# ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

Seria: TRANSPORT z. 49

Ewa KARDAS-CINAL

# KOMFORT JAZDY POJAZDU SZYNOWEGO W OBECNOŚCI LOSOWYCH PARAMETRÓW TORU

**Streszczenie.** W pracy symulowano numerycznie ruch pojazdu szynowego po torze prostym wykazującym losowe nierówności geometryczne, a otrzymane przyspieszenia nadwozia analizowano z punktu widzenia komfortu jazdy zgodnie z normami PN i ISO. W tym celu wyznaczono wartości skuteczne (r.m.s.) składowej poprzecznej i pionowej przyspieszenia nadwozia dla zakresu częstotliwości ważnego z punktu widzenia oceny komfortu. W szczególności zbadano wpływ poprzecznych i pionowych nierówności geometrycznych toru na przyspieszenia nadwozia. Badania przeprowadzono dla różnych prędkości jazdy.

# RIDE COMFORT OF RAILWAY VEHICLE IN THE PRESENCE OF TRACK IRREGULARIETIES

Summary. The present paper reports the numerical simulations of a railway vehicle moving on a straight track with random geometric irregularities. The obtained accelerations of the vehicle body are analysed according to the ISO and Polish PN standards to evaluate the ride comfort. The comfort evaluation is performed for different motion velocities and magnitudes of track irregularities.

## 1. WSTĘP

Nierówności geometryczne toru stanowią jeden z podstawowych czynników wpływających na ruch pojazdu szynowego. Z teoretycznego punktu widzenia parametry te stanowią wielkości losowe, które można scharakteryzować za pomocą metod probabilistycznych stosowanych do opisu własności procesów stochastycznych. Opis taki został przeprowadzony w poprzednich pracach [1-3] przy użyciu funkcji kowariancji i widmowej gęstości mocy, a następnie wykorzystany w badaniach stochastycznej stateczności technicznej ruchu pojazdu szynowego [1,2], do opisu stanu toru [3] oraz do badania bezpieczeństwa ruchu pojazdu [4].

Celem obecnej pracy jest badanie innego ważnego zagadnienia związanego z ruchem pojazdu szynowego, a mianowicie komfortu jazdy. Cecha ta jest z natury swojej pojęciem nie dającym się ściśle zdefiniować. Jednak podstawowym parametrem, który określa komfort jazdy jest przyspieszenie, jakiemu podlega pasażer podczas ruchu pojazdu. Takie określenie komfortu jazdy jest zawarte zarówno w standardzie ISO 2631-1 [5], jak i w opartej na nim Polskiej Normie PN-91/S-04100 [6]. Podstawowym sposobem oceny komfortu stosowanym w tych normach jest pomiar przyspieszenia w miejscu pojazdu, w którym znajduje się pasażer (a więc przyspieszenia nadwozia czy też wybranych jego punktów), a następnie wykonanie analizy widmowej tego przyspieszenia w celu określenia jego wartości skutecznych (r.m.s.)  $a_{ms}(f)$  dla częstości środkowych f pasm tercjowych wybranych w normach [5,6]. Otrzymane wartości  $a_{rms}(f)$  porównuje się następnie z podanymi w normach [5,6] wartościami skutecznego przyspieszenia określającymi granicę komfortu, uciążliwości i szkodliwości. Analizę taką przeprowadza się oddzielnie dla składowej pionowej przyspieszenia i jego składowych poziomych; każdemu z tych dwu przypadków odpowiadają różne przyspieszenia graniczne.

Procedur opisanych w normach [5,6] używa się do analizy eksperymentalnych pomiarów przyspieszenia pojazdu. Można jednak taką samą analizę przeprowadzić wykorzystując wyniki otrzymane poprzez numeryczną symulację ruchu pojazdu po torze. Daje to możliwość teoretycznego badania, jak komfort jazdy zależy od różnych czynników wpływających na ruch pojazdu. W obecnej pracy zbadane zostało na przykładzie względnie prostego modelu pojazdu szynowego, jak komfort jazdy zmienia się wraz ze stanem toru. W szczególności badano, jak wartości skuteczne poprzecznej i pionowej składowej przyspieszenia nadwozia zależą od wielkości poprzecznych i pionowych nierówności geometrycznych toru. Badania te zostały przeprowadzone dla różnych prędkości ruchu; w pracy przedstawiono wyniki dla  $\nu = 60, 100, 140$  km/h.

#### 2. MODEL

W pracy użyty jest model pojazdu szynowego stosowany w opracowaniach [1-4] i [7,8]. Model ten odnosi się do układu złożonego z dwu zestawów kołowych oraz nadwozia, który opisano za pomocą 11 stopni swobody. Założone są w nim liniowe charakterystyki występujących połączeń sprężysto-tłumiących. Siły w punkcie kontaktu koło/szyna są obliczane za pomocą algorytmu FASTSIM opracowanego przez Kalkera w ramach uproszczonej teorii kontaktu [9]. Ten sposób wyznaczania sił kontaktowych pociąga za sobą nieliniowy charakter używanego modelu. Rozważany pojazd szynowy porusza się po torze prostym ze stałą prędkością  $\nu$ . Odchylenia geometryczne toru od toru idealnie prostego uwzględniono poprzez następujące parametry: poprzeczne  $y_w$  i pionowe  $z_w$  nierówności toru, szerokość toru d, przechyłka toru $\theta_w$ . Szczegółowy opis modelu i wykaz wszystkich jego parametrów znajdują się w pracy [1].

Ogólna postać równań ruchu jest następująca

$$\frac{d^2 \mathbf{y}}{dt^2} = F[\mathbf{y}, \boldsymbol{\xi}(\boldsymbol{x}(t))], \tag{1}$$

gdzie y jest wektorem wszystkich współrzędnych modelu, t – czasem, zaś  $\xi(x) = (y_w, z_w, d, \theta_w)$  oznacza nierówności geometryczne toru zależne od drogi x = v t. Nierówności te mają charakter losowy i dlatego w ogólności  $\xi(x)$  jest stacjonarnym procesem





Fig.1. Lateral vehicle acceleration for two speeds: v=60 km/h, 100 km/h

W symulacjach numerycznych wykorzystano realizacje  $y_w(x)$ ,  $z_w(x)$ , d(x),  $\theta_w(x)$  znane z pomiarów eksperymentalnych. Aby badać wpływ wielkości nierówności geometrycznych toru, modyfikowano jedną z nich (np.  $z_w$ ) mnożąc jej wartość przez pewien współczynnik  $\alpha_{mod}$  (w każdym punkcie x), a pozostałe nierówności (np.  $y_w(x)$ , d(x),  $\theta_w(x)$ ) pozostawiając nie zmienione. W obecnej pracy rozważano następujące modyfikacje:

oraz

$$y_{\rm w}(x) = \alpha_{\rm mod} \ y_{\rm w}(x) \,, \tag{2}$$

$$z_{w}(x) = \alpha_{\text{mod}} \, z_{w}(x), \tag{3}$$

gdzie  $\alpha_{mod}$  przyjmowało wartości z przedziału (1;3).

# 3. WYNIKI

Rezultatem przeprowadzonych symulacji numerycznych są, oprócz zmiennych y = y(t) opisujących położenie pojazdu, przyspieszenia  $\mathbf{a} = d^2 \mathbf{y}/dt^2$ . W szczególności wyznaczono przyspieszenie poprzeczne  $a_{yh}$  i pionowe  $a_{zh}$  nadwozia. Przykładowe przebiegi przyspieszenia  $a_{yh}$  przedstawiono na rys. 1. Zgodnie z oczekiwaniami , wartości  $a_{yh}$  wzrosły, gdy prędkość zwiększyła się z v=60 km/h do v=100 km/h. W celu przeprowadzenia analizy widmowej otrzymanych przyspieszeń zastosowano transformatę Fouriera i wyznaczono numerycznie wartości skuteczne przyspieszeń w zależności od częstotliwości f:

$$a_{yb;rms}(f) = \left| \frac{1}{T} \int_{0}^{T} a_{yb}(t) e^{i2\pi f t} dt \right|, \tag{4}$$

$$a_{zb;rms}(f) = \left| \frac{1}{T} \int_{0}^{T} a_{zb}(t) e^{i2\pi f t} dt \right|.$$
(5)

gdzie T = L/v jest czasem ruchu z prędkością v na odcinku L = 4000 m; rozważano szeroki zakres częstości f: od 0.1 Hz do 80 Hz i małą szerokość pasma  $\Delta f = 0.1$  Hz. Przykładowa zależność przyspieszenia skutecznego  $a_{vb:ms}(f)$  jest przedstawiona na rys. 2.

Aby przeprowadzić analizę komfortu oparto na normach [5,6], wyznaczono zmodyfikowane wartości  $a_{yh;ms}(f)$ ,  $a_{zh;ms}(f)$  w pasmach tercjowych dla częstotliwości środkowych tych pasm f podanych w normach [5,6]. Efektywnie sprowadzało się to do uśrednienia wyników (4), (5) otrzymanych za pomocą transformaty Fouriera po każdym z pasm tercjowych o szerokości  $\Delta f = 0.231f$ . Na rys. 2 porównano przyspieszenie skuteczne  $a_{yh;ms}(f)$  przed i po opisanym uśrednieniu.

W dalszym ciągu pracy rozważano jedynie przyspieszenia skuteczne  $a_{yb:ms}(f)$  i  $a_{zb;ms}(f)$ uśrednione po pasmach tercjowych. Na rys. 3 przedstawiono przyspieszenia skuteczne dla  $a_{yb:ms}(f)$ ,  $a_{zb;ms}(f)$  dla trzech różnych prędkości jazdy: v = 60 km/h, 100 km/h, 140 km/h i porównano je z wartościami granicznymi określającymi granicę komfortu i uciążliwości podanymi w normach [5,6]. Jak widać, wartości  $a_{yb:ms}(f)$  pozostają poniżej granicy komfortu dla v = 60 km/h, v = 100 km/h w całym zakresie f, natomiast dla v = 140 km/h granica komfortu zostaje przekroczona jedynie dla najmniejszych częstotliwości f (bliskich 1 Hz). W przypadku pionowego przyspieszenia nadwozia jego wartości skuteczne  $a_{zb;ms}(f)$  pozostają poniżej granicy komfortu dla wszystkich trzech rozważanych prędkości ruchu, przy czym dla v=60 km/h zbliżają się one do tej granicy. Dość nieoczekiwanie wartości  $a_{zb;ms}(f)$  są największe dla prędkości v=60 km/h, większe nawet niż dla v=140 km/h, natomiast wartości  $a_{zb;ms}(f)$  dla v=100 km/h okazują się  $2 \div 3$ -krotnie mniejsze niż dla v=60 km/h. Przyczyna takiego zachowania będzie przedmiotem dalszych badań. Komfort jazdy pojazdu szynowego w obecności losowych parametrów toru



- Rys. 2. Przyspieszenie skuteczne  $a_{yb;rms}(f)$  wyznaczone ze wzoru (4) (linia cienka) oraz przyspieszenie skuteczne  $a_{yb;rms}(f)$  dla częstotliwości środkowych pasm tercjowych (linia pogrubiona); patrz tekst
- Fig. 2. R.m.s. acceleration  $a_{yb;ms}(f)$  determined from equation (4) (thin line) and r.m.s. acceleration  $a_{yb;ms}(f)$  found at principal frequencies of 1/3 octave bands (bold line); see text

W następnym etapie analizy komfortu jazdy modyfikowano wielkość nierówności poprzecznych toru  $y_w$  poprzez wprowadzenie czynnika mnożącego  $\alpha_{mod}$  zgodnie ze wzorem (2). Podobnie modyfikowano  $z_w$  zgodnie z (3). Zależność otrzymanych przyspieszeń skutecznych  $a_{yb;ms}(f)$  i  $a_{zb;ms}(f)$  od współczynnika  $\alpha_{mod}$  przedstawiono na rys. 4 dla v=140 km/h. Przyspieszenie  $a_{yb;ms}(f)$  rośnie znacząco wraz ze wzrostem  $\alpha_{mod}$ , ale w różnym stopniu dla różnych częstotliwości f. Granica komfortu zostaje przekroczona przez  $a_{yb;ms}(f)$  dla  $\alpha_{mod} = 2$  i  $\alpha_{mod} = 3$  dla małych częstotliwości. Natomiast  $a_{zb;ms}(f)$  osiąga granicę komfortu dla  $\alpha_{mod} = 2$  i znacznie ją przekracza dla  $\alpha_{mod} = 3$ , zbliżając się wówczas do granicy uciążliwości.

# 4. WNIOSKI

Otrzymane wyniki pokazują, że składowe poprzeczne i pionowe przyspieszenia nadwozia zależą istotnie od prędkości ruchu i wielkości nierówności poprzecznych i pionowych toru.

Przeprowadzona analiza widmowa wartości skutecznych tych przyspieszeń pozwala stwierdzić, że poprzeczne przyspieszenie nadwozia zmienia się najbardziej pod wpływem wzrostu poprzecznych nierówności toru w przedziale częstotliwości 4÷7 Hz, natomiast wzrost pionowych nierówności toru powoduje największą zmianę pionowego przyspieszenia nadwozia dla  $1 \div 3$  Hz. W przypadku pionowego przyspieszenia nadwozia przeprowadzone symulacje pokazują, że największy komfort jazdy występuje dla  $\nu$ =100 km/h.



- Rys.3. Przyspieszenia skuteczne  $a_{yb;ms}(f)$ ,  $a_{zb;ms}(f)$  obliczone w pasmach tercjowych dla różnych prędkości ruchu v = 60 km/h (linia 1), v = 100 km/h (linia 2), v = 140 km/h (linia 3). Linie 4 i 5 oznaczają wartości  $a_{yb;ms}(f)$ ,  $a_{zb;ms}(f)$  określające odpowiednio granicę komfortu i uciążliwości zgodnie z [5,6]
- Fig.3. R.m.s. accelerations  $a_{yb;rms}(f)$ ,  $a_{zb;rms}(f)$  calculated for 1/3 octave bands for various vehicle speeds: v = 60 km/h (line 1), v = 100 km/h (line 2), v = 140 km/h (line 3). Lines 4 and 5 denote the values of  $a_{yb;rms}(f)$ ,  $a_{zb;rms}(f)$  determining limits of comfort and arduousness according to [5,6]

164

### Komfort jazdy pojazdu szynowego w obecności losowych parametrów toru





- Rys.4. Przyspieszenia skuteczne a<sub>yb;rms</sub>(f), a<sub>zb;rms</sub>(f) obliczone w pasmach tercjowych dla zmodyfikowanych nierówności geometrycznych toru: y<sub>w</sub> (rysunek górny) oraz z<sub>w</sub> (rysunek dolny); wzory (2), (3). α<sub>mod</sub> = 1 (linia 1), α<sub>mod</sub> = 2 (linia 2), α<sub>mod</sub> = 3 (linia 3); v = 140 km/h. Linie 4 i 5 oznaczają odpowiednio granicę komfortu i granicę uciąż-liwości zgodnie z [5,6]
- Fig.4. R.m.s. accelerations  $a_{zb:rms}(f)$  calculated for 1/3 octave bands for modified geometric track irregularities:  $y_w$  (upper plot) and  $z_w$  (lower plot); cf. equations (2), (3).  $\alpha_{mod} = 1$  (line 1),  $\alpha_{mod} = 2$  (line 2),  $\alpha_{mod} = 3$  (line 3). Lines 4 and 5 denote the values of  $a_{yb:rms}(f)$ ,  $a_{zb:rms}(f)$  determining limits of comfort and arduousness according to [5,6]

### Literatura

- 1. Kardas-Cinal E.: Badanie stateczności technicznej stochastycznej modelu matematycznego pojazdu szynowego. Praca doktorska. Politechnika Warszawska, Warszawa 1995.
- Kisilowski J., Kardas-Cinal E.: On a certain method of examining stability of mathematical models of railway vehicles with disturbances occurring in real objects. Proceedings of the 13th IAVSD Symposium on the Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks, Sichuan (Chiny). Vehicle System Dynamics 23 n Suppl., 1994, s.262-273.
- 3. Kardas-Cinal E., Kisilowski J.: Probabilistyczna analiza stanu toru i jego wpływ na współczynnik wykolejenia. Konferencja Transport XXI Wieku, Warszawa 2001.
- Kardas-Cinal E.: Dynamika pojazdu szynowego w obecności losowych parametrów toru. XV Konferencja naukowo-techniczna "Pojazdy szynowe 2002", Wyd. Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2002.
- ISO 2631-1: Mechanical Vibration and Shock. Evaluation of human exposure to wholebody vibration. Part 1: General Requirements. International Organization for Standardization, 1985 i 1997.
- 6. Polska Normą PN-91/S-04100: Drgania. Metody badań i oceny drgań mechanicznych na stanowiskach pracy w pojazdach. Polski Komitet Normalizacji, Miar i Jakości, 1991.
- 7. Droździel J.: Modelling and numerical analysis of vehicles lateral motion influenced by the switch design. Archives of Transport 2 (no 4), Warszawa 1990, s. 301-310.
- 8. Piotrowski J.: Poprzeczne oddziaływanie między pojazdem szynowym a torem. Wyd. Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1990.
- 9. Kalker J.J.: A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact. Vehicle System Dynamics 11, 1982, s 1-3.

Recenzent: Prof. dr hab. Aleksander Sładkowski

#### Abstract

The motion of a railway vehicle on straight track with random geometric irregularities was simulated numerically. The obtained accelerations of the vehicle body were analysed in order to evaluate the ride comfort according to the ISO 2631-1 standard and the equivalent Polish norm PN-91/S-04100. To this end the accelerations r.m.s. values were determined for a wide interval of frequencies, important from the point of view of ride comfort. In particular, the effect increasing the lateral and vertical track irregularities was studied. The calculations were performed for three motion velocities.