

DYNAMICZNE ODZIAŁYWANIE UKŁADÓW KOŁO – SZYNA I POJAZD SZYNOWY – TOR, Z UWZGLĘDNIENIEM ZAAWANSOWANYCH MODELI TARCIA

Roman Bogacz

Prof. dr hab. inż., Politechnika Warszawska, Instytut Pojazdów, Narbutta 84, 02-524 Warszawa, e-mail: rbogacz@ippt.gov.pl

Streszczenie. *Artykuł poświęcony został zjawiskom samowzbudności drgań układu zestaw kołowy-tor, powstających w wyniku oddziaływania pojazdu szynowego z torem w przypadku zwiększonego poślizgu w układzie koło-szyrna (niedobór/nadmiar przechyłki, przyspieszanie, hamowanie itp.). Podano podstawowe elementy modelu tarcia wrażliwego na historię procesu tarcia, a w szczególności prędkość poślizgu, czas styku, znak przyspieszenia i prędkość narastania siły tarcia. Podano przykładowe wyniki analizy numerycznej.*

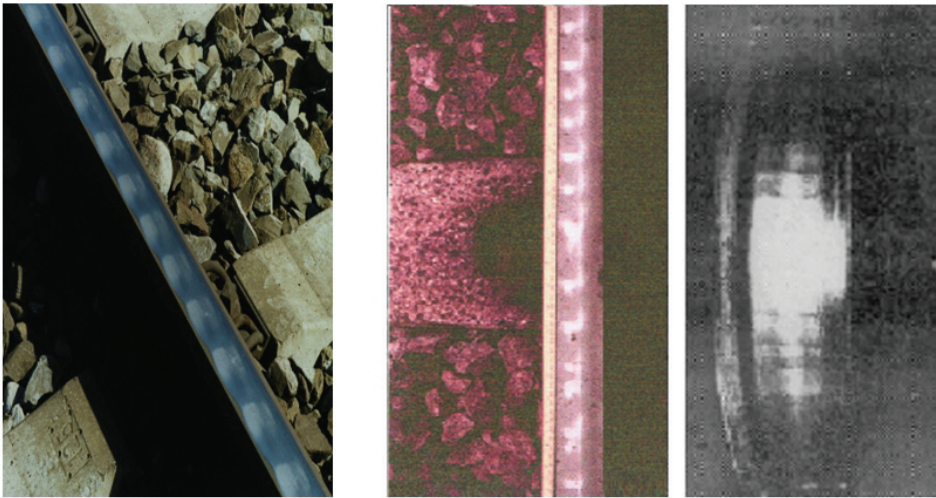
Słowa kluczowe: *oddziaływanie zestaw kołowy-tor, łuk toru, drgania samowzbudne*

1. Wstęp

Mechanika kontaktu, własności fizyczne tarcia i zużycia ciernego należą do podstawowych zagadnień nauk inżynierskich, dotyczących wielu urządzeń, takich jak: hamulce, sprzęgła, łożyska, układy opona-grunt lub koło kolejowe-szyrna. Historycznie pierwsze sformułowanie najbardziej uproszczonego modelu tarcia, powszechnie nazywanego obecnie modelem Coulomba, zostało sformułowane przez Leonardo da Vinci w 1495 roku, jako siły tarcia proporcjonalnej do siły normalnej i niezależnej od pola powierzchni kontaktu. Ponad 200 lat później, w 1699 roku Guillaume Amontons na nowo sformułował takie samo prawo. Prawdopodobnie pierwszym, który podał różniczkową zależność pomiędzy statyczną i kinetyczną siłą tarcia suchego był w 1750 roku Leonard Euler [1]. Charles Coulomb w 1781 roku w książce „Theory of Simple Machines” ogłosił uzyskane wcześniej wyniki uzupełniając je wynikami własnych badań.

Dalsze badania dotyczyły nierówności powierzchni kontaktu ciał i pola powierzchni rzeczywistego styku i zużycia. Prowadzili je m.in. Bowden i Tabor (1949) oraz Archard (1957-66) i Persson (2002). Badania nad modelowaniem tarcia są kontynuowane. Klasycznym przykładem występowania niezbadanych w pełni zjawisk, mogą być pewne zagadnienia dynamiki mechanicznych układów samowzbudnych, w tym występujących w kolejnictwie. Są to np. takie problemy, jak: samowzbudność układu koło-szyrna lub pojazd szynowy-tor, które ciągle są

przedmiotem badań różnych ośrodków uniwersyteckich i instytutów kolejnictwa. Badając zachowanie wymienionych układów w zależności od parametrów modelu tarcia lub modelu przyczepności uzyskujemy rozwiązania o różnych cechach dynamicznych [2,3]. Może to być poślizg bez oscylacji, drgania typu przyleganie-poślizg, o umiarkowanej amplitudzie, będące źródłem fal poślizgowych i korrugacji szyn lub poligonalizacji kół, ilustrowanych na rys. 1, albo drgania samowzbudne o dużej intensywności, powodujące drgania skrętne zestawów kołowych o dużej amplitudzie, będące przyczyną zmęczenia materiału i uszkodzeń osi, a nawet pęknięć prowadzących do wykolejenia (np. ICE w pobliżu Kolonii w 2008 r.). Drgania samowzbudne mogą też być przyczyną uszkodzeń hamulców i generowania hałasu. Jak wynika z analiz teoretycznych i weryfikacji doświadczalnych, drgania samowzbudne można ograniczać zarówno wykorzystując materiały o właściwych parametrach lub poprzez generowanie dodatkowych drgań o odpowiednich parametrach [3,6,7].



Rys. 1. Fale poślizgowe i korrugacja szyn oraz korrugacja i poligonalizacja kół

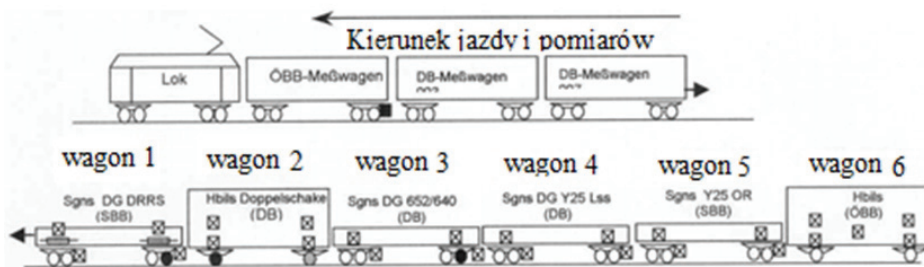
2. Korrugacja, fale poślizgowe i poligonalizacja

Jako jedno z pierwszych zjawisk związanych ze złożonym modelowaniem tarcia omówione będą fale poślizgowe pokazane na rys. 1, z lewej strony. Powstawanie tego typu falistego zużycia związane jest ze zjawiskiem drgań samowzbudnych typu przyleganie-poślizg, spowodowanym nieliniowością modelu tarcia w kontakcie układu koło-szyna.

Poza badaniami laboratoryjnymi i symulacyjnymi [2,3] przeprowadzono również weryfikację doświadczalną [6,7] oraz badania na szlaku z udziałem kolei DB i ÖBB [4,5] z wykorzystaniem wagonów pomiarowych (rys. 3) i stanowiskami czujników na łuku toru Brixental, przed mostem i na moście (rys. 2).



Rys. 2. Tor kolejowy Brixental (Hopfgarten - Westendorf, Austria) ze stanowiskiem badawczym przed mostem i na moście



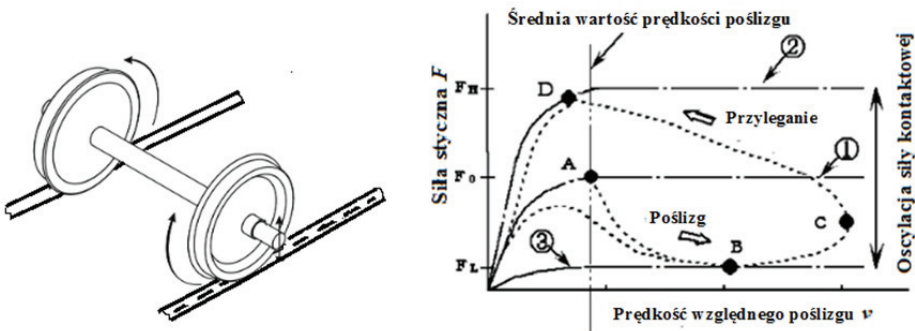
Rys. 3. Kierunek jazdy, pomiarów i kolejność połączenia wagonów pomiarowych DB i ÖBB

Badania fal poślizgowych i korrugacji szyn zostały zapoczątkowane w latach 70-tych ubiegłego wieku. Początkowo uważano, że aby wyjaśnić przebieg zjawiska, do opisu zużycia wystarczy zastosować model kontaktu Kalkera i model tarcia Coulomba. Jednak zagadnienia inicjacji korrugacji, jak i jej częstotliwości, nie mogły być wyjaśnione bez wykorzystania teorii plastyczności, bardziej zaawansowanej dynamiki układu koło-szyrna [8] i układów zastaw kołowy-tor oraz wózek-tor [9]. Przykładowy mechanizm powstawania zużycia szyn, nazywanego falami poślizgowymi, które występują na łukach torów, np. pokazanego na rys. 4 [11] lub w przypadku torów usytuowanych w rejonach systematycznych wiatrów powodujących obciążenia poprzeczne pociągów (np. torów zbudowanych wzdłuż wybrzeży).

Po lewej stronie rysunku 5, znajduje się drgający skrętnie zastaw kołowy, który na szynie mniej obciążonej generuje faliste zużycie. Trajektorię mechanizmu powstania podano na płaszczyźnie siła-poślizg, po prawej stronie rys. 5. Warunkiem powstawania fal poślizgowych jest występowanie względnie dużego poślizgu tocącego się koła i oscylacji jego nacisku, co sprzyja zjawisku przyleganie-poślizg.



Rys. 4. Tor z układem czujników na łuku toru przed mostem w Brixental



Rys. 5. Mechanizm powstawania fal poślizgowych [9]

W przypadku toczenia się koła bez oscylacyjnej zmiany nacisku, relację siła – poślizg ilustruje linia 1. Stan równowagi wyznacza punkt A. W przypadku oscylacji siły nacisku koła jest ona ograniczona linią 3 (maksimum), o wartości F_H i linią 2 (minimum) o wartości F_L . Jeżeli w pewnym momencie nacisk się zmniejszy, następuje wzrost prędkości poślizgu, która rośnie jak ilustruje trajektoria A-B-C, osiągając maksymalną wartość w punkcie C, ze względu na bezwładność układu. Następnie malejąc, przekracza średnią wartość prędkości, przy rosnącym nacisku osiąga punkt D, zmierzając do toczenia się bez poślizgu. Po osiągnięciu średniej wartości poślizgu proces się cyklicznie powtarza. Podobnie przebiega proces fałstego zużycia kół kolejowych, korrugacji i poligonalizacji, przy czym inicjacja związana jest często z powstaniem płaskich miejsc na kole, a rozwój spowodowany jest dynamicznym oddziaływaniem układu koło-szlina.

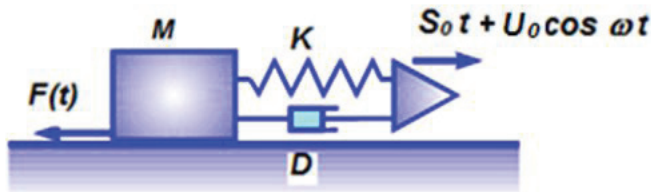
Badania przeprowadzone na torze kolejowym w Brixental wykazują, że amplituda fal zużycia szyn w łuku toru na moście jest znacznie mniejsza aniżeli przed i za mostem. Różnica intensywności zużycia spowodowana była występowaniem kinematycznego wymuszenia spowodowanego drganiami stalowego mostu, które umożliwiły potwierdzenie wyników badań teoretycznych i symulacyjnych uzyskanych laboratoryjnie w [6]. Podstawy teoretyczne obniżania amplitudy drgań samowzbudnych za pomocą dodatkowego wymuszenia, o odpowiednio dobranej

amplitudzie i częstotliwości przeprowadzone zostaną, podając zasadnicze elementy badań.

3. Model tarcia wrażliwy na historię procesu

Rozważony zostanie model tarcia, uwzględniający takie parametry procesu, jak: prędkość poślizgu, czas przylegania elementów, znak przyspieszenia i prędkość zerwania przylegania. Rozważony zostanie fizyczny i matematyczny model układu mechanicznego realizujący drgania przyleganie-poślizg i drgania quasi-harmoniczne, uwzględniając proces samowzbudny z dodatkowym wzbudzeniem harmonicznym. Model układu przedstawiony został na rys. 6.

Ciało o masie M jest sztywne i połączone z układem odniesienia za pomocą nieważkich elementów lepko-sprężystych K i D . Średnia prędkość przesuwania się masy wynosi S_0 , dodatkowe wymuszenie realizowane jest przez harmoniczną zmianę prędkości $\Delta S = S \cos \omega t$, gdzie: S jest amplitudą, a ω częstością wymuszenia.



Rys. 6 . Model układu mechanicznego

Początek układu współrzędnych poruszający się z prędkością S_0 przyjęto tak, aby siła w sprężynie przy $S = 0$ była równa zero. Założono, że funkcja opisująca siłę tarcia jest nieparzysta, ciągła, odcinkami liniowa, zależna od parametrów wymienionych na początku niniejszego rozdziału. Siła w elemencie lepko-sprężystym wynosi:

$$F_k = K(X - U_0 \cos \omega t) + D(\dot{X} + U_0 \omega \sin \omega t) \quad (1)$$

gdzie: X – przemieszczenie masy od stanu równowagi, a ω – częstość oscylacji.

Równanie ruchu przyjmie postać:

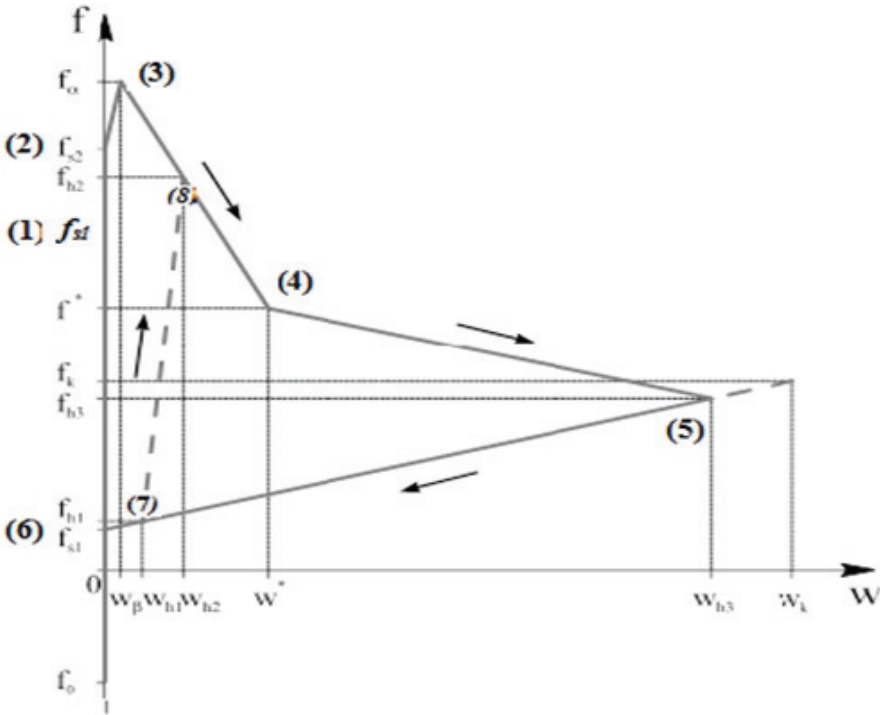
$$MX'' + DX' + KX = F(W, F_s, \text{sign } W') + KU_0 \cos \omega t - DU_0 \omega \sin \omega t \quad (2)$$

gdzie: F_s oznacza statyczną siłę tarcia, zależną od czasu przylegania bez poślizgu t_s i prędkości narastania siły tarcia δ , $F_s = F_s(t_s, \delta)$, W - jest prędkością poślizgu, a $X'' = dX'/dt$.

Wprowadzając bezwymiarowe wielkości [6] i zapisując równanie (2) jako układ równań pierwszego rzędu otrzymamy:

$$\begin{aligned} \dot{x}^{(1)} &= x^{(2)}, \\ \dot{x}^{(2)} &= -x^{(1)} - d x^{(2)} + f(w, t_2, \delta, \text{sign } \dot{w}) + u_0 \cos \eta t - d u_0 \eta \sin \eta t, \end{aligned} \quad (3)$$

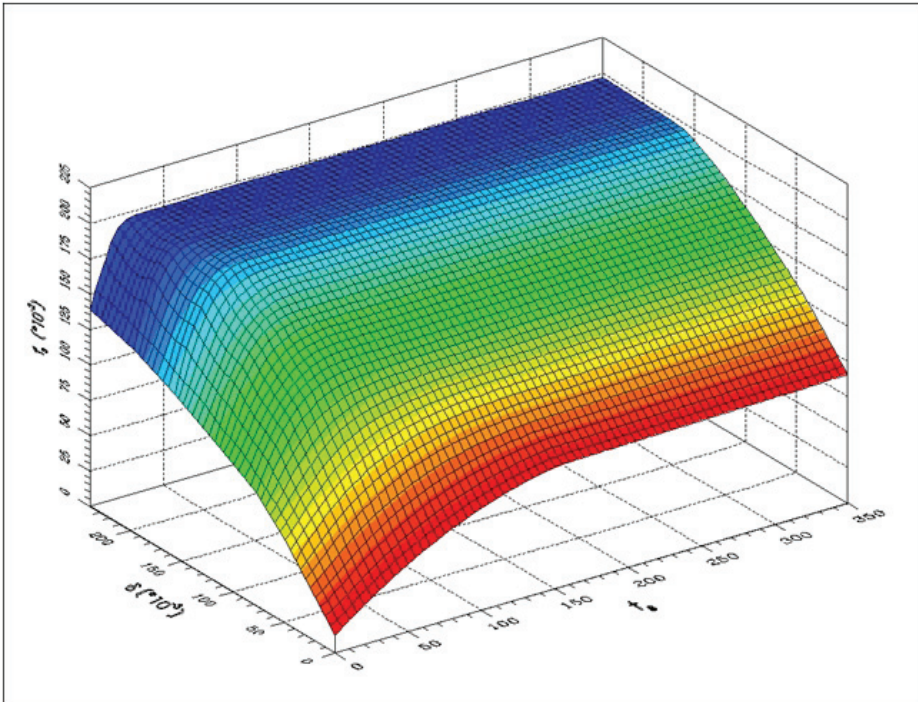
gdzie: w jest bezwymiarową prędkością względną, a $x^{(1)} = x$, $x^{(2)} = \dot{x}$, $x^{(3)} = \eta t$



Rys. 7. Model tarcia wrażliwy na historię procesu tarcia

Przebieg procesu tarcia jest następujący: Jako początek procesu przyjmujemy początek styku, to prędkość względna jest równa zero, a siła tarcia jest wówczas mniejsza lub równa f_{st} , co oznaczono cyfrą (1). W przypadku czasu trwania styku do t_2 i prędkości narastania siły podczas zerwania styku δ , co odpowiada sile f_{s2} , w punkcie (2) następuje zerwanie styku i ze względu na efekty lepkie następuje wzrost siły do wartości maksymalnej, tj. do punktu (3). Dalszy wzrost prędkości powoduje wzrost temperatury, w szczególności wierzchołków nierówności i spadek siły tarcia do chwili osiągnięcia maksymalnej prędkości wzdłuż charakterystyki (3)-(4)-(5). Tej części charakterystyki (negatywnej) odpowiada wzbudzenie drgań. Dalszy spadek siły tarcia do punktu (6) ma dodatnie nachylenie (wsp. kierunkowy prosty), co powoduje tłumienie drgań. W przypadku drgań przyleganie-poślizg, siła tarcia statycznego wzrasta i proces się powtarza. W przypadku drgań quasi-

-harmonicznych zamiast procesu przylegania następuje dalsze tłumienie wraz ze wzrostem siły tarcia i prędkości wzdłuż odcinka prostej (7)-(8). Opisany model tarcia opracowano na podstawie badań doświadczalnych [3], wykorzystując do opisu procesu wyniki symulacji, jak i zależności statycznej siły tarcia od prędkości wzrostu siły i czasu trwania styku (rys. 7 i 8).

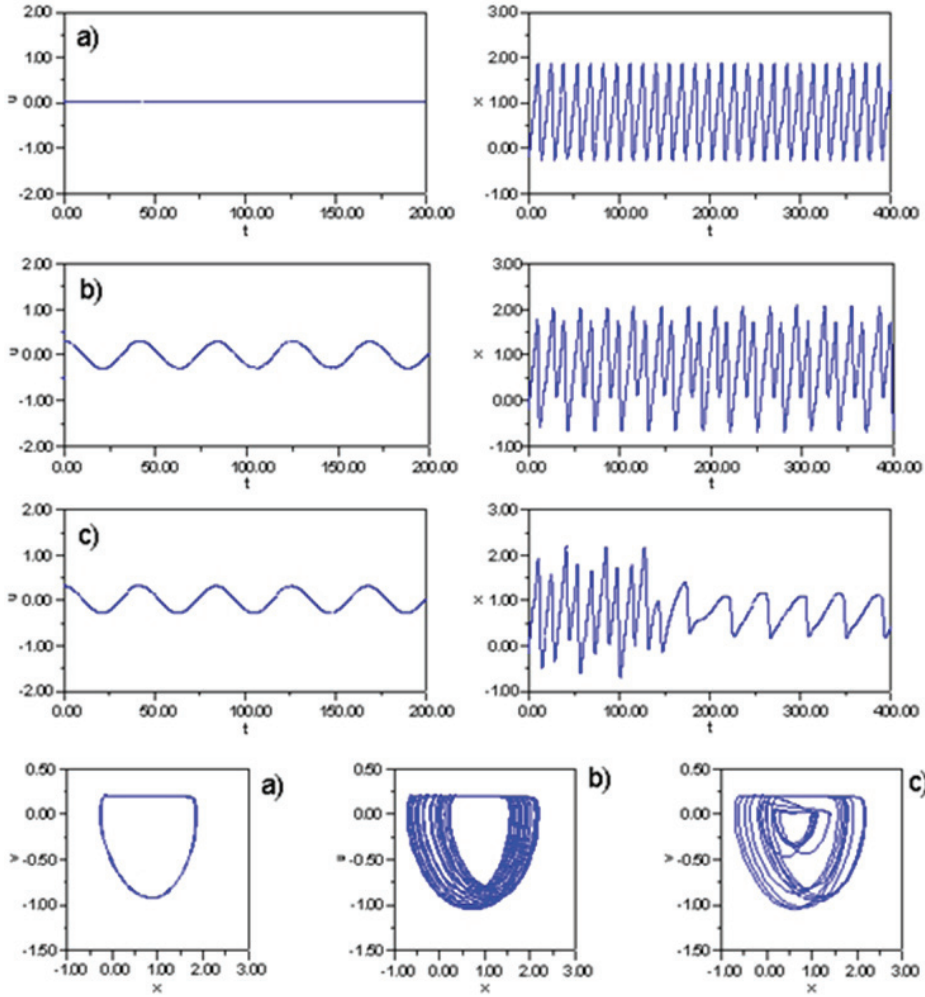


Rys. 8. Zależność statycznej siły tarcia f_s od prędkości wzrostu siły δ i czasu styku t .

4. Wzbudzenie drgań w celu ograniczenia samowzbudności

Przebieg zjawiska omówionego uprzednio, zbadano wykorzystując model tarcia wrażliwy na historię procesu. Analizę badań przeprowadzono zarówno doświadczalnie, jak i symulacyjnie. Ze względu na modelowanie odcinkami liniowymi, możliwe było zastosowanie połączenia ścisłych rozwiązań analitycznych. Z rezultatów podanych na rys. 9. widać, że drgania samowzbudne a) (bez dodatkowego wymuszenia) ilustruje rozwiązanie jednookresowe. W przypadku dodatkowego wymuszenia o bezwymiarowych parametrach: $u_0 = 0,2$, $s = 0,2$, $\eta = 0,212$, uzyskujemy rozwiązania wielookresowe o dominujących dwóch częstościach b). Częstość została tak dobrana, że zwiększenie jej wartości o 0,001 (jedną tysięczną) powoduje uzyskanie rozwiązania, które ma charakter przejściowy, tzn. takie, które po kilku okresach rozwiązania podobnego do poprzedniego o dominujących dwóch częstościach zmienia postać na rozwiązanie c), o około trzykrotnie mniejszej

amplitudzie. Można nadmienić, że podany stan przejściowy uzyskać można tylko w przypadku modelu tarcia wrażliwego na historię procesu tarcia.

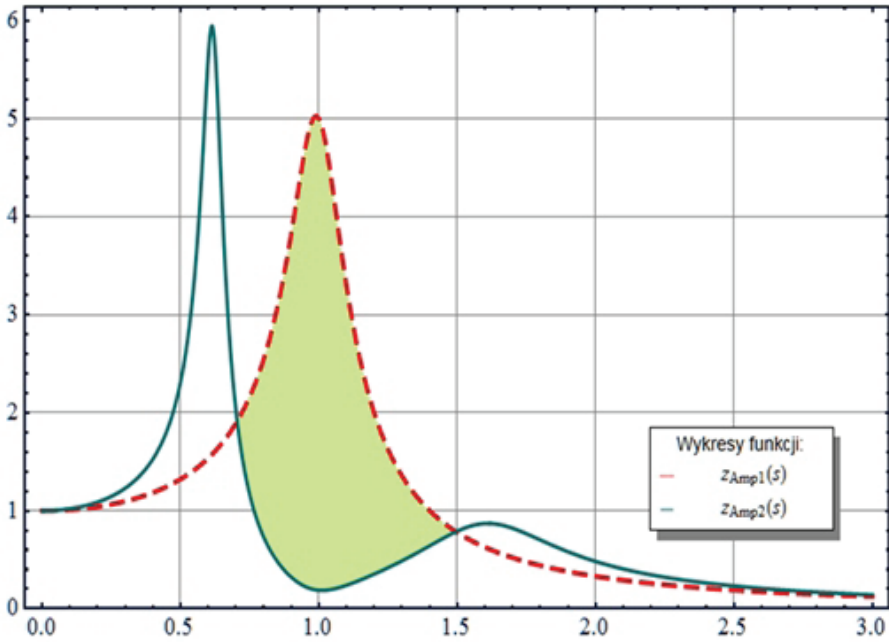


Rys. 9. Przykłady jakościowo różnego zachowania układu o parametrach $u_0 = 0,2$, $s = 0,2$, w przypadku a) $\eta = 0,000$, b) $\eta = 0,212$, c) $\eta = 0,213$ i odpowiadające im obrazy na płaszczyźnie fazowej

5. Zapobieganie nadmiernym drganiom samowzbudnych dynamicznym eliminatorem drgań

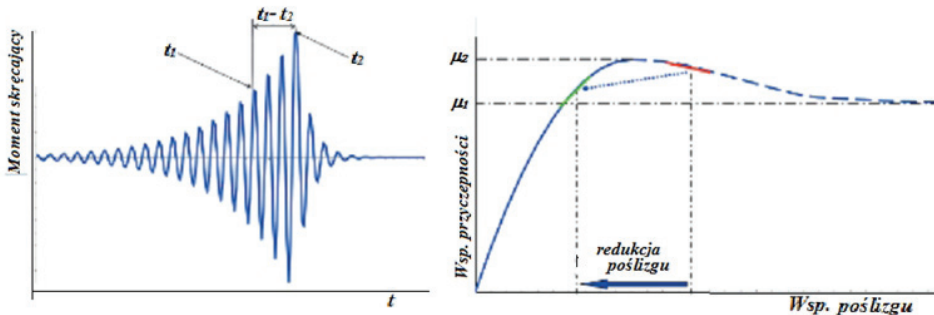
Drgania samowzбудne spowodowane malejącą siłą tarcia ze wzrostem prędkości poślizgu, tj. tzw. efektem Stribeck nieliniowej charakterystyki modelu tarcia, które jest odpowiedzialne zarówno za nierównomierne zużycie szyn, nazywane falami poślizgowymi (slip waves), jak i za nadmierne drgania samowzбудne napędowych zestawów kołowych. Drgania te można ograniczać zarówno przy pomocy

omówionego uprzednio wymuszenia dodatkowych drgań lub z wykorzystaniem dynamicznego eliminatora drgań, którego zasadę działania podano w [10], gdzie $s = \omega/\omega_0$.



Rys. 10. Przykładowy rezultat zastosowania dynamicznego eliminatora drgań [10]

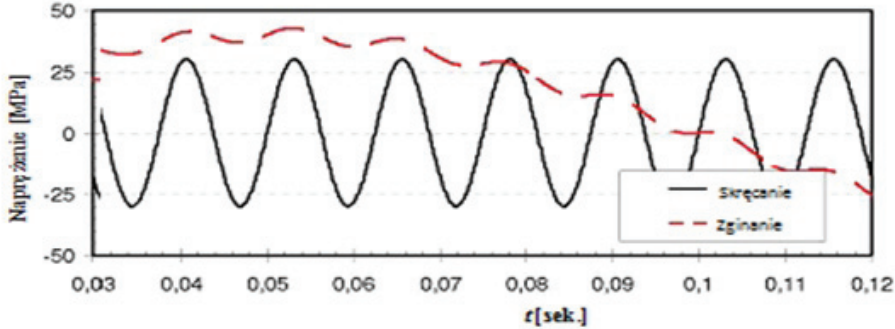
Dynamiczny eliminator drgań można zastąpić system sterowania momentem napędowym, który działa z pewnym opóźnieniem $\Delta t = t_2 - t_1$, co pokazano na rys. 11 [12].



Rys. 11. Drgania samowzbudne rozpoznane w czasie t_1 i reakcja urządzenia antypoślizgowego w czasie t_2 dzięki redukcji momentu napędowego

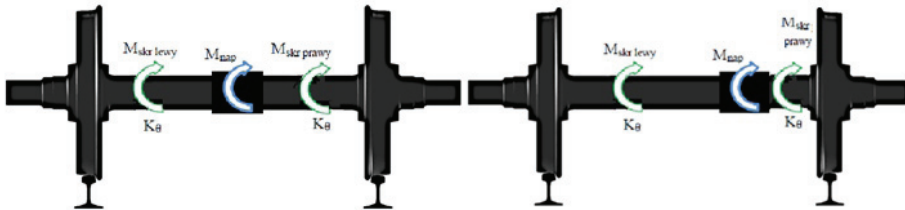
Czas $\Delta t = t_2 - t_1$ jest zależny od rodzaju napędu i wynosi ok. 0,2 sek. w przypadku napędu elektrycznego, a ok. 1 sek. w przypadku napędu spalinowego. Jeżeli

określamy wytrzymałość zmęczeniową zestawu kołowego, powinniśmy uwzględnić zmianę momentu zginającego (liczba cykli zgodna z liczbą obrotów osi) oraz zmianę momentu skręcającego zgodną z częstotliwością wzbudzonych drgań. Częstotliwość drgań samowzbudnych wynosi ok. 100 Hz, częstotliwość zginania ok. 2 Hz. Naprężenia zastępcze określamy zgodnie z hipotezą Hubera. Przykładową zmianę naprężenia w czasie ilustruje rys. 12.



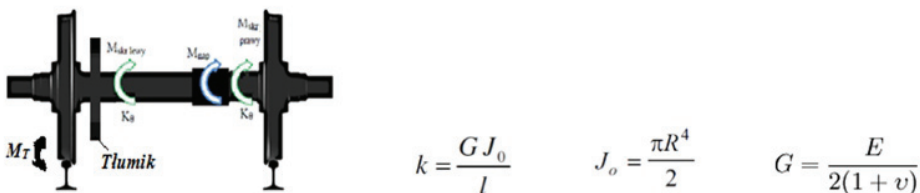
Rys. 12. Zmiana naprężenia w czasie drgań samowzbudnych

Przebieg oddziaływania obciążenia kinematycznego, napędowego i samowzbudnego zależy od usytuowania układu napędowego, który może być symetryczny lub niesymetryczny, co ilustruje rys. 13.



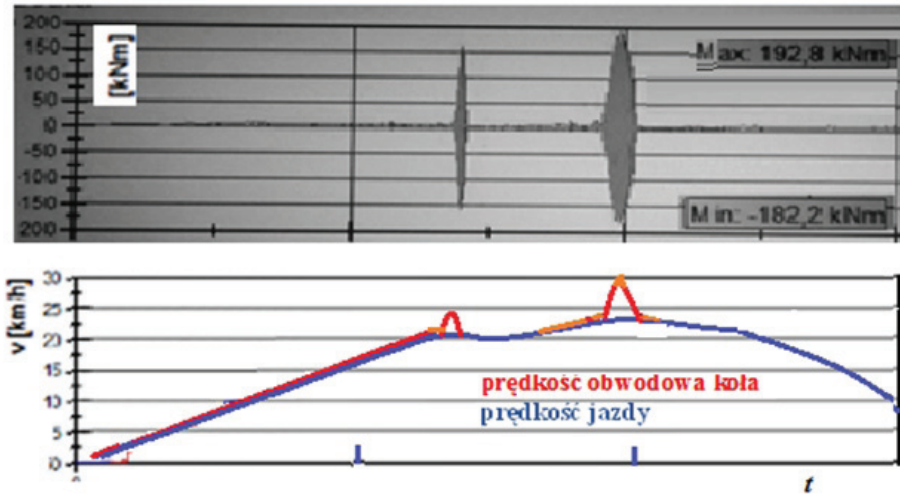
Rys. 13. Symetryczny i niesymetryczny układ napędu zestawu kołowego

Niezależnie od stosowania urządzeń przeciwpoślizgowych mogą być również stosowane tłumiki drgań (rys. 14) lub wspomniane uprzednio dynamiczne eliminatory drgań.



Rys. 14. Zestaw kołowy z tłumikiem drgań samowzbudnych

Drgania samowzbudne zestawów kołowych omówione powyżej zostały zidentyfikowane m.in. przez autorów pracy [12]. Jako przyczynę poznania tego zjawiska podaje się katastrofę pociągu ICE3 z dnia 8.07.2008 r. na trasie Koeln-Dusseldorf, która powstała w wyniku zmęczenia materiału osi zestawu kołowego. Zmęczenie to nie było uwzględniane w fazie projektowania, gdyż tego typu wysokoczęstotliwościowe drgania samowzbudne układu zestaw kołowy-tor nie były wcześniej znane. Przykładowy przebieg tego procesu powstający zazwyczaj przy prędkości pojazdu szynowego w granicach 15-30 km/godz. ilustruje rys. 15.



Rys. 15. Przykładowe drgania samowzbudne i odpowiadająca im różnica prędkości obwodowej koła i prędkości pojazdu

6. Podsumowanie

Praca zawiera omówienie wybranych zagadnień dynamicznych związanych z samo-wzbudnością układu zestaw kołowy-tor i kinematycznym wymuszeniem drgań związanych z nierównością toru. Wskazano na zjawiska, które mogą być przyczyną dużych obciążeń zestawu kołowego i degradacji jego osi oraz zagrożeniem wypadkami spowodowanymi zmęczeniem materiału osi zestawów kołowych.

Literatura

- [1] Popov V., Contact Mechanics and Friction: Physical Principles and Applications. Springer Science & Business Media, 2010, pp. 362.
- [2] Popp K., Hindrichs N., Oestereich M., Dynamical behaviour of a friction oscillator with simultaneous self and external excitation. Chaos, solitons & fractals. 8(4), 1997, pp. 535-558.

-
- [3] Bogacz R., Ryczek B., Dry friction self-excited vibration, Analysis and experiment Engineering Transactions. 45,3-4, 1997, pp.487-504.
 - [4] 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.
 - [5] Lintner A., Dynamische Beanspruchung des Eisenbahnoberbaus infolge Schlupfwellen in engen Bögen, Mitteilungen des Instituts für Eisenbahnwesen und öffentlichen Verkehr der Universität Innsbruck, Heft 10 (1998).
 - [6] Bogacz R., Ryczek B., Frictional Phenomena in dynamical systems with external excitation. Meccanica - Intern J. of the Italian Assoc. and Appl. Mech., Kluwer Ac. Press, 2003, pp. 711-717.
 - [7] Wojewoda J., Stefański A., Wiercigroch M., Kapitaniak T., Hysteretic effects of dry friction: Modelling and experimental studies. Phil. Trans. Of the R. Soc. A. (2007) doi:10.1098 r. /sta2007.2125.
 - [8] Bogacz R., Kowalska Z., Computer simulation of interaction between a wheel and corrugated rail. European Journal of Mechanics A/Solids, 20, 2001, pp. 673-684.
 - [9] Matsumoto A., Sato Z., Ono H., Tanimoto M., Oka Z., Miyauchi E., Formation mechanism and countermeasures of rail corrugation on curved track. Wear, 253 (2002) pp. 178–184.
 - [10] Grzyb A., Bogacz R., Wspomagana komputerowo analiza dynamiczna pojazdów szynowych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Krakowskiej, 2016, pp. 1-239.
 - [11] Czyczuła W., Bogacz R., Mechanics of track structure with Y-shaped steel sleepers in sharp curves, Applied Mechanics and Materials. Vol. 9 (2008) pp. 71-88.
 - [12] Benker T., Weber T., Torsionsschwingungen von Radsätzen – eine Herausforderung? EI-Eisenbahningenieur, April 2015, pp. 47-52.