriera w dziedzinie częstotliwości – można zaobserwować dominujące częstości drgań 1 Hz i 2 Hz na odcinku prostym oraz 1 Hz, 2 Hz i 3 Hz na łuku toru (rys. 9). Wykresy te ilustrują zjawisko dwuokresowego ruchu podtorza w kierunku poziomym, wywołanego ruchem oscylacyjnym wagonu. W zakresie częstości 0 - 100 Hz na łuku toru obserwujemy kolejną grupę dominujących amplitud: 55 Hz i 64 Hz (rys. 10). Ich udział w porównaniu z zakresem niskoczęstotliwościowym jest znacznie mniejszy. Na odcinku prostym toru drgań w takim przedziale częstotliwości nie obserwowano.



Rys. 9. Rozkład widmowy przemieszczeń poziomych fundamentu na odcinku prostym (a) i na łuku torowiska metra (b) w zakresie 0 - 10 Hz

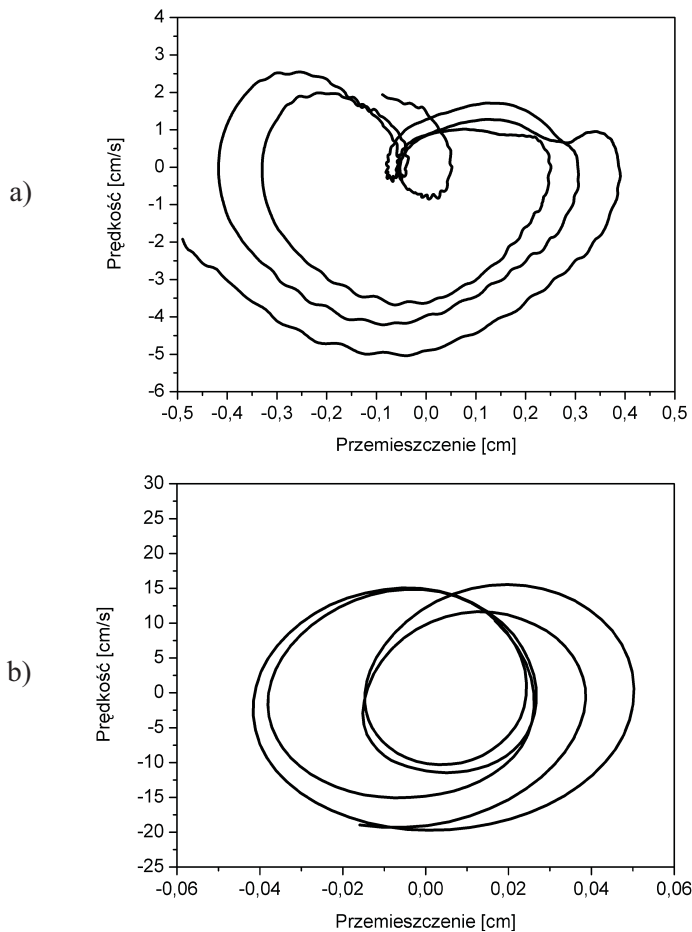
Fig. 9. Comparison of spectra of lateral displacements on the base of the curved (a) and straight section of underground track (b) in range between 0 and 10 Hz



Rys. 10. Rozkład widmowy przemieszczeń poziomych fundamentu na odcinku prostym (a) i łuku torowiska metra (b) w przedziale 0 - 100 Hz

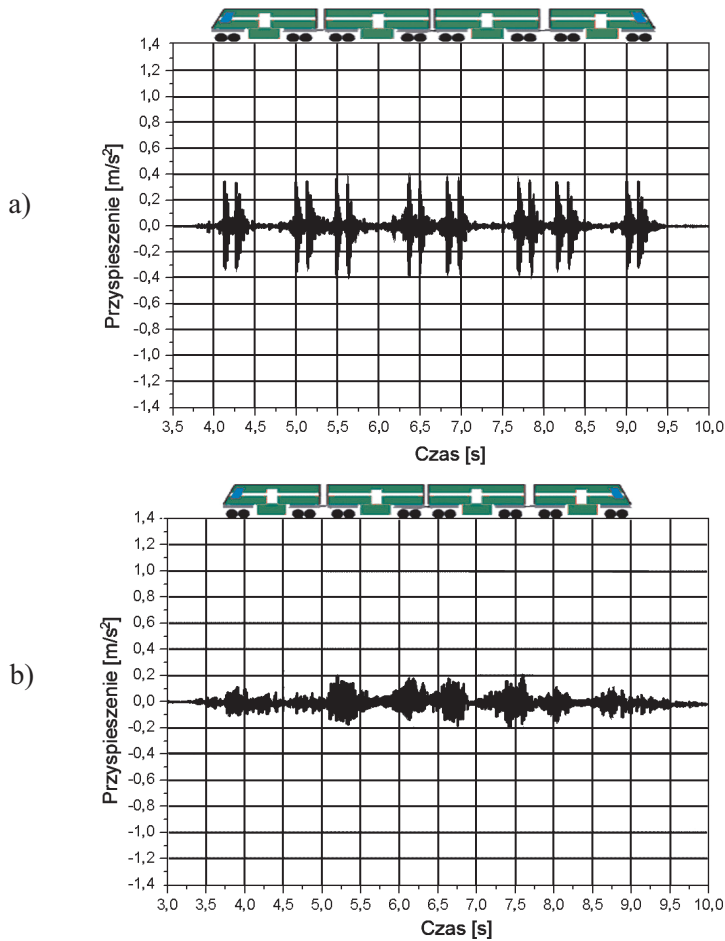
Fig. 10. Comparison of spectra of lateral displacements on the base of the curved (a) and straight section (b) of underground track in range between 0 and 100 Hz

Potwierdzeniem obecności dwukresowych drgań są wykresy w płaszczyźnie fazowej (rys. 11). Sygnał zarejestrowany na łuku toru ze względu na 2 grupy drgań w dwóch zakresach częstotliwości (rys. 10), rozdzielono na niskoczęstotliwościowe i wysokoczęstotliwościowe składowe sygnału. Dzięki temu uzyskano dwie płaszczyzny fazowe o trajektoriach dwukresowych. Zwiększenie amplitud drgań w zakresie niskich częstości można interpretować jako wywołane poziomym przemieszczeniem pudła wagonu. Natomiast w zakresie wyższych częstości jako poziome przemieszczenia boczne koła względem szyny.



Rys. 11. Trajektorie fazowe ruchu w kierunku poprzecznym na łuku toru metra, otrzymane w zakresie niskoczęstotliwościowym (a) i zakresie wysokoczęstotliwościowym (b)
Fig. 11. Phase trajectory of lateral motion of base of railroad on the curved section of a track for low (a) and high frequency (b)

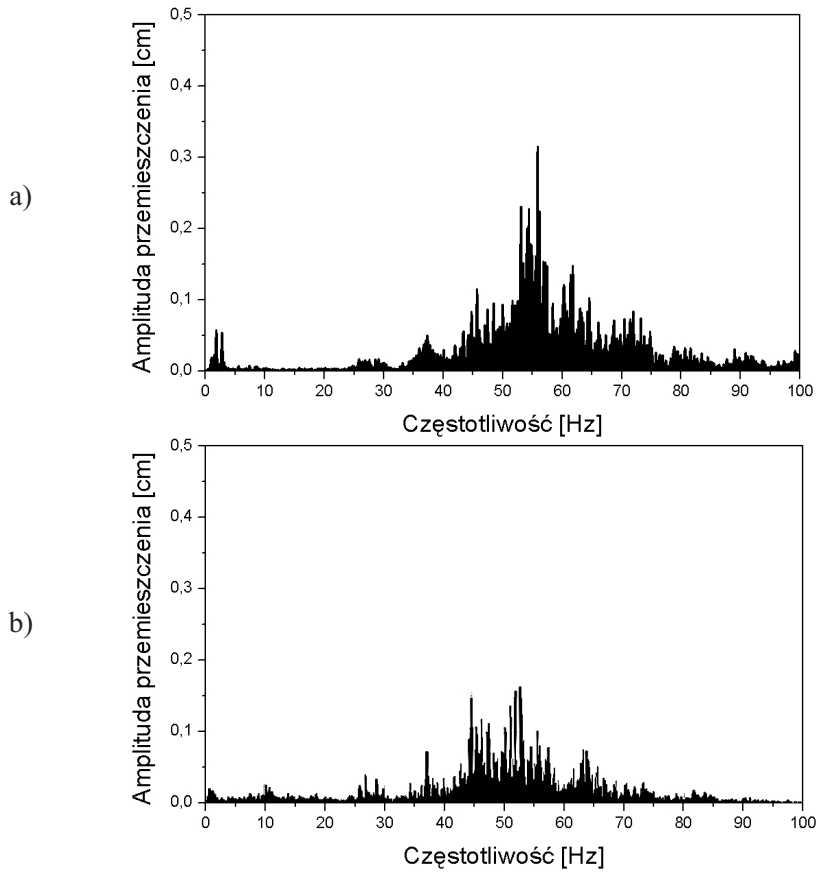
Przeprowadzone badania na torze klasycznym również wykazały wyższe amplitudy drgań na łuku toru niż na prostych odcinku (rys. 12). Podobnie jak w przypadku pomiarów w tunelu metra, widać dominujące piki drgań, odpowiadające poszczególnym zestawom kołowym. W tym przypadku jest ich 16. Analiza widmowa przebiegów drgań pokazała 2 przedziały drgań: $1 \div 2$ Hz i $40 \div 80$ Hz na łuku toru oraz $30 \div 75$ Hz na odcinku prostym (rys. 13). Dominujące częstotliwości na łuku i odcinku prostym wynosiły odpowiednio 53 Hz i 58 Hz. W tym przypadku wzrost wartości przyspieszeń, w porównaniu z torem metra, można uzasadnić gorszą jakością torowiska. W trakcie pomiarów zauważono, że podsypka na badanych odcinkach torowiska charakteryzowała się małym zagęszczeniem kruszywa. Powodowało to obniżenie sztywności i wzrost amplitud pionowych przemieszczeń podkładów torowiska w punktach pomiaru.



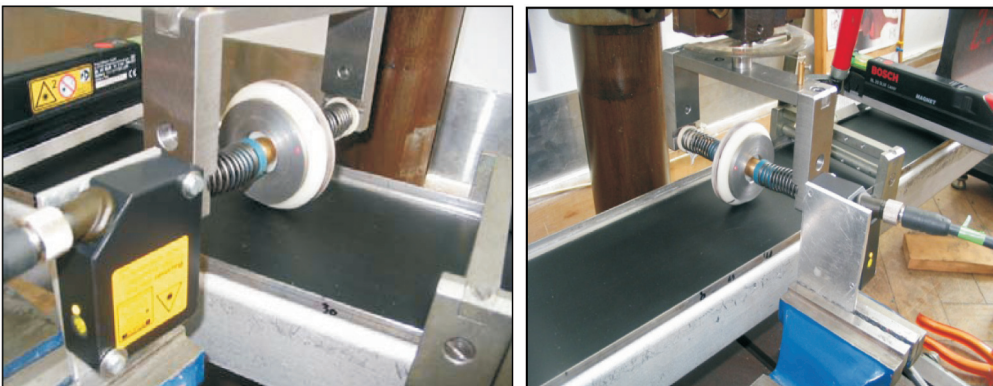
Rys. 12. Charakterystyki czasowe przyspieszeń podkładu w płaszczyźnie poziomej w punkcie pomiarowym na łuku (a) i na prostym odcinku toru klasycznego (b)
 Fig. 12. Time history of lateral accelerations measured on the sleeper: curve segment of a track (a), straight segment of a track (b)

4. BADANIA LABORATORYJNE

Zjawisko dwuokresowych drgań koła toczącego się ukośnie po podłożu zweryfikowano na laboratoryjnym stanowisku badawczym (rys. 14) [15]. Składało się ono z przenośnika taśmowego wyposażonego w napęd, kilku modeli par ciernych koło - podłoża oraz układu pomiarowego. Całość zamocowano na wysięgniku. Umożliwił on regulację siły pionowego docisku do taśmy oraz kąta płaszczyzny bocznej koła względem kierunku przesuwu taśmy. Przemieszczenia wzdłuż osi koła mierzono bezstykową metodą, z użyciem laserowych czujników przemieszczenia o wysokiej rozdzielczości 0,01 mm i dużej częstotliwości próbkowania (do 1 kHz). Wykonano badania ruchu kół wykonanych ze stali, poliamidu i aluminium. Stanowiły one elementy trzech różnych par ciernych z taśmą poliestrową.



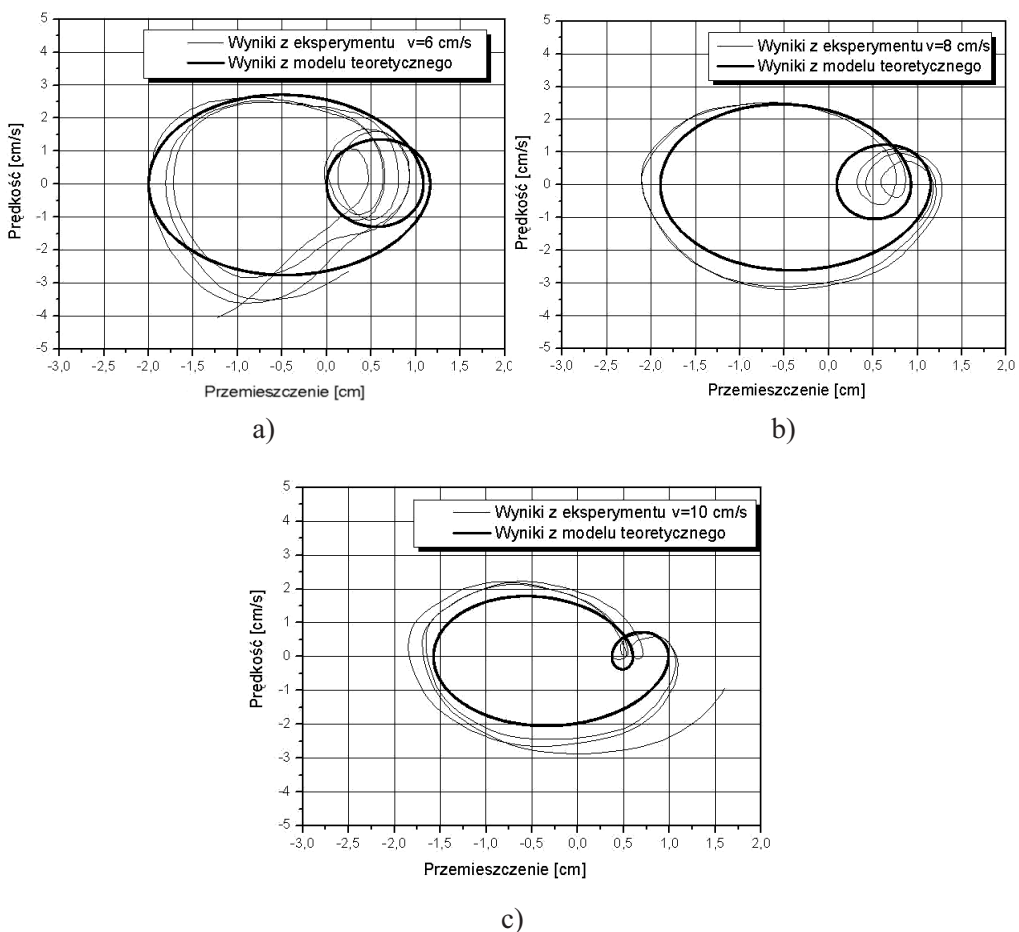
Rys. 13. Rozkład widmowy przyspieszeń podkładu w kierunku poziomym na łuku torowiska (a) i na odcinku prostym (b)
Fig. 13. Spectra of lateral accelerations measured on the sleeper: curve segment of a track (a), straight segment of a track (b)



Rys. 14. Laboracyjne stanowisko badawcze [15]
Fig. 14. Laboratory test stand [15]

Ruch boczny toczącego się koła na stanowisku laboratoryjnym, uzależniony był od zmiany prędkości toczenia tego koła w zakresie $v = 0 \div 20$ cm/s, siły docisku pionowego $N = 0 \div 15$ N oraz kąta ukośnego toczenia $\alpha = \pm 15^\circ$. Parametry te miały znaczący wpływ na ruch boczny. Wyniki badań laboratoryjnych wykazały dwuokresowy charakter ruchu bocznego koła oraz jego zmianę pod wpływem modyfikacji parametrów, od których uzależniono ruch. Szczegółowo pomiary i parametry toczących się kół, taśm oraz analizę wyników otrzymanych podczas badań opisano w pracy [15].

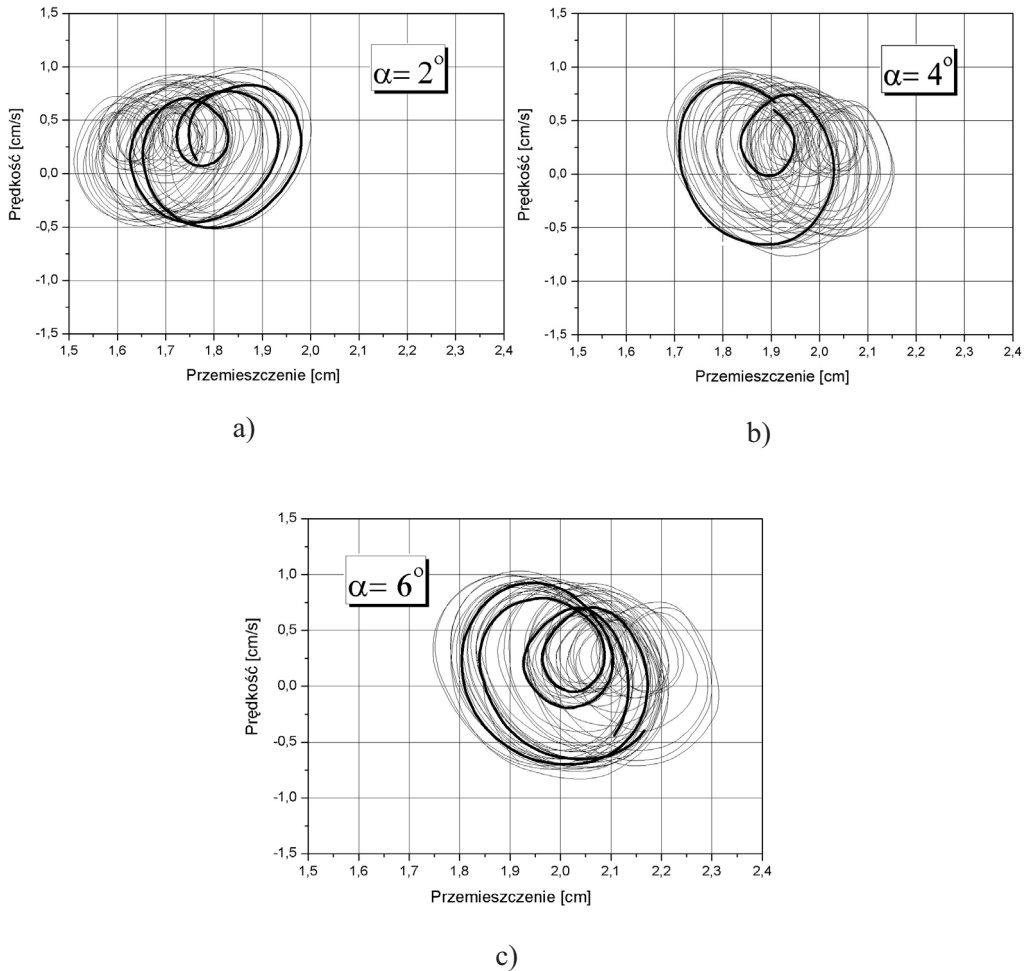
Poniżej przedstawiono kilka wybranych wyników pomiarów laboratoryjnych uzyskanych przy toczącym się kole stalowym o masie $M = 0,174$ kg. Wykresy na rysunku 15 ilustrują płaszczyzny fazowe ruchu bocznego koła przy prędkościach jazdy $v = 6$ cm/s, 8 cm/s, 10 cm/s i stałym nacisku $N = 4,25$ N oraz kącie $\alpha = 3^\circ$.



Rys. 15. Trajektorie fazowe ruchu bocznego uzyskane z eksperymentu (cienka linia) przy stałym kącie $\alpha = 3^\circ$, siły pionowej $N = 4,25$ N oraz prędkościach jazdy: a) $v = 6$ cm/s, b) 8 cm/s, c) 10 cm/s i w modelu teoretycznym (linia gruba) [15]

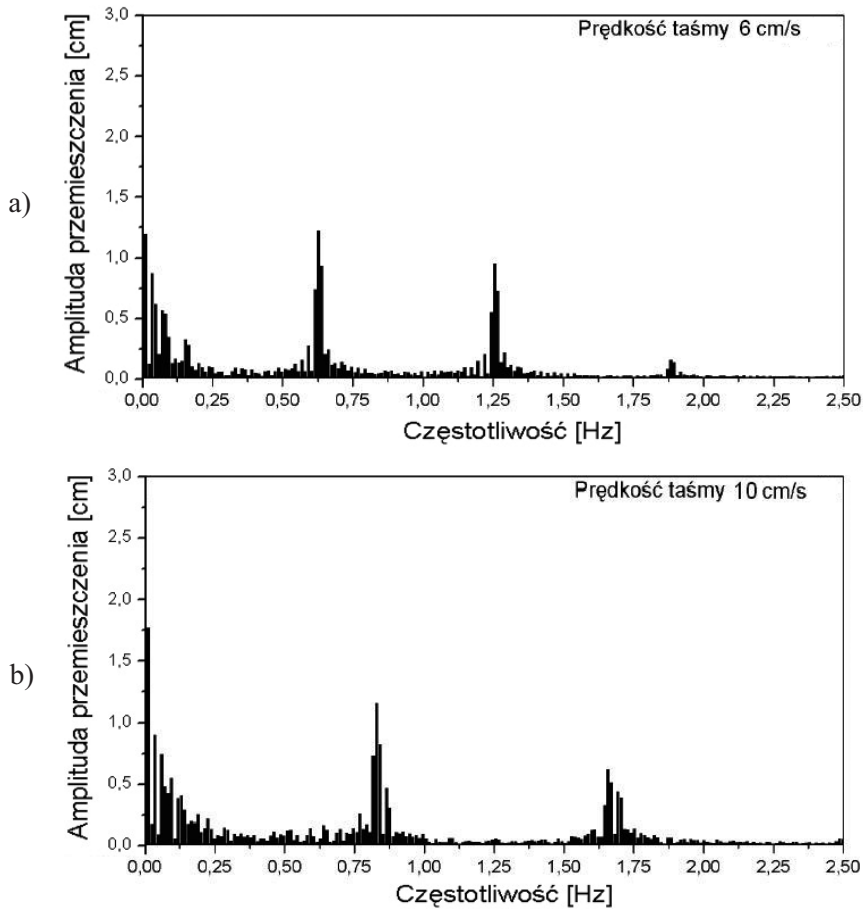
Fig. 15. Phase trajectory of lateral motion of wheel obtained on test stand and model for angle of skew $\alpha = 3^\circ$, vertical pressure $N = 4.25$ N and speed: a) $v = 6$ cm/s, b) 8 cm/s, c) 10 cm/s

Widzimy, że wraz ze wzrostem prędkości jazdy wzrasta udział pierwszej składowej drgań, a zmniejsza się druga. Zmiana kąta między płaszczyzną boczną koła a kierunkiem jazdy $\alpha = 2^\circ, 4^\circ, 6^\circ$ wpływa na wzrost amplitudy drgań wyższych częstości w zakresie niskich prędkości jazdy v oraz na przesunięcie wykresu przemieszczeń względem położenia równowagi w kierunku wyższych wartości. Ilustrują to wykresy trajektorii fazowych na rysunku 16, uzyskane przy stałym nacisku N i stałej prędkości jazdy v . Analiza amplitudowo-częstotliwościowa, pokazana na rysunku 17, potwierdza dwukresowość bocznego przemieszczenia koła toczącego się ukośnie.



Rys. 16. Trajektorie fazowe bocznego ruchu koła uzyskane eksperymentalnie przy stałej prędkości $v = 10$ cm/s, sile pionowej $N = 9,25$ N oraz kątach a) $\alpha = 2^\circ$, b) $\alpha = 4^\circ$, c) $\alpha = 6^\circ$ [15]

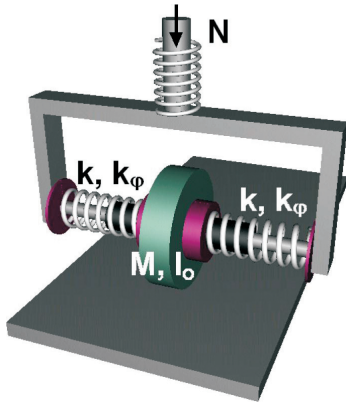
Fig. 16. Phase trajectory of lateral motion of wheel obtained on test stand for angle of skew: a) $\alpha = 2^\circ$, b) $\alpha = 4^\circ$, c) $\alpha = 6^\circ$, vertical pressure $N = 9.25$ N and speed $v = 10$ cm/s



Rys. 17. Rozkład widmowy przemieszczeń bocznych koła na stanowisku eksperymentalnym przy kącie $\alpha = 4^\circ$, nacisku $N = 8,5$ N i prędkości taśmy: a) $v = 6$ cm/s, b) $v = 10$ cm/s
 Fig. 17. Spectrum of lateral displacements of the wheel on belt for angle of skew $\alpha = 4^\circ$, vertical pressure $N = 8.5$ N and speed belt: a) $v = 6$ cm/s, b) $v = 10$ cm/s

W pracach [9, 15] opisano próbę matematycznego opisu ruchu bocznego koła. Starano się stworzyć model matematyczny, którego własności odpowiadałyby własnościom modelu fizycznego. Wykorzystano układ o dwóch stopniach swobody z jednostronnym sprzężeniem między nimi. W modelu tym jeden stopień swobody odpowiada ruchowi obrotowemu koła, a drugi – ruchowi boczemu, poprzecznemu. W obiektach rzeczywistych pierwszy z nich odpowiada obrotowemu ruchowi oscylacyjnemu, wynikającemu z odkształcalności skrętnej osi, deformacji materiału koła w strefie kontaktu w kierunku stycznym, oraz odkształceniu szyny kolejowej w kierunku wzdłużnym, pod wpływem m. in. zjawisk falowych, wywołanych choćby periodyczną strukturą toru [3]. Drugi stopień swobody odpowiada bocznej odkształcalności koła kolejowego oraz odkształcalności bocznej szyny. W przypadku stanowiska badawczego oba kierunki odkształceń wynikały z odkształcalności

wzdłużnej i bocznej poliestrowego pasa oraz podatności poziomej sprężyny mocującej. Okresowość ruchu uzależniono od prędkości jazdy v , kąta α między płaszczyzną koła a kierunkiem taśmy oraz nacisku N ; wartości tych parametrów przyjęto jako wielkości bezwymiarowe. Wprowadzono następujące założenia upraszczające. Taśma i koło są ciałami sztywnymi, układ zawieszenia (sprężyny) ma linową charakterystykę sztywności wzdłużnej k oraz skrętną k_ϕ (rys. 18).

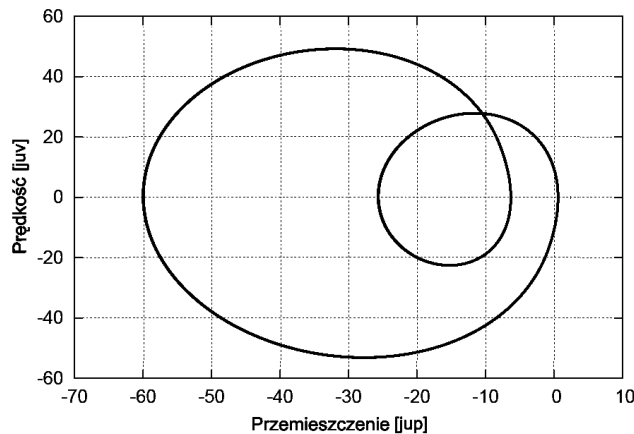


Rys. 18. Schemat modelu badanego układu [9]
 Fig. 18. Scheme of the investigation model [9]

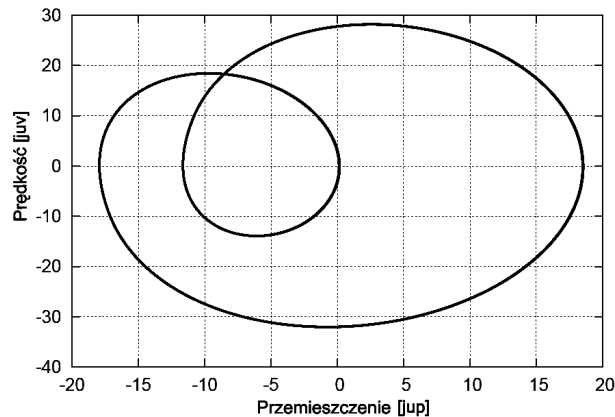
Prezentowane poniżej wyniki, ilustrują dwuk okresowy charakter odpowiedzi modelu matematycznego stanowiącego układ dwóch oscylatorów o masach m_1 i m_2 , sztywnościach k_1, k_2 oraz prędkościach początkowych v_1 i v_2 . Oba te oscylatory sprzęgnięto jednostronnie funkcją f_{12} , wyrażoną zależnością:

$$f_{12} = \text{sign}(v_2) \cdot [p_1 (|v_2| p_2)^2 + p_3] \quad (1)$$

Zależnie od parametrów p_1, p_2, p_3 uzyskujemy różne prawa tarcia w odniesieniu do kontaktu koła z taśmą. Rysunki 19 i 20 przedstawiają przebiegi trajektorii fazowej odpowiadającej ruchowi boczemu, przy różnych parametrach modelu matematycznego. Ze względu na zastosowanie bezwymiarowych parametrów w matematycznym opisie zjawiska, na osiach wykresów przedstawiono wartości prędkości i przemieszczeń w jednostkach umownych (juv i jup). Dokładny opis parametrów przedstawionych w podpisach wykresów (rys. 19 i 20) oraz kompletne równania, w których je zastosowano można znaleźć w pracy [9].



Rys. 19. Płaszczyzna fazowa ruchu bocznego koła na taśmie otrzymana z modelu matematycznego przy parametrach: $m_1 / m_2 = 1, p_1 = 0, p_2 = 0, p_3 = 24, v_1 = 3,0$ i $v_2 = 5,6$
 Fig. 19. Phase trajectory of lateral motion of wheel rolling on tape obtained with mathematical model for parameters: $m_1 / m_2 = 1, p_1 = 0, p_2 = 0, p_3 = 24, v_1 = 3.0$ and $v_2 = 5.6$



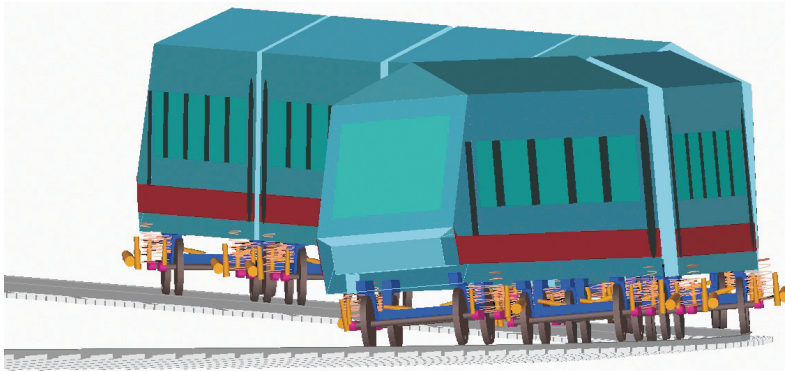
Rys. 20. Płaszczyzna fazowa ruchu bocznego koła na taśmie otrzymana z modelu matematycznego przy parametrach: $m_1/m_2=1$, $p_1=0$, $p_2=0$, $p_3=24$, $v_1=3,0$ i $v_2=3,4$
 Fig. 20. Phase trajectory of lateral motion of wheel rolling on tape obtained with mathematical model for parameters: $m_1/m_2=1$, $p_1=0$, $p_2=0$, $p_3=24$, $v_1=3.0$ and $v_2=3.4$

5. MODEL NUMERYCZNY

Do badań symulacyjnych drgań w układzie koło - tor kolejowy, wywołanych przejazdem pojazdu szynowego, wykorzystano model stworzony w programie Vi-Rail z modułem Flextrack. Użyty program przeznaczony jest do komputerowego modelowania i symulacji bardzo szerokiej klasy układów wielomasowych (ang. *multibody systems*), związanych z zagadnieniami kolejnictwa. Bogata biblioteka układów opisujących poszczególne elementy pojazdu kolejowego pozwala stosunkowo łatwo i szybko skonstruować z dużymi uproszczeniami cały pojazd szynowy. Budując własne człony i elementy możemy zwiększyć dokładność odwzorowania pojazdu rzeczywistego. Vi-Rail, na podstawie danych o geometrii, masie, momentach bezwładności poszczególnych elementów oraz całych zespołów, tworzy model komputerowy obiektu. Po stworzeniu odpowiedniego modelu, wykorzystując jedną z kilku możliwych metod całkowania, otrzymujemy dynamiczną odpowiedź badanego układu.

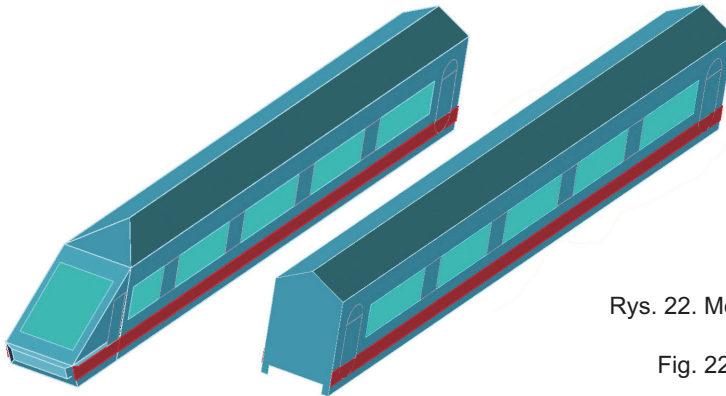
By analizować wymuszenia powstające na torze podczas przejazdu modelu zbudowanego w programie Vi-Rail, należy wykorzystać podprogram Flextrack. Moduł ten służy do opisu podatnego toru. Bez niego możliwa jest jedynie symulacja ruchu obiektu badanego na torze sztywnym, ograniczająca możliwość analizy dynamiki pojazdu. Ze względu na fakt, że własności dynamiczne toru zależą w znacznym stopniu od wykorzystanego systemu przytwierdzenia, rodzaju podkładów oraz parametrów podsyпки, konieczne jest wykorzystanie rozbudowanego modelu. Podparcie toków szynowych może się zmieniać, począwszy od podparcia swobodnego, do pełnego przytwierdzenia, w zależności od sposobu zamocowania szyny, sztywności przekładki i podsyпки, napięcia wstępnego oraz nacisku koła. Trudno jest modelować

wiarygodnie bezwładność podłoża i podsypki, ponieważ w rzeczywistości tłuczeń podsypki może przemieszczać się względem toru. Zmiana lokalizacji tłuczenia wywołuje zmianę parametrów podparcia torowiska. Do określenia parametrów podsypki wyznacza się jej impedancję, przez wymuszenie impulsowe lub okresowe za pomocą siłowników. Charakter tego typu wymuszenia znacznie odbiega od charakteru obciążeń powstałych w czasie przejazdu rzeczywistego pociągu. Tak więc zidentyfikowane parametry mogą być rozbieżne z rzeczywistymi. Z tego powodu uznajemy za poprawne opisanie toru uproszczonym modelem odtwarzającym istotne cechy dynamiczne toru.



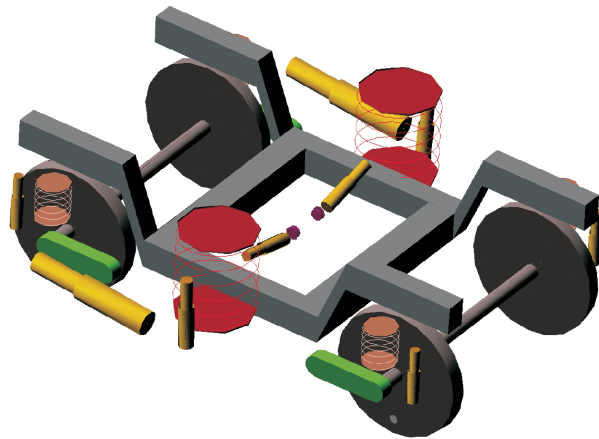
Rys. 21. Model całego pojazdu na torze zakrzywionym
Fig. 21. Model of the train on curve segment of a track

Analizowany w pracy model składał się z sześciu wagonów wyposażonych w dwa wózki z dwoma zestawami kołowymi każdy (rys. 21). Poszczególne pudła wagonów przedstawiono jako bryły sztywne o odpowiednich masach i momentach bezwładności (rys. 22), których wartości, w przypadku wagonów skrajnych i środkowych, wynosiły odpowiednio $m_{sk}=4,5 \cdot 10^4$ kg i $m_{sr}=3,4 \cdot 10^4$ kg. Przyjęto, że momenty bezwładności wszystkich wagonów są sobie równe i wynoszą: $I_{xx}=5,68 \cdot 10^4$ kg·m², $I_{yy}=1,97 \cdot 10^6$ kg·m², $I_{zz}=1,97 \cdot 10^6$ kg·m².



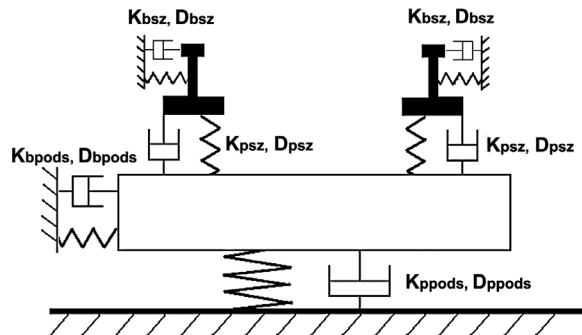
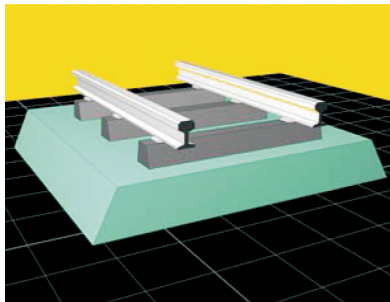
Rys. 22. Modele wagonów – wagon skrajny i środkowy
Fig. 22. Model of the train body

Poszczególne wagony wsparto na ramie wózka za pośrednictwem tłumików i sprężyn o dużym przekroju. Sprężyny te tworzyły drugi stopień usprężynowania zawieszenia wózka. Zestawy kołowe połączone z ramą wózka przez korpusy łożysk, jako łączniki. Zamontowano je w sposób obrotowy na trzpieniach połączonych sprężynicie z ramą. Siły bezwładności pudła wagonu przenoszone były na korpusy łożysk przez zawieszenie pierwszego stopnia, tworzące układy tłumików i sprężyn (rys. 23).



Rys. 23. Budowa modelu wózka
Fig. 23. Model of the bogie

W kolejnym etapie zbudowany model pojazdu umieszczono na torze podatnym. Tor ten charakteryzował się parametrami odpowiadającymi geometrii, masie, sztywności oraz tłumieniu poszczególnych elementów toru rzeczywistego. Rysunek 24 ilustruje schematycznie model toru, w którym uwzględniono sztywności i tłumienia elementów w kierunku pionowym oraz bocznym. Cały tok szynowy przedstawiono jako pojedyncze belki, wsparte na sąsiadujących podkładach. Masy poszczególnych odcinków szyny skupiono w punktach podparcia na podkładach. Wartości parametrów sztywności i tłumienia w torze zestawiono w tabelicy 1. Masę szyny przyjęto równą 60 kg/m, a masę drewnianego podkładu 270 kg.

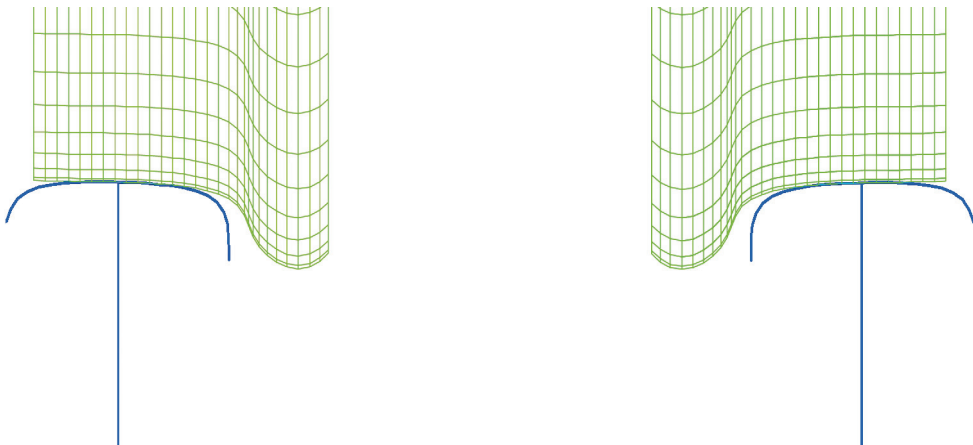


Rys. 24. Model toru podatnego
Fig. 24. Scheme of the flexible track in Vi-Rail program

Tablica 1. Wartości sztywności i tłumienia przyjęte w modelu toru podatnego
 Table 1. Value of stiffness and damping used in model of flexible railway track

K_{bsz}	D_{bsz}	K_{psz}	D_{psz}	K_{bpods}	D_{bpods}	K_{ppods}	D_{ppods}
0,43 MN/m	0,02 MNs/m	300 MN/m	0,01 MN/m	7 MN/m	0,03 MNs/m	80 MN/m	0,1 MNs/m
objaśnienia: K_{bsz} – sztywność boczna przytwierdzenia szyny do podkładu, D_{bsz} – tłumienie boczne przytwierdzenia szyny do podkładu, K_{psz} – sztywność pionowa przekładki podszynowej, D_{psz} – tłumienie pionowe przekładki podszynowej, K_{bpods} – sztywność boczna podsypki pod torem, D_{bpods} – tłumienie boczne podsypki pod torem, K_{ppods} – sztywność pionowa podsypki, D_{ppods} – tłumienie pionowe podsypki.							

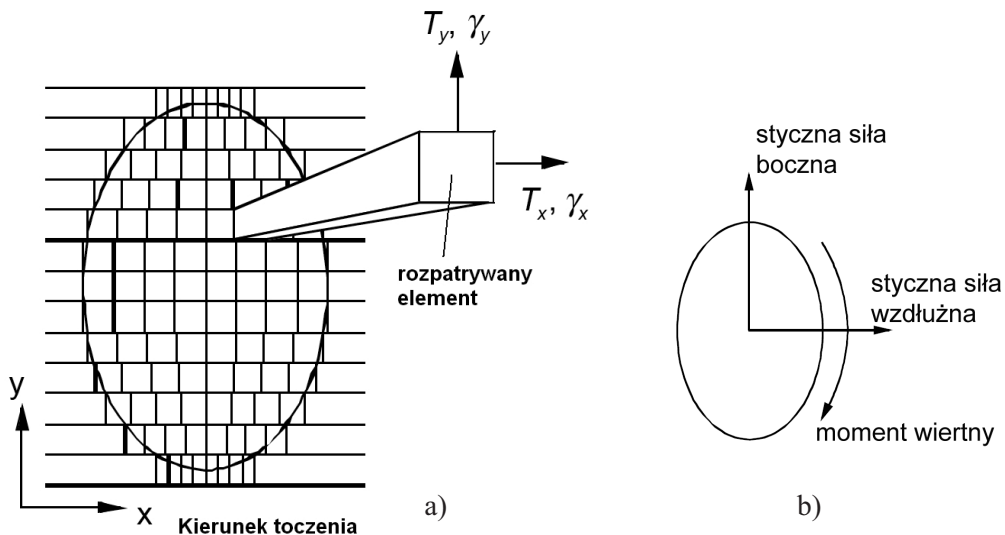
Geometrię profilu powierzchni toczynek szyn zastosowaną w modelu, otrzymano z pomiarów wykonanych na rzeczywistych obiektach. Przyjęto profil szyny typu S60 oraz profil obwodu koła według UIC/ORE o oznaczeniu S1002 (rys. 25). Zastosowanie dokładnej obwiedni profilu koła i szyny pozwala oszacować lokalizację strefy kontaktu podczas toczenia koła po szynie. Zostanie to pokazane w dalszej części artykułu.



Rys. 25. Profile koła S1002 i szyny S60
 Fig. 25. Wheel and rail profiles

W symulacji wykorzystano algorytm opisujący kontakt koła z szyną, wykorzystujący odpowiednio do tego celu przygotowany model kontaktu. Oparto go kolejno na teorii kontaktu normalnego Hertza, modelu tarcia Coulomba oraz modelu kontaktu stycznego Kalkera. Umożliwiało to badanie różnego typu kontaktu koło-szyny, tj. jednopunktowego lub dwupunktowego. Dwupunktowy kontakt może wystąpić w przypadku jazdy pojazdu na łuku toru, wówczas koło może oddziaływać na szynę jednocześnie swoją powierzchnią toczną oraz kołnierzem.

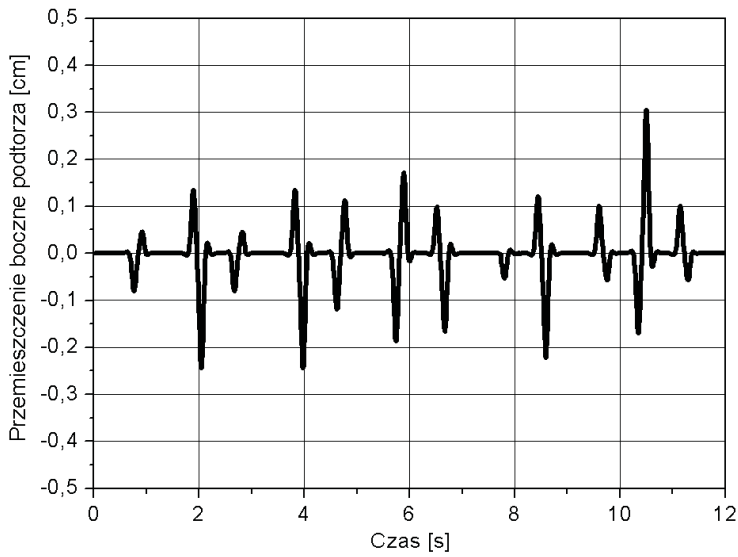
Mając wyznaczone siły normalne z wykorzystaniem nieliniowej sprężystej teorii Hertza oraz zakładając, że obszar kontaktu między kołem a szyną ma kształt elipsy, wyznacza się wartości półosi a i b elipsy określającej pole powierzchni kontaktu. Do obliczenia kontaktu stycznego użyto algorytmu FASTSIM [20, 21]. Dokonuje on podziału strefy kontaktu w polu o kształcie elipsy na mniejsze komórki. W każdej z nich wyznacza naprężenia styczne oraz mikropoślizgi γ w kierunku wzdłużnym i poprzecznym do kierunku toczenia koła (rys. 26a). Następnie wyznaczamy strefy przylegania w obszarze kontaktu $\gamma = 0$. Zastosowanie algorytmu obliczeniowego Kalkera pozwala na symulację oddziaływania dynamicznego koła kolejowego z szyną.



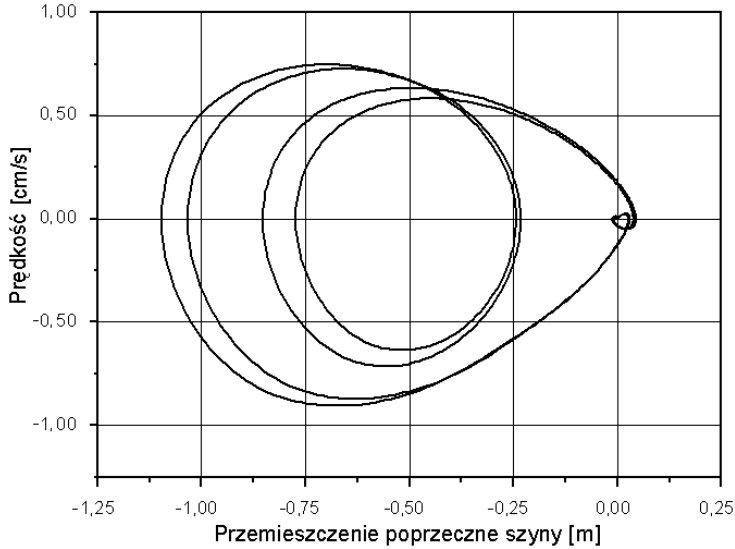
Rys. 26. Strefa kontaktu: a) podział strefy kontaktu na elementy [22], b) siły styczne w strefie kontaktu

Fig. 26. Local contact analysis: a) partition of the contact zone, b) tangential forces in the contact zone

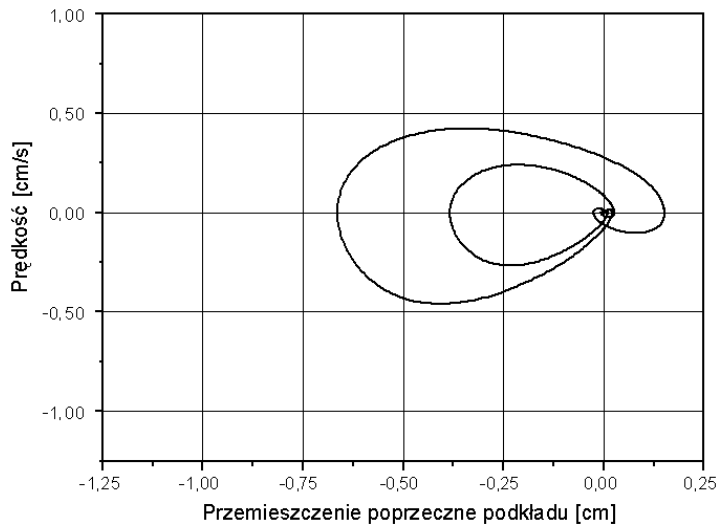
Zjawisko kontaktu stycznego opisane jest wartościami sił działających w płaszczyźnie poziomej strefy kontaktu: stycznych sił wzdłużnych i bocznych oraz momentów wiertnych (rys. 26b). Wyznaczenie chwilowych sił stycznych w kierunku poprzecznym pozwala oszacować drgania w tym kierunku. Drgania te przenoszą się na poszczególne elementy toru za pośrednictwem szyny i systemu przytwierdzenia. Zastosowanie opisanej metody oraz modelu toru podatnego pozwala określić przemieszczenia szyny, podkładu i podsypki. Przykładowe wyniki drgań otrzymanych z symulacji komputerowej przedstawiono na wykresach na rysunku 27. Na rysunkach 28 i 29 w postaci trajektorii fazowych zaprezentowano dwukresowy charakter ruchu bocznego szyny i podkładu, wywołany symulowanym przejazdem pojazdu szynowego. Charakterystyczny okres o bardzo małej amplitudzie opisuje zaburzenie jakie powstało pod wpływem najazdu koła pojazdu na elastycznie osadzony podkład.



Rys. 27. Przeszyczenia boczne podtorza na prostej – symulacja numeryczna
Fig. 27. Time history of lateral displacement obtained with numerical simulation

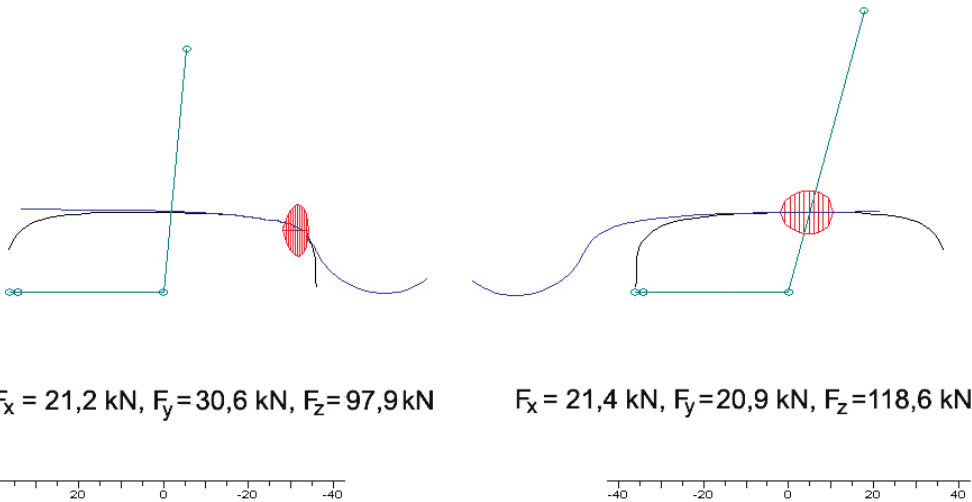


Rys. 28. Wykres fazowy ruchu boczno szyny
Fig. 28. Phase trajectory of lateral motion of rail



Rys. 29. Wykres fazowy ruchu bocznego podkładu
 Fig. 29. Phase trajectory of lateral motion of sleeper

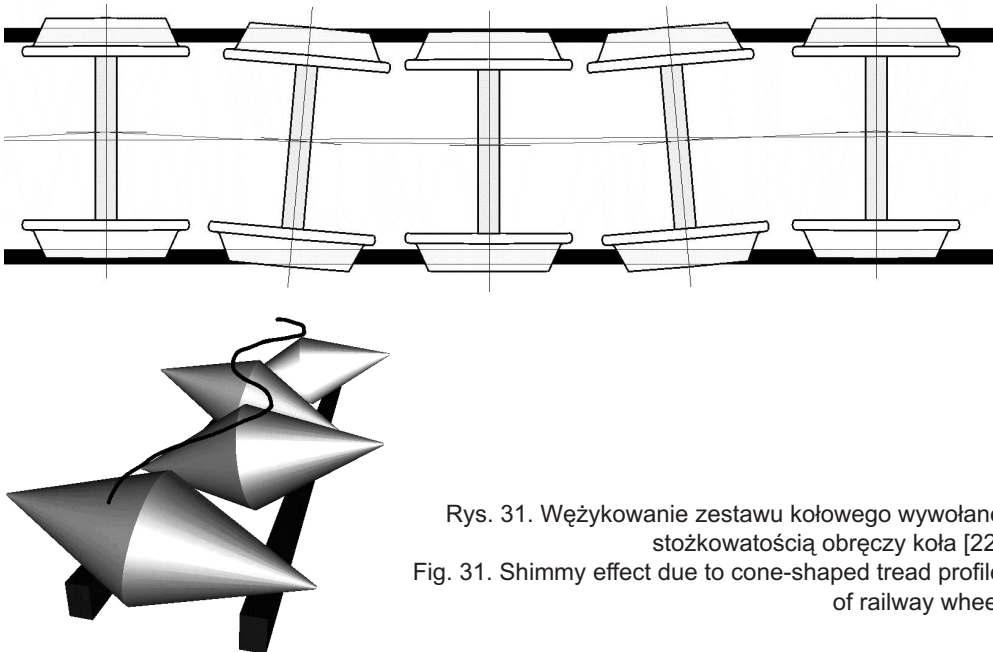
Jak już wspomniano wcześniej, algorytm opisujący kontakt koła z szyną umożliwia określenie lokalizacji i wielkość obszaru styku koła z szyną. Przykładowy wynik uzyskany z przejazdu modelu na łuku toru pokazuje rysunek 30. Widzimy tutaj, że wewnętrzna szyna torowiska na łuku (lewy rysunek) jest w kontakcie z kołem w strefie przejściowej między powierzchnią toczną a kołnierzem. Trzy liczby zamieszczone pod rysunkami przedstawiają chwilowe wartości składowych wzdłużnych F_x , poprzecznych F_y i pionowych F_z sił w strefie kontaktu.



Rys. 30. Strefy kontaktu koła kolejowego z szyną na łuku toru w jednym kroku symulacji
 Fig. 30. Contact patches due to wheel/rail interaction on the curve section of a track

6. WNIOSKI

W pracy przedstawiono analizę drgań bocznych wywołanych przejazdem pojazdu szynowego. Wyniki badań polowych zarejestrowane na fundamencie tunelu kolei podziemnej podczas przejazdu pojazdu szynowego na odcinku prostym i na łuku toru zestawiono z wynikami badań laboratoryjnych. Stworzono model numeryczny z wykorzystaniem programu Vi-Rail, który umożliwił opis zaobserwowanych zjawisk. Analiza pomiarów dynamicznych przebiegów wykazała dwuokresowy charakter ruchu bocznego. Nie był on do tej pory obserwowany i opisany w literaturze. Ruch ten mógł być inicjowany odkształcalnością zestawów kołowych i szyn lub w przypadku jazdy po łukach – różnicą promieni krzywizn obu szyn. Oscylacje obrotowe zestawu kołowego w płaszczyźnie toru również wpływały na to zjawisko. Na skutek ukośnego ustawienia płaszczyzny kół względem chwilowego kierunku toczenia dochodziło do bocznych poślizgów w strefie kontaktu koła z szyną. Kolejną przyczyną zaobserwowanego zjawiska jest fakt większego zużycia torowiska na łuku niż na odcinku prostym, wywołanego siłami odśrodkowymi działającymi na pojazd metra, który pod ich wpływem oddziałuje zwiększoną siłą boczną na szyny torowiska. Odbywa się to przez kontakt obrzeża koła i wewnętrznej części główki szyny. Przejeżdżający pojazd szynowy na łuku może uderzać obrzeżami zewnętrznych kół poszczególnych zestawów kołowych. Potwierdzają to charakterystyczne piki na przedstawionych wykresach przyspieszeń (rys. 7 i 12). Na odcinku prostym również może wystąpić boczne oddziaływanie. Wywołać je może zjawisko wężykowania, które wywołane jest stożkowatością powierzchni toczonej kół (rys. 31). Wpływ ten będzie mniej intensywny niż w przypadku zjawiska na torze zakrzywionym.



Rys. 31. Wężykowanie zestawu kołowego wywołane stożkowatością obręczy koła [22]
Fig. 31. Shimmy effect due to cone-shaped tread profile of railway wheel

Dodatkową przyczyną zwiększonych amplitud drgań bocznych na łuku toru (rys. 7 i 12) może być uderzanie krawędzi stopki szyny w podstawę systemu sprężystego mocowania szyny do podłoża. Tego typu udarowe impulsy mogą wywołać poziome luzy w przytwierdzeniu systemu mocowania do podłoża. Te z kolei mogą zwiększać oscylacje, niekorzystnie wpływające zarówno na zużycie koła i szyny, jak i na emisję i propagację drgań i hałasu w gruncie oraz w pobliskiej infrastrukturze. Jednym z widocznych skutków zużycia jest pofalowanie powierzchni tocznej kół (poligonizacja) i szyn (korugacja), zwanymi falami poślizgowymi.

Wyniki otrzymane z modelu numerycznego także wykazały dwuokresowość drgań na torze. Dalsze badania powinny dać odpowiedź, w jaki sposób otrzymane drgania mogą zależeć od zmian wartości parametrów opisujących tor.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Heckl M., Hauck G., Wettschureck R.: Structure-borne sound and vibration from rail traffic. *Journal of Sound and Vibration*, **193**, 1, 1996, 175 - 184
- [2] Melke J.: Noise and vibration from underground railway lines: proposal for a prediction procedure. *Journal of Sound and Vibration*, **120**, 2, 1988, 391 - 406
- [3] Bahrekazemi M.: Train-induced ground vibration and its prediction. Division of Soil and Rock Mechanics, Royal Institute of Technology, Stockholm 2004
- [4] Lombaert G., Degrande G., Vanhauwere B., Vandeborghht B., Francois S.: The control of ground-borne vibrations from railway traffic by means of continuous floating slabs. *Journal of Sound and Vibration*, **297**, 3-5, 2006, 946 - 961
- [5] Sheng X., Jones C. Petyt M.: Ground vibration generated by a load moving along a railway track. *Journal of Sound and Vibration*, **228**, 1, 1999, 129 - 156
- [6] Bogacz R., Bajer C.I.: Rolling contact with wave phenomena – numerical investigation. Proc. of VIII Pan-American Congress of Applied Mechanics, Havana 2004, 346 - 349
- [7] Lang J.: Ground-borne vibration caused by trams and control measures. *Journal of Sound and Vibration*, **120**, 2, 1988, 407 - 412
- [8] Konowrocki R., Bajer C.I.: Investigation of the friction phenomenon in the wheel-road interaction. XXII Symposium: Vibrations in physical systems, 12, 2006, 173 - 178
- [9] Bajer C.I., Konowrocki R.: Friction rolling with lateral slip in railways. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, **47**, 2, 2009, 275 - 293
- [10] Bogacz R., Dżuła S.: Dynamic model of rolling non-symmetric wheel vibration. *Scientific Papers, Radom Univ. of Technol.*, **17**, 1, 2003, 39 - 46
- [11] Bajer C.I.: The space-time approach to rail/wheel contact and corrugations problem. *Computer Assisted Mechanics and Engineering Sciences*, **5**, 2, 1998, 267 - 283
- [12] Bajer C.I., Bogacz R.: Dynamic contact problems in railway engineering. Proc. 13th European Simulation Multiconference, Warszawa 1 - 4 June 1999, 473 - 477
- [13] Zembaty Z., Kowalski M.: Dynamic identification of a model of brick masonry building. *Archives of Civil Engineering*, **46**, 1, 1999, 107 - 136

- [14] *Wdowicki J., Wdowicka E.*: Analysis of spatial shear wall structures of variable cross-section. 17th International Conference on Computer Methods in Mechanics, Łódź-Spała, 2007, 363 - 364
- [15] *Konowrocki R.*: Oddziaływanie koła z drogą z uwzględnieniem poślizgów bocznych. Rozprawa doktorska, IPPT PAN, 2007
- [16] *Pacejka H.B.*: The wheel shimmy phenomenon. Technological University of Delft, Holland 1962
- [17] *Pacejka H.B.*: Analysis of shimmy phenomenon. The Institutiti on Birdcage Walk, Westminster, **180**, 2, 1966, 114 - 119
- [18] *Plakhtienko N.P., Shifrin B.M.*: Critical shimmy speed of nonswiveling landing-gear wheels subject to lateral loading. International Applied Mechanics, **42**, 9, 2006, 134 - 142
- [19] *Zajęcki E.*: Spokojność biegu wagonów towarowych i pasażerskich przy większych prędkościach jazdy. Trakcja i Wagony nr 10/1988
- [20] *Kalker J.J.*: Three-dimensional elastic bodies in rolling contact. Springer, 1990
- [21] *Kalker J.J.*: A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact. Vehicle System Dynamics, **11**, 1, 1982, 1 - 13
- [22] *Lewis R., Braghin F., Ward A., Bruni S., Dwyer-Joyce R.S., Bel Knani K., Bologna P.*: Integrating dynamics and wear modelling to predict railway wheel profile evolution. 6th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (CM2003), Gothenburg, 10 - 13 June 2003
- [23] *Bajer C.I.*: Metoda elementów czasoprzestrzennych w obliczeniach dynamiki konstrukcji. Biblioteka Mechaniki Stosowanej IPPT, Warszawa 2009

INFORMACJE DODATKOWE

Praca wspierana finansowo z projektu KBN: N N509 292635 „Dynamiczne oddziaływania pojazdów szynowych na otoczenie”.

ANALYSIS OF LATERAL MOVEMENT OF RAILWAY TRACK DUE TO THE PASSAGE OF TRAINS

Abstract

In the paper the results of vibration measurements on the base of the railroad in tunnels and classical track are presented. Measurements were performed at straight and curved sections of the track. The influence of the lateral slip in rail/wheel contact zone on the generation of vibrations and the noise was analysed. The numerical model of a rail vehicle built in the Vi-Rail code (multibody system) revealed a dynamic response of a similar quality to the response measured on the real track and on the laboratory stand. Results of calculations were compared with the experimental data on the rolling of a wheel with lateral slip. In all cases double periodic oscillations were observed.

