

KISIŁOWSKI Jerzy¹

Współpraca taboru z nawierzchnią w Kolejach Dużych Prędkości

1. WSTĘP

Problemy współpracy taboru z nawierzchnią to kilka elementów w sekwencji po sobie następujących zjawisk. Są to zjawiska dosyć skomplikowane zawierające szereg elementów, takie jak tor jako układ ciągły, podparty na podkładach, imperfekcje toru wynikające z geometrii ułożenia i utrzymania we właściwych granicach, wielkości podlegające deformacjom i procesom zużycia wynikającego z eksploatacji. Wszystkie te wielkości są niezwykle istotne dla wpływu na tabor poruszający się z dużymi prędkościami.

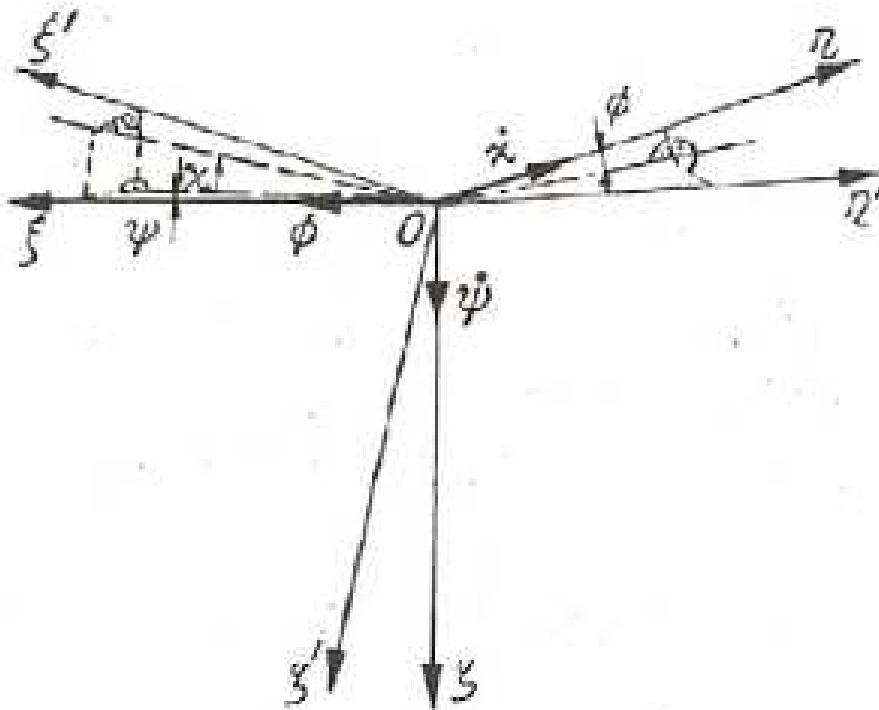
Następny element to bezpośrednia współpraca główki szyn z kołem, w tym obszarze można wymienić kilka problemów, takich jak: elementy teorii Hertza, problemy zjawisk plastycznych i sprężystych, trzy rodzaje mikroślizgów, zagadnienia zużycia zarówno główki jak i obręczy kół. Te wszystkie zjawiska wpływają na dynamikę pojazdu poruszającego się po torze.

W dalszej części przedstawię zasygnalizowane powyżej pojęcia podające podstawowe formuły merytoryczne oraz możliwości prowadzenia badań nad tymi zagadnieniami. Obszerność zagadnienia pozwala wyłącznie na sygnalizację zagadnień oraz zwrócenia uwagi na kilka możliwości rozwiązania występujących problemów.

2. ZAŁOŻENIA DOTYCZĄCE OPISU ZJAWISK W TORZE I W KONTAKCIE KOŁO – SZYNA

Podstawowe wielkości występujące w torze, a które współpracują na zjawiska dynamiczne w całym układzie związane są z geometrią ułożenia toru. Aby można było jednolicie opisywać wszystkie zjawiska w torze i pojeździe, niezbędnym jest przyjęcie wspólnego układu współrzędnych dla parametrów charakteryzujących geometrię ułożenia toru i opisu ruchu poszczególnych mas pojazdu szynowego.

Takie warunki spełnia układ współrzędnych liniowych i kątowych przedstawionych na rys. 1.

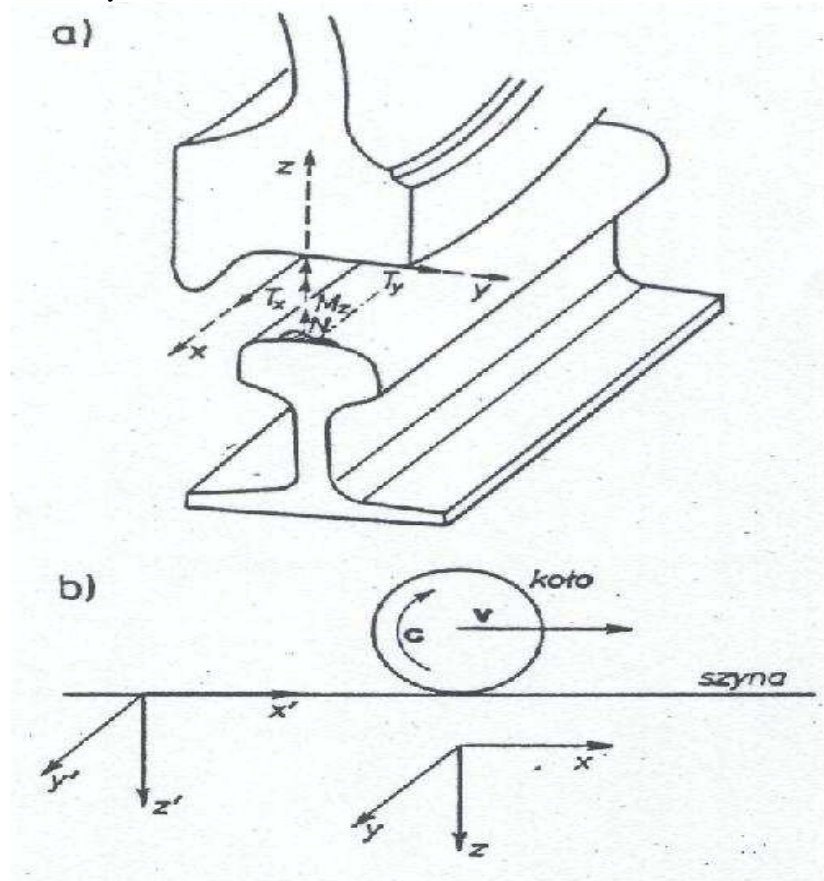


Rys.1. Układy współrzędnych.

¹ Prof. dr hab. inż. Politechnika Radomska, Wydział Transportu i Elektrotechniki. 26-600 Radom ul. Malczewskiego 29

Przedstawione współrzędne liniowe to układ kartezjański $O\eta\xi$ równoległy do układu współrzędnych $oxyz$, a współrzędne kątowe to kąty obrotu wokół tych osi. Układ jest związany z każdą bryłom pojazdu, a współrzędne te występują jako nierówności. (imperfekcje funkcje geometrii toru) toru i tak y_w – nierówność poprzeczna toru, z – nierówności pionowe toków szynowych, ϕ_w – wichrowatość toru, b – szerokość rozstawu szyn mierzona wzdłuż osi y . Rozważania na temat związków między współrzędnymi liniowymi i kątami, a nierównością toru (dalej nazywanymi imperfekcjami). Wielkości te mogą stanowić zaburzenia wpływające na dynamikę w pojeździe szynowym. Niektóre związki zostaną pokazane w dalszej części wystąpienia;

Drugi element, na który chciałbym zwrócić uwagę to zagadnienie kontaktu koło –szyna. Zagadnienie to można schematycznie przedstawić na rys. 2



Rys. 2. Kontakt koła z szyną.

Zagadnienie to jest rozpatrywane aby pokazane związki między nierównościami występującymi w torze a siłami w kontakcie koło – szyna a następnie wpływ na zjawiska dynamiczne występujące w układzie tor – pojazd szynowy.

Przed pokazaniem związków między nierównościami toru a siłami w kontakcie koło – szyna przedstawię zagadnienia związane z nierównościami występującymi w torze oraz ich analiza w opisie o najnowszej monografii [1]. Praca ta pokazuje podstawowe zjawiska występujące w torze wykorzystując odchyłki występujące w geometrii toru. Przedstawiony na rys. 1 układ współrzędnych w pełni umożliwia opis występujących imperfekcji w torze i powiązania ich z współrzędnymi uogólnionymi, w których wyznaczone są równie ruchu pojazdu szynowego po torze. W pracy [1] zdefiniowano szereg imperfekcji w geometrycznym ułożeniu toru i tak nierówności poprzeczne oznaczono współrzędną y taką samą współrzędną opisuje się ruch mas pojazdu szynowego – oscylację poprzeczne, nierówności pionowe są przyjmowane jako wielkości wzdłuż osi z prostopadłej do płaszczyzny oxy . Tak samo zdefiniowano współrzędne pionowe mas pojazdu szynowego. Różnice wysokości dają kąt obrotu mas wokół osi ox , to jest współrzędną Φ , wielkość tę będziemy również odnosić do wichrowatości toru.

Zarówno w modelach opisujących zjawiska w kontakcie koło – szyna jak i imperfekcje w torze jest to rozstaw szyn.

Wydaje się niezbędnym przedstawić niektóre uwagi do normy EN 13898 – 5 2008 E. Mogą być dyskusyjne gdyż nie podano szczegółów dotyczących np. cech wielkości imperfekcji ich charakterystyki i np. czy nierówności mają charakter losowy jeśli tak to z jakim prawdopodobieństwem wystąpić mogą wielkości maksymalne i minimalne. Niektóre maksymalne wielkości budzą wątpliwości bez podania prawdopodobieństwa ich wystąpienia. Z przedstawionych warunków praktycznie dla procesów określających zachowanie się pojazdu szynowego zarówno trakcyjnego jak i ciągnącego są one mało przydatne. Budzą również wątpliwości maksymalne wartości dla przedstawionych imperfekcji toru.

Istnieje tendencja do koincydencji tych nierówności dla jednej zastępczej nierówności, jak zostanie pokazane dla analizy sił występujących w kontakcie koło – szyna niezbędnym jest uwzględnienie wszystkich nierówności oddzielnie; oraz rozstawu szyn. Z przedstawionych rozważań można sformułować warunek, że istnieje pełna możliwość analizy zjawisk dynamicznych występujących w układzie tor – pojazd szynowy jako pełnego modelu. Rozważania takie można prowadzić również dla zdefiniowania zagadnienia zależności stosunku sił Y/Q (y siła poprzeczna Q – siła nacisku). Prace tego typu przy uwzględnieniu dynamiki układu pojazd szyny – tor przedstawiono w publikacji [2]. Dalsze rozważania pokażą możliwości tych prac dla kolei dużych prędkości.

3. SIŁY I MOMENTY WYSTĘPUJĄCE W KONTAKCIE KOŁO – SZYNA

Przejdźmy obecnie do zdefiniowania sił i momentów występujących w kontakcie koło – szyna.

Układ współrzędnych x', y', z' związany jest z szyną, a x' pokazuje kierunek toczenia się koła. Układ współrzędnych x, y, z porusza się z punktem kontaktu. v – prędkość toczenia się koła. c - prędkość obwodowa koła. Suma wektorowa tych prędkości w punkcie kontaktu $\dot{s} = v + c$ nazywa się sztywnym powiązaniem koła toczonego się po szynie.

$$|\dot{s}| \leq v, \quad |\dot{s}| \approx 0,001v \quad (1)$$

We wszystkich następnych zależnościach analitycznych występują (nie zawsze w sposób jawny) półosie eliptyczne kontaktu i są one zależnościami przyjętymi od ν -stałej Poissona, E -modułu Younga oraz całek eliptycznych pierwszego i drugiego rodzaju (wynikające z rozważań półprzestrzeni sprężystej) oraz od promieni krzywizny ciał będących w kontakcie.

Podstawowe zależności zostały dla układu badanego podane przez Kalkera: siła pochodząca od mikropoślizgu wzdłużnego

$$F_x = -f_{33}\xi_x, \quad (2)$$

siła pochodząca od mikropoślizgu poprzecznego

$$F_y = -f_{11}\xi_y - f_{12}\xi_{sp}, \quad (3)$$

moment pochodzący od spinu

$$M_z = f_{12}\xi_y - f_{22}\xi_{sp}. \quad (4)$$

Występujące we wzorach (3.2) – (3.4) współczynniki f_{11}, f_{12}, f_{22} i f_{33} są współczynnikami mikropoślizgu (creep coefficients), które Kalker [31] zdefiniował jako

$$\left. \begin{aligned} f_{11} &= (ab)Gc_{11}, & f_{23} &= (ab)^{3/2}Gc_{23}, \\ f_{22} &= (a/b)^2Gc_{22}, & f_{33} &= (ab)^2Gc_{33}, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

przy czym ξ_x, ξ_y, ξ_{sp} – mikropoślizgi, a, b – półosie eliptyczne, G – moduł sprężystości, c_{ij} jest współczynnikiem mikropoślizgów (creepage and spin coefficients) [3], które zależą tylko od współczynnika Poissona σ oraz stosunku półosi elipsy kontaktowej a/b .

Liniowa teoria Kalkera jest powszechnie używana w analizie dynamiki (stateczność oraz analiza sił) pojazdów szynowych dla przypadku ustalonych warunków toczenia po prostej lub po łuku.

W modelu matematycznym pojazdu szynowego, zgodnie z przyjętym założeniem, ograniczymy się do liniowej teorii Kalkera przy wyznaczaniu sił w kontakcie koło – szyna.

Siły kontaktowe zestaw – tor to siły normalne N_1 i N_2 , siły styczne wzdłużne T_{x1}, T_{x2} oraz siły poprzeczne T_{y1}, T_{y2} . Indeksy 1 i 2 odnoszą się tutaj i w całym rozdziale odpowiednio do koła oraz szyny lewej (wewnętrznej względem środka krzywizny łuku) i prawej (zewnętrznej względem środka krzywizny)

Zgodnie z pracami Kalkera [3], [4] dla małych poślizgów względnych ($\nu \leq 0,008$; niektóre źródła podają też $\nu \leq 0,003$) zlinearyzowane funkcje na siły styczne mają następującą postać:

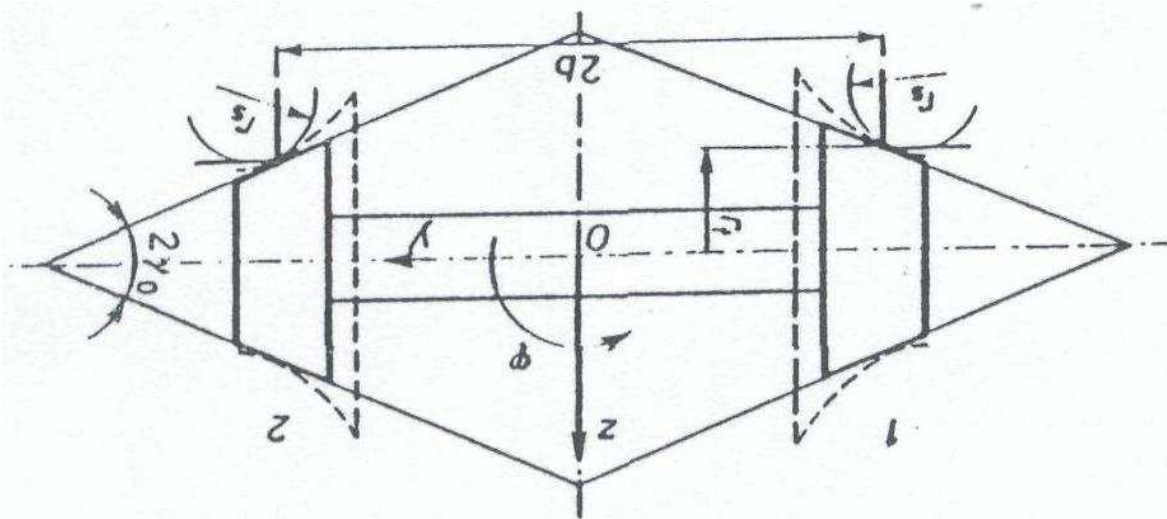
$$\left. \begin{aligned} T_{x1} &= k_{x1}v_{x1}, & T_{x2} &= k_{x2}v_{x2}, \\ T_{y1} &= k_{y1}v_{y1} + k_{s1}v_{s1}, & T_{y2} &= k_{y2}v_{y2} + k_{s2}v_{s2}, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

gdzie: $k_{x1}, k_{x2}, k_{y1}, k_{y2}, k_{s1}, k_{s2}$ są współczynnikami Kalkera, a $v_{x1}, v_{x2}, v_{y1}, v_{y2}, v_{s1}, v_{s2}$ są poślizgami względnymi między kołami i szynami. Indeksy x, y, s można odpowiednio zastąpić słowami wzdłużny, poprzeczny, wiertny. I tak przykładowo k_{x1} to współczynnik Kalkera dla kierunku wzdłużnego i szyny prawej, a v_{s2} to poślizg wiertny dla szyny lewej. Wyrażenia określające te poślizgi są następujące:

$$v_{x1} = \frac{r_t - r_1}{r_t} + \frac{b}{v}\dot{\psi} + \frac{b}{r}, \quad v_{x2} = \frac{r_t - r_2}{r_t} - \frac{b}{v}\dot{\psi} + \frac{b}{r}, \quad (7)$$

$$v_{y1} = \frac{\dot{y}}{v} + \frac{r_t \dot{\phi}}{v} - \psi, \quad v_{y2} = \frac{\dot{y}}{v} + \frac{r_t \dot{\phi}}{v} - \psi, \quad (8)$$

$$v_{s1} = \frac{-\gamma_1 - \phi}{r_t} + \frac{\dot{\psi}}{v}, \quad v_{s2} = \frac{-\gamma_2 - \phi}{r_t} + \frac{\dot{\psi}}{v}, \quad (9)$$



Rys. 3. Model geometrii układu tor – zestaw kołowy (zestaw w położeniu środkowym).
1 – szyna zewnętrzna (prawa), 2 – szyna wewnętrzna (lewa). [6]

Przy założeniu, że wielkość y określająca wychylenie zestawu względem położenia centralnego w kierunku poprzecznym przybiera wartości $-5,5 \text{ mm} \leq y \leq 5,5 \text{ mm}$, można funkcje wielkości geometrycznych dla szyn i obręczy ustabilizowanych po zużyciu uznać za liniowe. Funkcje te odnoszą się do zmienności promieni okręgów tocących Δr_1 i Δr_2 w miejscach styku obręczy obu kół z szynami, kątów γ_1 i γ_2 nachylenia tworzących obręczy stożkowych do poziomu w płaszczyźnie pionowej poprzecznej do osi toru oraz do promieni krzywizn szyn ρ_{s1} , ρ_{s2} i obręczy kół ρ_{k1} , ρ_{k2} w miejscach styków kół z szynami w tej samej płaszczyźnie. Przenosząc te wnioski na model z rys. 3 można przyjąć następujące zlinearyzowane funkcje wielkości geometrycznych:

$$\left. \begin{aligned} r_1 - r_2 &= 2\lambda^* (-y + y_w + r_t \phi_w), & r_1 + r_2 &= 2r_t, \\ \gamma_1 + \gamma_2 &= 2\delta, & \gamma_1 - \gamma_2 &= \frac{2s_g}{b} (-y + y_w + r_t \phi_w) - 2\phi_w, \\ & & \phi &= \phi_w + \frac{\sigma}{b} (y - y_w - r_t \phi_w). \end{aligned} \right\} \quad (9a)$$

Wprowadzone nowe parametry oznaczają: 2δ – suma lewego i prawego kąta nachylenia płaszczyzny stycznej do płaszczyzny toru, s_g – parametr sztywności grawitacyjnej, σ – parametr wiążący kątowe i poprzeczne przemieszczenia zestawu na torze. Symbole y_w i ϕ_w charakteryzują nieregularności geometryczne toru, przy czym y_w jest odchyleniem linii środkowej toru od linii środkowej toru idealnego (nierówność geometryczna toru), ϕ_w – kątem między linią łączącą wierzchołki obu szyn w kierunku poprzecznym a płaszczyzną poziomą (cross-level of rails) (nierówność geometryczna toru). Ich pochodne są następujące:

$$\dot{y}_w = \dot{y}_w(l) = \frac{dy_w}{dl} \frac{dl}{dt} = V \frac{dy_w}{dl}, \quad (9.b)$$

$$\dot{\phi}_w = \dot{\phi}_w(l) = \frac{d\phi_w}{dl} \frac{dl}{dt} = V \frac{d\phi_w}{dl}. \quad (9.c)$$

Obydwie wielkości y_w i ϕ_w można wyznaczyć na podstawie eksperymentu.

Na podstawie rys. 3.2 i zależności wynikającej z tego rysunku można łatwo otrzymać, że:

$$\left. \begin{aligned} r_1 &= \lambda^* (-y + y_w + r_t \phi_w) + r_t, \\ r_2 &= -\lambda^* (-y + y_w + r_t \phi_w) + r_t, \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

$$\left. \begin{aligned} \gamma_1 &= \frac{S_g}{b}(-y + y_w + r_t \varphi_w) - \varphi_w + \gamma_0, \\ \gamma_2 &= -\frac{S_g}{b}(-y + y_w + r_t \varphi_w) + \varphi_w \gamma_0. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Jeśli wprowadzimy (10) i (11) do (7) i (9), a następnie otrzymane nowe wyrażenia na poślizgi V_x i V_z oraz (8) do (6), to okaże się, że siły kontaktowe styczne są równe (uwzględniamy jeszcze $\lambda^* = \gamma_0$)

$$\left. \begin{aligned} T_{x1} &= k_{x1} \left[-\frac{\gamma_0}{r_t}(-y + y_w + r_t \varphi_w) + \frac{b}{v} \dot{\psi} + \frac{b}{r} \right], \\ T_{x2} &= k_{x2} \left[\frac{\gamma_0}{r_t}(-y + y_w + r_t \varphi_w) - \frac{b}{v} \dot{\psi} - \frac{b}{r} \right], \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$$\left. \begin{aligned} T_{y1} &= k_{y1} \left(\frac{\dot{y}}{v} + \frac{r_t \dot{\varphi}}{v} - \psi \right) + k_{s1} \left[-\frac{S_g}{br_t}(-y + y_w + r_t \varphi_w) + \frac{\varphi_w}{r_t} - \frac{\gamma_0}{r_t} - \frac{\varphi}{r_t} + \frac{\dot{\psi}}{v} \right], \\ T_{y2} &= k_{y2} \left(\frac{\dot{y}}{v} + \frac{r_t \dot{\varphi}}{v} - \psi \right) + k_{s2} \left[-\frac{S_g}{br_t}(-y + y_w + r_t \varphi_w) + \frac{\varphi_w}{r_t} + \frac{\gamma_0}{r_t} - \frac{\varphi}{r_t} + \frac{\dot{\psi}}{v} \right], \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Jeśli chodzi o siły normalne N_1, N_2 , to wystarczy tu stwierdzenie, że w proponowanej metodzie modelowania siły tego typu traktujemy jako dane. Oznacza to w praktyce przyjęcie ich za stałe (o wartości równej odpowiedniej części ciężaru pojazdu naciskającej na szynę) lub zmienne (np. o wartościach określonych im podstawie wyników eksperymentalnych). Istnieje również możliwość uzmiennienia wartości tych sił w procesach symulacyjnych przez przyjmowanie wartości odpowiednich wyrazów z równań na drgania pionowe zestawu kołowego w poprzednim kroku symulacji.

Przedstawione rozważania przyjmują szereg stałych wielkości, które należałoby uzmiennić dla pełniejszej analizy. Takie zadania nie są aktualnie rozważane i powinny być przedmiotem badań.

Jakie wielkości mogą ulegać zmianie: siły statyczne nacisku normalnego - ich zmienność może w różnych warunkach wynosić nawet 100% siły nacisku wynikającej z ciężaru, współczynnik Poissona – przyjęty jako stały. Wszystkie parametry toru, promienie krzywizny – to często jest zmienne w zależności od wychylenia poprzecznego.

Zadania te moim zdaniem powinny być przedmiotem badań przy dużych prędkościach pojazdów. Należy dodać, że przy dużych prędkościach pojazdów pojawi się inny zakres częstości wywoływanych przez nierówności geometryczne niż dla prędkości do 160 km/h.

Pomiar nierówności i wyznaczanie gęstości widmowej długości fal jest realizowany, rzadko, a wykorzystywanie tych pomiarów jest prawie żadne. Należy podkreślić, że uzyskanie tych funkcji pozwoli określić charakter wymuszeń (w dziedzinie częstotliwości) działających na pojazd szyny.

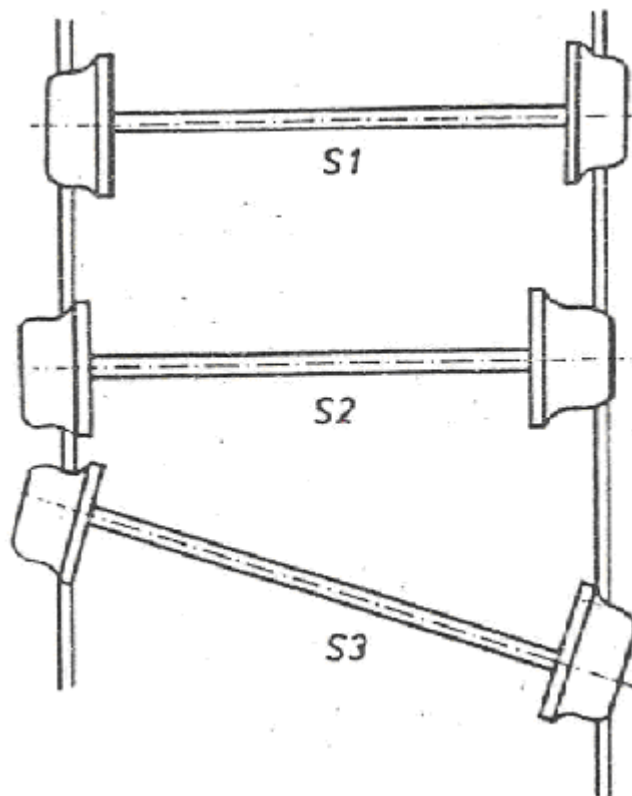
Nieporozumieniem jest podawanie maksymalnej szerokości toru bez prawdopodobieństwa jej wystąpienia, a wielkość ta ma istotny wpływ na poślizg i siły styczne w kontakcie koła z szyną.

4. MODELE MATEMATYCZNE UKŁADU MECHANICZNEGO POJAZD SZYNOWY – TOR

Posiadające zależności analityczne na siły i moment wiertny w kontakcie koła i szyny można zbudować model matematyczny układem mechanicznego pojazdu szyny – tor. Rozważa się najczęściej dwa rodzaje modeli; modele dyskretne gdzie tor jest przedstawiony jako masa zastępcza podparta na sprężystości podtorza i tłumieniu tarć suchych. Wielkości te wyznaczono eksperymentalnie i wartości ich można znaleźć w pozycji [5], a zastępczą masę toru wyznaczono poprzez zadanie odwrotnej identyfikacji. – wyznaczenia parametru na podstawie własności [6].

Drugi rodzaj modeli to układ dyskretno – ciągły, tor jest układem ciągłym w postaci belki Bernuliego bądź belki Timoszenki.

Zadania modelowania tych układów są przedstawieniem wielu prac i w tej publikacji nie chcę ich analizować.



Rys. 4. Stany zestawu kołowego w ruchu po torze prostym

5. BADANIA STATECZNOŚCI MODELI MATEMATYCZNYCH

Chciałbym zwrócić uwagę na problemy stateczności ruchu modeli matematycznych pojazdu szynowego wywołanego ruchem pojazdu na nierównym torze. W tym zakresie można rozważyć przypadek liniowego układu matematycznego i modelu nieliniowego. Trudniejszym zadaniem jest badanie stateczności ruchu modelu matematycznego nieliniowego. W literaturze można spotkać dwa podejścia; pierwsze wykorzystujące procesy Markowa [7] bądź wykorzystanie stateczności technicznej stochastycznej [9]. Zadanie to sprowadza się do symulacyjnego badania prawdopodobieństwa znalezienia się koła w dwupunktowym styku koła z szyną bądź trzypunktowym stykiem zestawu kołowego z tokiem szynowym przez obrót wokół osi OZ pozycja S_3 (rys. 4). zagadnienia te mogą być przedmiotem dalszych prac, istniejące opracowania obejmują zakres prędkości do 160 km/h.

Przedstawiony obraz współpracy nawierzchni z pojazdem pokazał istnienie związków przyczynowych występujących w torze a mających wpływ na zachowanie się pojazdu podczas ruchu.

6. PODSUMOWANIE

Przedstawione zagadnienia są próbą zwrócenia uwagi, na zjawiska, które pojawiają się we współpracy nawierzchni z pojazdem szynowym. Zadania te były przedmiotem wielu prac ale otrzymywane rezultaty dotyczyły prędkości do 160 km/h. Pokazano możliwości wykorzystania opisów matematycznych dla zjawisk, które pojawiają się w kolejach dużych prędkości.

W kolejach dużych prędkości w badaniu stateczności modeli matematycznych powinno wykorzystywać się definicję stateczności technicznej stochastycznej. Problem ten jest przygotowany do analiz zarówno z zaburzeniami rzeczywistymi dla kolei dużych prędkości.

W przedstawionym materiale nie odnoszono się do ruchu pociągów o dużych prędkościach po łuku. Znane są prace z tego zakresu i można je swobodnie adaptować dla naszych rozważań.

Przedstawione problemy pokazują możliwości i potrzeby dalszych prac zarówno teoretycznych jak i praktycznych. Merytorycznie zadania te są w pełni opanowane.

7. BIBLIOGRAFIA

- [1] Henryk Bałuch, Maria Bałuch, Determinanty prędkości pociągów – układ geometryczny i wady toru, Instytut Kolei, Warszawa 2010
- [2] J. Kisilowski, The Safety of a freight car's ride over a turnout, Archives of Civil Engineering Volume XXXIX issue 4, Warszawa 1993
- [3] Kalker J.J.: A strip theory for rolling contact of two elastic bodies in presence of dry friction. Ph. D. dissertation, Delft University of Technology, 1976

- [4] Kalker J.J.: Review of wheel – rail rolling contact theories. The general problem of rolling contact. Eds. A.L. Browne and N.T. Tsai. Vol. 40. New York: American Society of Mechanical Engineers, 1980
- [5] Praca zbiorowa pod red. J. Kisilowski: Dynamika układu mechanicznego pojazd szynowy – tor PWN Warszawa 1991.
- [6] Kisilowski J., Krukowski M., Szulczyk A.: Metoda wyznaczania masy zastępczej nawierzchni z potorzem. „Arch. Inż. Lądowej”, 1984, T. XXX, z. 1.
- [7] Choromański W., Kisilowski J., Raciborski B.: Zastosowanie procesów Markowa do modelowania zjawisk dynamicznych w układzie zestaw kołowy – tor Mech. Tech. I Stos. Nr 4 1987
- [8] W. Choromański, J. Kisilowski (Warszawa) and H. Łopata (Kraków), Investigation of technical stochastic stability of lateral vibrations of mathematical model of rail vehicle, Rozprawy inżynierskie, Engineering Transactions, 33,3, 219 – 234, 1985, PAN, Instytut Podstawowych Problemów Techniki.
- [9] Kisilowski J., Kardas –Cinal E.: On a Certain Method of Examining Stability of Mathematical Models of Railway Vehicles with Disturbances Occurring in Real Object. The Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks, Swets & Zeitlinger, 1994.