

Stan i doskonalenie kryteriów bezpieczeństwa przed wykołajeniem pojazdów szynowych (2)

W artykule przedstawiono kolejne kryteria, które wykorzystano przy ocenie bezpieczeństwa przed wykołajeniem. Ustalenie tych kryteriów posłużyło do wykorzystania ich w takim konstruowaniu pojazdów szynowych, aby zapewnić aktywne bezpieczeństwo pojazdów szynowych, czyli zapobieganie zjawisku wykołajenia. Zwrócono uwagę na zjawiska wykołajania pojawiające się podczas jazdy z większymi prędkościami (w warunkach dynamicznych) oraz przedstawiono możliwości detekcji (wczesnego wykrywania) zjawiska wykołajania, które w tych warunkach może prowadzić do poważnych strat materialnych, zagrożenia zdrowia i życia ludzkiego, a w konsekwencji niskiej oceny rynkowej transportu szynowego.

1. Wstęp.

Artykuł stanowi kontynuację publikacji [4] w zakresie kryteriów bezpieczeństwa przed wykołajeniem pojazdów szynowych. Wcześniejsze zdiagnozowanie parametrów, świadczących o mogącym wystąpić wykołajeniu, może być wykorzystane do zapewnienia aktywnego bezpieczeństwa (z j. angielskiego „active safety” i z j. niemieckiego „active Sicherheit” zgodnie z projektem normy europejskiej pr EN 15227 [6]) oraz pasywnego bezpieczeństwa pojazdów szynowych (z j. angielskiego „ passive safety” oraz z j. niemieckiego „passive Sicherheit” wg [6]), tzn. do konstruowania i wytwarzania pojazdów wyposażonych w systemy lub urządzenia diagnostyczne. Wcześniejsze zarejestrowanie parametrów w postaci zbliżenia się ich do wartości granicznych lub dopuszczalnych doprowadzi do zapobieżenia wykołajeniu pojazdu. Techniczna działalność tego rodzaju obejmuje wszystkie rodzaje transportu szynowego. Spektakularne osiągnięcia odnotowano w ostatnim czasie w transporcie ładunków, zwłaszcza zaliczanych do kategorii tzw. ładunków niebezpiecznych wg przepisów RID [8]. Zadecydowały tutaj przede wszystkim względy natury ochrony środowiska oraz groźne w skutkach katastrofy kolejowe, które zakończyły się skażeniem środowiska naturalnego oraz nawet ewakuacją ludności [3]. Zwiększenie niezawodności w tym zakresie nie stwarza jakiegokolwiek sprzeczności z kryteriami omówionymi w opracowaniu [4] ani też z faktem, że bezpieczeństwo przed wykołajeniem określane przez współczynnik wykołajenia (Y/Q) należy do zagadnień technicznych, które mają charakter stochastyczny [1]. Przy współczynnika wykołajenia (Y/Q) wynoszącym 1.2 prawdopodobieństwo bezpieczeństwa przed wykołajeniem wynosi 0.95, a więc występuje ryzyko wykołajenia wynoszące 0.05. Celem zwiększenia bezpieczeństwa przed wykołajeniem należałoby konstruować pojazd tak, aby wartość współczynnika wykołajenia była możliwie jak najmniejsza (przy $Y/Q=0,8$ wartość

prawdopodobieństwa bezpieczeństwa przed wykołajeniem zbliża się do 1). Z punktu widzenia obecnej wiedzy byłaby to droga słuszna, ale niezwykle kosztowna, wymagająca również sporo zabiegów ze strony infrastruktury kolejowej. W opracowaniu [4] zwrócono szczególną uwagę na bezpieczeństwo przed wykołajeniem podczas przejazdu pojazdu szynowego przez tory wchrowate, mając na uwadze szczególnie jazdę w warunkach quasistatycznych oraz przedstawiono kryteria bezpieczeństwa przed wykołajeniem w warunkach quasistatycznych (z małymi prędkościami) podczas przejazdu pojazdów szynowych przez tory o granicznej wchrowatości.

Wykołajenie może być również spowodowane w warunkach dynamicznych, kiedy zaobserwowany jest niespokojny bieg pojazdu, odznaczający się wzrostem przyspieszeń pionowych układu biegowego i pudła pojazdu.

2. Kryterium przyspieszenia pionowego pojazdu

2.1. Podstawy teoretyczne

Przyspieszenia pionowe, które pojawiają się na elementach pojazdu w trakcie jazdy są wynikiem współpracy pojazd-tor i wymuszeń wynikających z geometrii toru, jak również mają swoje źródła w samym pojeździe.

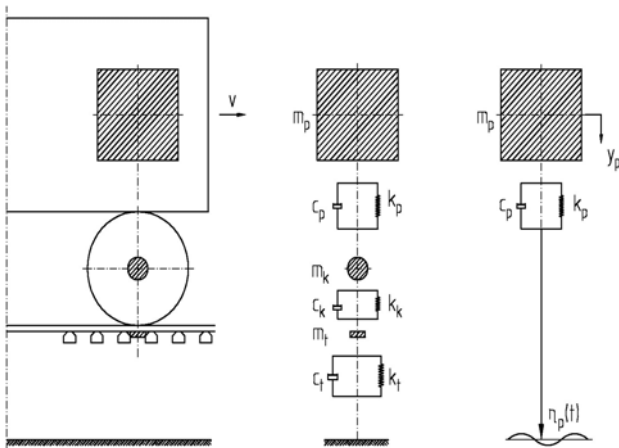
Zgodnie z [5] nierówności dynamiczne toru i pojazdu można podzielić na trzy grupy:

- 1) nierówności η_1 - nierówności toru wymuszające drgania w strefie rezonansowej masy usprężynowanej pojazdu m_p ; nierówności te posiadają długość fali wynoszącą od kilku do kilkunastu metrów,
- 2) nierówności η_2 - geometryczne nierówności występujące na powierzchni tocznej szyny, przy czym ich długość wynosi od kilku do kilkudziesięciu milimetrów; nierówności tej grupy wywołują

drżania w strefie rezonansowej masy nieusprężynowanej m_k pojazdu, przy czym oddziaływanie pojazd-tor ma charakter bezударowy;

- 3) nierówności η_3 -geometryczne nierówności występujące na powierzchni toczonej szyny, które wywołują udarowe oddziaływania pojazdu.

W przypadku występowania nierówności określonych przez η_1 oraz η_2 zakłada się kontakt koła i szyny mający charakter ciągły, natomiast w przypadku η_3 nie ma ciągłości kontaktu i występuje zjawisko udaru. Powszechnie modele współpracy pojazd-tor dla trzech grup nierówności są przedstawione odpowiednio na rys.1, rys.2 oraz rys.3.



Rys.1. Model współpracy pojazd-tor dla grupy wymuszeń dynamicznych spowodowanych nierównościami toru η_1 wg [5]

Ruch pojazdu poruszającego się po torze posiadającym nierówności toru η_1 ze stałą prędkością v można opisać za pomocą równania różniczkowego:

$$m_p \frac{d^2 y_w}{dt^2} + c_p \cdot \frac{dy_w}{dt} + k_p \cdot y_w = m_p \cdot \frac{d^2 \eta_1}{dt^2} \quad (1)$$

$$y_w = y_p - \eta_1 \quad (2)$$

gdzie:

y_w - przemieszczenie (odkształcenie) względne masy usprężynowanej,

m_p - masa usprężynowana pojazdu,

m_k - masa nieusprężynowana pojazdu,

m_t - masa zastępcza nawierzchni kolejowej,

k_p - sztywność usprężynowania pojazdu,

k_k - sztywność masy nieusprężynowanej pojazdu (w przyjętym modelu koła),

k_t - sztywność nawierzchni kolejowej,

c_p - współczynnik tłumienia drgań masy usprężynowanej pojazdu ,

c_k - współczynnik tłumienia drgań masy nieusprężynowanej pojazdu,

c_t - współczynnik tłumienia drgań masy zastępczej nawierzchni kolejowej,

t - czas,

y_p - przemieszczenie masy usprężynowanej pojazdu w kierunku pionowym.

Równanie (1) opisuje przemieszczenia pionowe masy usprężynowanej pojazdu m_p spowodowane wymuszeniem kinematycznym od nierówności toru η_1 mających kształt sinusoidalny, które są opisane równaniem:

$$\eta_1(t) = h_1 \cos \frac{2\pi}{l_f} \cdot x = h_1 \cos \frac{2\pi}{l_f} \cdot vt = h_1 \cdot \cos \omega_1 \cdot t \quad (3)$$

gdzie:

h_1 -amplituda nierówności,

l_f - długość fali nierówności,

ω_1 -częstotliwość kątowa drgań dynamicznych,

x - przemieszczenie pojazdu zgodne z kierunkiem wektora prędkości v ,

v - prędkość pojazdu (rys.1).

Rozwiązanie równania (1) można zapisać w postaci:

$$y_w = A_1 \cdot e^{i\omega_1 t} \quad (4)$$

Pierwsza pochodna, czyli prędkość \dot{y}_w oraz druga pochodna, czyli przyspieszenie masy usprężynowanej \ddot{y}_w przemieszczenia y_w pojazdu mają postać:

$$\dot{y}_w = i \cdot A_1 \omega_1 \cdot e^{i\omega_1 t} \quad (5)$$

$$\ddot{y}_w = -A_1 \cdot \omega_1^2 \cdot e^{i\omega_1 t} = -A_1 \cdot \frac{4\pi^2 \cdot v^2}{l_f^2} \cdot e^{i\omega_1 t} \quad (6)$$

Amplitudę drgań masy usprężynowanej A_1 można wyznaczyć ze wzoru przytoczonego w [5]:

$$A_1 = h_1 \cdot \frac{\left(\frac{\omega_1}{\omega_p} \right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega_1}{\omega_p} \right)^2 \right]^2 + \gamma_p^2 \left(\frac{\omega_1}{\omega_p} \right)^2}} \quad (7)$$

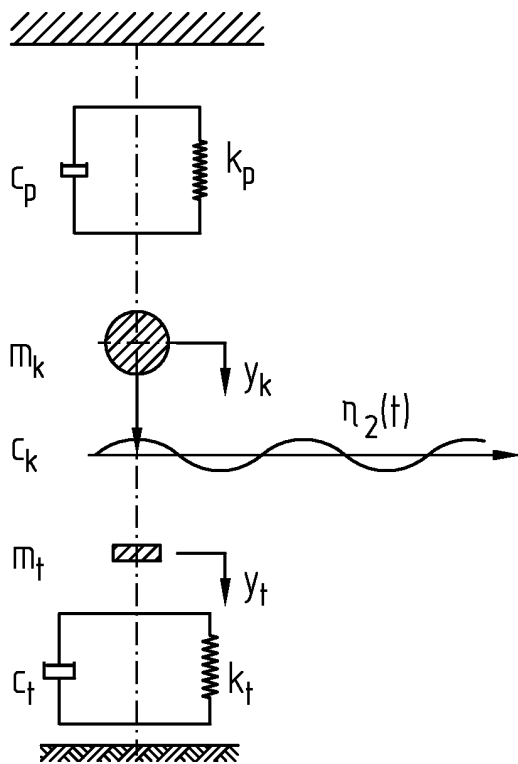
gdzie:

γ_p - współczynnik drgań masy nieusprężynowanej i wyraża się wzorem:

$$\gamma_p = \frac{c_p}{\sqrt{k_p \cdot m_p}} \quad (8)$$

ω_p - częstotliwość kątowa drgań własnych masy usprężynowanej i wyraża się wzorem:

$$\omega_p = \sqrt{\frac{k_p}{m_p}} \quad (9)$$



Rys.2. Model współpracy pojazd-tor dla grupy wymuszeń dynamicznych spowodowanych nierównościami toru η_2 wg [5]

W przypadku modelu zamieszczonego na rys.2 drgania wykonuje masa nieusprężynowana pojazdu m_k oraz nawierzchnia kolejowa o masie m_t . Równanie różniczkowe opisujące ruch obydwu mas przyjmuje postać:

$$m_k \frac{d^2 y_k}{dt^2} + m_t \cdot \frac{d^2 y_t}{dt^2} + c_p \frac{dy_k}{dt} + c_t \frac{dy_t}{dt} + k_p \cdot y_k + k_t \cdot y_t = 0 \quad (10)$$

przy założeniu zależności:

$$y_k = y_t + \eta_2 \quad (11)$$

gdzie:

y_t - przemieszczenie pionowe nawierzchni kolejowej.

Podobnie zakłada się, że nierówności η_2 posiadają regularny kształt o przebiegu sinusoidalnym, które można opisać równaniem:

$$\eta_2 = h_2 \cdot \cos \omega_2 t = h_2 \cdot e^{i\omega_2 t} \quad (12)$$

gdzie:

h_2 - amplituda nierówności toru,

ω_2 - częstotliwość kątowna drgań wymuszonych, wynosząca:

$$\omega_2 = \frac{2\pi \cdot v}{l_f} \quad (13)$$

Rozwiązanie równania różniczkowego spełnia funkcja w postaci:

$$y_t = A_2 \cdot e^{i\omega_2 t} \quad (14)$$

Prędkość \dot{y}_t jako pierwszą pochodną oraz przyspieszenie \ddot{y}_t jako drugą pochodną przemieszczenia y_t wyraża się za pomocą wzorów:

$$\dot{y}_t = i \cdot A_2 \cdot \omega_2 \cdot e^{i\omega_2 t} \quad (15)$$

$$\ddot{y}_t = -A_2 \cdot \omega_2^2 \cdot e^{i\omega_2 t} = -A_2 \cdot \frac{4\pi \cdot v^2}{l_f^2} \cdot e^{i\omega_2 t} \quad (16)$$

Amplitudę drgań A_2 można wyznaczyć z wzoru wg [5]:

$$A_2 = \frac{k_p}{k_p + k_t} \sqrt{\frac{\left[1 - \left(\frac{\omega_2}{\omega_k}\right)^2\right]^2 + \gamma_k^2 \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_k}\right)^2}{\left[1 - \left(\frac{\omega_2}{\omega_{pt}}\right)^2\right]^2 + \gamma_{pt}^2 \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_{pt}}\right)^2}} \quad (17)$$

gdzie:

ω_k - częstotliwość kątowna drgań masy nieusprężynowanej:

$$\omega_k = \sqrt{\frac{k_p}{m_k}} \quad (18)$$

γ_k - współczynnik tłumienia masy nieusprężynowanej:

$$\gamma_k = \frac{c_p}{\sqrt{k_p \cdot m_k}} \quad (19)$$

ω_{pt} - częstotliwość kątowna drgań całego układu:

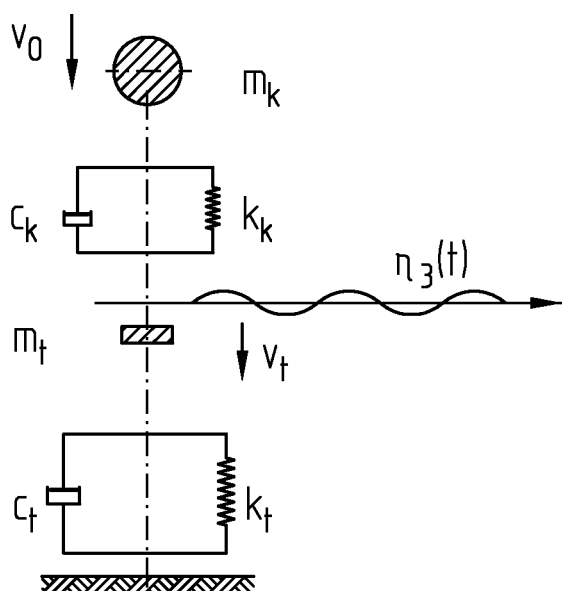
$$\omega_{pt} = \sqrt{\frac{k_p + k_t}{m_k + m_t}} \quad (20)$$

γ_{pt} - współczynnik tłumienia drgań całego układu:

$$\gamma_{pt} = \frac{c_p + c_t}{\sqrt{(k_p + k_t) \cdot (m_k + m_t)}} \quad (21)$$

Model wg rys.3 jest próbą opisanie zjawisk udarowych, które są trudne do opisanie za pomocą modelu matematycznego [5]. Dla uproszczenia analizy proces uderzenia można podzielić na dwa etapy:

- etap 1: zderzenie krótkotrwałe, którego obliczenie odbywa się tak samo jak dla zderzeń ciał swobodnych oraz
- etap 2: masa nawierzchni kolejowej osiąga początkową prędkość v_t w wyniku zderzenia, po czym następują swobodne drgania nawierzchni kolejowej.



Rys.3. Model współpracy pojazd-tor dla grupy wymuszeń dynamicznych spowodowanych nierównościami toru η_3 wg [5]

Uproszczenie to można uznać za dopuszczalne, jeśli weźmie się pod uwagę, że uderzenie trwa krótko w porównaniu z okresem drgań własnych nawierzchni nieobciążonej. Czas uderzenia przyjmuje się w praktyce jako $10^{-4} \div 10^{-3}$ s, podczas gdy okres drgań własnych nieobciążonej nawierzchni kolejowej ocenia się na $1,5 \cdot 10^{-2}$ s. Okres drgań nawierzchni nieobciążonej jest więc $15 \div 150$ razy większy aniżeli czas uderzenia. Przy wyznaczaniu równań ruchu założono również, że współczynniki tłumienia c_k oraz c_t są równe zero.

Dla modelu wg rys.3 równanie ruchu masy nieusprężynowanej m_k oraz zastępczej masy toru m_t można zapisać za pomocą dwóch równań różniczkowych:

$$m_k \cdot \frac{d^2 y_k}{dt^2} = -k_k \cdot (y_k - y_t) \quad (22)$$

oraz

$$m_t \cdot \frac{d^2 y_t}{dt^2} = k_k \cdot (y_k - y_t) \quad (23)$$

Po przekształceniu (podzielenie obydwu równań stronami) otrzymuje się:

$$\frac{d^2 (y_k - y_t)}{dt^2} = -\frac{1}{m_0} \cdot k_k \cdot (y_k - y_t) \quad (24)$$

gdzie:

m_0 -masa zastępcza układu koła oraz toru:

$$m_0 = \frac{m_k \cdot m_t}{m_k + m_t} \quad (25)$$

Po przekształceniach równanie (24) przyjmuje postać:

$$\frac{d^2 (y_k - y_t)}{dt^2} + \omega_0^2 \cdot (y_k - y_t) = 0 \quad (26)$$

gdzie:

ω_0 -częstotliwość kątowna drgań własnych:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k_k}{m_0}} \quad (27)$$

Całka ogólna równania (26) przyjmuje postać:

$$y_k - y_t = C_1 \cdot \cos \omega_0 t + C_2 \cdot \sin \omega_0 t \quad (28)$$

gdzie:

C_1, C_2 -stałe całkowania zależne od warunków początkowych ruchu.

W chwili początkowej ($t=0$) obowiązują następujące warunki ruchu (warunki brzegowe równania):

$$y_k - y_t = 0 \quad \text{oraz} \quad \frac{d(y_k - y_t)}{dt} = v_0 \quad (29)$$

W takim przypadku stałe całkowania wynoszą odpowiednio:

$$C_1 = 0 \quad \text{oraz} \quad C_2 = \frac{v_0}{\omega_0} \quad (30)$$

W związku z tym wzór (28) przyjmuje postać:

$$(y_k - y_t) = \frac{v_0}{\omega_0} \sin \omega_0 \cdot t \quad (31)$$

Wartość maksymalna wynosi:

$$(y_k - y_t)_{\max} = v_0 \cdot \sqrt{\frac{m_0}{k_k}} \quad (32)$$

Wzór na maksymalną siłę uderzenia koła o szynę przyjmuje postać:

$$P_{k, \max} = k_k \cdot (y_k - y_t)_{\max} = v_0 \cdot \sqrt{m_0 \cdot k_k} = v_0 \sqrt{\frac{m_k \cdot m_t}{m_k + m_t} \cdot k_k} \quad (33)$$

Prędkość $(\dot{y}_k - \dot{y}_t)$ oraz przyspieszenie $(\ddot{y}_k - \ddot{y}_t)$ przy wykorzystaniu zależności (29) wyraża się wzorami:

$$(\dot{y}_k - \dot{y}_t) = v_0 \cdot \cos \omega_0 \cdot t \quad (34)$$

oraz

$$(\ddot{y}_k - \ddot{y}_t) = -v_0 \cdot \omega_0 \cdot \sin \omega_0 \cdot t \quad (35)$$

Pierwszy etap uderzenia kończy się przerwaniem kontaktu koła z szyną, natomiast masy m_k oraz m_t otrzymują prędkości, które można wyznaczyć z klasycznej teorii uderzenia.

W drugim etapie uderzenia zastępcza masa nawierzchni rozpoczyna drgania swobodne z początkową prędkością:

$$v_t = \frac{2m_k}{m_k + m_t} \cdot v_0 \quad (36)$$

Swobodne drgania masy toru opisuje równanie:

$$y_t = \frac{v_t}{\omega_t} \cdot \sin \omega_t \cdot t \quad (37)$$

gdzie:

$$\omega_t - \text{częstotliwość kątowa drgań } \omega_t = \sqrt{\frac{k_t}{m_t}}$$

Prędkość drgań \dot{y}_t oraz przyspieszenie \ddot{y}_t wynoszą odpowiednio:

$$\dot{y}_t = v_t \cdot \cos \omega_t \cdot t \quad (38)$$

oraz

$$\ddot{y}_t = -v_t \cdot \omega_t \cdot \sin \omega_t \cdot t \quad (39)$$

Maksymalne przemieszczenie (ugięcie toru) wyznacza się ze wzoru wg [5]:

$$y_{t,\max} = \frac{v_t}{\omega_t} = v_t \cdot \sqrt{\frac{m_t}{k_t}} \quad (40)$$

Nacisk pionowy podkładu na podsypkę określa wzór wg [5]:

$$Q_{\max} = k_t \cdot y_{\max} = v_t \cdot \sqrt{m_t \cdot k_t} = \frac{2m_k}{m_k + m_t} v_0 \cdot \sqrt{m_t \cdot k_t} \quad (41)$$

Powyższa analiza jak również badania doświadczalne potwierdzają, że do podstawowych czynników kształtujących dynamiczne oddziaływanie pojazdu na nawierzchnię kolejową należą:

- nieusprężynowana masa pojazdu
- usprężynowana masa pojazdu
- sztywność usprężynowania
- własności tłumiące drgania
- dynamiczne nierówności toru.

Badania pozwoliły ustalić, że szczególnie istotny wpływ na wzrost dynamicznych oddziaływań pojazdu mają dynamiczne nierówności toru. Wraz ze zwiększeniem parametrów geometrycznych nierówności (np. amplitudy) wzrasta przyspieszenie pionowe [4].

Analizując wszystkie trzy modele można zauważyć, że niezależnie od rodzaju wymuszenia kinematycznego istotnym parametrem charakteryzującym dynamikę pojazdu oraz jego własności biegowe jest przyspieszenie usprężynowanej oraz nieusprężynowanej masy pojazdu jak również toru w kierunku pionowym. Jeśli przyspieszenie w kierunku pionowym \ddot{y}_t przekroczy wartości dopuszczalne, wówczas można mówić o niespokojnym biegu pojazdu. Wartości maksymalnych przyspieszeń mierzone w różnych kierunkach są przedstawione w karcie UIC 518 [7]. Dotrzymanie tych kryteriów gwarantuje bezpieczną jazdę i eksploatację pojazdu, jednak przepisy te nie podają wartości przyspieszeń, powyżej których jazda grozi z dużym prawdopodobieństwem wykolejeniem. Przyspieszenie w kierunku pionowym jako jeden z podstawowych parametrów biegowych pojazdów szynowych może być wykorzystane do oceny bezpieczeństwa przed wykolejeniem i to jak się okazuje w sposób praktyczny. Jak

wynika z [4] zabezpieczenie pojazdu szynowego przez pomiar sił na kołach pojazdu szynowego w trakcie eksploatacji byłoby kosztowne i nieekonomiczne. Zestawy kołowe pomiarowe (j.niem. Messradsätze) do rejestracji sił pionowych „Q” oraz sił poprzecznych „Y” działających na koło są używane jedynie do badań dynamicznych mających na celu homologację pojazdów szynowych i nie są z uwagi na koszty produkcji przystosowane do eksploatacji komercyjnej. Konieczne jest więc poszukiwanie parametrów, które w sposób pośredni ale i wiarygodny mogłyby zabezpieczać pojazd przed wykolejeniem pojazdów szynowych. Modele 1, 2 oraz 3 wykazują, że istotnym parametrem, który może być użyty do badania i diagnostyki bezpieczeństwa pojazdu przed wykolejeniem jest przyspieszenie w kierunku pionowym.

2.2. Zastosowania praktyczne

2.2.1. Zastosowanie detektora wykolejeń

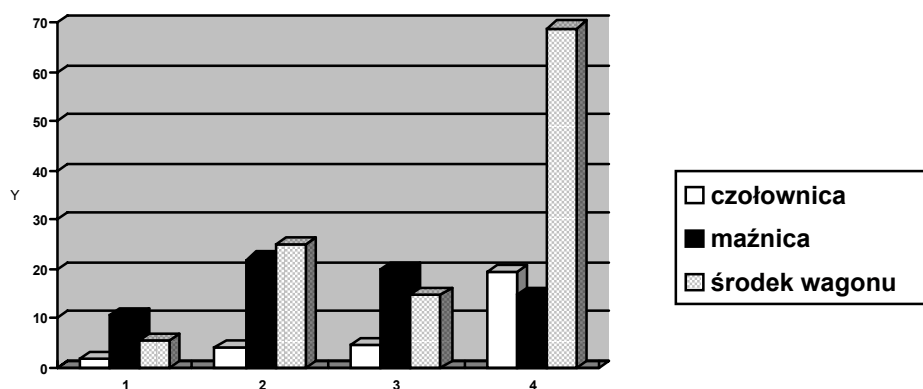
Bardzo istotny postęp w zakresie diagnostyki przed wykolejeniem, zwłaszcza w pociągach towarowych, wprowadziły koleje szwajcarskie **SBB** [2]. Jak okazało się z przeprowadzonych analiz jednym z parametrów, który mógłby być wykorzystany przy ocenie bezpieczeństwa pojazdu szynowego jest przyspieszenie pionowe pojazdu, które w chwili rozpoczęcia procesu wykolejenia przyjmuje maksymalne wartości. Wartości przyspieszenia są jednak zależne od rodzaju pojazdu, miejsca pomiaru (czołownica na ostoju, maźnica, środek wagonu) jak również od rodzaju wzbudzenia (czynników eksploatacyjnych). Stąd też jako model do analizy symulacji komputerowej i ewentualnych prób eksploatacyjnych przyjęto dwie cysterny dwuosiowe. Wartości przyspieszeń pionowych dla poszczególnych stanów eksploatacyjnych oraz miejsc pomiarowych dla system dwuosiowych przedstawiono w tabeli 1. Na rys.4 przedstawiono w sposób graficzny maksymalne przyspieszenia pionowe dla różnych części wagonu w zależności od stanu eksploatacji.

Jak widać z wykonanych pomiarów, istnieje ścisła zależność pomiędzy rodzajem eksploatacji oraz wielkościami przyspieszeń pionowych. Bardzo duże różnice występują pomiędzy normalnym stanem eksploatacji a jazdami zakończonymi wykolejeniem. Przy wyborze miejsca diagnostycznego kierowano się przede wszystkim jednoznacznym wzrostem przyspieszenia podczas jazd zagrożonych wykolejeniem w stosunku do pozostałych stanów eksploatacji (A, B oraz C). Takim miejscem okazuje się być czołownica na ostoju, gdzie różnice przyspieszeń są znaczne i pozwalają na łatwiejszą identyfikację procesu wykolejenia. W wyniku dokonanej analizy firma Oerlikon-Knorr Eisenbahntechnik AG (OKE), będąca filią koncernu Knorr Bremse, skonstruowała przyrząd-detektor **EDT 100**.

**Zestawienie wartości przyspieszeń pionowych dla wagonów cysterń
w różnych warunkach eksploatacyjnych**

Tabela 1

	Rodzaj eksploatacji	Maksymalne zmierzone przyspieszenie pionowe		
		na czołownicy	na maźnicy	w środku wagonu
A.	Normalna jazda eksploatacyjna 40 do 100 km/h stan próżny i ładowny	1,6 do 1,8 g 15.69 do 17,6 m/s ²	8,8 do 10,8 g 86,3 do 105.9 m/s ²	ok.5.5g 53,95 m/s ²
B.	Płaskie miejsca (symulacja) -prędkość 10 do 80 km/h -stan ładowny i próżny	0.9 do 4.1g 8.82 do 40.22 m/s ²	1.1 do 22 g 10,79 do 215.8 m/s ²	1.9 do 25g 18,63 do 245.2 m/s ²
C.	Styki szyn (symulacja) -prędkość 10 do 80 km/h, -stan próżny i ładowny,	1.9 do 4.6g 18,63 do 45,12 m/s ²	5.6 do 20g 54.9 do 196.2 m/s ²	5.9 do 14.9g 57.87 do 146.1 m/s ²
D.	Jazdy zakończone wykojeniem -prędkości od 5 do 15 km/h -stan próżny/ładowny	11.1 do 19.4g 108.9 do 190,3 m/s ²	42 do 52g 412 do 510 m/s ²	14.1 do 68.6g 138,3 do 672,9 m/s ²



*Oś X-stany eksploatacji odpowiednio A (1), B (2), C(3) oraz D(4) (wg tabeli 1)
oś Y-przyspieszenie w kierunku pionowym jako krotność przyspieszenia ziemskiego g*

Rys.4. Przyspieszenia w kierunku pionowym mierzone w różnych miejscach wagonu w zależności od rodzaju eksploatacji wg [3]

Zadanie przyrządu polega na jak najwcześniejszym wykrywaniu wykojenych zestawów kołowych i zapobieganiu szkodom powstającym w wyniku wykojenia przez wprowadzenie natychmiastowego hamowania nagłego. Tak więc detektor łączy czujnik przyspieszeń pionowych (określany jako czujnik masy usprężynowanej) z zaworem hamowania awaryjnego oraz jest wyposażony w optyczne urządzenie wskazujące. Przy występowaniu przyspieszeń odpowiadających normalnej jeździe eksploatacyjnej detektor nie działa, natomiast w przypadku przekroczenia umownej wartości przyspieszenia pionowego wynoszącego $7.5 \pm 0.5g$ ($73.575 \pm 4.905 \text{ m/s}^2$) zmniejsza ciśnienie w przewodzie głównym przez bezpośrednie połączenie przewodem upustowym o średnicy 3/4", uruchamiając proces hamowania. Tak więc przewód główny hamulca jest odpowietrzony przez zadziałanie detektora w sposób bezpośredni, co przyspiesza proces hamowania (jeśli ciśnienie w przewodzie głównym wynosi 5 barów, to proces hamowania jest wstrzymany, jeśli

ciśnienie spada poniżej tej wartości, to wówczas rozpoczyna się proces hamowania). Detektor jest zabudowany na środku czołownicy pomiędzy zderzakami wagonu towarowego tak, aby nie naruszyć „przestrzeni berneńskiej”, która rezerwuje miejsce dla pracowników zajmujących się pracami manewrowymi (złączanie i rozłączanie sprzęgu śrubowego oraz sprzęgów hamulcowych) i gwarantuje bezpieczeństwo podczas wykonywanych prac. W tym przypadku była kolejna okazja, aby rozważyć zabudowę detektora na wózku, jednak na pudle wagonu jako całkowicie usprężynowanej części wagonu, detektor jest narażony na działanie znacznie mniejszych wartości przyspieszeń (tabela 1). Zadaniem kurka końcowego jest wyłączenie z eksploatacji uszkodzonego detektora. Montaż urządzenia jest konieczny na każdym końcu wagonu. Konstrukcja zaworu umożliwia prostą zabudowę jak również wykonywanie prostych napraw rewizyjnych. Detektor został poddany badaniom laboratoryjnym przed eksploatacją próbną oraz podczas eksploatacji.

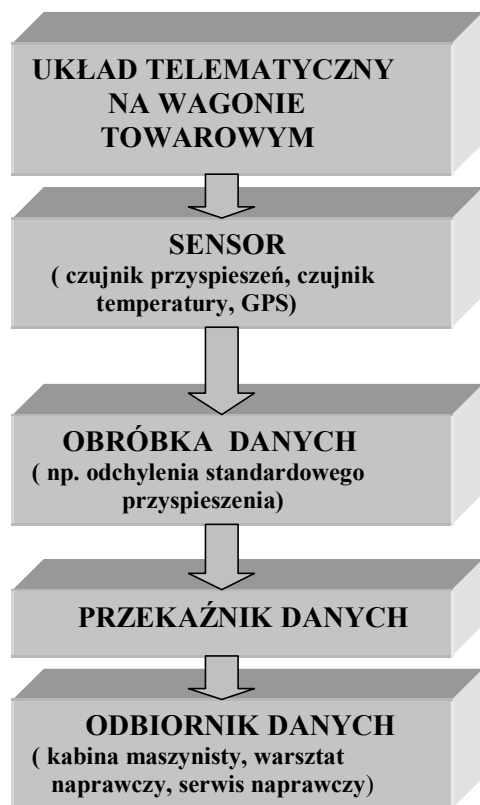
2.2.2. Zastosowanie telematyki

Pasywne bezpieczeństwo wagonów towarowych może być zwiększone przez zastosowanie systemu telematycznego [2]. System ten ma na celu zapobieganie wykolejeniom i ich skutkom. Z dotychczasowych doświadczeń eksploatacyjnych wyciągnięto wniosek, że pociągi towarowe przejeżdżają jeszcze odcinki liczące wiele kilometrów, zanim maszynista zauważy wykolejenie wagonu. W takim przypadku tor ulega znacznemu uszkodzeniu. Im dłużej ciągniony jest wykolejony wagon, tym większe jest prawdopodobieństwo wystąpienia kolizji lub przewrócenia składu pociągu. Potencjalne ryzyko spowodowania uszkodzeń przez wykolejony wagon sprowadza się do:

- uszkodzenia toru
- kolizji lub zderzeń ze składami pociągów nadjeżdżających z przeciwnej strony
- kolizji z peronami kolejowymi
- kolizji z filarami mostów kolejowych
- kolizji z portalami tunelów kolejowych
- spadek składu pociągu z mostów
- zagrożeń dla ludzi i środowiska naturalnego.

System telematyczny wagonu towarowego można określić jako środek zwiększający pasywne bezpieczeństwo pojazdu poprzez rejestrację wartości przyspieszenia, obróbkę danych pomiarowych oraz przesyłanie ich do automatycznie dostosowanego odbiornika zainstalowanego w kabinie maszynisty.

Schemat blokowy takiego układu jest przedstawiony na rys.5.



Rys.5. Schemat blokowy układu telematycznego na wagonie towarowym

Układ telematyczny (nazywany również skrzynką telematyczną lub z j.niemieckiego „Telematikbox”) tworzą w tym przypadku system obróbki danych pomiarowych oraz przekaźnik danych pomiarowych. Celem prób pomiarowych (testów badawczych) przeprowadzonych na wagonie-cysternie do przewozu ropy naftowej było ustalenie takiego miejsca na wagonie oraz kierunku pomiaru przyspieszenia, aby można było wykryć z dużym prawdopodobieństwem grożące zjawisko wykolejenia. Badania przeprowadzono na zlecenie departamentu „Transport ładunków niebezpiecznych” Ministerstwa Transportu, Budownictwa i Gospodarki Mieszkaniowej [2]. Poniżej podano opis: toru próbnego i pojazdu oraz aparatury do badań, przeprowadzenia badań oraz wyniki badań i ich ocenę.

2.2.2.1. Opis toru próbnego

Tor, na którym przeprowadzono doświadczenia, należący do firmy Inra Serv GmbH & Co we Frankfurcie nad Menem, był wyposażony w nawierzchnię kolejową z podsypką tłuczniową z podkładami drewnianymi. Przed badaniami tor odpowiednio przygotowano na odcinku około 300 metrów. W wyniku powyższego tor badawczy można podzielić na trzy zasadnicze odcinki:

-odcinek I: o długości około **100** metrów, na którym mierzono przyspieszenia na wagonie poruszającym się z prędkością nominalną

-odcinek II: o długości około **5** metrów, na którym umieszczono złącza szyn wyposażone w styki, przy czym odległość pomiędzy szynami na styku wynosiła około 50 mm; styki te zrobiono specjalnie w taki sposób, że zostały one umieszczone na jednej oraz drugiej szynie i były przestawione względem siebie, przy czym odległość między przestawionymi stykami mierzona wzdłuż toru wynosiła 5m

-odcinek III: o długości **150 m**, przy czym w odległości 50 m od pierwszego „styku szynowego” została zainstalowana blokada torowa składająca się z równi pochyłej unoszącej koło wagonu oraz obrotowej płozy, która kieruje podniesione koło na podkłady kolejowe.

Rodzaj wykolejenia w tym przypadku nie ma istotnego znaczenia, tylko wykrycie (detekcja) jazdy po tłuczniu i po podkładach kolejowych. W tym przypadku nie chodziło o wykolejenie pociągu próbnego jako całości, lecz tylnego wózka ostatniego wagonu. Dlatego też wykonano specjalną konstrukcję mechanizmu blokady torowej, usytuowanej za pomocą belki drewnianej na wystarczającej odległości od skrajni pojazdu. Na pojeździe za wózkiem przednim ostatniego wagonu jest zainstalowana przyspawana rura stalowa, która podczas przejazdu uderza w belkę drewnianą odblokowując mechanizm, wskutek czego blokada torowa spada na szynę. Wykorzystując dotychczasowe doświadczenia eksploatacyjne stwierdzono, że najczęst-

szym przypadkiem wykolejenia jest wykolejenie wagonu znajdującego się w składzie pociągu pomiędzy innymi wagonami. Wagon ten jest zmuszony przez siłę pociągową do zajęcia pozycji bliskiej „środkowej” wskutek czego koła wykolejonego wózka znajdują się blisko szyn i toczą się po podkładach kolejowych. W celu zasymulowania tego przypadku wykonano na wysokości blokady torowej tzw. szynę wymuszającą, która posiada długość około 3 metrów i która kieruje wykolejony wózek na przewidzianą trajektorię ruchu. W celu przeprowadzenia miarodajnych prób wykolejeń dla wagonu w stanie ładownym zastosowano szynę wymuszającą o długości 12m.

2.2.2.2. Pojazd próbny

W celu przeprowadzenia badań przedsiębiorstwo przewozowe EVA wytypowało dwa wagony cysterny do przewozu ropy naftowej. Jeden z nich służył jako wagon badawczy i został wyposażony w aparaturę pomiarową, natomiast drugi wagon służył jako „pojazd ochronny” i został umieszczony bezpośrednio za lokomotywą.

Dane wagonu cysterny zostały podane w tabeli 2.

Dane wagonów-cystern oraz wózków użytych do prób wg [2] Tabela 2

L. p.	Nazwa parametru wagonu-cysterny	Wartość parametru	Nazwa parametru wózka wagonu	Wartość parametru
1.	Masa własna	20 600 kg	Typ wózka	BA 661.1
2.	Pojemność użytkowa	58 000 litrów	Maksymalny nacisk zestawu kołowego na szynę	20 t
3.	Długość wagonu ze zderzakami	14.40 m	Baza wózka	1800 mm
4.	Baza wagonu	8.10 m	Średnica koła zestawu kołowego	920 mm
5.			Masa własna	4 600 kg

2.2.2.3. Aparatura pomiarowa i wykonanie pomiarów

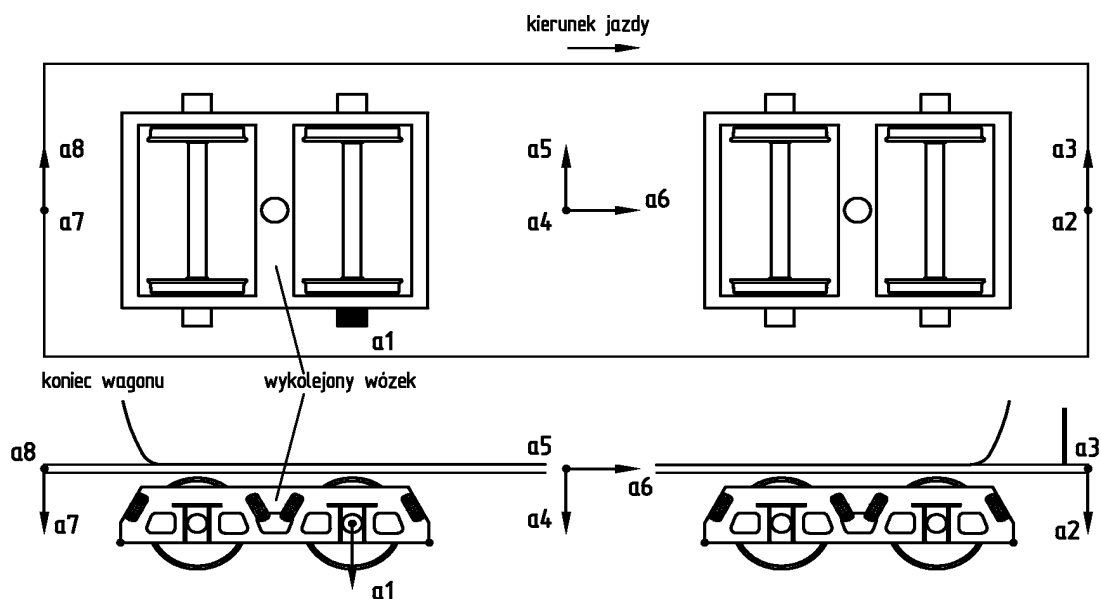
Podczas badań Techniczny Uniwersytet w Berlinie wykonał pomiary 26 wielkości fizycznych (przyspieszenia, przemieszczenia względne oraz prędkości jazdy).

Następnie przeprowadzono tylko pomiary przyspieszeń i prędkości jazdy z dokładnością $\pm 1\text{km/h}$. Pomiary wykonywano za pomocą czujników przyspieszeń typu 4502 i 4503 firmy Brüel & Kjaer. Rozkład miejsc pomiarowych z zainstalowanymi czujnikami pomiarowymi na nadwoziu wagonu i ostoi oraz na zestawie kołowym przedstawia rys.6 natomiast na zbiorniku cysterny rys.7.

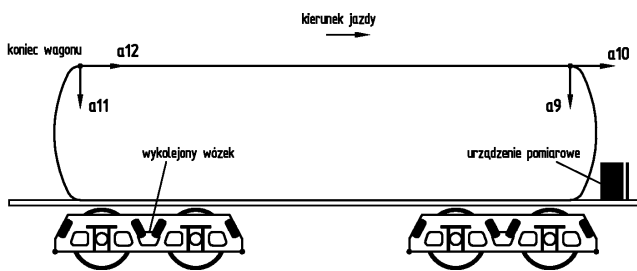
Rozmieszczenie i przeznaczenie czujników przyspieszeń jest następujące:

- czujnik **a1** mierzy przyspieszenie bezpośrednio na maźnicy „pierwszego” wykolejonego zestawu kołowego
- czujniki **a7** i **a8** są zamocowane na czołownicy nad wykolejanym wózkiem, natomiast czujniki **a2** i **a3** na czołownicy znajdującej się nad przednim wózkiem; czujniki te dokonują pomiaru przyspieszeń w kierunku pionowym oraz poprzecznym
- czujniki **a4**, **a5** oraz **a6** są zamocowane na środkowej podłużnicy (dokładnie w środku) i mierzą przyspieszenia we wszystkich trzech kierunkach
- czujniki **a9**, **a10**, **a11** oraz **a12** są zainstalowane na zbiorniku wagonu, aby po badaniach można było stwierdzić czy pomiary w tych miejscach są w ogóle przydatne do oceny detekcji zjawiska wykolejenia.

W tabeli 3 przedstawiono klasyfikację czujników z uwagi na zakres mierzonych przyspieszeń.



Rys.6. Rozmieszczenie czujników przyspieszeń na zestawie kołowym i na ostoi



Rys.7. Rozmieszczenie czujników pomiarowych na zbiorniku cysterny

Klasyfikacja czujników przyspieszenia zainstalowanych na wagonie-cysternie Tabela 3

Czujnik przyspieszenia (miejsce pomiarowe)	Zakres pomiarowy	Liczba czujników
a6, a10, a12	$\pm 5g$ ($\pm 49,05 \text{ m/s}^2$)	3
a5, a3, a8	$\pm 10g$ ($\pm 98,1 \text{ m/s}^2$)	3
a4, a2, a7, a9, a11, a1	$\pm 20g$ ($\pm 196,2 \text{ m/s}^2$)	6

Na pomoście hamulcowym zainstalowano sensor mikrofalowy firmy Datron-Messtechnik GmbH do rejestracji prędkości. W sensorze zabudowano płaską antenę, która przesyła fale rentgenowskie o częstotliwości powyżej 24GHz. Jednocześnie odbiera ona fale odbite od podłoża. Po wykonaniu pierwszych pomiarów okazało się, że tłuczeń jako powierzchnia odbicia nie jest użyteczny dla sensora mikrofalowego. Z tego też względu sensor został przeinstalowany na wagon ochronny i skierowany na główkę szyny. Wszystkie sygnały były przekazywane do urządzenia pomiarowego (rys.7), a następnie do pamięci danych typu μ Musics firmy imc-Messysteme GmbH w Berlinie na twardym dysku. Częstotliwość wyszukiwania wszystkich kanałów wynosiła powyżej 100 Hz. Sygnały przyspieszenia były wzmacniane we wzmacniaczach pomiarowych typu Nexus firmy Brüel & Kjaer i filtrowane za pomocą filtrów niskiej częstotliwości 100 Hz. Próby wykolejania były dodatkowo rejestrowane za pomocą kamer video, które były rozmieszczone w różnych miejscach toru próbnego. Wszystkie urządzenia do przetwarzania, rejestracji i przechowywania danych zostały zabezpieczone przed skutkami złych warunków pogodowych i umieszczone w skrzyni (rys.7). Dodatkowo w celu zabezpieczenia aparatury przed skutkami oddziaływania dynamicznego na pomoście hamulcowym na wagonie-cysternie (zwłaszcza podczas wykolejania) skrzynia została wyposażona w elementy gumowe amortyzujące drgania.

2.2.2.4. Przeprowadzenie badań

Badania wykolejeń rozpoczęto w grudniu 1999 roku na terenie firmy InfraServ. Próby rozpoczęto z cysterną prózną z zadanymi prędkościami 15, 25, 35 i 45 km/h (faktycznie zrealizowane 13, 25, 38 i 43 km/h). Łącznie wykonano cztery próby wykolejania,

które nie wyrządziły istotnych szkód na pojeździe oraz na torze. Na podkładach kolejowych można było zauważyć ślady o głębokości 2 cm, pochodzące od obrzeża koła zestawu kołowego. Wykolejony wózek wraz ze wszystkimi czterema kołami znajdował się więc przez cały czas wykolejenia oraz „jego ciągnięcia” w strefie podkładów kolejowych i nie wychylał się nigdy poza tę strefę. W celu wykonania prób w stanie ładownym wagon-cysternę napełniono wodą do pojemności 58 m³ i następnie zważono. Okazało się, że masa wynosi 78,6 t, co odpowiada naciskowi zestawu kołowego na szynę 19.65t. Po wykolejeniu przy prędkości 16 km/h nie było pewne, czy tor jest w stanie wytrzymać następane planowane próby z wyższymi prędkościami. Dlatego zamiast wcześniej planowanej prędkości 25 km/h wybrano znacznie wyższą prędkość wynoszącą 37 km/h. Uszkodzenia zarówno na torze badawczym jak i na wykolejonym wózku po przeprowadzeniu próby były znaczne. Około 50% podkładów uległo pęknięciu na odcinku wykolejenia wózka, natomiast tylny zestaw kołowy wypadł z prowadzenia pionowego, co spowodowało wypadnięcie resoru z maźnicy oraz dodatkowy, swobodny obrót maźnicy na osi zestawu kołowego. Po usunięciu wszystkich usterek wykonano ostatnią próbę wykolejenia w stanie ładownym wagonu z prędkością 25 km/h. Szynę prowadzącą wykolejony zestaw kołowy przedłużono z 3 metrów do 12 metrów, kiedy okazało się, że wykolejony zestaw kołowy opuścił strefę podkładów i znalazł się bezpośrednio na tłuczniu. Po wykonaniu trzeciej próby w stanie ładownym okazało się, że wszystkie podkłady w strefie wykolejenia zostały uszkodzone w takim stopniu, że dalsze kontynuowanie prób bez poważnych prac naprawczych nie było możliwe. We wszystkich próbach przeprowadzonych w stanie ładownym doszło do wyjścia ze współpracy zderzaków obydwu wagonów-cystern, wskutek obrotu względnie jednego pojazdu względem drugiego.

Przeprowadzanie prób w stanie próżnym oraz ładownym jest uzasadnione praktyką eksploatacyjną (np. wagon cysterna 50% efektywnego przebiegu posiada w stanie próżnym a 50% w stanie w pełni załadowanym).

Podczas badań należało wykonać pomiary przyspieszeń w czterech różnych sytuacjach eksploatacyjnych:

- normalna jazda (bez zakłóceń)
- jazda przez styki szyn (ze specjalnie zwiększonym odstępem)
- jazda z płaskimi miejscami na kołach
- ciągnięcie wykolejonego wagonu.

Jazdy w normalnych warunkach eksploatacyjnych, jazdę przez styki szyn i ciągnięcie wykolejonego wagonu można było realizować w bezpośredniej kolejności, podczas gdy jazdę z płaskimi miejscami na kołach można było realizować w następnym etapie badawczym. Ostatecznie realizowano jazdy z dwoma płaskimi miejscami o długości 50 mm oraz głębokości

0.7 mm (maksymalne dopuszczalne wymiary płaskich miejsc na kolejach niemieckich DB AG) na kołach przedniego zestawu kołowego badanej cysterny.

2.2.2.5. Wyniki badań i ich ocena

Analizy wyników przeprowadzonych badań dokonano pod kątem jednoznacznej odpowiedzi na pytanie, w jakim kierunku należy wykonywać pomiary przyspieszenia, aby otrzymać bardzo dużą względną zmianę jego wartości w stosunku do normalnej eksploatacji i wykorzystać ją do detekcji zjawiska wykolejenia.

Przykładowy wynik pomiarów przyspieszeń przedstawiono w tabeli 4.

Wartość współczynnika „Q” jest ilorazem odchylenia standardowego pomierzonej wartości przyspieszenia podczas normalnej, niezakłóconej eksploatacji do analogicznej wartości mierzonej podczas wykolejenia. Przy analizie wyników kierowano się zasadą, że zasadniczo do detekcji wykolejania nadaje się taki parametr, który podczas wystąpienia takiego zjawiska (określanego jako „zjawisko zakłócające” z j. niemieckiego „Störfall”) zdecydowanie różni się od wartości

występującej podczas normalnej eksploatacji, a więc względna różnica jest stosunkowo duża. Odchylenie standardowe „σ” sygnału przyspieszenia w przebiegu czasu występującego na pojeździe jest najbardziej odpowiednim parametrem, który nadaje się do detekcji zjawiska wykolejenia.

Wariancja przedstawia sumę kwadratów odchyżeń od wartości średniej. Tak więc dla wartości x_i ($i=1,2,\dots,k$) oraz wartości średniej μ odchylenie standardowe wyraża się wzorem:

$$\sigma(x) = \sqrt{V(x)} = \sqrt{(x_1 - \mu)^2 \cdot p_1 + (x_2 - \mu)^2 \cdot p_2 + \dots + (x_k - \mu)^2 \cdot p_k} \quad (42)$$

Parametr p_i wyraża częstość z jaką sygnał x_i występuje, natomiast odchylenie standardowe jest miarą dynamiki sygnału. Jeśli przyjąć, że sygnały przyspieszenia tworzą rozkład normalny, to odchylenie standardowe $\pm\sigma$ od wartości średniej μ przedstawia około 68% wszystkich zarejestrowanych wartości pomiarowych. Wykryto poważną różnicę pomiędzy takimi

Wyniki pomiarów przyspieszenia

Tabela 4

Stan	Nr	Prędkość	Normalna jazda		Jazda przez styki		Jazda z płaskimi miejscami		Wykolejenia ^{*)}	Średnia wartość z Q
		km/h	m/s ²	Q	m/s ²	Q	m/s ²	Q	m/s ²	
próżny	1.	13	1.06	0.07	1.04	0.07	1.54	0.11	14.45	0.077
	2.	26	1.29	0.06	1.47	0.07	1.84	0.09	21.44	
	3.	38	1.69	0.08	1.72	0.08	1.47	0.07	21.26	
	4.	43	1.69	0.15	1.44	0.13	1.79	0.16	11.43	
ładowny	5.	16	1.3	0.08	2.23	0.14	Nie wykonywano pomiarów		16.30	0.101
	6.	25	1.47	0.06	2.79	0.12			22.93	
	7.	37	1.83	0.08	2.61	0.12			21.94	

^{*)} wykolejał się tylko zestaw kołowy prowadzący

Zestawienie rejestracji wartości pomiarowych przyspieszeń w poszczególnych punktach pomiarowych

Tabela 5

Stan pojazdu - próba	Nr	v km/h	Przyspieszenia											
			a ₁	a ₂	a ₃	a ₄	a ₅	a ₆	a ₇	a ₈	a ₉	a ₁₀	a ₁₁	a ₁₂
Pojazd w stanie próżnym-wykolejenie	1	13	x	x	x	x		x	x	x	x	x	x	x
	2	26	x	x	x	x		x	x	x	x	x	x	x
	3	38	x	x	x	x		x	x	x	x	x	x	x
	4	43	x	x	x	x				x	x	x	x	x
Pojazd w stanie ładownym-wykolejenie	5	16	x	x	x	x				x	x	x	x	x
	6	25	x	x	x	x				x	x	x	x	x
	7	37	x	x	x	x				x	x	x	x	x
Pojazd w stanie próżnym- próba z płaskimi miejscami	8	13	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
	9	16	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
	10	21	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
	11	25	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
	12	37	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
	13	45	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x

zjawiskami zakłócającymi ruch pojazdów szynowych jak np. przejazd przez zwrotnice, rozjazdy, płaskie miejsca na kole, które mają nieznaczny wpływ na wartość przyspieszenia, a wykolejeniem, które w porównaniu do tego przez stosunkowo długi okres wytwarza duże drgania z wartościami szczytowymi przyspieszeń powodujące duże odchylenia standardowe ich wartości. Pełny przegląd wartości przyspieszeń pomierzonych w różnych punktach pomiarowych przedstawiono w tabeli 5.

Z przeprowadzonej analizy pomiarów wynika, że najbardziej przydatnym do detekcji wykolejenia jest czujnik przyspieszenia w punkcie pomiarowym a_4 . Lokalizacja miejsca pomiarowego jest taka (środek wagonu), że można jednocześnie przeprowadzać kontrolę obydwu wózków. Z technicznego punktu widzenia wszystkie punkty pomiarowe od a_1 do a_{12} nadają się do detekcji wykolejenia. O wyborze czujnika pomiarowego mierzącego przyspieszenie w kierunku pionowym decydują również względy ekonomiczne. Średnia wartość odchylenia standardowego przyspieszenia w przypadku wykolejenia w stanie próżnym oraz ładownym jest przynajmniej 9 razy większa od ustalonych wartości z pomiarów podczas normalnej eksploatacji. Przy niepełnym wykolejeniu, przy którym tylko pierwszy zestaw był wykolejony stosunek ten wynosił 4,3. Osobnego komentarza wymaga ewentualny pomiar przyspieszeń w kierunku poprzecznym. Jak okazuje się w praktyce, wartości tych przyspieszeń mogą być zdecydowanie niższe w przypadku pociągu z załadowanymi wagonami o masie całkowitej 1000 t aniżeli w przypadku opisanego pociągu próbnego. Poza tym prawdopodobieństwo, że wykolejony zostanie ostatni wózek w pociągu normalnie eksploatowanym (duża masa własna) jest bardzo małe. Należy się spodziewać, że wykolejeniu ulegnie wagon w składzie pociągu. W takim przypadku przyspieszenia poprzeczne są o wiele mniejsze aniżeli dla pociągu próbnego, w którym wykolejany jest ostatni wagon. Tłumaczy się to zjawiskiem „centrowania” wykolejonego wagonu w składzie przez dwa sąsiadujące wagony.

Po przeprowadzonych badaniach wyciągnięto następujące dodatkowe wnioski i spostrzeżenia:

- przy planowaniu następnych prób należy wziąć pod uwagę, aby pociąg próbny posiadał większą długość
- z przyczyn ekonomicznych prędkość pociągu próbnego była mierzona tylko jednokrotnie; aby otrzymać większy zakres reprezentatywnych wyników każda próba wykolejenia powinna być przeprowadzona minimum dwukrotnie z każdorazowym pomiarem prędkości
- przy przeprowadzeniu powtórnych badań należy zwrócić uwagę, aby aparaturę pomiarową umieścić na jednym z wagonów ochronnych, a nie na pojeździe badanym, ponieważ nie jest przewidywalne zachowanie się elementów sprężystych podparcia skrzyni aparatury podczas zjawiska wykolejenia

- próby przeprowadzono jedynie do prędkości 43 km/h, co nie pozwala wyciągnąć żadnych wniosków w zakresie tendencji pomiarowych dla wyższych prędkości; podczas planowania następnych prób należy wziąć pod uwagę znacznie wyższy zakres prędkości.

Jak wynika z [2] obecnie wykonywane są badania eksploatacyjne z trzema cysternami, które mają potwierdzić słuszność wniosków wyciągniętych z przeprowadzonych testów badawczych.

3. Wnioski

Jak wynika z obecnego stanu wiedzy oraz przeprowadzonych doświadczeń, poszukiwane są dalsze kryteria bezpieczeństwa przed wykolejeniem dla pojazdów szynowych. Takim parametrem okazuje się być przyspieszenie mierzone w kierunku pionowym w wytypowanym miejscu na pojeździe. Parametr ten jest wykorzystywany jako bardzo istotny do wykonywania systemów, które zapobiegają wykolejeniom oraz wykrywają je wcześniej, aby zapobiec jego skutkom. Koncepcja wykorzystywania nowych parametrów wynika z coraz większych kosztów katastrof kolejowych, zwłaszcza w transporcie ładunków niebezpiecznych. Stąd też duży nacisk jest skierowany właśnie w tym kierunku, aby zagwarantować możliwie największe bezpieczeństwo eksploatacyjne, przy minimalnych kosztach własnych projektowanych układów diagnostycznych. Istotnym czynnikiem poprawności działania i wykrywania zjawisk wykolejeń jest ustalenie właściwego kryterium rozgraniczającego, czyli wartości przyspieszenia, przy którym to zjawisko faktycznie występuje. Fałszywe alarmy są też kosztowne i wpływają negatywnie na ocenę układu diagnostycznego oraz funkcjonowanie eksploatacji komercyjnej (nieuzasadnione opóźnienia). Zasadniczą trudność jaka pojawiła się przy tworzeniu kryteriów, to wyselekcjonowanie wszystkich negatywnych zjawisk, które występują przy normalnej eksploatacji i które wywołują również znaczący wzrost przyspieszenia w kierunku pionowym. Do czynników tych należy zaliczyć np. przejazd przez styki szyn, przez zwrotnice oraz rozjazdy jak również płaskie miejsca na kole. W obydwu analizowanych przypadkach udało się znaleźć miarodajne miejsce pomiarowe jak również za pomocą wcześniejszych obliczeń symulacyjnych oraz przeprowadzonych testów badawczych udowodnić wyraźny wzrost przyspieszenia w kierunku pionowym podczas wykolejenia. Obydwa zaproponowane systemy diagnostyczne mogą okazać się skuteczne, choć jeszcze zbyt kosztowne, aby można było je zastosować w masowej komercyjnej eksploatacji. Bardzo poważny wpływ będą miały tutaj przepisy krajowe oraz międzynarodowe (karty UIC, normy europejskie, przepisy RIV-Regolamento Internazionale Veicoli, RID-Reglement concernant le transport International

ferroviaire des marchandises **Dangeruses** oraz RIC-Regolamento Internazionale Carozza), które mogą zobligować producenta lub użytkownika do zabezpieczenia pojazdu przed wykolejeniem w detektory lub systemy zabezpieczające. Zastosowanie detektora wykolejeń współpracującego z układem hamulcowym jest przykładem zwiększenia aktywnego bezpieczeństwa pojazdu szynowego (zapobieganie skutkom wykolejeń), natomiast układu telematycznego jest przykładem zwiększenia bezpieczeństwa pasywnego (detekcja wykolejenia i zatrzymanie pociągu, aby zminimalizować ewentualne straty).

Literatura

- [1] Gąsowski W., Sobaś M.: *Nowoczesna skrajnia pojazdów szynowych*. Wydawca- Instytut Pojazdów Szynowych „Tabor”. Poznań 2005.
- [2] Hecht M., Schirmer A.: *Vesuche zur Diagnose von Entgleisungen*. ZEV+DET Glassers Annalen Nr. 125 .8.2001
- [3] Hubacher W., Scheiber P.: *Entgleisungsdetektion beim Rollmaterial der SBB*. Schienen der Welt. 11/2000.
- [4] Sobaś M.: *Stan i doskonalenie kryteriów bezpieczeństwa przed wykolejeniem pojazdów Szynowych (1)*. Pojazdy Szynowe.4/2005.
- [5] Sysak J.: *Drogi kolejowe*. PWN. Warszawa.1982
- [6] *Draft pr EN 15 227: Railway application. Crashworthiness requirements for railway vehicle bodies*. April 2005.
- [7] *Karta UIC 518: Badania i homologacja pojazdów kolejowych z punktu widzenia właściwości dynamicznych, bezpieczeństwa jazdy, obciążenia toru i parametrów biegowych*. 2-gie wydanie z 01.2003.
- [8] *RID Regulamin dla międzynarodowego przewozu kolejami towarów niebezpiecznych. Aneks I do załącznika B konwencji (Umowy) o międzynarodowym przewozie towarów kolejami (CIM)*. Grupa PKP-Przewozy Towarowe CARGO. Wyd. 01.07.2001.