

WAŻNIEJSZE ZJAWISKA DYNAMICZNE W KOLEJACH DUŻYCH PRĘDKOŚCI¹

Roman Bogacz

prof. dr hab. inż., Politechnika Warszawska - Instytut Pojazdów, ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa, Politechnika Koszalińska – Instytut Technologii i Edukacji, ul. Śniadeckich 2, 75-453 Koszalin, e-mail: rbogacz@ippt.gov.pl

Kurt Frischmuth

prof. dr hab., Politechnika Warszawska - Instytut Pojazdów, ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa

Streszczenie. *Artykuł poświęcony jest przeglądowi zjawisk, które powinny zainteresować ekspertów oraz inżynierów i kadre menadżerską kolei w ogólności, a kolei dużych prędkości w szczególności. Zjawiska dynamiczne występujące podczas oddziaływania pojazdów szynowych dużych prędkości z torem są złożone i z tego względu znane tylko niewielu specjalistom. W pracy zasignalizowane zostały wybrane wyniki badań eksperymentalnych przeprowadzone na rzeczywistym układzie pojazd-tor oraz wyniki badań teoretycznych i numerycznych. Wyniki analizy wskazują na duże znaczenie znajomości tych zjawisk, gdyż mają one wpływ na bezpieczeństwo i komfort podróży oraz koszty utrzymania linii kolejowych, a w szczególności linii dużych prędkości.*

Słowa kluczowe: *dynamika, oddziaływanie pojazdu szynowego z torem, koleje dużych prędkości*

1. Wstęp

Eksploatacja torów i pojazdów w warunkach zwiększonych wymagań użytkowych, związanych ze wzrostem prędkości, obciążenia, zmusza do uwzględnienia różnych efektów dynamicznych oddziaływania układu pojazd szynowy-tor w zakresie wyższych częstotliwości, wyższych prędkości. Wzrost prędkości jazdy pojazdów oraz wykorzystywanie nowych technologii wymaga uwzględniania różnorodnych zjawisk dynamicznych.

Jednym z ważnych elementów są obowiązujące jeszcze przepisy bezpieczeństwa oparte na kryterium relacji sił Y/Q , które wynikają z zależności statycznych w układzie koło-szyna [1]. Rozpowszechnienie faktów związanych z wynikami badań dynamicznych dotyczących procesów wykołowania jest zarówno ważne jak i niezbędne [2,3]. Kryteria Y/Q szeroko stosowane w kolejnictwie są dotychczas jednym z najważniejszych kryteriów systemu bezpiecznej eksploatacji pojazdów szynowych.

¹ Wkład procentowy poszczególnych autorów: Bogacz R. 50%, Frischmuth K. 50%

Jednym z zagadnień, na które do niedawna brak było jednolitego poglądu jest problem optymalnego doboru twardości kół i szyn ze względu na minimalizację zużycia kół i szyn kolejowych, a także wpływu twardości kół na degradację toru. Fakt ten był przedmiotem dyskusji podczas Światowego Kongresu Inżynierii Kolejowej [4] i Konferencji „Nowoczesne Technologie i Systemy Zarządzania w Kolejnictwie” [5]. Doświadczalnie wykazano, co opisano w tych pracach, że stalowe koła produkowane przez Amsted Rail, tzw. „koła Griffin’a” pomimo dużo wyższej twardości nie niszczą bardziej szyn i nie degradują bardziej torów PLK aniżeli europejskie koła kuto walcowane o niższej twardości, a nawet zmniejszają zużycie kół i szyn i to kilkakrotnie. Wyniki badań eksperymentalnych podane zostały w pracach [4,5] i zostały podane w dalszej części niniejszych rozważań.

Następnym poglądem, bez uzasadnienia podawanym w podręcznikach dotyczących kolejnictwa, jest mniemanie, że zagadnienia dynamiczne są trudne do analizy, zatem można je uprościć ograniczając do zagadnienia statycznego, przyjmując, że nadwyżka dynamiczna wynosi 15-25% obciążenia statycznego. Niekiedy przyjmowano nadwyżkę dynamiczną w wysokości 30% obciążenia statycznego. Dopiero umożliwienie pomiaru naprężeń w procesach szybkozmiennych pozwoliło na potwierdzenie doświadczalne wyników analizy teoretycznej, z której wynikało, że nadwyżka dynamiczna w niektórych przypadkach może być znacznie większa i wynosić kilkaset procent obciążenia statycznego. Przykładem może być układ koło-szyna, w którym w przypadku okresowego rozkładu węzłów przytwierdzenia szyn, przy prędkości rezonansowej może osiągnąć nadwyżkę dynamiczną nawet ośmiokrotnie większą od obciążenia statycznego [6].

Wymienimy jeszcze kilka zjawisk, których inżynierowie kolejnictwa i kadra menadżerska dotychczas należycie nie opanowali. Należą do nich faliste zużycie szyn określane, jako korugacje i fale poślizgowe. Tego typu faliste zużycie szyn nie było praktycznie rozpoznane w kraju jeszcze w latach 80-tych ubiegłego wieku. Niektórzy badacze znali zjawisko falistości szyn z literatury i sądzili, że występuje ono tylko w Europie Zachodniej. Zjawisko zostało już częściowo rozpoznane, ale przyczyny powstawania i rozwoju nie są nadal w pełni znane [7]. Warto zauważyć, że usuwanie korugacji przez specjalistyczne szlifowanie jest zabiegiem kosztownym. Podobne zjawisko występuje na kołach. Jest ono w naturalny sposób usuwane przez hamulce klockowe, a w przypadku hamulców tarczowych dodatkowego klocka hamulcowego lub przez przetaczanie. Tu możemy dodać, że po szlifowaniu pozostaje okresowy rozkład naprężeń własnych w szynach, co powoduje znacznie szybszy rozwój falistości aniżeli w szynach nowych. Podobne, a nawet większe problemy stwarzają fale o większej długości na powierzchniach tocnych kół, nazywane poligonalizacją [8,9].

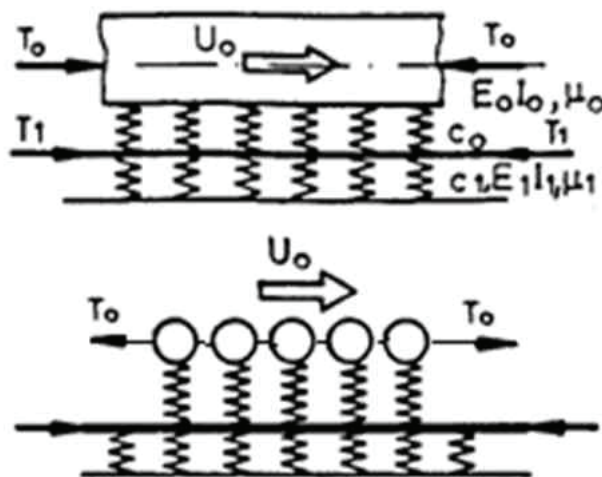
Zrozumienie zjawisk powstawania wyżej opisanych nierówności wymaga m.in. podstawowej wiedzy dotyczącej propagacji fal w ośrodkach ciągłych. Znajomość propagacji fal biegnących w ośrodkach dyspersyjnych z klasycznym węzłem przytwierdzenia generowanych przez ruchome źródła o rozkładzie ciągłym [10] lub przez ruchome, oscylujące źródła dyskretne, pozwala na wyjaśnienie zachodzących zjawisk w strukturach ciągłych nieograniczonych, jeżeli uwzględnimy relację po-

między prędkością grupową i fazową tych fal [11]. Jeżeli jednak uwzględnimy ponad to przestrzenną okresowość struktury, w której propagują się fale, takie jak: okresowe podparcie szyn lub elementów torów (estakady), okresowość kół i cykliczność, to ta wiedza umożliwia określenie zakresów częstotliwości określających granice pomiędzy pasmami przenoszenia i pasmami zanikania lub eliminację pasm przenoszenia w badanej strukturze periodycznej [12,13]. Istoną i trudną do opamięnienia cechą układów dynamicznych związaną z bezpieczeństwem jest stabilność ruchu [14,15]. Wybrane aspekty wyżej omawianych zagadnień przedstawimy w niniejszej pracy.

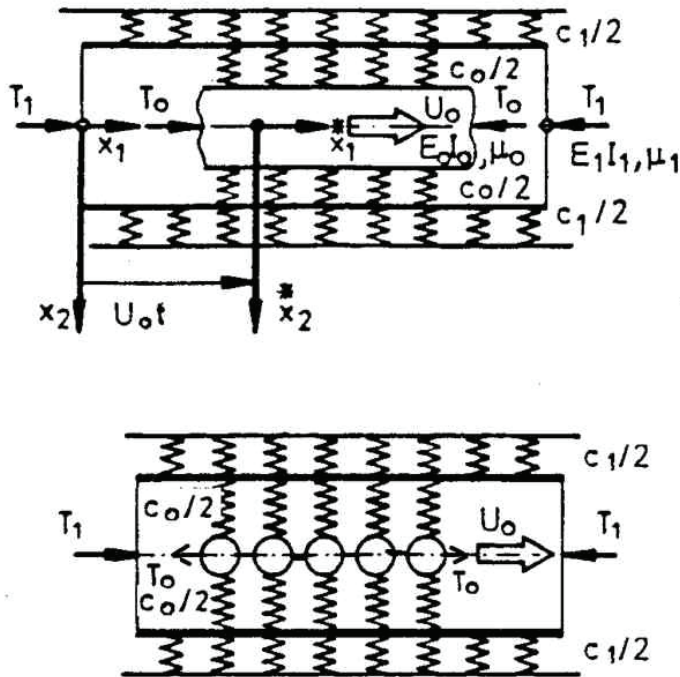
2. Modelowanie w badaniach teoretycznych

Aby opisać globalne oddziaływanie układu pojazd-tor możemy założyć, że rozważany układ jest nieskończony. Zaniebujemy wówczas oddziaływanie początku i końca pociągu, co możemy częściowo oszacować badając obciążenie rozłożone na danym odcinku wykorzystując superpozycję funkcji Heviside'a w rozwiązaniu uzyskanym w sposób, który podany został w pracy [10]. Problem stateczności ruchu układów nieskończonej długości przedstawionego na rysunku 1 podano m.in. w pracy [14].

Proponowany sposób modelowania jest wprawdzie uproszczony, gdyż m. in. nie uwzględnia sprzężeń poprzeczno-wzdłużnych. Umożliwia jednak uwzględnienie efektów falowych i nieliniowości oddziaływania, a to pozwala na wyznaczenie parametrów krytycznych rozważanych układów [14]. Badania układów modelowanych dwoma układami ciągłymi mogą być prowadzone w płaszczyźnie pionowej i poziomej (rys. 1 i 2).

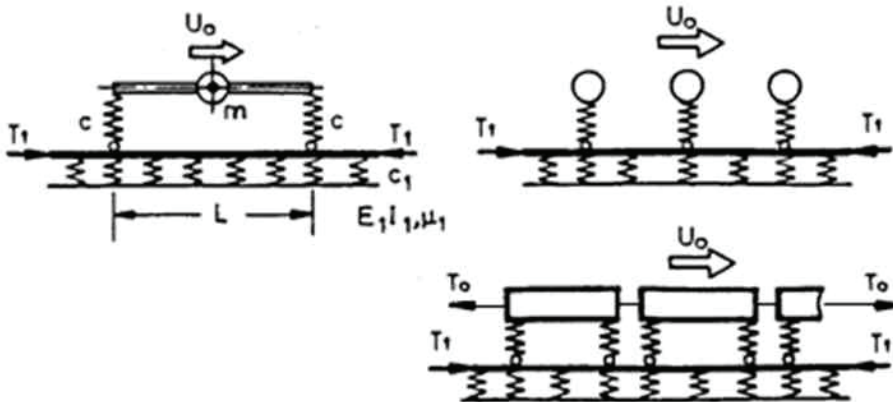


Rys. 1. Nieskończony układ belki i gęsto rozłożonych oscylatorów oddziałujący z belką na sprężystym podłożu (płaszczyzna pionowa)



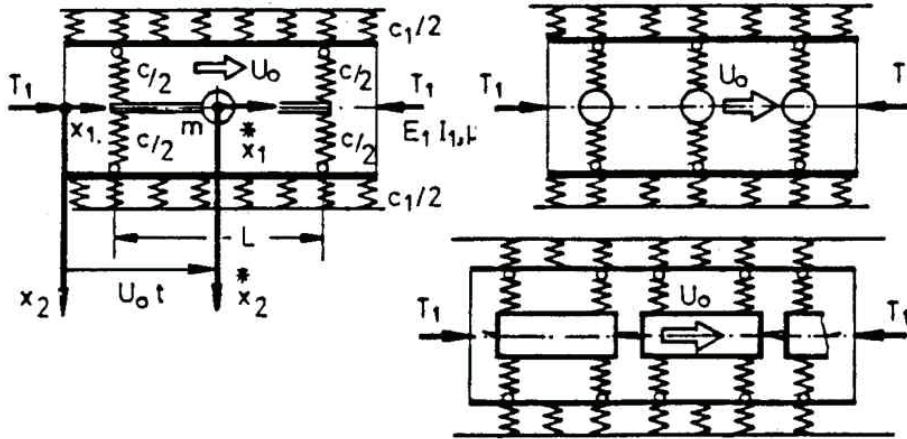
Rys. 2. Nieskończony układ belki i gęsto rozłożonych oscylatorów oddziałujący z belką na sprężystym podłożu (płaszczyzna pozioma)

Odmienne, dyskretno-ciągły sposób modelowania układu pojazd szynowy – tor został przedstawiony na rys. 3 i 4. Pomimo uproszczenia związanego z przyjęciem belki o nieskończonej długości uwzględnia się zaburzenia (fale) wywołane przez pozostałe oscylatory układu lub inne punkty oddziaływania układu oscylatora dwupunktowego lub wielopunktowego modelującego np. wózek lub wagon.



Rys.3. Nieskończone układy dyskretno-ciągłe modelujące dyskretne oddziaływanie pojazdu z torem (płaszczyzna pionowa)

Ten sposób modelowania wymaga poprawnego rozwiązania uogólnionego zagadnienia Mathews'a dotyczącego oddziaływania ruchomego oscylującego obciążenia skupionego na układ ciągły z uwzględnieniem lub bez uwzględnienia okresowej struktury toru. Tak sformułowane zagadnienie z wykorzystaniem techniki podanej w [11] - [13] zostało przedstawione w pracy [16].



Rys. 4. Nieskończone układy dyskretno-ciągłe modelujące dyskretne oddziaływanie pojazdu z torem (płaszczyzna pionowa)

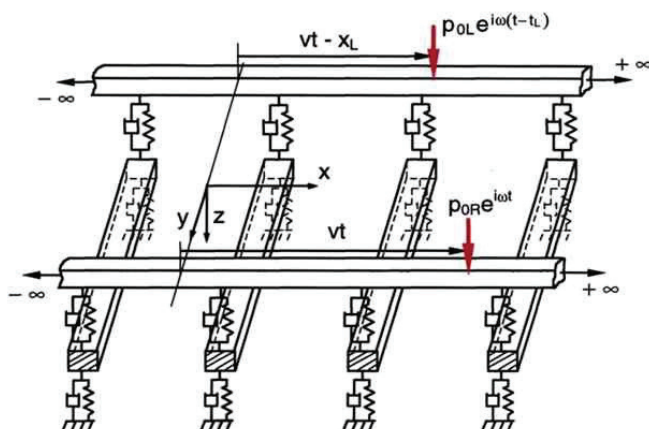
Szczegółową analizę stateczności w jakościowo nowym przypadku liniowego i nieliniowego oscylatora dwupunktowo oddziałującego z układem ciągłym, przedstawionego na rysunku 3 i 4 podano m.in. w pracy [17].

Przypadek modelowania toru dwoma nieskończonymi belkami (szynami) oddziałującymi sprężysto z okresowo ułożonymi podkładami wymuszonymi poruszającymi się za stałą prędkością oscylującymi siłami z przesunięciem fazowym został przedstawiony na rysunku 5. Modelowanie układu z uwzględnieniem okresowego rozkładu w przestrzeni wymaga analitycznego uzyskania rozwiązania z zastosowaniem teorii Floquet'a, [13], a następnie rozwiązanie zagadnienia poszukując rozwiązania w postaci całkowej o postaci:

$$W(X, \tau) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} A(X, \lambda) \exp[i\lambda(X - V\tau) + i\Omega\tau] d\lambda. \quad (1)$$

gdzie:

- W - przemieszczenie,
- X - zmienna przestrzenna,
- λ - zespolona liczba falowa,
- Ω - bezwymiarowa częstość,
- τ - bezwymiarowy czas,
- i - jednostka urojona.



Rys. 5. Modelowanie toru, jako układem dwóch okresowo podpartych belek z uwzględnieniem ruchomych, oscylujących sił z względnym przesunięciem fazowym

Układ komplikuje się bardziej, jeżeli uwzględnić podatności podkładów. Z przeprowadzonej analizy wynika, że przesunięcie fazowe nie wnosi istotnych efektów. Można zatem uprościć zagadnienie i rozważać przypadek pojedynczej, okresowo podpartej belki. Pozwala to na analizę propagacji zaburzeń w jednej szynie obciążonej poruszającą się oscylującą siłą zarówno przed jak i za źródłem zaburzeń. Ze względu na zjawisko Dopplera układ okresowy przed i za źródłem zaburzeń ma różne właściwości.

3. Wybrane wyniki badań

3.1. Relacja pomiędzy prędkością fazową i prędkością grupową fali

Istotną kwestią wpływającą na zmniejszenie amplitudy przed źródłem zaburzeń jest prędkość transportu energii określona przez prędkość grupową fali w strukturze ciągłej, określoną zależnością:

$$V_{gr} = d\omega/dk, \quad (2)$$

gdzie:

ω - częstość,

k - liczba falowa.

Zilustrujemy to na przykładzie belki Bernoulli'ego-Eulera na sprężystym podłożu Winklera. Rozważmy równanie ruchu tego najbardziej uproszczonego modelu belki:

$$EI w_{,xxxx} + \rho w_{,tt} + c w = P(x,t), \quad (3)$$

$$P(x,t) = P_0 \delta(x - Vt), \quad (3a)$$

gdzie:

EJ - sztywność,

ρ - gęstość masy,

c - stała sprężystości podłoża,

P_0 - wartość siły poprzecznej,

δ - funkcja Diraca,

x - współrzędna przestrzenna,

V - prędkość ruchu siły,

t - czas.

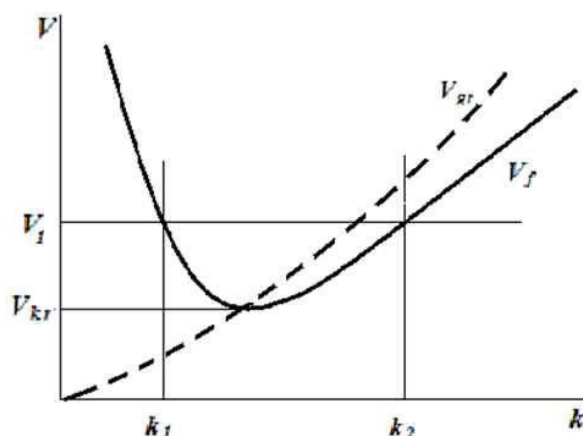
Spełniając równanie (3) rozwiązaniem o postaci fali bieżącej:

$$W(x,t) = A e^{ik(x-Vt)}, \quad (4)$$

otrzymamy następującą zależność prędkości fazowej fali od liczby falowej $V = f(k)$ w postaci:

$$EI k^4 - \rho k^2 V^2 + c = 0. \quad (5)$$

Ilustracja zależności (2) oraz (5) została przedstawiona wykreślnie na rys. 6.

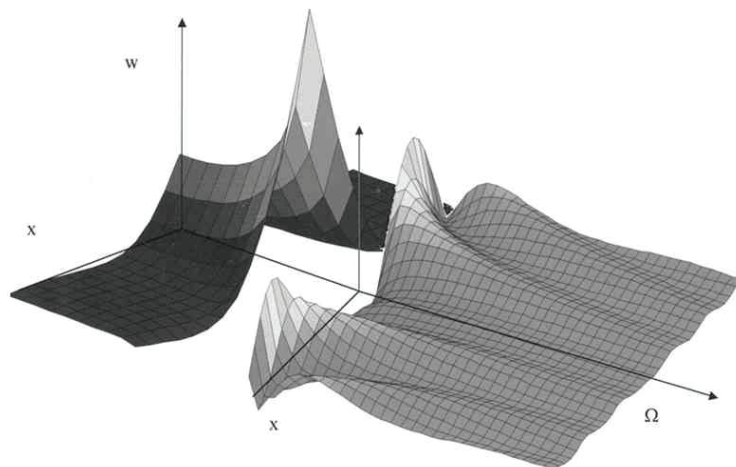


Rys. 6. Prędkość fazowa V_f i prędkość grupowa fali V_{gr} w funkcji liczby falowej k

Jak widać na schematycznie przedstawionych wykresach zależności obu prędkości od liczby falowej, w przypadku, gdy prędkość fazowa jest równa grupowej, prędkość ruchu siły P jest prędkością krytyczną. W przypadku ruchu z prędkością fazową V_1 propagują się dwie fale o długościach określonych liczbami falowymi k_1 i k_2 . Długość tych fal związana jest z liczbą falową zależnością: $\lambda = 2\pi/k$. Ze względu na fakt, że w przypadku fali o liczbie falowej k_1 prędkość grupowa (propagacji energii) jest mniejsza od prędkości fazowej fali, to fala ta może się propagować tylko za siłą (źródłem zaburzeń). Jest ona dłuższa od fali o liczbie falowej k_2 . Fala

o liczbie k_2 rozprzestrzenia się przed siłą, gdyż jej prędkość grupowa jest większa od prędkości fazowej. Moment zginający przed i za siłą jest jednakowy, zatem amplituda fali krótszej (przed siłą) jest mniejsza. Tłumaczy to też przebiegi ilustrowane w dalszej części pracy.

Jako przypadek szczególnie zilustrowano na rys. 7 kształt przemieszczeń W belki na sprężystym podłożu modelującym szynę lub tor wymuszonej oscylującą siłą w punkcie $x=0$ w zależności od odległości x od źródła zaburzeń (oscylującej siły) i częstości Ω .



Rys. 7. Przemieszczenia belki na sprężystym podłożu w funkcji odległości od źródła zaburzeń i częstości

Na rysunku tym widzimy, że w przypadku częstości podkrytycznej i braku tłumienia, przemieszczenia również zanikają w miarę wzrostu odległości od źródła harmonicznego wymuszenia $P(t) = P_0 \sin \Omega t$, tworząc zanikającą falę stojącą.

Jednak w przypadku wymuszenia o częstości większej od częstości drgań własnych, wzbudzone są fale biegnące od źródła, które nie zanikają. Wraz ze wzrostem częstości, powyżej częstości krytycznej maleje zarówno amplituda tych fal, jak i ich długość. Jest to szczególny przypadek wzbudzenia ruchomą i oscylującą siłą, gdy $V=0$.

3.2. Przypadek względnego ruchu pociągu, jako układu gęsto rozłożonych oscylatorów

Rozważmy układ liniowych oscylatorów, którego ruch opisany jest równaniem:

$$m(y_{,tt} + 2Uy_{,xt} + U^2 y_{,xx}) + c_1(y-w) = 0; \quad c_1(y-w) = P_2(x,t), \quad (6)$$

gdzie:

m - gęstość masy,

U - prędkość ruchu,

c_1 - stała sprężystego oddziaływania układu z belką,
 w - jest przemieszczenie belki, tak jak w równaniu (3),
 y - przemieszczenie masy oscylatorów,
 $P_2(x,t)$ - kinematyczne wymuszenie oscylatorów i normalne wymuszenie działające na belkę.

Jeżeli założyc, że na podkłady działa ruchome obciążenie w następującej postaci falowej:

$$P_2(x,t) = -P(x,t) = P_0 \sin k(x-vt) \quad (7)$$

gdzie P_0 jest amplitudą obciążenia, to rozwiązania równań (3) i (6) zapiszemy w postaci:

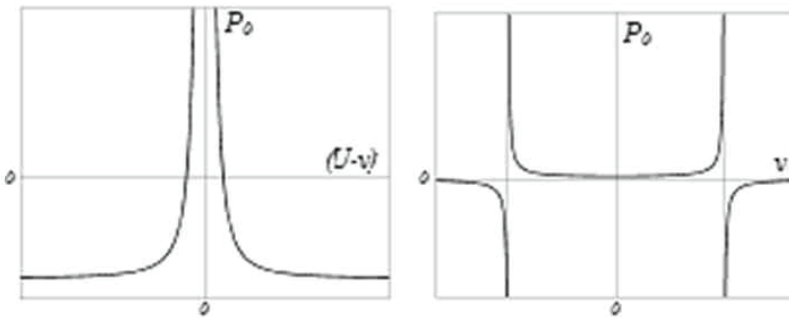
$$y(x,t) = Y \sin k(x-vt); w(x,t) = W \sin k(x-vt). \quad (8)$$

Relacja pomiędzy W a P_0 wyznaczona z równania (3) i (6) opisana jest funkcjami:

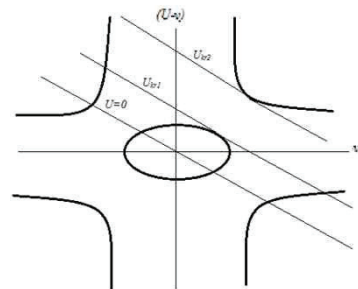
$$W = P_0 / mk^2(U-v)^2; W = P_0 / k^2(R^2-v^2); R^2 = (EI k^2 + c/k^2)/\rho \quad (9)$$

$$(a^2 - (U-v)^2)(vR^2 - v^2) - \alpha^2 = 0. \quad (9a)$$

Powyższe relacje pozwalają na wyznaczenie prędkości fal względem zadanej prędkości ruchu U . Graficzną interpretację amplitudy wymuszenia względem prędkości fal w ruchomym i nieruchomym układzie współrzędnych oraz interpretację związku pomiędzy prędkościami ilustrują rys. 8 i 9.



Rys. 8. Graficzna interpretację amplitudy wymuszenia względem prędkości fal w ruchomym i nieruchomym układzie współrzędnych

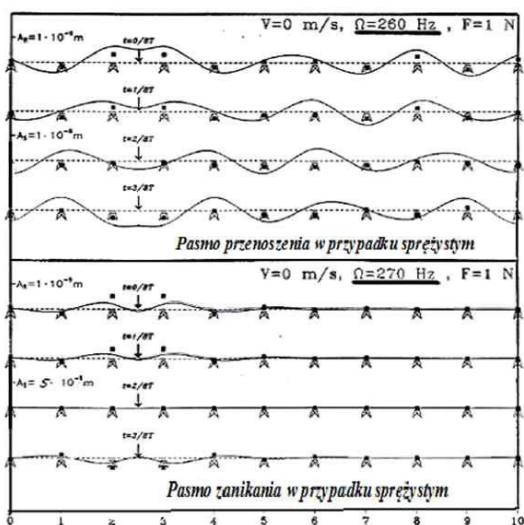


Rys. 9. Graficzna interpretację związku pomiędzy prędkościami w obu układach oraz prędkości krytycznych U_{kr1} i U_{kr2}

Zgodnie z kryterium stateczności podanym m. in. w [14], stabilność jest zapewniona, jeżeli istnieją cztery rzeczywiste wartości prędkości fazowych. Brak dwóch wartości rzeczywistych przy $U > U_{krl}$ powoduje występowanie prędkości zespolonych sprzężonych, a to oznacza flutter, czyli – wężykowanie pociągu modelowanego układem dyskretno-ciągłym.

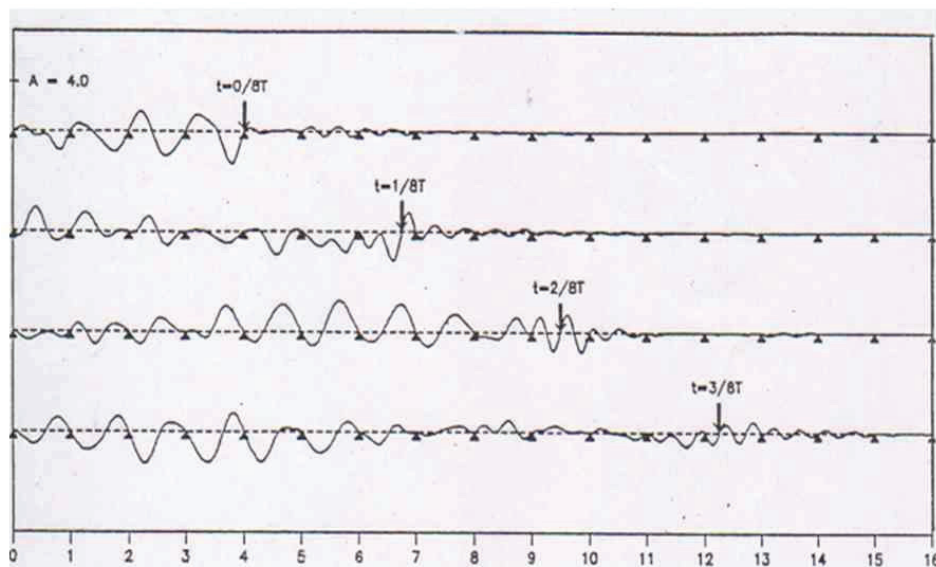
3.3. Pasma przenoszenia i zanikania

Ilustracje pasm przenoszenia i pasm zanikania w torze wymuszonym siłą oscylującą pomiędzy podkładami podajemy na rys. 10. Przypadek zanikania fal w układzie idealnie sprężystym otrzymujemy również w przypadku układu okresowego w przestrzeni. Efekt podobny do silnego tłumienia z dyssypacją energii uzyskujemy przy zadanej przestrzennej okresowości w zakresie częstotliwości, którą nazywamy *pasmem zanikania*. Przykład propagacji zaburzeń w pasmach zanikania i pasmach przenoszenia przedstawiamy na rys. 10. Nadmienimy, że w przypadku struktury okresowej idealnie sprężystej, struktura okresowa nie stanowi przeszkody propagującym się falom. Fale nie zanikają. W analizowanym przypadku różnica częstotliwości wynosi 10 Hz, ale podobna jakościowa różnica propagacji zaburzeń może wystąpić przy znacznie mniejszej różnicy częstotliwości. Istotne jest tylko to, aby pomiędzy obu częstotliwościach wymuszenia znajdowała się granica między pasmem przenoszenia i pasmem zanikania. W realnym torze przypadek pasma przenoszenia jest niekorzystny. Zaburzenia generowane przez każdy zestaw kołowy oddziałują wówczas znacznie intensywniej na sąsiadujące zestawy pojazdu szynowego, a także na wiele więcej węzłów przytwierdzenia aniżeli w paśmie zanikania. Aby przeciwdziałać niekorzystnym zjawiskom występującym w układach o strukturze okresowej stosuje się efekt odstrojenia – „mistuning”.



Rys. 10. Pasma przenoszenia i pasmo zanikania w okresowej strukturze toru wymuszonego oscylującą siłą. Przesunięcia szyn w kolejnych chwilach czasu: $t=0$, $T/8$, $T/4$ i $3T/8$

Przemieszczenia szyny w przypadku ruchomego oscylującego w poszczególnych chwilach oscylacji o okresie T podano na rysunku 11. Są to chwile $t=0$, $T/8$, $T/4$ i $3T/8$. Możemy zauważyć znacznie mniejsze przemieszczenia przed źródłem zaburzeń aniżeli za nim. Jest to związane z faktem, że z uwagi na efekt Dopplera struktura przed źródłem ma inną długość komórki aniżeli za poruszającym się źródłem. Można lepiej zrozumieć rozważane zjawisko badając przemieszczenia w paśmie przenoszenia i paśmie zanikania.



Rys. 11. Przemieszczenia szyny w przypadku ruchomego oscylującego obciążenia w chwilach $t=0$, $T/8$, $T/4$ oraz $3T/8$

Efekt Dopplera powoduje, że poruszając się w kierunku źródła fali odbieramy falę, jako krótszą od rzeczywistej, a oddalając się od źródła, jako dłuższą od niej. Podobne zjawisko występuje w przypadku ruchu wzdłuż toru, jako struktury okresowej. Poza tym, istotnym czynnikiem wpływającym na zmniejszenie amplitudy fali przed źródłem zaburzeń jest prędkość transportu energii określona przez prędkość grupową fali w danej strukturze.

4. Zużycie kół i szyn, degradacja toru

Nawiązując do sygnalizowanego we wstępie zagadnienia związków pomiędzy twardością kół i szyn a ich zużyciem przedstawimy wyniki badań przeprowadzone w Instytucie Kolejnictwa na stanowisku EMS 60 pięciu różnych kół, a w szczególności kół kuto walcowanych używanych w Europie i kół stalowych popularnych w USA oraz rozpowszechnianych obecnie w różnych częściach świata. Przebieg badań został omówiony szczegółowo m.in. w pracy [18], zatem ograniczymy infor-

mację do wyników podanych w tabelach. Tabela 1 zawiera średnią wartość zużycia szyn przez różnego typu badane koła, a tabela 2 zawiera średnią wartość zużycia różnych typów kół w czasie badań przy zadanym obciążeniu 55 KN i kącie nabiegania koła na szynę 1,5°.

Badania zużycia kół przeprowadzone na stanowisku badawczym EMS 60 odwzorowujące pracę koła w łuku przy 100000 cykli obciążenia pionowego wykazały, że najtwardsze koła stalowe zużywają szyny ponad dwukrotnie mniej aniżeli bardziej miękkie koła kuto-walcowane, przy czym najlepsze wyniki zarówno pod względem zużycia szyn jak i kół uzyskano w przypadku najtwardszych kół Amsted Rail klasy C. Badania naprężeń własnych i badania defektoskopowe wykonane na szynach nowych i po badaniach zużycia nie wykazały istotnych zmian, co potwierdza poprawność przyjętych parametrów badań. Część opisanych badań podano w pracy [19].

Zatem można jeszcze raz stwierdzić: pogląd, że koła twardsze bardziej zużywają szyny jest błędny.

Tabela 1. Średnia wartość zużycia szyn przy różnych typach kół poddanych badaniom

<i>Typ koła</i>	<i>Kod koła</i>	<i>Średnie zużycie szyny (mm)</i>
UIC Standard ER7	B5.1/10	3.86
Obręczowane	B4.1/10	3.33
Klasa ER7	B8.1/10	1.46
Klasa B	B7.1/10	1.42
Klasa C	B6.1/10	1.26

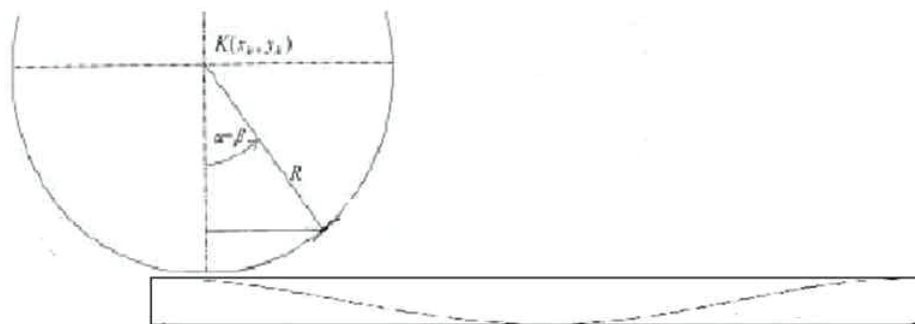
Tabela 2. Średnia wartość zużycia różnych typów kół współpracujących z szynami

<i>Typ koła</i>	<i>Kod koła</i>	<i>Średnie zużycie koła (g)</i>
UIC Standard ER7	B5.1/10	898
Obręczowane	B4.1/10	811
Klasa ER7	B8.1/10	350
Klasa B	B7.1/10	334
Klasa C	B6.1/10	292

4. Badania dynamicznych obciążeń

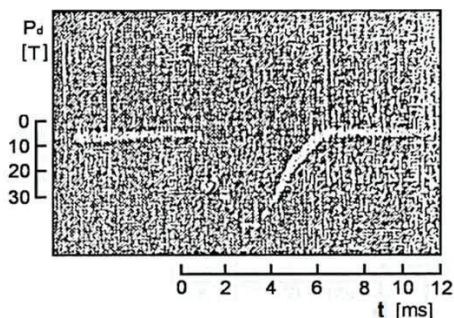
Badania doświadczalne potwierdzające przewidywane teoretycznie obciążenia dynamiczne pojazdów szynowych świadczące o dużych przeciążeniach porównywalnych lub przekraczających obciążenia statyczne wykonano dopiero pod koniec XX wieku. Przyczyną tak długiego czasu sceptyków podejrzewających błędy analizy jest względnie krótki czas trwania przeciążenia (kilka milisekund), spowodowany dużą prędkością fali. Badacze szwedzcy pomierzyli 8-krotne przeciążenia, umieszczając czujniki naprężenia na wieńcach kół. Japońscy naukowcy pracujący pod kierunkiem dyrektora ośrodka badawczego kolejnictwa – profesora Y. Sato uzyskali podobne wyniki mierząc naprężenia w szynach. Przykładem wyników uzyskanych na linii kolejowej Shinkansen są dynamiczne obciążenia toru przy

przejeździe pociągu z prędkością ok. 200 km/h pociągiem, którego promień koła wynosił $R = 500$ mm, a zagłębienie unormowane w szynie o kształcie cosinusoïdy o głębokości $b = 1$ mm i długości $L = 1000$ mm (na podstawie normy $L = 1000 b$).



Rys. 12. Badania eksperymentalne prof. Y. Sato na linii Slinkansen w 1999 r. wg wykładu na 28. PKMCS

Przejazd z prędkością ok. 200 km/h pojazdu szynowego o obciążeniu statycznym kół wynoszącym $Q_{stat} = 5$ ton po torze, którego jedna szyna miała przygotowany kształt powierzchni tocznej podany na rys. 12, spowodowała dynamiczne obciążenie wynoszące $Q_{dyn} = 40$ ton, tj. ośmiokrotną wartość obciążenia statycznego. Oryginalny wynik pomiaru ilustruje rys. 13.



Rys. 13. Zapis obciążenia szyny zbadany eksperymentalnie przez zespół prof. Y. Sato na linii Slinkansen

Wyniki badań uzyskane przez ABB na liniach Kolei Szwecji i innych badaczy można znaleźć m. in. w [14].

5. Faliste zużycie szyn w łukach. Fale poślizgowe, poligonalizacja kół

Mając na uwadze dynamiczne oddziaływanie koła z szyną o zużyciu falistym zwanym korugacją lub falami poślizgowymi występującym w torach zakrzywionych na odciążonej szynie wykorzystano wyznaczone uprzednio parametry kół do oceny zależności przeciążeń dynamicznych (mających wpływ na degradację toru)

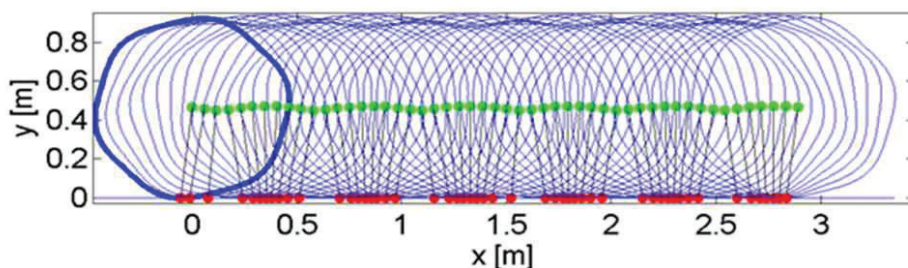
analizując wymienione uprzednio rodzaje kół. Podane w [20] wyniki symulacji wskazują, że nawet przy małej amplitudzie korugacji (0,030 mm) i małej prędkości (50 km/godz.) następuje istotny, wynoszący ponad 100% wzrost dynamicznych sił kontaktowych.

W badaniach symulacyjnych z uwzględnieniem sztywności tarczy i wieńców kół, maksymalny wzrost sił występuje w przypadku miękkich kół monoblokowych, kuto-walcowanych UIC [21], co również nie jest powszechnie akceptowane przez specjalistów.

W celu wykazania istotnych przyczyn generowania i rozwoju korugacji dokonano badań symulacyjnych układu koło-szyna wykazując, że nawet w przypadku niewielkiej amplitudy fali sięgającej 0,010 mm oraz niewielkiej prędkości jazdy wynoszącej 50 km/godz. następuje odrywanie się koła od szyny, czego następstwem jest uderzenie – a więc dynamiczny proces, który został zilustrowany w pracy [20,22].

Nad zagadnieniem generowania nierówności na torze zakrzywionym trwają intensywne prace badawcze. Poszukiwane są metody ograniczenia rozwoju fal poślizgowych (korugacji powstających na odciażonej szynie w łukach).

Podobnie jak w przypadku szyn występuje faliste zużycie o różnej długości fali na powierzchni tocznej kół, poza korugacją o małej długości fali występuje zjawisko poligonalizacji kół o liczbie wielokątów od 3-8. Na rys. 14 przedstawiono przypadek poligonalizacji o sześciu falach. Jak podano w pracy [23] wykazano, że podobnie jak w przypadku korugacji występuje zjawisko kilkakrotnie większej prędkości przemieszczania się punktu kontaktu od prędkości środka koła.



Rys. 14. Trajektoria środka koła w wybranych chwilach czasu i odpowiadające im punkty kontaktu z idealnie prostą szyną

Na rys. 14 ilustrowany jest efekt wzrostu prędkości siły kontaktowej przez podanie trajektorii środka koła w wybranych chwilach czasu i odpowiadających im punktów kontaktu w przypadku idealnie prostej szyny.

6. Podsumowanie

Zjawiska dynamiczne związane z oddziaływaniem pojazdów szynowych dużej prędkości z torem są złożone i prawdopodobnie z tego względu powszechnie nie-

znane. W pracy przedstawiony został przegląd i krótki opis z podaniem literatury dotyczącej istotnych zjawisk, które powinny być znane ekspertom i kadrze inżynierskiej zajmującej się tematyką transportu szynowego, a w szczególności pojazdów dużej prędkości. W pracy zasygnalizowane zostały wybrane wyniki badań teoretycznych, numerycznych i eksperymentalnych przeprowadzone na obiekcie rzeczywistym lub symulującym układ pojazd-tor [20]-[24]. Uwzględniając fakt, że temat poprawnego doboru twardości układu koło/szyna pod kątem minimalizacji zużycia kół i szyn kolejowych, wpływu twardości kół na degradacje toru [18] i zagadnień pokrewnych budził zainteresowanie podczas dyskusji na Światowym Kongresie Badań Kolejowych i zagranicznych spotkaniach naukowych, to zainteresowanie w kraju jest bardzo ograniczone.

Literatura

- [1] Elkins J.A., Carter A., Testing and analysis techniques for safety assessment of rail vehicle4s. *Vehicle System Dynamics*. 1993 No.2, pp.185-208.
- [2] Bogacz R., Frishmuth K., Meinke P., Stefanidis J., *Zur Stabilitaet des Spurkranzlaufs*, Innotrans, BahnBau, Berlin 2002, CD.
- [3] Bogacz R., Meinke P., On evaluation of wheel sets and railway track quality. *Scientific papers of Vehicle Institute, Warsaw Univ. of Technol.* 1(60)/2006. pp. 15-20.
- [4] Lonsdale C., Bogacz R. and Norton M., Application of Pressure Poured Cast Wheel Technology for European Freight Service. *Proc. of World Congress Railway Research*. Lille, 2011, pp. 23, 60.
- [5] Bogacz R., O dynamicznym oddziaływaniu i zużyciu układu koło-szyna. *Nowoczesne Technologie i Systemy Zarządzania w Kolejnictwie*, Zakopane 2011. pp. 43-54.
- [6] Bogacz R., Recent Investigations in Dynamics of Continuous Systems Subjected to Moving Load. *Vibration in Physical Systems*. Vol. XXIII. Poznań, 2008, pp.35-47.
- [7] Bogacz R., Frischmuth K., On some new aspects of contact dynamics with application in railway engineering. *J. Theor.and Appl. Mech.*, 50.1, Warsaw 2012, pp. 119-129.
- [8] Bogacz R., Kocjan M. and Kurnik W., Modeling and analysis of wave propagation in railway wheel rims. *Machine Dynamics Problems* Vol.30.1. 2006, pp.33-42.
- [9] Bogacz R., Dzuła S., Dynamic model of rolling non-symmetric wheel vibration (in Polish) *Scientific Papers, Radom Univ. of Technol.* 1(17)2003, pp.39-46.
- [10] Bogacz R., On dynamics and stability of continuous systems subjected to distributed moving load. *Ing. Archiv*. 1983, pp. 243-25.

- [11] Bogacz R., Krzyżyński T. and Popp K., On the generalization of Mathews problem of the vibration of a beam on elastic foundation, *Z. angew. Math. Mech.* 69 (1989) 8, pp. 243-252.
- [12] Bogacz R., Krzyżyński T. and Popp K., Application of Floquet's theorem to high-speed train/track dynamics. DSC-vol.56/DE/vol.86, Advanced automotive technologies, ASME Congress 1995, pp. 55-61.
- [13] Bogacz R., Krzyżyński T. and Popp K., Wave propagation in two dynamically coupled periodic systems, *Proc. International Symposium on Dynamic of Continua*, Bad Honnef, Shaker Verlag 1998, pp. 55-64.
- [14] Bogacz R., Popp K., Dynamics and stability of train-track-systems. *Proc. of the 2nd Intern. Conf. on Recent Advances in Structural Dynamics*, Southampton 1984, pp. 711-726.
- [15] Matej J., Modelling and Computer Simulations of Bimodal Cars in Terms of Their Proneness to Derailment. *Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Mechanika* 2010, z.234.
- [16] Bogacz R., Krzyżyński T. and Popp K., On the application of a generalized Mathews problem to the stability analysis of hybrid transportation systems, in: *Dynamical Problems in Mechanical Systems. Proc.*, R. Bogacz and K. Popp (eds.), Warsaw 1989, pp. 63-74.
- [17] Bogacz R., On stability of interaction between continuous and lumped systems in stationary relative motion, in: *Stability in the Mechanics of Continua*. Schroeder F. H. (ed.), *Proc. of IUTAM Symposium*, Numberbraecht, 1981, pp. 57-69.
- [18] Lonsdale C., Bogacz R. and Norton M., Application of Pressure Poured Cast Wheel Technology for European Freight Service. *Proc. of World Congress Railway Research*. Lille, 2011, pp. 23, 60.
- [19] Czyczuła W., Bogacz R., Evaluation of interaction of freight car cast and forged steel wheels on track and rails. *Modern Technologies and Systems Increasing the Efficiency of Managing Railway Transport*. Kraków 2010, pp. 99- 109.
- [20] Bogacz R., Kowalska Z., Computer simulation of the interaction between a wheel and a corrugated rail. *Eur. J. Mech. A/Solids* 20, 2001, pp. 673-684.
- [21] Bogacz R., Konowrocki R., On the new effects of wheel-rail interaction. *Archive of Applied Mechanics*, (2012) 82, pp.1013-1023.
- [22] Bogacz R., Frischmuth K., On some new aspects of contact dynamics with application in railway engineering. *J. Theor. and Appl. Mech.*, 50.1, Warsaw 2012, pp.119-130.
- [23] Bogacz R., and Frischmuth K., Dynamic Effects in Bernoulli-Euler Beams subject to a Moving Load with Variable Speed. *Proc. Railways 2012 Conference*, Las Palmas de Gran Canaria. 2012, No. 111 pp.8
- [24] Bogacz R., Frischmuth K., On dynamic effects of wheel/rail interaction with wheel imperfections, in: *Selected Dynamical Problems in Mechanical Systems*. Eds. A. Chudzikiewicz, R. Bogacz, G.P. Ostermeyer. *Oficyna Politechniki Warszawskiej*, 2014, pp. 63-73