

Analiza i ocena zjawisk wibroakustycznych wagonów pasażerskich

W artykule przedstawiona będzie koncepcja modelu matematycznego, pozwalającego oszacować procesy wibroakustyczne propagowane do pudła wagonu. Podstawą w tym modelu będzie przepływ informacji z energetycznymi oddziaływaniami. Model ten będzie uwzględniał współpracę koła z szyną wynikającą z różnych ich stanów (eksploatacyjnych), stanu zawieszenia i jego cech konstrukcyjnych oraz konstrukcji pudła wagonu jak również zakłócenia. Określenie cząstkowych zjawisk wibroakustycznych generowane na drodze szyna-zestaw kołowy-zawieszenie-pudło wagonu, pozwoli właściwie zaprojektować pudło wagonu pod kątem redukcji tych zjawisk.

1. WSTĘP

Transport kolejowy ostatnich lat na świecie, to niestanna pogoń za zwiększaniem prędkości podróżowania oraz komfortu jazdy. Ma to zapewnić konkurencyjność kolei nawet dla transportu lotniczego w pewnym zakresie. Wraz ze wzrostem prędkości podróżowania zaczęły narastać zjawiska wibroakustyczne, niekorzystnie działające na konstrukcje wagonów pasażerskich, a co za tym idzie, na samych pasażerów. Przez lata rozwijano najważniejszy w tej kwestii podzespół wagonowy, czyli układ biegowy wagonu.

Układ biegowy wagonu służy jako oparcie dla nadwozia i zapewnia jego współpracę z torem. Od jego konstrukcji zależy w znacznej mierze bezpieczeństwo i spokojność biegu wagonu. Układ biegowy współczesnych wagonów wykonywany jest najczęściej w postaci wózka. Wózek wagonu jest to zespół składający się z ramy, zwanej ostoją, w którą wbudowane są zestawy kołowe wraz z maźnicami, usprężynowaniem, urządzeniami hamulcowymi i innymi elementami. Zastosowanie wózków poprawia własności biegowe wagonów osobowych. Mają najczęściej podwójne usprężynowanie (I i II stopień) [5].

Ważnym parametrem układu biegowego wagonu jest elastyczność zawieszenia lub ugięcie statyczne pod wpływem obciążeń obliczeniowych. Parametry te określają własności dynamiczne wagonu. Elastyczność zawieszenia określa się w zależności od wymaganych własności biegowych wagonu, ograniczeń skrajni i ciężaru oraz dopuszczalnej różnicy ugięć statycznych zawieszenia pod wpływem ciężaru własnego i ciężaru brutto wagonu. Znacznie mniejsze naciski zestawów kołowych wagonów pasażerskich przypadające na oś sprawiają, że w wagonach tych stosuje się prawie wyłącznie wózki dwuosiowe. Wózki wagonów pasażerskich muszą zapewniać bardzo dobrą spokojność i stateczność jazdy oraz zmniejszone oddziaływanie na tor. Projektowanie wózków opiera się na najnowszych wynikach badań teoretycznych i eksperymentalnych z zakresu dynamiki pojazdów szynowych. Zasadniczym węzłem konstrukcyjnym wózka, wpływającym w istotny sposób na zużywanie się toru i kół jest prowadzenie zestawów kołowych w ostoi. Natomiast na komfort jazdy pasażerów wpływa głównie konstrukcja pudła i jego zawieszenia na wózkach za pomocą drugiego stopnia usprężynowania. Układ zawieszenia pudła wagonu na wózkach powinien spełniać następujące funkcje [5]:

- elastycznie obracać i przesuwając wózek względem pudła we wszystkich kierunkach w przewidzianych granicach,
- przenosić obciążenia działające na ostoję lub zestawy kołowe,
- izolować drgania ostoi wózka oraz tłumić drgania pudła,
- zwiększać stabilność wagonu podczas jazdy oraz zmniejszać wartości sił oddziaływania zespołu wózka na zestawy kołowe.
- Właściwie skonstruowany wózek wagonu pasażerskiego, przystosowany do zwiększonej prędkości jazdy, powinien charakteryzować się:
- małymi masami zestawów kołowych i innych części nieusprężynowanych względem toru,
- ograniczonymi ze względu na wytrzymałość i trwałość toru wartościami sił powstających na styku kół z szynami,
- dobrą izolację drgań kół,
- wystarczającą ze względów bezpieczeństwa drogą hamowania,
- wysoką trwałością części i zespołów.

Długotrwałą tendencją w rozwoju układów biegowych wagonów, głównie wózków, jest polepszenie spokojności i bezpieczeństwa jazdy pociągów przy wzrastających prędkościach. Zabrakło tu dodatkowych rozważań w kwestii wstępnego projektowania układów biegowych pod względem tłumienia hałasu. Cechą charakterystyczną w projektowaniu wózków jest tendencja do odstępowania od zawieszenia bujowego. Umożliwia to zmniejszenie masy wózka oraz zmniejszenia kosztów eksploatacji. W charakterze usprężynowania II stopnia wózków wagonów pasażerskich, przeznaczonych do jazdy z dużymi prędkościami, w których występuje mała różnica obciążeń w stanie pustym i załadowanym, coraz częściej stosuje się cylindryczne sprężyny śrubowe, przejmujące sprężyste pionowe, poziome, poprzeczne i kątowe przemieszczenia względem nadwozia. Równoległe ze sprężynami II stopnia usprężynowania stosuje się elementy sprężyste, przejmujące znaczną część pracy odkształceń poprzecznych.

Miękkość usprężynowania I stopnia stanowi 20-30% miękkości całkowitej usprężynowania. Tłumienie drgań w

uspężynowaniu II stopnia z reguły odbywa się za pomocą oddzielnych tłumików dla drgań w kierunku pionowym i poziomym. Ponadto w wózkach przeznaczonych do jazdy z prędkością powyżej 160 km/h stosuje się tłumiki drgań wężykowania. W wózkach przeznaczonych do jazdy z prędkościami 200-250 km/h i wyższymi w celu zmniejszenia wężykowania zwiększa się bazę wózka (odległość pomiędzy osiami zestawów kołowych). [5]

2. ZJAWISKA WIBROAKUSTYCZNE W POJAZDACH SZYNOWYCH

Zjawiska wibroakustyczne, występujące w kolejowych pojazdach pasażerskich, wywołane są ruchem pojazdu po torze (Rys.1). Zarówno tor jak elementy toczne pojazdu kolejowego posiadają nierówności geometryczne. Generowane drgania można podzielić na trzy zakresy [1]:

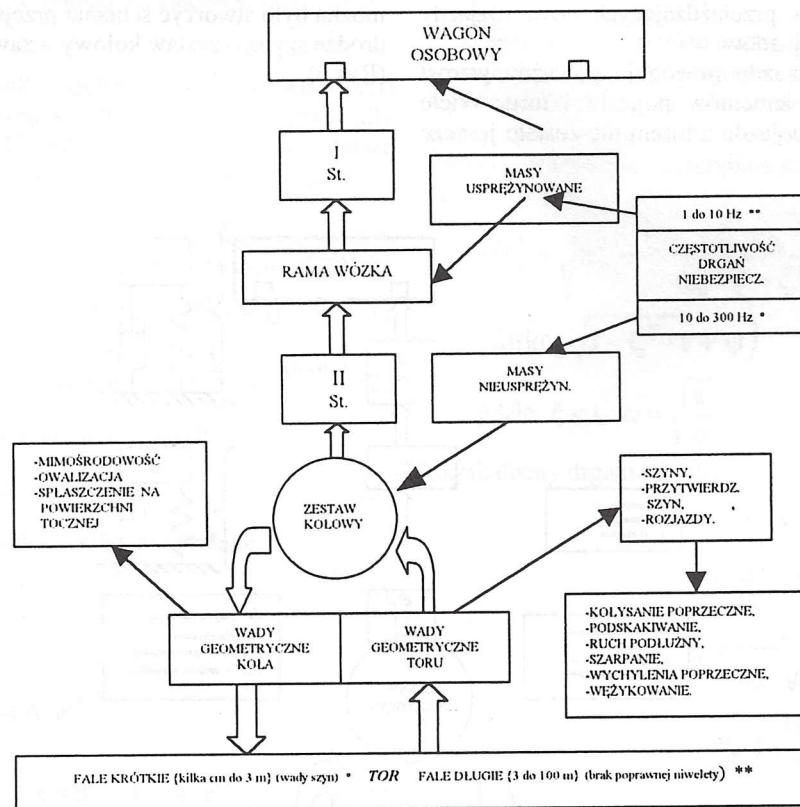
- wysokoczęstotliwościowy > 1000 Hz,
- średniczęstotliwościowe 100-1000 Hz,
- niskoczęstotliwościowych < 100 Hz.

Drgania o wysokich częstotliwościach wpływają przede wszystkim na zwiększenie emisji hałasu oraz oddziałują niekorzystnie na stan techniczny układów biegowych wagonu i toru.

Drgania wysokoczęstotliwościowe występują w elementach nieuspężynowanych wagonu. Podstawowa energia drgań zawarta jest jednak w zakresie niskoczęstotliwościowym [1]. W przedziale drgań 0.5-2 Hz większość energii przenoszona jest w kierunku pionowym i poprzecznym do osi toru. Związane jest to z charakterystykami sprężystymi I i II stopnia zawieszenia pojazdu szynowego. W nowoczesnych wagonach o stalowej konstrukcji częstotliwość drgań giętnych pudła wynosi około 8 Hz. Tej częstotliwości odpowiada największa gęstość widmowa mocy sygnału pionowego przyspieszenia mierzona na środku pudła wagonowego przy prędkości 160 km/h. Badania wykazały, że na odczucie dyskomfortu wpływ mają krótkotrwałe drgania o dużej intensywności. [1]

Tor kolejowy jest źródłem zjawisk wibroakustycznych. Istnieje tu szereg czynników generujących drgania. Szyny, ich przytwierdzenia oraz rozjazdy mogą powodować następujące przemieszczenia wagonów pasażerskich w przestrzeni [4]:

- kołysanie poprzeczne,
- podskakiwanie,
- ruch podłużny (galopowanie),
- szarpanie,
- wychylenia poprzeczne (boczne),
- wężykowanie.



Rys. 1 Identyfikacja zjawisk wibroakustycznych podczas ruchu pojazdu szynowego.

Nieusprężynowane masy podlegają głównie ruchom w płaszczyźnie pionowej, wywołane pionowymi nierównościami toru. Ważne są tu nie tylko amplitudy wymuszeń ale również ich częstotliwość. Tor stanowi wtedy wymuszenia o określonej amplitudzie i częstotliwości dla drgań poszczególnych mas pojazdu, zarówno usprężynowanych jak i nieusprężynowanych. Z tego powodu szczególnie szkodliwe są drgania wymuszeń zbliżone do częstotliwości drgań własnych mas pojazdu szynowego. Nabiera to istotniejszego znaczenia dla prędkości większych niż 160 km/h, czyli podstawowych wymagań co do prędkości jazdy nowoczesnych pociągów pasażerskich. Częstotliwość drgań własnych pudła i wózka (czyli mas usprężynowanych) mieści się w zakresie od 1-10 Hz. Masy nieusprężynowane mają częstotliwości rezonansowe w zakresie od 100-300 Hz. Można zatem stwierdzić, że długość fali nierówności toru niebezpiecznej dla mas usprężynowanych wynosi od 3-100 m (fale długie), a dla nieusprężynowanych od kilku cm do 3 m (fale krótkie) [4].

Fale długie na szynie spowodowane są brakiem poprawnej niwelety toru (geometria toru). Fale krótkie na szynie mogą być wywołane wadami szyn oraz korrugacją toru (faliste zużycie szyn).

Przejazdy z dużą prędkością powodują luzowanie się złączek szyn. Może to wpłynąć na podniesienie hałasu w przedziale wagonu nawet o 4 dB (A) [4]. Zjawisko nie występuje przy pewnych rodzajach złączek.

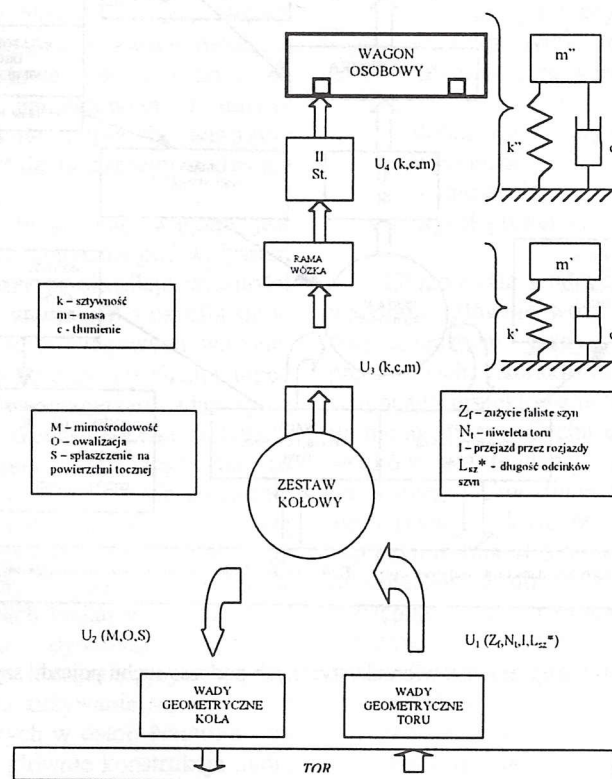
Kolejne źródło wibracji to rozjazdy kolejowe. Główną przyczyną drgań pojazdów przejeżdżających przez rozjazdy są iglice i krzyżownice rozjazdów.

Wzrost prędkości pojazdu powoduje poważny wzrost obciążeń dynamicznych elementów pojazdu i toru. Wiele zagadnień oddziaływania pojazdu z torem nie zostało jeszcze

zbadanych. [2] Obciążenia dynamiczne szyn i kół od prędkości 100-120 km/h rosną dwukrotnie. Stąd potrzebna jest wnikliwa analiza zjawisk zachodzących na styku koło-szyna. Wiedza o tych zjawiskach jest jeszcze niepełna. Rozkład naprężeń normalnych rozważany jest na podstawie rozwiązań Hertza. Kontaktowe siły styczne opisuje teoria Kalkera. Określona na tej podstawie eliptyczna powierzchnia kontaktu koła z szyną stanowi punkt wyjścia dla wyznaczenia tzw. kontaktowych sztywności Hertza. Podstawowe zależności pomiędzy siłami stycznymi a prędkościami poślizgu są modelowane przez wielu badaczy jako związki globalne bez wnikliwej analizy mikroślizgów zależnych od różnych parametrów materiału i gładkości powierzchni. Najważniejszym zagadnieniem jest w tej materii określenie kinematycznego wzbudzenia powodowanego nierównościami. Oprócz problemu nierówności o długości fali porównywalnej z półosią „elipsy” kontaktu istotne są rezonanse wieńca koła, szyny, co dotychczas równocześnie nie było rozpatrywane. Nawet w przypadku prostego modelu zestawu kołowego jako sztywnego układu o dwóch stopniach swobody do którego stosuje się liniową teorię kontaktu Kalkera trudno się zgodzić z założeniem, że parametry elipsy są stałe. [2]

3. OPIS ANALITYCZNY GENEROWANYCH ZJAWISK WIBROAKUSTYCZNYCH

Na podstawie analizy źródeł zjawisk wibroakustycznych można było stworzyć schemat przejścia tych zjawisk na drodze szyna – zestaw kołowy – zawieszenie – pudło wagonu (Rys.2).

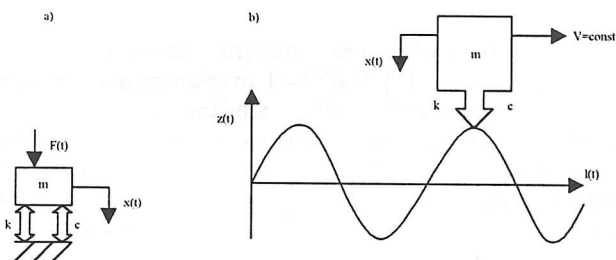


Rys. 2 Schemat przejść zjawisk wibroakustycznych na drodze tor-zestaw kołowy-zawieszenie-pudło wagonu.

Po analizie drogi pokonywanej przez zjawiska wibroakustyczne do pudła wagonu, można zająć się koncepcją modelu matematycznego pozwalającego oszacować propagację tych procesów. Podstawą w tym modelu będzie przepływ informacji z energetycznymi oddziaływaniami.

Niejednokrotnie model obiektu fizycznego można sprowadzić do elementarnego obiektu drgającego o jednym stopniu swobody (JSS). We wstępnych rozważaniach nad propagacją zjawisk na drodze szyna – koło – zawieszenie – pudło wagonu spróbujemy użyć modelu JSS.

Od toru pochodzi wymuszenie kinematyczne [3]. Do modelowania stosowane są wymuszenia siłowe. Okazuje się, że oba przypadki wymuszeń są modelowo równoważne, co wynika z następującego porównania:



Rys. 3 Schemat wymuszenia siłowego a), kinematycznego b) [3].

Jak widać z rysunku zadane przemieszczenie $z(t)$ działające poprzez sprężynę k i tłumik c jest źródłem siły równoważnej $F(t)$, gdzie $F(t)=kz+c\dot{z}$. Wiedząc o tym dalsze rozważanie można ograniczyć do rozważań translacyjnych z wymuszeniem siłowym.

Dla dłuższego czasu obserwacji zachowania się modelu potrzebny jest model sprężysto-inercyjny z dyssypacją, $c \neq 0$.

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = F(t), \quad F(t) \equiv 0 \quad (1)$$

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = 0 \Rightarrow \ddot{x} + \frac{c}{m} \cdot \dot{x} + \frac{k}{m} \cdot x = 0 \quad (2)$$

Podstawiając znaną częstość drgań własnych:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3)$$

wprowadzając współczynnik tłumienia wg relacji:

$$2 \cdot h = \frac{c}{m} \quad (4)$$

oraz rozwiązanie:

$$x = A \cdot e^{rt} \quad (5)$$

znajdujemy kolejno:

$$\ddot{x} + 2 \cdot h \cdot \dot{x} + \omega_0^2 \cdot x = 0, \quad x = A \cdot e^{rt} \quad (6)$$

$$r^2 + 2 \cdot h \cdot r + \omega_0^2 = 0 \quad (7)$$

$$r_{1,2} = -h \pm \sqrt{h^2 - \omega_0^2} \quad (8)$$

$$x(t) = A_1 \cdot e^{r_1 t} + A_2 \cdot e^{r_2 t} \quad (9)$$

Analizując znalezione pierwiastki charakterystyczne $r_{1,2}$ stwierdzamy, że są trzy charakterystyczne obszary

zachowania się modelu, zależne od współczynnika tłumienia h , a mianowicie $h > \omega_0$, $h = \omega_0$, $h < \omega_0$. Wprowadźmy bezwymiarowy stopień tłumienia ξ , spełniający relację:

$$\xi = \frac{c}{c_{kr}} = \frac{h}{\omega_0} \quad \text{oraz} \quad c = c_{kr} = 2\sqrt{m \cdot k}, \quad \text{gdy} \quad \xi = 1 \quad (10)$$

Wynika z tego, że $\xi=1$ rozgranicza dwa obszary tłumienia nadkrytycznego i podkrytycznego.

Tłumienie nadkrytyczne:

$$c > c_{kr}, \quad (\xi > 1); \quad x = A_1 \cdot e^{(-\xi + \sqrt{\xi^2 - 1})\omega_0 t} + A_2 \cdot e^{(-\xi - \sqrt{\xi^2 - 1})\omega_0 t} \quad (11)$$

Tłumienie krytyczne:

$$c = c_{kr}, \quad (\xi = 1); \quad x = (A_1 + A_2 \cdot t) \cdot e^{-\xi \omega_0 t} \quad (12)$$

Tłumienie podkrytyczne:

$$c < c_{kr}, \quad (\xi < 1); \quad x = A_1 \cdot e^{(-\xi - i\sqrt{\xi^2 - 1})\omega_0 t} + A_2 \cdot e^{(-\xi + i\sqrt{\xi^2 - 1})\omega_0 t} \quad (13)$$

Patrząc na rozwiązania można stwierdzić, że w każdym przypadku obowiązuje:

$$\text{przy} \quad \xi > 0 \quad x(t) \rightarrow 0, \quad \text{gdy} \quad t \rightarrow \infty \quad (14)$$

Z technicznego punktu widzenia, dla układów amortyzacji stosuje się tłumienie podkrytyczne, gdzie $\xi < 1$. Wynika z tego, że dalej należy się zajmować tylko tym przypadkiem. Biorąc pod uwagę (13), przedstawiamy stałe A_1 i A_2 w funkcji warunków początkowych x_0 i v_0 , w zapisie rzeczywistym:

$$x(t) = \sqrt{x_0^2 + \frac{(v_0 + \xi \cdot \omega_0 \cdot x_0)^2}{\omega_0^2 \cdot (1 - \xi^2)}} \cdot e^{-\xi \cdot \omega_0 \cdot t} \cdot \sin(\omega_0 \sqrt{1 - \xi^2} \cdot t + \psi) \quad (15)$$

$$\text{gdzie} \quad \xi < 1, \quad \omega = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad \text{tg} \psi = \frac{x_0 \cdot \omega_0 \cdot \sqrt{1 - \xi^2}}{v_0 + \xi \cdot \omega_0 \cdot x_0} \quad (16)$$

uzyskaliśmy drgania tłumione o parametrach:

$$\omega_d = \omega_0 \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \quad (17)$$

$$f_d = \frac{\omega_0}{2\pi} \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \quad (18)$$

$$T_d = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_0 \cdot \sqrt{1 - \xi^2}} \quad (19)$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (20)$$

$$\xi = \frac{c}{2 \cdot \sqrt{k \cdot m}} \quad (21)$$

Oprócz zanikania drgań uzyskano zmniejszenie częstości i częstotliwości drgań ω_d, f_d .

Kolejnym krokiem będzie sprawdzenie odpowiedzi układu zastępczego na wybrane wymuszenia oraz wpływ wartości tłumienia c i sztywności k na tłumienie drgań w zawieszeniu wagonowym.

4. PODSUMOWANIE

Dotychczasowy proces projektowania wagonów prowadzony jest głównie pod kątem prawidłowej dynamiki i bezpieczeństwa jazdy. W projektowaniu wagonów nie są analizowane zjawiska wibroakustyczne generowane podczas jazdy pojazdu, które mają istotny wpływ na poziom hałasu w wagonie. Znajomość tych zjawisk pozwoli na poprawne konstruowanie wagonu pod kątem zmniejszenia poziomu hałasu. Dlatego celowym jest przeprowadzenie analizy zjawisk wibroakustycznych generowanych podczas jazdy pojazdu oraz opracowanie modelu pozwalającego oszacować przy danej konstrukcji i oddziaływaniach dynamicznych, wielkość zjawisk wibroakustycznych (hałasu) w wagonie.

5. LITERATURA

1. Groll W.: *Badania wibracji wagonów pasażerskich. Przegląd Kolejowy 8/99.*
2. Bogacz R.: *Drgania wywołane dynamicznym współdziałaniem pojazdów szynowych z torem. KKNT Wibracje w Pasażerskim Taborze Kolejowym, 1998.*
3. Cempel C.: *Drgania mechaniczne. WPP, Poznań 1982.*
4. Cieślakowski S. J.: *Droga kolejowa źródłem wibracji w pasażerskim taborze kolejowym. KKNT Wibracje w Pasażerskim Taborze Kolejowym, 1998.*
5. Gąsowski W.: *Układy biegowe wagonów kolejowych. WPP, Poznań 1987.*