

3. ZAŁĄCZNIK DO WNIOSKU

**AUTOREFERAT
przedstawiający opis dorobku i osiągnięć
naukowych, w szczególności określonych
w art. 16 ust. 2 ustawy**

(w języku polskim w formie papierowej)

(w formie elektronicznej jako plik:"**hab-3.pol.pdf**")

dr inż. Mirosław Dusza

Zakład Podstaw Budowy Urządzeń Transportowych

Wydział Transportu

Politechnika Warszawska

Warszawa, Maj 2017r.

1. Imię i Nazwisko

Mirosław Dusza

2. Posiadane dyplomy, stopnie naukowe - z podaniem nazwy, miejsca i roku ich uzyskania oraz tytuł rozprawy doktorskiej

- Magister inżynier mechanik, Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych, Politechnika Warszawska, 1994.
- Doktor nauk technicznych, dyscyplina naukowa – transport, Wydział Transportu, Politechnika Warszawska, 2005.
Tytuł pracy doktorskiej: *„Badania symulacyjne stateczności ruchu pojazdu szynowego w łuku z uwzględnieniem wpływu zmian wybranych parametrów układu”*.

3. Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych

- od 1. 12. 2005 do dziś – Adiunkt, Wydział Transportu, Politechnika Warszawska;
- od 1. 10. 1999 do 30. 11. 2005 – Asystent, Wydział Transportu, Politechnika Warszawska.

4. Wskazanie osiągnięcia wynikającego z art. 16 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki (dz. U. nr 65, poz. 595 ze zm.)

a) tytuł osiągnięcia naukowego:

Moim osiągnięciem naukowym, uzyskanym po otrzymaniu stopnia doktora nauk technicznych, stanowiącym istotny wkład w rozwój dyscypliny naukowej Transport określonym w art. 16. ust. 2 obowiązującej ustawy, jest jednotematyczny cykl publikacji związanych ze statecznością i bezpieczeństwem ruchu pojazdów szynowych pt.:

Symulacyjne badania dynamiki pojazdów szynowych w zakresie ruchu statecznego i bezpiecznego po torze prostym i łuku

Publikacje przedstawione w punkcie 4b autoreferatu, zamieszczone zostały w załączniku 7 - jako pliki "hab-7.1.pdf ÷ hab-7.12.pdf "

b) wykaz prac stanowiących osiągnięcie naukowe

**(tytuł publikacji, nazwa wydawnictwa, rok wydania, udział %, współautorzy) -
układ chronologiczny**

- [1] *Development of the method and analysis for non-linear lateral stability of railway vehicles in a curved track*, Proceedings of 19th IAVSD Symposium, Milan 2005, supplement to Vehicle System Dynamics, Vol. 44, 2006, pp. 147-157, udział własny 50% , (współautor – Zboiński K.).
- [2] *Analysis of lateral stability of a railway vehicle model in the context of different values of rail inclination*, Proceedings of 10th VSDIA Conference, Budapest 2006, pp. 153-160, udział własny 50% , (współautor – Zboiński K.).
- [3] *Bifurcation approach to the influence of rolling radius modelling and rail inclination on the stability of railway vehicle in a curved track*, Proceedings of 20th IAVSD Symposium, Berkeley 2007, supplement to Vehicle System Dynamics, Vol. 46, 2008, pp. 1023-1037, udział własny 50% , (współautor – Zboiński K.).
- [4] *Bifurcation approach to the stability analysis of rail vehicle models in a curved track*, The Archives of Transport, volume XXI, issue 1-2, Warsaw 2009, pp. 147-160, udział własny 50% , (współautor – Zboiński K.).
- [5] *Self-exciting vibrations and Hopf's bifurcation in non-linear stability analysis of rail vehicles in curved track*, European Journal of Mechanics, Part A/Solids, Vol. 29, No. 2, 2010, pp. 190-203, udział własny 50% , (współautor – Zboiński K.).
- [6] *Comparison of two different methods for identification of railway vehicle critical velocity*, Proceedings of 12th Mini Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies, Budapest, 8-10 November, 2010, pp. 161-170, udział własny 50%, (współautor – Zboiński K.).
- [7] *Extended study of rail vehicle lateral stability in a curved track*, Vehicle System Dynamics, Vol. 49, No. 5, May 2011, pp. 789-810, udział własny 50% , (współautor – Zboiński K.).
- [8] *Dokładne wyznaczanie prędkości krytycznej modelu pojazdu szynowego – porównanie metod*, Czasopismo Techniczne – Mechanika 7 – M/2012, zeszyt 14, rok 109, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków, 2012, str. 71-80, udział własny 50% , (współautor – Zboiński K.).
- [9] *The study of track gauge influence on lateral stability of 4-axle rail vehicle model*, The Archives of Transport, volume 30, issue 2, Warsaw 2014, ISSN 0866-9546, pp. 7-20, udział własny 100% .
- [10] *The wheel-rail contact friction influence on high speed vehicle model stability*, Transport Problems, volume 10, issue 3, ISSN 1896-0596 (online 2300-861X), Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2015, pp. 73-86, udział własny 100% .
- [11] *Stateczność ruchu układu pojazd szynowy – tor. Modelowanie, metoda, badania*, ISBN 978-83-7814-632-2, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2016, str. 1-143, udział własny 100%.
- [12] *Bifurcation analysis of 4-axle rail vehicle models in a curved track*, Nonlinear Dynamics, DOI 10.1007/s11071-017-3489-y, Springer, 2017, pp. 1-23, udział własny 50%, (współautor – Zboiński K.).

c) omówienie celu naukowego ww. prac i osiągniętych wyników wraz z omówieniem ich ewentualnego wykorzystania:

Ogólny cel naukowy badań wykonanych w pracach przedstawionych do oceny

Transport szynowy od dziesiątek lat stanowi jeden z podstawowych środków technicznych umożliwiających lądowe przemieszczanie osób i towarów na dowolne odległości. Korzyści ekonomiczne, ekologiczne, niezawodność, wysoki komfort i bezpieczeństwo podróżowania, to główne atuty decydujące o stałym rozwoju tego środka transportu na całym świecie. W odniesieniu do innych środków transportu (drogowy, lotniczy) istotnym czynnikiem jest możliwość alternatywnego (uniwersalnego) zasilania. Systemy transportu szynowego mogą być zasilane w oparciu o prawie wszystkie dostępne źródła energii. Wysiłek badaczy pracujących nad rozwojem szeroko rozumianego transportu szynowego można podzielić na kilka dziedzin ogólnych:

- modelowanie i badania dynamiki pojazdów;
- modelowanie zjawisk kontaktowych koła-szyny;
- modelowanie i badania układu pantograf-sieć trakcyjna;
- modelowane i badania toru i infrastruktury towarzyszącej;
- badania oddziaływania ruchu pojazdów szynowych na środowisko otaczające infrastrukturę kolejową.

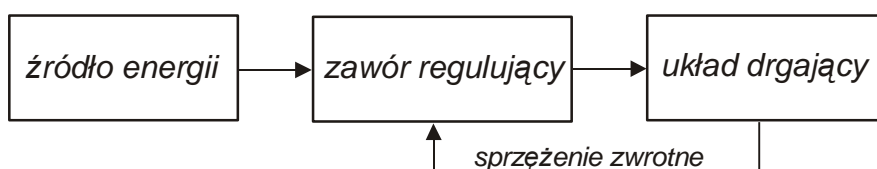
Cel naukowy badań wykonanych przez autora wpisuje się w pierwszą z wymienionych dziedzin ogólnych. Badania zjawisk towarzyszących ruchowi pojazdu szynowego w oparciu o modele numeryczne układu pojazd-tor stanowią zasadniczą zawartość prac przedstawionych do oceny. Ogólny cel jaki przyświecał realizacji badań to: doskonalenie metody badawczej (opracowanej w pracach wcześniejszych), zbadanie jak największej ilości przypadków mogących ujawnić niedoskonałości metody oraz pozyskanie jak największej ilości obserwacji pozwalających na ocenę własności układu pojazd-tor.

Zagadnienia modelowania i badań dynamiki pojazdów szynowych stanowią rozległy obszar działalności naukowej. Wybrano pewien fragment tego obszaru obejmujący zagadnienia stateczności ruchu. Spełnienie kryteriów ruchu statecznego jest warunkiem koniecznym do realizacji bezpiecznego ruchu pojazdu. Współczesne metody badań stateczności układów typu pojazd szynowy-tor bazują prawie wyłącznie na modelach nieliniowych. Autor w swoich pracach używał tylko modeli nieliniowych. Dwa z nich stanowią własność współautora przedstawionych publikacji. Dwa kolejne zostały utworzone przez autora z użyciem powszechnie stosowanego narzędzia komputerowego VI-Rail. Każda z tych par modeli reprezentuje układ typu dwu- lub cztero-osioowy pojazd szynowy – tor. Ogólny cel naukowy badań zrealizowanych w oparciu o poszczególne modele obejmował:

1. Wykazanie możliwości zastosowania teorii drgań samowzbudnych i teorii bifurkacji do analizy układów typu pojazd szynowy-tor;
2. Określenie wpływu wybranych parametrów modeli na stateczność ruchu;
3. Analiza i porównanie skuteczności metod dokładnego wyznaczania krytycznych parametrów układu;
4. Identyfikacja występowania rozwiązań wielokrotnych;
5. Badania możliwości realizacji ruchu w zakresie istnienia statecznych rozwiązań modeli w kategorii spełnienia powszechnie stosowanych kryteriów ruchu bezpiecznego;
6. Adaptacja (do układów badanego typu), doskonalenie i upowszechnianie bifurkacyjnych metod badania stateczności ruchu.

Omówienie osiągniętych wyników badań – na bazie prac [1÷12]

Przedstawione prace zawierają wyniki kilkunastoletnich badań prowadzonych przez autora. Myślą przewodnią tych prac są badania dynamiki ruchu pojazdu szynowego. Szczególną uwagę poświęcono stateczności ruchu po łuku. Literatura wyróżnia kilka metod badania stateczności ruchu. Wśród nich metody bifurkacyjne zajmują istotną i stale rosnącą pozycję. Są to metody bazujące na analizie rozwiązań modeli badanych układów w oparciu o powszechnie stosowane metody numeryczne. Badane modele układów pojazd szynowy-tor to układy równań różniczkowych zwyczajnych i algebraiczno-różniczkowych. Wyniki ich rozwiązania przypisywane są cechom jakie charakteryzowałyby układy rzeczywiste. Nie stanowią one jednak matematycznego potwierdzenia na wystąpienie określonych stanów układu modelowanego. W celu ułatwienia interpretacji wyników, autor w swoich pracach mianem „rozwiązanie stateczne” określa wyłącznie rozwiązania *stacjonarne* (jedna stała wartość rozwiązania) lub *okresowe* (o charakterze cyklu granicznego). Inne postacie rozwiązań określane są jako „niestateczne” co nie determinuje możliwości ruchu układu rzeczywistego w warunkach istnienia „niestatecznych” rozwiązań modelu. Pojęciem bifurkacja w ogólnym rozumieniu określa się zjawiska powstawania nowych rozwiązań równowagi przy wartości krytycznej parametru aktywnego. Na gruncie układów nieliniowych rozróżnia się dwa typy bifurkacji: dywergentną i oscylacyjną. Bifurkacja typu oscylacyjnego określana jest nazwą bifurkacji Hopfa i taka nazwa używana jest w pracach autora niniejszego wniosku. Zaistnienie bifurkacji Hopfa oznacza utratę stateczności rozwiązania stałego (stacjonarnego) i pojawienie się rozwiązania okresowego o charakterze cyklu granicznego. Rozwiązanie takie może utrzymywać się dla parametru aktywnego rosnącego powyżej wartości krytycznej. Mówi się wówczas o rozwiązaniach w nadkrytycznym zakresie parametru aktywnego. Wartości tych rozwiązań mogą stanowić miarę własności dynamicznych badanych (modelowanych) układów. Ten zakres rozwiązań modeli stanowi szczególnie obszar zainteresowań autora przedstawionych prac. W układach fizycznych, które opisują badane modele, zjawisko bifurkacji rozwiązania stałego (stacjonarnego) do rozwiązania okresowego odpowiada przejściu od stanu równowagi do drgań samowzбудnych. Na gruncie badanych modeli bifurkacja Hopfa oznacza zaistnienie warunków sprzyjających przepływowi energii z pewnego stałego źródła (niedrgającego) do układu drgającego, w którym dochodzi do równowagi zysków i strat energii. Jeżeli w układzie drgającym znajduje się co najmniej jeden element, którego charakterystyka jest nieliniową funkcją stanu układu to do równowagi energii dostarczonej i rozproszonej dochodzi cyklicznie. Cykl taki staje się cyklem drgań samowzбудnych. W typowym układzie fizycznym realizującym drgania samowzбудne można wyróżnić trzy podukłady: źródło energii, zawór regulujący przepływem energii i układ drgający (rys. 1).



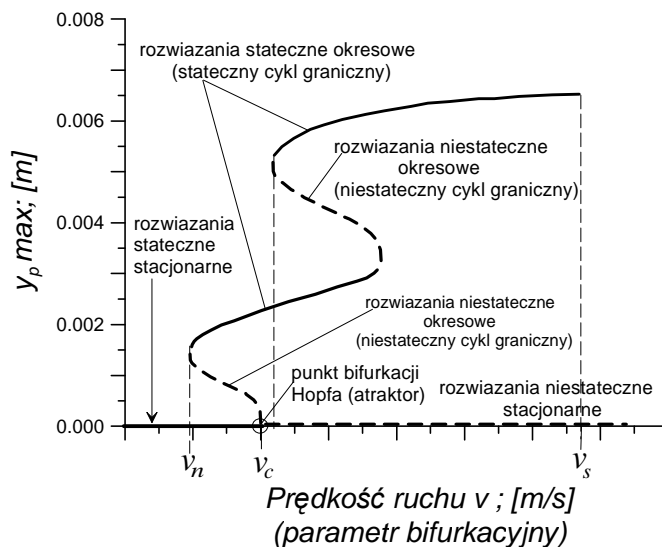
Rys. 1. Układ realizujący drgania samowzбудne

W badanych w pracach autora modelach pojazd szynowy-tor, podukładom tym odpowiadają:

- źródło energii – zadanie stałej wartości prędkości ruchu (w układzie rzeczywistym jest to trakcja czyli silnik zamieniający energię elektryczną lub ze spalania paliw na energię ruchu roboczego);

- zawór regulujący – model matematyczny obliczania sił kontaktowych koła-szyny (w układzie rzeczywistym są to siły kontaktowe koła-szyny);
- układ drgający – model matematyczny pojazd-tor (w układzie rzeczywistym jest to pojazd poruszający się po torze).

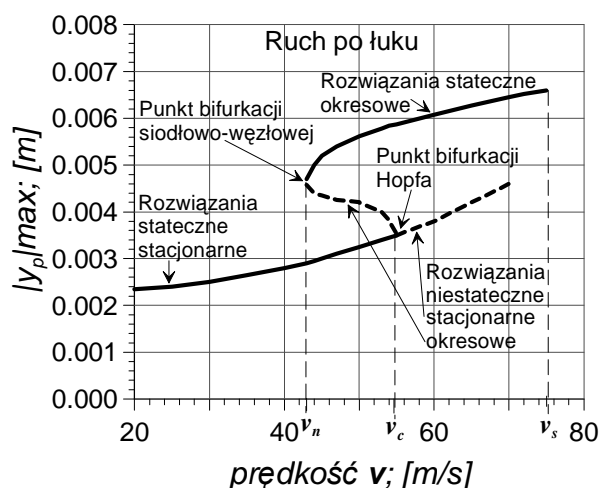
Pomiędzy układem drgającym i zaworem regulującym istnieje sprzężenie zwrotne umożliwiające stabilizację przepływu energii. Charakterystyczną cechą drgań samowzbudnych jest to, że po upływie odpowiednio długiego czasu stają się one drganiami okresowymi i amplituda ich nie zależy od zaburzeń, które je spowodowały. Układ drgający, który realizuje drgania samowzbudne o określonej amplitudzie na ogół rozprasza energię (jest układem tłumionym). Jeżeli do takiego układu doprowadzana jest energia w ilości mniejszej od energii jaką układ potencjalnie może rozpraszyc to istnieje taka amplituda drgań, przy której całkowita energia układu w czasie jednego okresu jest stała. Jak już wspomniano konieczną cechą układu realizującego drgania samowzbudne jest istnienie w nim co najmniej jednego elementu, którego charakterystyka jest nieliniową funkcją stanu układu. W badanych modelach głównym elementem wprowadzającym nieliniowość jest model obliczania sił kontaktowych koła-szyny. Obecność elementu nieliniowego powoduje, że energia dostarczana do układu i energia rozpraszana w układzie, są sobie równe tylko dla jednej (w przypadku podstawowym) określonej wartości amplitudy. Tak więc amplituda jak i inne parametry drgań mogą posłużyć jako wskaźniki określające stan układu (w tym jego stateczność). Należy jeszcze wspomnieć, że teoria drgań samowzbudnych wprowadza pojęcia statecznego i niestatecznego cyklu granicznego. Cykle te występują naprzemiennie po sobie i może to mieć miejsce wielokrotnie wraz ze wzrostem wartości warunków początkowych (rys. 2). Jest to jedyna cecha charakteryzująca układy samowzbudne, której nie udało się potwierdzić w przedstawionych pracach. Literatura mówi również o cyklach statecznych o tzw. miękkim i sztywnym pobudzeniu. Wykazano, że cykl graniczny zestawu kołowego jest cyklem o sztywnym pobudzeniu. Oznacza to, że dla jego zaistnienia konieczne są warunki



Rys. 2. Wykres bifurkacyjny teoretyczny

początkowe przekraczające pewną minimalną wartość. Jednak wielokrotności naprzemiennego występowania cykli statecznych i niestatecznych nie udało się zaobserwować. Możliwości badawcze ograniczyły wyniki do wyznaczenia linii rozwiązań statecznych stacjonarnych, linii rozwiązań statecznych okresowych (linie ciągłe grube na rys. 3) i przybliżonego wyznaczenia linii rozwiązań niestatecznych okresowych (linia przerywana gruba na rys. 3). Linie rozwiązań niestatecznych okresowych udało się wyznaczyć w bardzo ograniczonym zakresie badanych przypadków.

W badanych układach, gdzie parametrem obserwowanym były względne przemieszczenia poprzeczne zestawów kołowych y_p w torze jest to wytłumaczalne ograniczonym zakresem możliwych przemieszczeń w warunkach istnienia rozwiązań statecznych (stacjonarnych i okresowych). Ruch stateczny pojazdu szynowego wymaga istnienia kontaktu kół z szynami. Przy amplitudach przemieszczeń poprzecznych przekraczających ok. 5 mm koła pojazdu oddziałują na szyny obrzeżami co powoduje drastyczną zmianę cech układu (gwałtowny



Rys. 3. Wykres bifurkacyjny możliwy do wyznaczenia dla badanych modeli

niestateczne rozwiązania okresowe pomiędzy liniami ciągłymi reprezentującymi rozwiązania stateczne okresowe (rys. 2) powinna istnieć wg teorii drgań samowzbudnych. Natomiast wykazanie jej istnienia w procesie symulacji ruchu, nie jest możliwe ze względu na niestateczny charakter. Według teorii, rozwiązania niestateczne okresowe reprezentowane przez tę linię będą ściągane na leżącą poniżej lub powyżej linię rozwiązań statecznych. Ale ze względu na ograniczony zakres przemieszczeń poprzecznych zestawu kołowego w torze, wyznaczenie leżącej powyżej linii rozwiązań statecznych okresowych również jest niemożliwe.

Tak więc rzeczywisty wykres bifurkacyjny jaki można uzyskać z badania modelu układu pojazd szynowy-tor (rys. 3) jest różny i najczęściej ograniczony w stosunku do wykresu przewidzianego w teorii drgań samowzbudnych. Poza tym wszystkie pozostałe cechy typowe dla cyklu granicznego takie jak: pewna minimalna ilość energii niezbędna do zaistnienia drgań samowzbudnych, niezależność amplitudy drgań od warunków początkowych, zjawisko przeskoku i histerezy udało się potwierdzić za pomocą badanych modeli, w których obserwowanym parametrem były drgania zestawów kołowych. Obserwacje i analizy uzyskanych wyników nie stanowią co prawda dowodu (w znaczeniu matematycznego potwierdzenia) na istnienie cyklu granicznego w modelowanych układach, jednak międzynarodowe grono badaczy zagadnienia zgodnie potwierdza możliwość aplikacji teorii drgań samowzbudnych do wyjaśnienia natury oscylacji zestawu kołowego w torze.

W przedstawionych pracach wyjaśnienia dotyczące ruchu wężykującego zestawu kołowego uzyskane na gruncie teorii drgań samowzbudnych uzupełniono i rozszerzono poprzez wykorzystanie wiedzy wnoszonej przez teorię bifurkacji. W realizowanych badaniach prędkość ruchu pojazdu przyjęto jako parametr bifurkacyjny. To właśnie na gruncie teorii bifurkacji możliwe stało się rozróżnienie i wyjaśnienie różnych wartości liniowej v_c i nieliniowej v_n prędkości krytycznej. Z dwóch zasadniczych typów bifurkacji (dywergentnych i oscylacyjnych), bifurkacje oscylacyjne nazywane również bifurkacjami Hopfa są typowe jak się okazało dla układu zestaw kołowy-tor. W pracach 4b[1, 4, 5, 7] pokazano, że w przypadku podkrytycznej bifurkacji Hopfa $v_n < v_c$, podczas gdy dla bifurkacji nadkrytycznej obie prędkości pokrywają się co oznacza, że $v_n = v_c$. Właśnie wykorzystanie teorii bifurkacji umożliwiło realizację analizy stateczności ruchu pojazdu szynowego na wykresach bifurkacyjnych (rys. 2). Zasadniczym czynnikiem powodującym, że analiza stateczności oparta o wykresy bifurkacyjne stała się możliwa jest upowszechnienie się komputerowych technik symulacyjnych. Procesy budowy i realizacji obliczeń skróciły się do

wzrost wartości stycznych sił poprzecznych w kontakcie kół z szynami).

Ponadto ruch po łuku z określoną przechyłką toru powoduje, że obserwowane przemieszczenia poprzeczne zestawów kołowych są na ogół różne od zera przy rozwiązaniach stacjonarnych (brak równowagi sił poprzecznych działających na pojazd w łuku i różne odcinki drogi pokonywane w tym samym czasie przez koło lewe i prawe zestawu). Dlatego rozwiązania stacjonarne na łuku nie muszą pokrywać się z osią odciętych (odpowiadającej linii środkowej toru). A więc sam ruch po łuku może już powodować pewne przemieszczenia poprzeczne zestawów kołowych. Linia przerywana reprezentująca

czasu akceptowalnego przez badaczy. Możliwe stało się relatywnie szybkie tworzenie coraz bardziej rozbudowanych i dokładnych modeli matematycznych, a przez to coraz bardziej szczegółowe opisanie zjawisk zachodzących w obiekcie rzeczywistym. Jako efekt rozwoju technik komputerowych można dziś zaobserwować, że wielu badaczy stateczności ruchu pojazdów szynowych opiera swe dociekania na tworzeniu i analizie wykresów bifurkacyjnych, generowanych na podstawie symulacji ruchu modelu matematycznego układu pojazd szynowy – tor. Zdecydowana większość podejmuje badania symulacyjne modeli o różnym stopniu złożoności poruszających się po torze prostym. Wspólna cecha, która łączy te badania to skoncentrowanie się na analizie dynamiki poprzecznej pojazdu w oparciu o obserwację parametrów drgań (samowzbudnych) układu pojazd – tor. Prace wykonane przez autora wpisują się w tą cechę i rozszerzają zakres analiz na ruch po torze zakrzywionym w szerokim zakresie promieni łuków. Efekty tych badań przedstawiane są w postaci wykresów bifurkacyjnych o postaci zbliżonej do pokazanej na rysunku 3. Analiza wykresów bifurkacyjnych jako podstawa współczesnej analizy nieliniowej stateczności poprzecznej pojazdów szynowych umożliwia jednoznaczne wyznaczanie wzajemnego położenia obszarów rozwiązań stacjonarnych statecznych i niestatecznych oraz okresowych statecznych i niestatecznych. Wyjaśnia też lepiej dlaczego w układzie pojazd szynowy-tor nie pojawiają się wielokrotnie naprzemiennie cykle graniczne stateczne i niestateczne, typowe dla elementarnych układów samowzbudnych. W badanych modelach typowe jest istnienie pojedynczej linii reprezentującej rozwiązanie stateczne okresowe. Jej końcowy punkt wyznacza prędkość v_s nazywana niekiedy prędkością wykolejenia (rys. 3). Nazwa ta jest używana w pracach innych autorów (bazujących na doświadczeniach), jako efekt zachowania rzeczywistego obiektu na stanowisku rolkowym. W przypadku badań symulacyjnych, ze względu na najczęściej ograniczoną możliwość i dokładność odwzorowania wykolejenia przez programy symulacyjne, używanie tego określenia może budzić wątpliwości. Dlatego w pracach autora używane jest określenie prędkość utraty stateczności lub zatrzymania obliczeń co w układzie rzeczywistym może oznaczać wykolejenie ale nie jest dowodem jego zaistnienia.

Zagadnieniem, któremu poświęcono szczególną uwagę w badaniach wykonanych przez autora jest poszukiwanie wartości krytycznych aktywnych parametrów układu. Są to wartości, dla których występuje znaczny wzrost lub zmiana rodzaju rozwiązania modelu matematycznego. Parametry aktywne nazywane są również bifurkacyjnymi. W badanych modelach pojazd szynowy-tor, parametrem takim jest najczęściej prędkość ruchu v . Wpływ tego parametru na własności układu obrazuje właśnie wykres bifurkacyjny (rys. 2 i 3). Dla prędkości ruchu mniejszych od v_n otrzymuje się rozwiązania stateczne stacjonarne ($y_p = 0$ w ruchu po torze prostym, na łuku przeważnie $y_p \neq 0$ ale dla $v = \text{const.} \Rightarrow y_p = \text{const.}$). Osiągnięcie krytycznej wartości prędkości ruchu oznaczonej symbolem v_n oznacza skokową zmianę charakteru rozwiązań ze statecznych stacjonarnych na stateczne okresowe (linia ciągła gruba na wykresach) co w układzie rzeczywistym oznacza pojawienie się w drgań samowzbudnych. Dodatkowo dla układów o twardym pobudzeniu warunkiem zainicjowania rozwiązań okresowych jest zadanie odpowiednio dużych warunków początkowych. Opisane zjawisko związane jest z występowaniem zaznaczonej na rys. 2 i 3 podkrytycznej bifurkacji Hopfa. W przypadku układu o cechach podkrytycznych następuje rozwidlenie rozwiązań statecznych stacjonarnych na rozwiązania niestateczne stacjonarne i niestateczne okresowe. Te ostatnie, przy odpowiednio dużym pobudzeniu ściągane są przez linię rozwiązań okresowych statecznych. Dla układów o miękkim charakterze pobudzenia, bifurkacja ma charakter nadkrytyczny (co oznacza, że $v_n = v_c$).

Pojawienie się w układzie krytycznej wartości parametru aktywnego nie oznacza utraty stateczności. Wniosek taki wynika z tego, że powstałe rozwiązanie okresowe może utrzymywać się dowolnie długo (lub na dowolnie długim odcinku drogi). Wartości rozwiązań

modelu dla takiego charakteru rozwiązań (w badaniach y_p) mieszczą się w zakresie wartości dopuszczalnych (nie zagrażających wykołaceniu). Ponadto okresowy charakter rozwiązań utrzymuje się przy wzroście wartości parametru bifurkacyjnego w obszarze nadkrytycznym. Sytuacja zmienia się dopiero gdy parametr aktywny osiągnie wartość v_s (rys. 2 i 3). Rozwiązanie traci wówczas charakter okresowy (zmienia się amplituda, częstość), nie jest również rozwiązaniem stacjonarnym a więc traci symptomy rozwiązania określanego w badaniach mianem „stateczne”. Prędkość v_s stanowi maksymalną wartość parametru bifurkacyjnego, dla której uzyskano stateczne rozwiązanie modelu. Punkt na rys. 2 i 3, oznaczony symbolem v_c wskazuje prędkość krytyczną układu liniowego. Nie stanowi on miarodajnej wielkości parametru aktywnego w analizie układów nieliniowych. W badanych modelach oznacza przejście od rozwiązań statecznych stacjonarnych do innych rozwiązań w warunkach quasi-statycznych. Wartość v_c informuje do jakiej prędkości rozwiązanie stacjonarne jest stateczne.

Poszukiwanie krytycznej wartości parametru bifurkacyjnego oraz charakteru i wartości rozwiązań dla całego zakresu ich zmienności stanowią przedmiot badania stateczności ruchu modeli układów nieliniowych. W badaniach wykonanych przez autora szczególną uwagę poświęcono sposobom i dokładności wyznaczania nieliniowej prędkości krytycznej v_n oraz rozwiązaniom w zakresie nadkrytycznym aż do v_s . Niemniej jednak w każdym przypadku badano rozwiązania dla prędkości mniejszych od v_n i jeżeli pojawiły się rozwiązania inne niż stateczne stacjonarne, wyniki przedstawiano na wykresach bifurkacyjnych.

Tak więc badanie stateczności ruchu w oparciu o metody bifurkacyjne jest zagadnieniem znacząco odmiennym od badania stateczności np. w sensie Lapunowa, gdzie nie istotny jest przebieg rozwiązania (może dowolnie rosnąć lub maleć), lecz istotne jest zachowanie się rozwiązań sąsiednich jednocześnie współistniejących względem danego badanego rozwiązania. W badaniach opartych na metodach bifurkacyjnych wartości rozwiązań statecznych muszą być ograniczone i zachować charakter stacjonarny (jedna wartość) lub okresowy (cykl graniczny). W układzie pojazd szynowy-tor pojawiają się niekiedy rozwiązania chaotyczne. Ich występowaniu sprzyjają szczególnie nieliniowości w układzie zawieszenia pojazdu (tarcie suche, zderzaki itp.). Jak pokazują prace innych badaczy, metoda badania cech dynamicznych układu w oparciu o wykresy bifurkacyjne nadaje się także do analizy tego rodzaju układów.

Wyniki badań uzyskano z modeli układów pojazd szynowy-tor. Modele pojazdów opisują konwencjonalne wagony posiadające dwa lub cztery zestawy kołowe. Są to tzw. „sztywne” zestawy charakteryzujące się trwałym osadzeniem kół na osi i brakiem możliwości wykonywania niezależnych obrotów koła lewego i prawego. Praktycznie od początku zastosowania takiego rozwiązania konstrukcyjnego zaobserwowano, że zadanie ruchu głównego jakim jest toczenie się zestawu po szynach, generuje ruchy niepożądane w postaci przemieszczeń poprzecznych i obrotów wokół osi pionowej. Powszechnie ruchy te nazywa się wężykowaniem zestawu kołowego i klasyfikuje jako „niestateczność ruchu”. Określenie ruchu jako niestateczny wynika z narastającego charakteru przemieszczeń poprzecznych aż do wartości, przy których następuje wjazd obrzeży kół na główki szyn. Jest to sytuacja bezpośrednio poprzedzająca wjazd obrzeża jednego z kół na powierzchnię toczną szyny i tzw. wykołeczenie. W układach stosowanych w kolejnictwie, pojedynczy swobodny zestaw kołowy nie stanowi pojazdu. Minimalna konstrukcja stanowiąca pojazd szynowy to co najmniej dwa zestawy kołowe zabudowane w łączącej je ramie. Z reguły pomiędzy ramą i zestawami oprócz łożysk znajdują się elementy prowadzące zestawy i amortyzujące. Podatność zestawów kołowych na ruch wężykujący jest własnością charakteryzującą cały pojazd. Przy małych prędkościach ruchu głównego (mniejszych od v_n), ruchy niepożądane są skutecznie tłumione poprzez siły kontaktowe generujące tarcie w obszarach kontaktu kół z szynami oraz deformacje sprężyste powodujące tarcie wewnętrzne w materiale szyn kół i osi

zestawów (zginanych i skręcanych). Przy większych prędkościach parametry ruchów niepożądanych mogą osiągnąć wartości zakłócające lub uniemożliwiające realizację ruchu głównego. Zakres prędkości ruchu głównego, w którym ruchy niepożądane nie przekraczają wartości uniemożliwiających realizację ruchu głównego jest charakterystyczną cechą danej konstrukcji.

Autor do realizacji celów wyznaczonych w przedstawionych pracach posłużył się dyskretnymi modelami numerycznymi obiektów typu pojazd szynowy – tor. Traktują one obiekty rzeczywiste jako układy MBS (Multi Body System). Główne człony obiektu rzeczywistego modelowane są jako bryły sztywne posiadające: wymiary geometryczne, położenie środka ciężkości, masę i momenty bezwładności. Bryły sztywne połączone są bezmasowymi elementami sprężysto-tłumiącymi lub stanowią pary kinematyczne. Badane modele pojazdów szynowych reprezentują nietrakcyjne pojazdy typu: 2-osiowy wagon towarowy, 4-osiowy wagon pasażerski. Wszystkie modele posiadają sztywne zestawy kołowe. Model toru reprezentuje typowy tor podsypkowy. Ogólnie modele jako narzędzia numeryczne wykorzystane w badaniach można podzielić na dwie grupy przedstawione w tablicy 1. Modele mają swoje odpowiedniki w taborze rzeczywistym. Aby umożliwić ich rozróżnianie w tablicy wprowadzono symbolikę przyjętą od symboli obiektów stosowaną w taborze rzeczywistym. Taka symbolika używana jest również w przedstawionych pracach.

Tablica 1

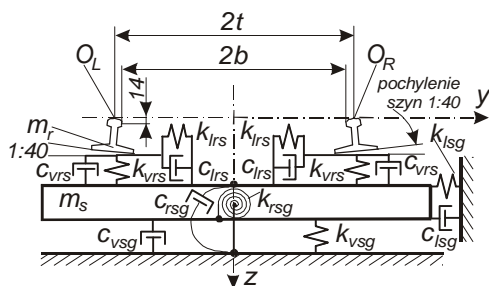
Użyte narzędzia numeryczne

Modele współautora prac	Modele autora utworzone w programie VI-Rail
HSFV1 – 2-osiowy wagon towarowy	HSFV1-VI-R – 2-osiowy wagon towarowy
MKIII – 4-osiowy wagon pasażerski	127A – 4-osiowy wagon pasażerski

Udział autora w tworzeniu i weryfikacji modeli jest ograniczony. Model HSFV1 zaczerpnięty został z wcześniejszych prac współautora przedstawionych publikacji. Autor wprowadził do niego tylko niewielkie udoskonalenie modelowania (opisu geometrii) kontaktu koła-szyny. Model MKIII w całości stanowi opracowanie współautora przedstawionych prac. Model 127A utworzony jest przez autora przy użyciu oprogramowania inżynierskiego VI-Rail. Również z użyciem tego oprogramowania autor utworzył model analogiczny do HSFV1 oznaczony HSFV1-VI-R. Wyniki uzyskane z tego modelu posłużyły do porównania uzyskanych wcześniej wyników z modelu HSFV1. Wszystkie badane modele pojazdów uzupełnione są modelami toru podatnego. Również można je podzielić na modele utworzone przez współautora i modele utworzone przez autora przy użyciu narzędzia VI-Rail. Mają one jednak kilka cech wspólnych z których główne to:

- dyskretny charakter toru (bryły sztywne połączone elementami podatnymi);
- profile szyn – nominalne UIC60, S49 lub SZDR65 (z wyjątkiem badań, w których zużycie szyn było przedmiotem badań);
- pochylenie szyn 1:40 (z wyjątkiem badań, w których pochylenie szyn było przedmiotem badań);
- szerokość toru 1435 mm (z wyjątkiem badań, w których szerokość toru była przedmiotem badań);
- możliwość zastosowania do analizy ruchów niskoczęstotliwościowych (do 50 Hz).

Kształt toru w planie opisany jest przez linie środkową toru. Rzeczywiste trasy kolejowe stanowią: tor prosty, krzywe przejściowe i łuki kołowe. W modelu toru reprezentuje je linia środkowa będąca odpowiednio: prostą ($R = \infty$), krzywą o zmiennej krzywiznie i krzywą o stałej krzywiznie ($R = \text{const.}$). W układach torowych znajdują się również rozjazdy. Nie są one przedmiotem rozważań w pracach autora. Krzywa przejściowa opisana jest parabolą



Rys. 4. Model toru podatnego zastosowanego dla modeli pojazdów HSFV1-VI-R i 127A

punktach styku kół zestawu z szynami $2t$ ($2t = 1,5$ m dla szerokości toru $2b = 1,435$ m), pochyleniem szyn (przyjęto $1:40$ jako wartość nominalną) oraz zarysem główek szyn. Aby zaadaptować ciągłą strukturę toru rzeczywistego do obliczeń realizowanych na modelach dyskretnych, przyjmuje się masy skupione pod każdym zestawem kołowym pojazdu reprezentujące szyny i podkłady na odcinku 1 m toru. Można więc tutaj mówić o zastępczych masach reprezentujących szyny i podkłady.

Modele matematyczne i metodyka modelowania wagonu HSFV1 została przyjęta zgodnie z wcześniejszymi pracami współautora. W pracach tych poprzez zastosowanie kilku formalizmów mechaniki analitycznej, obowiązujących w oryginale w układach inercjalnych, wykazana została elastyczność metodyki uogólnionego modelowania dynamiki pojazdów szynowych w zakresie adoptowania tych formalizmów do opisu ruchu w układach nieinercjalnych. W przypadku modelu HSFV1 zastosowano równania Lagrange'a II rodzaju, adaptowane do opisu ruchu względnego.

Do utworzenia modelu wagonu MKIII współautor zastosował metodę Kane'a (zasada Jourdaina). Jest to formalizm mechaniki analitycznej, szczególnie przydatny w zastosowaniach numerycznych do automatycznej generacji równań ruchu specyficznych złożonych obiektów typu pojazd szynowy-tor. Oryginalnie jest on przeznaczony do opisu ruchu w układach inercjalnych. Współautor prac adaptował ten formalizm do opisu ruchu względnego przy zachowaniu jego oryginalnych zalet jakie posiada będąc formalizmem stosowanym w układach inercjalnych.

Autor utworzył modele HSFV1-VI-R i 127A posługując się narzędziem VI-Rail. Jest to powszechnie stosowane od lat i sprawdzone pod względem poprawności oprogramowanie znane dawniej pod nazwą ADAMS/Rail. Specjalistyczne dodatki do podstawowego bloku tego oprogramowania czynią z niego uniwersalne narzędzie do modelowania wszelkiego rodzaju obiektów wielobryłowych. Do wykonania badań przedstawionych w publikacjach autor wykorzystał dodatek Rail, przeznaczony wyłącznie do modelowania i obliczeń układów pojazd szynowy-tor. Ułatwienie pracy dla użytkownika narzędzia wynika tutaj z faktu, że w bibliotece dodatku Rail znajdują się modele typowych brył sztywnych tworzących strukturę rzeczywistego obiektu (nadwozia, ramy wózków, zestawy kołowe, itp.). Użytkownik zadaje: wymiary geometryczne brył, masy, położenia ich środków ciężkości, momenty bezwładności i orientację w przestrzeni. Automatycznie określony jest globalny (inercjalny) układ współrzędnych. Układ globalny wyznacza początek toru, tzn. trasy po której będzie odbywała się symulacja ruchu. W układzie globalnym użytkownik opisuje początkowe rozmieszczenie brył sztywnych reprezentujących główne elementy pojazdu. Z każdą bryłą sztywną związany jest lokalny układ współrzędnych o początku zlokalizowanym w środku masy bryły. Położenie środków tych układów względem układu globalnego wyznaczają wektory wodzące. Do określenia orientacji lokalnego układu współrzędnych względem układu odniesienia (którym może być układ inny niż globalny), wybrano kąty Eulera (θ , ϕ , ψ) w sekwencji

trzeciego stopnia i stosowana jest tylko w modelach utworzonych przy użyciu VI-Rail. W modelach współautora przedstawionych prac (HSFV1 i MKIII) badanie ruchu po łuku nie wymaga stosowania krzywych przejściowych (możliwe jest rozpoczynanie obliczeń startując bezpośrednio na łuku o stałym promieniu). W przekroju poprzecznym (rysunek 4) tor opisany jest lokalną przechyłką h , szerokością $2b$ (mierzoną 14 mm poniżej płaszczyzny wyznaczonej przez wierzchołki główek szyn), odległością pomiędzy układami współrzędnych w

kolejności i kierunku oznaczanego symbolicznie „3-1-3”. W używanym narzędziu współrzędne opisujące położenie i orientację członów określone są mianem współrzędnych absolutnych (niezależnych). Oznacza to opis poszczególnych brył w globalnym inercyjnym układzie współrzędnych. W układach typu pojazd szynowy – tor współrzędne członów mogą być jednak zależne, gdyż oprócz łączników sprężysto – tłumiących mogą pomiędzy członami występować pary kinematyczne (np. maźnice – zestaw kołowy). W modelu matematycznym oznacza to, że oprócz równań różniczkowych ruchu pojawiają się równania algebraiczne więzów.

Po sformułowaniu modelu pojazd-tor zadawane są parametry ruchu (prędkość, przyspieszenie, czas symulacji) oraz parametry obliczeń (wybór procedury całkującej, formuły równań, kroku tablicowania wyników itp.). VI-Rail generuje równania ruchu według formalizmu Lagrange’a I rodzaju. Są to równania różniczkowe rzędu drugiego, które następnie sprowadzane są do równań różniczkowych rzędu pierwszego, w których czas jest zmienną niezależną. Równania ruchu wraz z równaniami więzów (które również muszą być spełnione przez współrzędne uogólnione), stanowią układ nieliniowych równań różniczkowo-algebraicznych (RRA). Równania o takiej postaci nie mają rozwiązań ścisłych. Do ich rozwiązania stosuje się metody numeryczne (przybliżone). Rozwiązanie (całkowanie) numeryczne tych układów polega na policzeniu wyników w dyskretnych chwilach czasu z zadaną dokładnością. Narzędzie VI-Rail oferuje użytkownikowi do wyboru kilka algorytmów numerycznego całkowania równań. Każdy z nich oparty jest na metodach zbieżnych oraz charakteryzuje się specyficznymi własnościami determinującymi jego efektywność, stabilność i przeznaczenie zarówno dla układów liniowych jak i nieliniowych. Wybór konkretnego ma istotny wpływ na wiarygodność uzyskanych wyników. Układy równań RRA opisujących model pojazd szynowy-tor wykazują cechę tzw. układów źle uwarunkowanych (*sztwywnych* od ang. *stiff*). Układ równań źle uwarunkowanych to układ o dużym rozrzucie wartości własnych. Skuteczność rozwiązywania układów równań, których wartości własne mogą różnić się np. 10^6 lub więcej, wykazują jedynie metody numeryczne o dużym obszarze stabilności absolutnej. Doświadczenia innych badaczy układów pojazd-tor pokazują jednak, że metody numeryczne wykazujące stabilność w całej lewej półpłaszczyźnie zespolonej są z zasady mało dokładne (charakteryzują się niskim rzędem aproksymacji) co ogranicza ich praktyczne stosowanie. Z kolei metody o skończonym i niewielkim obszarze stabilności absolutnej są dokładne dostatecznie do celów technicznych. Narażają jednak użytkownika na pojawienie się tzw. „lawiny błędów”. Efekt lawiny błędów przejawia się w postaci gwałtownego wzrostu wartości rozwiązań z powodu nie spełnienia warunków stabilności absolutnej dla danej długości kroku całkowania. Przypisanie efektu lawiny błędów jako własności fizycznych badanego modelu stanowi istotne zagrożenie błędną interpretacją wyników. Spośród kilku metod numerycznego rozwiązywania układów RRA największe obszary stabilności absolutnej wykazują metody wielokrokowe wstecznego różniczkowania. Powszechnie stosowaną metodą z tej grupy jest metoda Geara i oparty na niej algorytm przeznaczony do rozwiązywania układów źle uwarunkowanych. Jest to procedura typu predyktor-korektor z możliwością dokonywania w trakcie obliczeń zmian długości kroku całkowania oraz zmian rzędu aproksymacji. Wszystkie używane w pracach autora modele rozwiązywane są metodą Geara.

Kluczowe znaczenie w badaniach autora pełni model obliczeniowy kontaktu koło – szyna. Na przestrzeni kilkudziesięciu lat powstało i rozwija się kilka teorii modelowania strefy kontaktu koło-szyna wraz z ich numerycznymi implementacjami. Zadaniem modelu kontaktu jest policzenie sił pojawiających się na styku koła toczącego się po szynie. Wymaga to rozwiązania tzw. zadania normalnego (wyznaczenie kształtu obszaru kontaktu oraz występujących w nim naprężeń normalnych) oraz zadania stycznego (wyznaczenie naprężeń stycznych w obszarze kontaktu). Punktem wyjścia do obliczeń jest posiadanie zarysów

(profilu) powierzchni tocznych kół i szyn. Mogą one pochodzić z normy (profile nominalne), mogą być zadane odcinkami przez funkcje analityczne lub pozyskane z pomiarów. Autor w swoich badaniach zadaje profile w postaci współrzędnych kartezjańskich (zarówno nominalne jak i częściowo zużyte) a w modelach utworzonych przy użyciu VI-Rail korzysta z biblioteki profili tego narzędzia. Dla zadanych punktów dokonuje się aproksymacji kształtu profili odcinkami a następnie wygładzania. Dla tak przygotowanych danych narzędzia numeryczne rozwiązują najczęściej 2-wymiarowe zagadnienie geometryczne poszukiwania punktu lub punktów kontaktu na profilu koła i szyny w funkcji ich względnego przemieszczenia poprzecznego. Odształcalność materiału (profilu) kół i szyn jest pomijana. Wyznaczenie położenia punktów kontaktu dla określonego zakresu względnych przemieszczeń poprzecznych profili umożliwia policzenie pewnych wielkości geometrycznych charakterystycznych dla rozważanej pary. Zestawienie tych wielkości dla określonych wartości względnych przemieszczeń poprzecznych tworzy tzw. tablicę parametrów kontaktowych. W zależności od użytego narzędzia tablice mogą być mniej lub bardziej rozbudowane. Traktując zagadnienie 3-wymiarowo można uwzględnić np. kąt obrotu profili ψ wokół osi pionowej (w pracach autora). Podczas symulacji ruchu modelami współautora parametry kontaktowe odczytywane są z wcześniej przygotowanych tablic co znacząco przyspiesza proces obliczeń w stosunku do procesu bezpośredniego liczenia parametrów kontaktowych podczas symulacji ruchu, który ma miejsce w modelach utworzonych przy użyciu VI-Rail. Do realizacji swoich badań autor wykorzystywał trzy źródła pozyskania tablic parametrów kontaktowych. Dla modelu HSFV1 był to program generujący tablice RSGEO firmy Arge-Care uzupełniony narzędziem RSPROF do wygładzania profili (udostępniony współautorowi prac dzięki uprzejmości jego twórcy doktorowi Walterowi Kikowi). Dla modelu MKIII były to tablice wygenerowane przy użyciu programu MVD2 przez współautora prac. Trzecie źródło to narzędzie VI-Rail, które w swojej strukturze zawiera program RSGEO i w trakcie obliczeń generuje parametry kontaktowe dla zadanych profili kół i szyn. Tablice parametrów kontaktowych stosowane w badaniach zawierają parametry nazywane geometrycznymi funkcjami kontaktu. Są to np.: γ_l, γ_p – kąty kontaktu lewego i prawego koła, r_l, r_p – chwilowe promienie toczne lewego i prawego koła, a_l, b_l, a_p, b_p – półosie elips kontaktowych koła lewego i prawego zestawu, n_{pl}, n_{pp} – liczba punktów kontaktowych dla koła lewego i prawego zestawu i inne parametry w funkcji dyskretnych wartości względnych przemieszczeń poprzecznych zestaw kołowy-tor. W celu określenia parametrów kontaktowych dla dowolnych przemieszczeń poprzecznych zestawu, dokonuje się interpolacji parametrów zawartych w tablicy. Stosowano interpolację liniową.

Rozwiązanie zagadnienia nieliniowej geometrii kontaktu pozwala na przejście do następnego etapu jakim jest policzenie poślizgów względnych pomiędzy kołem i szyną. Ich podział odbywa się zwykle wg kierunku działania na: wzdłużne, poprzeczne i wiertne. Wykorzystano zależności podane przez J.A. Elkinsa. Obliczone w ten sposób poślizgi używane są dalej do obliczeń stycznych sił kontaktowych koła-szyny (zadanie styczne), mających zasadniczy wpływ na własności dynamiczne badanych modeli. Wszystkie używane w badaniach modele wykorzystują uproszczoną teorię kontaktu tocznego J.J. Kalkera i opartą na niej procedurę numeryczną FASTSIM. Spośród kilku stosowanych procedur jest to obecnie najczęściej stosowana przez współczesnych badaczy dynamiki pojazdów szynowych.

Wiodącym tematem publikacji załączonych do wniosku są badania dynamiki układu pojazd szynowy – tor ze szczególnym zainteresowaniem statecznością ruchu po łuku. W ramach tego zagadnienia podjęto kilka bardziej szczegółowych tematów. Ważniejsze z nich to:

- prezentacja i rozpowszechnianie metody badawczej;
- badania wpływu zmian pochylenia poprzecznego szyn na stateczność ruchu;
- badania wpływu zmian szerokości toru na stateczność ruchu;

- badania wpływu sposobu obliczania średniego promienia tocznego zestawu kołowego na rozwiązanie modelu;
- porównanie różnych sposobów wyznaczania krytycznej prędkości ruchu v_n ;
- identyfikacja występowania rozwiązań wielokrotnych modelu;
- próba uwzględnienia w obliczeniach nierówności toru;
- wpływ zmian warunków kontaktowych koła-szyny na stateczność ruchu;
- identyfikacja i badania zjawisk typowych dla układów nieliniowych (przeskok, histereza);
- badania możliwości realizacji ruchu bezpiecznego w zakresie występowania statecznych rozwiązań modelu.

Ogólny zarys metody badawczej prezentowany był w prawie każdej z przedłożonych do oceny publikacji. Szczegółowo metodę przedstawiono w 4b[4, 5, 7]. Prace te obejmują lata 2006-2011, w których systematycznie rozwijano metodę bazując na coraz większych zasobach uzyskanych wyników. Jak już wspomniano istotą metody jest tworzenie wykresów bifurkacyjnych obrazujących wartości i charakter rozwiązań modeli w szerokim zakresie zmian parametru aktywnego. Prezentacja wyników w formie wykresów bifurkacyjnych jest przedmiotem większości przedstawionych prac. Rozwój i doskonalenie metody przedstawione będą wraz z omówieniem wyników badań zamieszczonych w poszczególnych publikacjach.

W pracy 4b[1] przedstawiono metodę w formie skróconej. Rozszerzono zakres analiz włączając do badań podkrytyczny zakres wartości parametru bifurkacyjnego. Potwierdzone zostało wcześniejsze przypuszczenie o quasi-statycznym charakterze rozwiązań w tym zakresie. Omówiono zagadnienia uściślające parametry badań takie jak: minimalna wartość warunków początkowych $y_p(0)$ i optymalna długość odcinka symulacji ruchu. Metodą wielokrotnych symulacji ustalono, że wymuszenia początkowe o wartości $y_p(0) = 0,0045$ m stanowią minimalną wartość, dla której rozwiązania okresowe pojawiają się bezpośrednio po rozpoczęciu symulacji ruchu z prędkością $v \geq v_n$. Stwierdzono również, że badanie modelu na odcinku drogi 500 m jest racjonalnym kompromisem pomiędzy możliwością identyfikacji zjawisk zachodzących w określonych warunkach ruchu a ich wiarygodnością, która maleje wraz ze wzrostem wartości parametru niezależnego (drogi lub czasu). Wyniki badań uzyskano z modelu HSFV1 dla trzech par profili koła-szyny: S1002/UIC60, S1002/S49 i SZDwheel/SZDR65. Dla tej ostatniej pary wyniki przedstawiono dodatkowo w postaci wykresów bifurkacyjnych wykorzystując jako parametr bifurkacyjny promień łuku R . Efektem tego było poszerzenie obrazu wyników uzyskiwanych z metody badawczej i zidentyfikowanie pewnej granicznej wartości promienia łuku rozdzielającego trasy, na których występują wyłącznie rozwiązania stacjonarne od tras, na których pojawiają się rozwiązania okresowe. W kolejnych badaniach (w innych publikacjach) wykazano wpływ zmian szerokości toru (wynikający z wieloletniej eksploatacji) i poprzecznego pochylenia szyn na wspomnianą wartość graniczną promienia łuku. Kontynuowano wcześniej podjęte badania dotyczące wpływu częściowego zużycia profili kół i szyn na stateczność ruchu. Wykazano, że może istnieć wielkość i postać zużycia profili, przy której rozwiązania okresowe będą istniały już przy małych prędkościach (rzędu 2 m/s). Warunkiem sprzyjającym temu jest ruch po łuku o dużym promieniu (w badaniach $R > 3000$ m). Przy prędkości odpowiadającej v_n na trasach o mniejszych promieniach ($R < 3000$ m), na trasach o dużych promieniach następuje bifurkacja rozwiązań statecznych okresowych o mniejszych wartościach do rozwiązań również statecznych okresowych o większych wartościach. Zidentyfikowano również przypadek częściowo zużytych zarysów kół współpracujących z nominalnymi zarysami szyn, w którym model wykazywał większy zakres prędkości rozwiązań statecznych (większe wartości v_s na poszczególnych trasach) w porównaniu z modelem posiadającym nominalne zarysy kół i szyn. Jednak w ogólnej analizie, wpływ

zużycia zarysów kół i szyn na stateczność ruchu modelu oceniono jako negatywny. Wyniki badań przedstawione były w 2005 roku na 19-tej konferencji naukowej *International Association for Vehicle System Dynamics* w Mediolanie oraz w 2006 roku na 17-tej konferencji naukowej *POJAZDY SZYNOWE*.

W pracy 4b[2] w wersji ograniczonej do zakresu rozwiązań nadkrytycznych i w drugiej części pracy 4b[3] w wersji rozszerzonej do całego zakresu rozwiązań statecznych modelu, przedstawiono wyniki badań wpływu zmian kąta pochylenia poprzecznego wybranych zarysów szyn na stateczność ruchu modelu HSFV1. W praktyce kolejowej stosuje się stałe pochylenia szyn w zakresie 1:40...1:20. Inne (zmienne) wartości pochyłeń mogą pojawić się w warunkach przeciążeń skutkujących odkształceniami sprężystymi szyn. Tak więc w układach rzeczywistych poprzeczne pochylenie szyn może zmieniać się w niewielkim zakresie np. podczas ruchu pojazdu po łuku z dużą prędkością. Badano trzy zarysy szyn: UIC60 i S49 współpracujące z kołami S1002 i SZD-R65 współpracujące z kołami SZDwheel. Wszystkie zarysy miały kształty nominalne (brak zużycia). Zbadano cztery wartości symetrycznego pochylenia obu szyn w kierunku osi toru, odpowiednio: 0, 1:80, 1:40 i 1:20. W każdym przypadku zachowana była stała szerokość toru 1,435 m. Badania wykazały istotny wpływ pochylenia szyn na charakter i wartości rozwiązań modelu. Prędkość krytyczna v_n ulegała nieznacznym zmianom (w zakresie kilku m/s), natomiast prędkość v_s zmieniała się znacząco (o kilkadziesiąt m/s). Ujawniły się różnice wartości v_n na torze prostym i na łukach. Podważyło to wcześniejsze przypuszczenia o braku wpływu promienia łuku na v_n w zakresie łuków, na których pojawiają się rozwiązania okresowe. Pojawiły się również bifurkacje rozwiązań statecznych okresowych do statecznych stacjonarnych w nadkrytycznym zakresie prędkości. Zmiana pochylenia szyn SZD-R65 uwidoczniła znaczący wpływ na wartość graniczną promienia łuku rozdzielającego trasy, na których istnieją wyłącznie rozwiązania stateczne stacjonarne od tras, na których mogą pojawić się rozwiązania okresowe. Dla pochylenia 1:40 wartość graniczna R osiągnęła minimum. Zaobserwowano również znaczące zmiany WMS y_p na poszczególnych trasach, które dla nominalnego pochylenia szyn 1:40 osiągają największe wartości. Nie stwierdzono natomiast wpływu pochylenia szyn SZD-R65 na prędkość krytyczną v_n i prędkości utraty stateczności v_s na poszczególnych trasach. Wyniki badań przedstawiono w 2006 roku na 10-tej konferencji naukowej *Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies* w Budapeszcie oraz w 2007 roku na 20-tej konferencji naukowej *International Association for Vehicle System Dynamics* w Berkeley (University of California, USA) i konferencji z cyklu *TRANSPORT XXI wieku*.

Badania, których wyniki przedstawiono w pierwszej części pracy 4b[3] miały nieco odmienny charakter od pozostałych. Nie dotyczyły mianowicie wpływu wybranych czynników na stateczność ruchu modelu lecz samego modelu. Konkretnie, sposobu obliczania wartości średniego promienia tocznego zestawów kołowych r_t na wartości i charakter rozwiązań modelu. Zagadnienie dotyczy wprost dokładności obliczeń. Motywacją do podjęcia tych badań były wyniki uzyskane w pracach wcześniejszych autora (przed rokiem 2006). Pojawił się tam następujący problem – jak obliczyć średnią wartość promienia tocznego zestawu kołowego w przypadku gdy w badanym układzie mamy do czynienia z częściowo zużytymi zarysami kół i szyn. Typowym zjawiskiem jest wówczas brak centralnego ustawienia zestawów kołowych nawet w przypadku równowagi sił poprzecznych działających na zestaw. Częściowe zużycie zarysów kół i szyn po lewej i prawej stronie często nie jest symetryczne. Niesymetria zużycia zarysów kół i szyn (typowa dla szyn położonych na łukach trasy) wprowadza dodatkowe różnice pomiędzy promieniami tocznymi koła prawego i lewego. Jak wykazały wcześniej wykonane badania, wartość średniego promienia tocznego ma znaczący wpływ na wartości i charakter rozwiązań modelu pojazdu szynowego. Nawet niewielkie zmiany tego parametru mogą powodować zmiany jakościowe rozwiązań. W pracy 4b[3] wykorzystano model HSFV1. Średni promień toczny zestawu kołowego r_t ma wpływ w

badanym modelu na poślizgi względne wzdłużne, poprzeczne i wiertne w kontakcie koło-szyna obliczane wg J.A. Elkinsa, poprzez prędkość kątową zestawu kołowego ω_{nj} wokół osi poprzecznej Oy , ($\omega_{nj}=V/r_t$). Jest to tzw. prędkość nawijania zestawu. W modelu jest ona korygowana prędkością zaburzeń ruchu obrotowego wokół osi Oy - $\dot{\chi}$ co w efekcie daje całkowitą prędkość kątową zestawu kołowego wokół osi Oy - ω_{zk} . Obliczone w ten sposób poślizgi używane są dalej do obliczeń stycznych sił kontaktowych koła-szyny mających zasadniczy wpływ na własności dynamiczne (odpowiedź) badanego modelu. Zbadano kolejno cztery przypadki określenia wpływu sposobu wyznaczania średniego promienia tocznego zestawu kołowego na rozwiązania badanego modelu w kontekście sprawdzenia jego stateczność ruchu:

- 1) stała wartość średniego promienia tocznego odpowiadająca nominalnej wartości $r_t = 0,375$ m w położeniu centralnym zestawu kołowego w torze;
- 2) średni promień toczny zestawu kołowego liczony jako wartość średnia arytmetyczna z chwilowych wartości promieni tocznych koła lewego (r_l) i prawego (r_p);
- 3) średni promień toczny zestawu kołowego również obliczany jako średnia arytmetyczna z chwilowych wartości promieni tocznych koła lewego (r_l) i prawego (r_p) a następnie wartość ta jest korygowana poprzez współczynnik zależny od proporcji sił normalnych po lewej i prawej stronie. Oznacza to, że gdy siły normalne po lewej stronie N_l i po prawej stronie N_p są sobie równe $N_l = N_p$, wartość współczynnika korekcyjnego jest równa zero. Jeżeli siła normalna po lewej stronie jest większa niż po prawej $N_l > N_p$, średnia wartość promienia tocznego zestawu jest bliższa chwilowemu promieniowi tocznemu koła po lewej stronie r_l .
- 4) średni promień toczny przyjęto jako stały ($r_t = 0,375$ m). Jednak w odróżnieniu od pierwszego i pozostałych przypadków zastosowano tutaj założenie typowe dla liniowych poślizgów względnych. Przyjęto, że całkowita prędkość kątowna zestawów kołowych ω_{zk} jest równa prędkości nawijania (pominięto prędkość zaburzeń $\dot{\chi}$) $\omega_{zk} = \omega_{nj} + \dot{\chi} = \left(\frac{V}{r_t}\right)$. To znaczy, że prędkość zaburzenia obrotów zestawu kołowego wokół osi Oy $\dot{\chi} = 0$. Założenie takie zapewnia równowagę momentów działających na zestaw wokół osi obrotu, jednak poślizgi obliczane są ze znacznym przybliżeniem.

W każdym przypadku zastosowano nominalne profile kół typu S1002 i szyn UIC60. Szerokość toru wynosi 1435 mm, pochylenie szyn 1:40. Kompleksowe badania wykazały wysoką wrażliwość modelu na sposób obliczania r_t . Szczególnie wrażliwym parametrem okazała się prędkość v_s . Różnice jej wartości liczonej poszczególnymi sposobami zmieniały się od 65 m/s (przypadek 1 wyznaczania r_t) do ponad 200 m/s (w przypadku 2). Przyjęcie któregoś ze sposobów obliczania r_t uzależnione jest w znacznym stopniu od celu realizowanych badań. Jeżeli celem jest np. oszacowanie zakresu statecznych prędkości ruchu modelu powstającego (nowoprojektowanego) pojazdu, najbardziej korzystny wydaje się przypadek 1. Uzyskuje się wówczas najmniejsze wartości v_s co zabezpiecza potencjalnych badaczy obiektu rzeczywistego przed możliwością osiągnięcia rzeczywistej prędkości utraty stateczności. Skrajnie duże wartości v_s uzyskiwane w przypadku 2, budzą uzasadnione wątpliwości. Są jednak uzasadnieniem wagi problemu podjętego w badaniach. Zagadnienie w dalszym ciągu ma charakter otwarty i może stanowić obszar kolejnych badań. Praca 4b[3] poza celem poznawczym ma też w pewnym stopniu charakter przeglądowy. Oprócz sposobu obliczania r_t zawiera również wcześniej uzyskane wyniki badań wpływu poprzecznego

pochylenia szyn na stateczność rozwiązań. Omówienie sposobów obliczania r_t i uzyskanych wyników było przedmiotem drugiej części prezentacji na 20-tej konferencji *International Association for Vehicle System Dynamics* w Berkeley oraz w 2008 roku na 18-tej konferencji *POJAZDY SZYNOWE*.

W pracy 4b[4] przedstawiono szczegółowy opis metody badawczej potwierdzony kilkoma przykładami z badań wpływu parametrów układu zawieszenia modelu wagonu 2-osowego HSFV1 na stateczność ruchu. Wpływ parametrów układu zawieszenia na własności dynamiczne modelu był przedmiotem wcześniejszych publikacji autora (przed rokiem 2006). W bieżących badaniach wybrano dwa parametry: tłumienie poprzeczne c_{zy} i sztywność wzdłużną k_{zx} . Wykazano znaczący wpływ obu parametrów na v_n , v_s i wartości rozwiązań modelu oraz dodatkowo wpływ zmian k_{zx} na minimalną wartość promienia łuku trasy, powyżej której pojawiają się rozwiązania okresowe (istnieje możliwość określenia v_n). Treść pracy 4b[4] była przedmiotem prezentacji na *1-szym Kongresie Mechaniki Polskiej*, zorganizowanym na Politechnice Warszawskiej w dniach 28-31 sierpnia 2007 r.

Praca 4b[5] ma charakter podsumowujący pewien etap działalności. Bazując na znacznej ilości wyników badań (prezentowanych w innych pracach) w sposób szczegółowy i dojrzały przedstawiono metodę badań, przyjęte założenia i podstawy teoretyczne. Nawiązując do teorii drgań samowzbudnych i teorii bifurkacji oraz cytując publikacje kilkunastu autorów zajmujących się statecznością ruchu pojazdów szynowych, pokazano gruntowne osadzenie merytoryczne i metodyczne stosowanej procedury badawczej i wykonanych badań. Zaakcentowano pierwiastek nowy jaki wnoszą badania opisane m.in. w pracach 4b[1...4], czyli adaptacje metody bifurkacyjnej do badania stateczności ruchu pojazdu szynowego na łukach w szerokim zakresie promieni. Bazując na licznych wynikach, które potwierdzały możliwość występowania własności podkrytycznych układu pojazd-tor ($v_n < v_c$), wykazano adekwatność stosowania wyłącznie nieliniowych modeli do analiz dynamiki układu pojazd szynowy-tor. Obszerne opisy wymienionych zagadnień poparto kilkoma przykładami uzyskanych wcześniej wyników dla modelu HSFV1.

Kolejnym zagadnieniem badanym w pracach autora były metody wyznaczania krytycznej prędkości ruchu v_n i uzyskiwane w nich dokładności. W układach nieliniowych (badanych w pracach) v_n jest parametrem determinującym maksymalną prędkość ruchu obiektu rzeczywistego opisanego badanym modelem. Przekroczenie wartości v_n nie musi oznaczać utraty stateczności. Oznacza jednak pojawienie się drgań samowzbudnych w układzie a ruch w takich warunkach uznaje się za niedopuszczalny w normalnej eksploatacji pojazdu. Zatem zakres prędkości $0 \dots v_n$ stanowi tzw. zakres prędkości eksploatacyjnych. Stąd wynika ciągła potrzeba powiększania tego zakresu i precyzyjnego określenia wartości v_n . W literaturze wyróżnia się cztery metody wyznaczania v_n :

- 1) metoda uproszczona – badania rozpoczyna się od małych prędkości ruchu w każdej symulacji zadawana jest stała prędkość ruchu i warunki początkowe, w kolejnych symulacjach prędkość zwiększana jest o Δv (np. 1...3 m/s). Najmniejsza wartość prędkości, dla której pojawią się rozwiązania okresowe przyjmowana jest jako v_n ;
- 2) metoda dokładna – procedura jak w metodzie 1 ale Δv wynosi np. 0,1 m/s i dodatkowo zmienia się warunki początkowe z krokiem $\Delta y_p(0)$ zadając stałe wartości w każdej symulacji, wymaga znacznej ilości symulacji;
- 3) metoda rampy (ang. *ramping method*) – wymaga modelu umożliwiającego badanie ruchu jednostajnie zmiennego, pozwala na wyznaczenie v_n z dokładnością porównywalną w metodzie uproszczonej w pojedynczej symulacji ruchu jednostajnie opóźnionego;

- 4) badania rozpoczyna się od prędkości większych od v_n , w kolejnych symulacjach zadaje się prędkości (stałe) zmniejszane o Δv (np. 0,1 m/s) i warunki początkowe równe wartościom rozwiązań modelu z poprzedniej symulacji.

W pracach 4b[6] i 4b[8] wykonano badania mające na celu porównanie dokładności wyznaczania v_n metodą 1-szą i 3-cią. Wykorzystano model HSFV1 z tablicami parametrów kontaktowych dla nominalnych zarysów S1002/UIC60 w pracy 4b[8] i S1002/S49 w 4b[6]. W pracach tych zaprezentowano wybrane wyniki badań wykonane na trasach w szerokim zakresie promieni łuków. Wybór wyników podyktowany był pojawieniem się kilku pytań i wątpliwości. Wynikały one głównie z wprowadzenia do modelu prędkości ruchu jako parametru zmiennego. Okazało się, że prędkość początkowa v_0 zadawana w symulacji ruchu jednostajnie zmiennego, zmieniona w kolejnych symulacjach o 0,1 m/s może spowodować znaczącą zmianę charakteru i wartości rozwiązań (przy pozostałych parametrach stałych). Główna zaleta metody 3-ciej, czyli możliwość zbadania rozwiązań modelu w pewnym zakresie prędkości (np. kilka m/s) w jednej symulacji ruchu wymaga zadania odpowiednio dużego przyspieszenia (opóźnienia). Istnieje wówczas niebezpieczeństwo pominięcia pewnych rozwiązań modelu możliwych do zidentyfikowania przy $v = \text{const}$. Zadanie zbyt małego przyspieszenia wymusza stosowanie długich odcinków drogi (lub czasu). Jest rzeczą wiadomą, że niedokładność obliczeń numerycznych rośnie wraz ze wzrostem wartości parametru niezależnego (w badaniach droga lub czas). Istnieje wówczas niebezpieczeństwo przypisania błędów numerycznych jako cech badanego modelu. Podjęto próbę ustalenia optymalnej wartości przyspieszenia (opóźnienia) pozwalającej uniknąć niebezpieczeństw wynikających z powyższych przyczyn. Stwierdzono, że tylko w symulacjach ruchu jednostajnie opóźnionego istnieje możliwość prawidłowego wyznaczenia prędkości v_n . W ruchu jednostajnie przyspieszonym można prawidłowo wyznaczyć prędkość v_c . W świetle wykonanych badań metoda 3-cia pozwala na skrócenie procesu wyznaczania v_n i v_c w porównaniu z metodą pierwszą. Jednak dokładność obu metod jest porównywalna. Wykonano również cykl badań mających na celu wyznaczenie v_n metodą drugą (dokładną). Stwierdzono, że różnice prędkości v_n wyznaczonej metodą pierwszą i drugą w znacznej mierze zależą od konfiguracji profili koła-szyny badanego modelu i zadanych parametrów ruchu. Różnice te mogą osiągać maksymalnie ok. 6 m/s i dla modelu z profilami S1002/UIC60 mają charakter rosnący wraz ze wzrostem promienia łuku trasy, natomiast dla profili S1002/S49 malejący. Potwierdzono znacznie większą pracochłonność metody drugiej w stosunku do metody pierwszej. W związku z tym celowość stosowania metody drugiej uzależniona jest od rodzaju prowadzonych badań i jej wybór pozostaje w gestii badacza. Wyniki badań prezentowane były w 2010 roku na 12-tej konferencji *Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies* w Budapeszcie, 19-tej konferencji *POJAZDY SZYNOWE* oraz w 2011 roku na 13-tej konferencji *Quality, Safety and Ecology In Transport* w Krakowie.

Identyfikacja występowania rozwiązań wielokrotnych modelu stanowiła obszerny zakres badań stanowiących przedmiot publikacji 4b[7]. Badania te zintegrowane są z badaniami porównawczymi metod (dokładności) wyznaczania krytycznej prędkości ruchu v_n . W badaniach początkowych (przed rokiem 2006) wyznaczano v_n metodą 1-szą (uproszczoną). Podejmując temat wyznaczania v_n innymi metodami zauważono, że w przypadku zastosowania metody 2-giej (dokładnej), w której zmienia się warunki początkowe istnieją pewne zakresy prędkości ruchu, dla których może występować więcej niż jedno rozwiązanie stateczne. Wykorzystano model HSFV1 przystosowany do obliczania parametrów kontaktowych kolejno trzech par zarysów: S1002/UIC60, BR-P10/UIC60 i S1002/S49. Wariantując warunki początkowe w zakresie $y_p(0) = 0 \dots 0,0054$ m z krokiem zmian $\Delta y_p(0) = 0,0001$ m wyznaczono metodą 2-gą nowe wartości v_n na trasach o promieniach łuków $R = 600$ m $\dots \infty$. W porównaniu z wartościami v_n wyznaczonymi metodą pierwszą, największe różnice ujawniły się dla modelu z konfiguracją zarysów S1002/UIC60. Wyznaczone metodą

2-gą wartości v_n były mniejsze od tych wyznaczonych metodą 1-szą (o kilka m/s) a różnice wartości rosły wraz ze wzrostem promienia łuku trasy. Ponadto na trasach o promieniach łuków $R = 1200 \text{ m} \dots \infty$ wyznaczono zakresy prędkości, w których w zależności od zadanych warunków początkowych współistnieją rozwiązania stateczne stacjonarne, stateczne okresowe i niestateczne okresowe (określono je jako rozwiązania wielokrotne). Zakresy prędkości, w których występowały rozwiązania wielokrotne zwiększały się wraz ze zwiększaniem promienia łuku trasy. Wyznaczono również prędkości krytyczne układów liniowych v_c zakładając, że odpowiadają one warunkom początkowym $y_p(0) = 0$. Dla modelu z zarysami BR-P10/UIC60 tor prosty był jedyną trasą, na której prędkość v_n wyznaczona metodą 2-gą była inna (mniejsza) niż wyznaczona metodą 1-szą oraz występował zakres prędkości, w którym istniały rozwiązania wielokrotne. Na łukach v_n wyznaczona metodą 2-gą miała tą samą wartość co v_n wyznaczona metodą 1-szą. Nie udało się również zidentyfikować występowania rozwiązań wielokrotnych. Dla modelu z konfiguracją zarysów S1002/S49 różnice wartości v_n wyznaczone obiema metodami ujawniły się na trasach o małych promieniach łuków $R = 600$ i 900 m oraz dużych $R = 10000 \text{ m}$ i ∞ . Zidentyfikowano na tych trasach zakresy prędkości, w których występują rozwiązania wielokrotne. Ponadto na trasie o promieniu $R = 900 \text{ m}$ zidentyfikowano zakres rozwiązań wielokrotnych nie związany z prędkością krytyczną modelu. Na trasach o promieniach łuków $R = 1200 \dots 6000 \text{ m}$, wartości v_n wyznaczone obiema metodami pokrywały się i nie występowały zakresy prędkości, przy których istniałyby rozwiązania wielokrotne. Praca 4b[7] ma charakter przeglądowy. Oprócz wyników opisanych powyżej zawiera również wyniki badań wpływu momentów żyroskopowych działających na zestawy kołowe na stateczność rozwiązań modelu. Wyniki badań przedstawione były w 2009 roku na 21-szej konferencji *International Association for Vehicle System Dynamics* w Sztokholmie oraz w 2010 roku na konferencji *TRANSPORT XXI wieku*.

W pracy 4b[9] przedstawiono wyniki badań wpływu zmian szerokości toru ($2b$ na rys. 4) na własności dynamiczne modelu 127A. Zmiany szerokości w zakresie do kilku mm w stosunku do szerokości nominalnej (przyjęto $2b = 1435 \text{ mm}$) obserwowane są w układach rzeczywistych w okresie wieloletniej eksploatacji toru. W konstrukcjach starszych, gdzie materiał podkładów stanowiło odpowiednio przygotowane drewno, obserwowano zmniejszanie się szerokości toru w początkowym okresie eksploatacji a następnie zwiększanie, które mogło przekraczać 10 mm w końcowym okresie eksploatacji. Obecnie, kiedy większość podkładów stanowi konstrukcja żelbetonowa, obserwuje się zwiększanie szerokości o kilka mm w wieloletnim okresie eksploatacji. W związku z tym nowy tor z podkładami żelbetonowymi układa się na szerokość o $2 \dots 3 \text{ mm}$ mniejszą od szerokości nominalnej. Zbadano wpływ zmniejszenia szerokości toru o $3, 6$ i 9 mm w stosunku do szerokości nominalnej oraz jeden przypadek zwiększenia szerokości o 3 mm . Wykazano znaczący wpływ badanego parametru zarówno na wartości jak i charakter rozwiązań modelu. Najbardziej zaskakujący był wzrost wartości v_n i v_s zarówno przy zmniejszaniu jak i zwiększaniu szerokości toru. Również możliwość wystąpienia rozwiązań okresowych na torze o szerokości zmniejszonej o 6 mm jest godna uwagi (znaczną redukcją luzu poprzecznego zestaw kołowy-tor). Dopiero przy szerokości toru zmniejszonej o 9 mm rozwiązania okresowe występowały tylko na torze prostym. Na łukach utrata stateczności następowała przy rozwiązaniach stacjonarnych w zakresie prędkości znacznie mniejszych od osiągniętych przy większych szerokościach toru. Badania wpływu szerokości toru na stateczność ruchu prowadzone były również na modelu HSFV1 z różnymi konfiguracjami zarysów koła - szyny i stanowiły przedmiot innych publikacji. Wyniki przedstawiono w 2012 roku na *First International Conference on Railway Technology: Research, Development and Maintenance* w Las Palmas, na 20-tej konferencji *POJAZDY SZYNOWE* oraz w 2013 roku na 23-ej konferencji *International Association for Vehicle System Dynamics* w Chinach.

W pracy 4b[10] skupiono się na próbie określenia wpływu stanu powierzchni tocznych kół i szyn na własności dynamiczne modelu. Rzeczywisty układ pojazd-tor stanowi tzw. układ otwarty, tzn. wszystkie czynniki środowiskowe i atmosferyczne mogą mieć wpływ na stan powierzchni tocznych szyn. Parametrem charakteryzującym stan powierzchni współpracy kół z szynami w badaniach jest współczynnik tarcia μ . W standardowych badaniach dynamiki układu pojazd-tor zadaje się stałą wartość współczynnika tarcia $\mu = 0,3...0,4$. Dostępne w literaturze wyniki badań doświadczalnych podają, że w warunkach rzeczywistych minimalne wartości μ mogą osiągać ok. 0,03 a maksymalne przekraczać 1. Sprawdzono wpływ zmian μ w zakresie od 0,1 do 0,8 na stateczność ruchu modelu 127A. Dla trzech wybranych tras o promieniach łuków $R = 3000, 6000$ m i ∞ wykonano 24 serie symulacji stopniując zmiany μ co 0,1. Wykazano znaczący wpływ μ na własności dynamiczne modelu. Wraz ze zmniejszaniem promienia łuku trasy w zależności od wartości μ , wartości v_n mogły się zmieniać w zakresie kilkunastu m/s. Zmiany μ w zakresie 0,3...0,5 powodowały zmiany v_s o ponad 100 m/s. Na każdej trasie wzrost wartości μ powodował zmniejszenie zakresu nadkrytycznych prędkości ruchu, dla których występowały rozwiązania stateczne. Wyniki badań uświadamiają jak istotne znaczenie mogą mieć czynniki zmieniające współczynnik tarcia koła-szyny w układach rzeczywistych (zanieczyszczenia organiczne, zawilgocenie, korozja) w zakresie stateczności ruchu. Wyniki badań przedstawiono w 2014 roku na 6-tej konferencji *TRANSPORT PROBLEMS* w Katowicach oraz na 14-tej konferencji *Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies* w Budapeszcie. Podjęty temat jest w dalszym ciągu rozwijany. W kolejnych badaniach autora poświęconych temu zagadnieniu wykorzystano również model MKIII, rozszerzono zakres badanych promieni tras i zbadano możliwość realizacji ruchu (statecznego) w kategoriach spełnienia powszechnie stosowanych kryteriów bezpieczeństwa ruchu pojazdu szynowego. Wyniki tych badań przedstawiono w 2016 roku na 22-giej konferencji *POJAZDY SZYNOWE* oraz konferencji *TRANSPORT XXI* wieku.

Praca 4b[11] stanowi podsumowanie działalności autora niniejszego wniosku. W rozdziałach wstępnych w sposób zwięzły zaprezentowano w niej zarys stanu wiedzy z dziedziny badania stateczności ruchu pojazdów szynowych oraz szczegółowo przyjęty cel i zakres realizowanych badań. Dokonano odniesienia badań autora wniosku do powszechnie stosowanych kryteriów stateczności. W sposób szczegółowy zaprezentowano stosowaną bifurkacyjną metodę badań stateczności ruchu. Przedstawiono modele układów pojazd szynowy-tor. Szczegółowo utworzone przez autora wniosku i ogólnie zapożyczone od współautora badań. W kolejności chronologicznej opisano realizowane prace przytaczając wybrane wyniki badań w formie wykresów i zestawień tabelarycznych. Odwołania do odpowiednich publikacji (wykazanych w załączniku 4 wniosku) sprawiają, że praca ta stanowi przewodnik po dotychczasowych dokonaniach autora.

Ostatnia praca jedno-tematycznego cyklu publikacji 4b[12] przedstawia ostatnie wyniki badań autora wniosku. W oparciu o modele MKIII i 127A w sposób gruntowny (poparty licznymi cytowaniami) przedstawiono metodę badawczą. Prezentując wyniki symulacji ruchu przedstawiające możliwość transformacji rozwiązań okresowych zainicjowanych na torze prostym, poprzez krzywą przejściową na łuk kołowy, potwierdzono skuteczność metod bifurkacyjnych w badaniu stateczności ruchu po łuku. Sztywność wzdłużna drugiego stopnia usprężynowania była parametrem, którego wpływ na prędkość krytyczną i wartości rozwiązań modeli zbadano. Oba modele wykazują zgodny charakter zmian własności wraz ze zmianą wartości badanego parametru. Jednak dla poszczególnych modeli w innym zakresie tego parametru obserwuje się znaczące zwiększenie prędkości v_n i przemieszczenie całego zakresu rozwiązań okresowych w kierunku większych prędkości ruchu. Przedstawiono również wyniki rozszerzonych badań wpływu stanu powierzchni tocznych kół i szyn na stateczność rozwiązań modeli.

Podsumowując dorobek autora wniosku na tle przedstawionych do oceny publikacji zauważalny jest zespołowy charakter większości z nich. Zarówno badania jak i opracowania wyników realizowane były w dwuosobowym zespole autorów. Jest rzeczą trudną precyzyjne wyodrębnienie zawartości stanowiących osiągnięcie autora wniosku od osiągnięć współautora publikacji. Dokonując jednak pewnej personalizacji dorobku należy zaznaczyć następujące fakty. Współautor wytyczył kierunek główny badań, czyli analiza stateczności ruchu pojazdu szynowego w łuku na gruncie teorii drgań samowzbudnych i metod bifurkacyjnych. Dwa modele układów pojazd szynowy-tor poddane procesowi walidacji i weryfikacji we wcześniejszych pracach są również własnością współautora.

Autor niniejszego wniosku realizował poszczególne badania. Na drodze obliczeń numerycznych wyznaczał rozwiązania modeli, opracowywał wyniki w formie graficznej i tabelarycznej. Opracowania były źródłem dostarczającym autorom prac oryginalnej wiedzy o wpływie poszczególnych parametrów układu na stateczność rozwiązań modeli w warunkach ruchu po łuku. Autor wniosku rozszerzył bazę badanych modeli tworząc dwa modele analogiczne (choć nie identyczne) do modeli współautora z wykorzystaniem powszechnie stosowanego od wielu lat i sprawdzonego narzędzia komputerowego VI-Rail (ADAMS-Rail). Wykonane prace wykazały, że modele autora z powodzeniem spełniają wymagania przyjętej procedury badania stateczności ruchu pojazdu szynowego na łuku.

W opinii obojga współautorów prac, udział każdego z nich w ich powstaniu należy przyjmować po 50%.

Ogólny sposób wykorzystania osiągniętych wyników badań

Wiele krajów na świecie wprowadza do swojej struktury transportowej tzw. koleje dużych prędkości (KDP). Mają one stanowić alternatywę dla transportu drogowego wykorzystującego autostrady i transportu lotniczego. Na obecnym poziomie rozwoju techniki kolejowej, pod pojęciem koleje dużych prędkości rozumie się pojazdy szynowe i infrastrukturę umożliwiające ruch pasażerski z prędkością 250...350 km/h. Stworzenie kolejowej oferty przewozowej dla takich prędkości wymaga prowadzenia badań modelowych i doświadczalnych dla prędkości przekraczających 400 km/h. Obecnie w Polsce na dobrze utrzymanych szlakach kolejowych dopuszczalna prędkość wynosi 160 km/h. Jest zaledwie kilka odcinków torów, na których dopuszcza się prędkość 200 km/h. Od wielu lat przedstawiana jest perspektywa budowy pierwszej linii KDP, tzw. linii Y, łączącej cztery duże ośrodki miejskie. Można oczekiwać, że w ciągu kilku najbliższych lat nastąpi rozpoczęcie budowy linii Y. W opinii autora istnieje możliwość realizacji tej inwestycji w oparciu o krajowe zasoby ludzkie i rozwiązania techniczne. Jednym z warunków koniecznych jest stworzenie odpowiednio licznej i przygotowanej kadry specjalistów zdolnych do rozwiązywania złożonych problemów technicznych i ścisła współpraca z przemysłem krajowym, który już obecnie w dziedzinie pojazdów szynowych reprezentuje poziom światowy. Prace autora mogłyby przyczynić się do wyjaśnienia konkretnych problemów technicznych związanych ze statecznością ruchu w tym z wykorzystaniem prędkości krytycznej a stosowana metoda badawcza jest możliwa do wykorzystania w analizach własności innych modeli projektowanych lub istniejących pojazdów.

5. Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo-badawczych, dydaktycznych i organizacyjnych

Wykaz osiągnięć naukowo-badawczych, dydaktycznych i organizacyjnych zamieszczono w załączniku 4 w pliku "hab-4.pdf".

5.1. Działalność naukowo - badawcza, dydaktyczna i organizacyjna prowadzona przed uzyskaniem stopnia doktora nauk technicznych lata 2000-2005

1 października 1999 roku wraz z rozpoczęciem roku akademickiego 1999/2000 rozpocząłem pracę na stanowisku asystenta w Zakładzie Podstaw Budowy Urządzeń Transportowych na Wydziale Transportu Politechniki Warszawskiej. Prowadziłem zajęcia z przedmiotów: Laboratorium Technologii Wytwarzania i Laboratorium Materiałoznawstwa na studiach stacjonarnych i niestacjonarnych. Od drugiego roku pracy prowadziłem również zajęcia z przedmiotu Techniczne Środki Transportu – projektowanie na obu rodzajach studiów. Oprócz zajęć dydaktycznych, brałem udział w tworzeniu instrukcji do ćwiczeń laboratoryjnych, dostosowujących program zajęć do nowego zmienionego wymiaru godzinowego. Wraz z rozpoczęciem pracy dydaktycznej przyłączyłem się do zespołu realizującego projekt badawczy nr 9T12C 025 17 „System umożliwiający i optymalizujący eksploatację pojazdów w niskich temperaturach otoczenia” pod kierownictwem Prof. W. Bajona. Efektem pracy były cztery moje pierwsze publikacje współautorskie, z których dwie prezentowałem na XX i XXI Sympozjone Podstawy Konstrukcji Maszyn.

Równoległe z pracą dydaktyczną – badawczą, 1 października 1999 roku rozpocząłem studia doktoranckie na Wydziale Transportu Politechniki Warszawskiej. Będąc na drugim roku studiów doktoranckich rozpocząłem pracę naukową pod kierunkiem opiekuna naukowego i promotora mojej przyszłej pracy doktorskiej Prof. K. Zboińskiego. Pracę doktorską pt. „Badania symulacyjne stateczności ruchu pojazdu szynowego w łuku z uwzględnieniem wpływu zmian wybranych parametrów układu” obroniłem w lipcu 2005 roku.

5.2. Działalność naukowo-badawcza prowadzona po uzyskaniu stopnia doktora nauk technicznych lata 2005-2016

Po uzyskaniu stopnia doktora kontynuowałem pracę naukową w zespole badawczym Prof. K. Zboińskiego z zakresu dynamiki ruchu pojazdów szynowych ze szczególnym zainteresowaniem statecznością ruchu po łuku. W latach 2005-2012 zespół realizował dwa projekty finansowane ze środków na naukę Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego:

- nr 4 T12C 027 26 pt. „Symulacyjne i eksperymentalne metody oraz badania stateczności i stanów nieustalonych w dynamice pojazdów szynowych z naciskiem na ruch po łuku, hamowanie i bezpieczeństwo”;
- nr N N509 403136 pt. „Doskonalenie metod i narzędzi oraz badanie elementów infrastruktury, środków technicznych i prognozowania rozwoju transportu”.

Zakres badań, które prowadziłem jako wykonawca w ramach tych projektów obejmował:

- rozwój metody bifurkacyjnego badania stateczności ruchu pojazdów szynowych ze szczególnym naciskiem na ruch po łuku, rozwój metody osiągnięty był poprzez realizację dużej ilości obliczeń symulacyjnych dla skrajnie różnych warunków ruchu, które pozwoliły na zidentyfikowanie przypadków trudnych do interpretacji;
- określenie wpływu zmian wybranych parametrów układu pojazd-tor na stateczność rozwiązań modeli;
- doskonalenie modeli poprzez porównania wyników obliczeń uzyskanych dla różnych sposobów opisu matematycznego wybranego parametru;
- porównanie dokładności i pracochłonności różnych metod wyznaczania krytycznych wartości parametrów aktywnych układu pojazd-tor;

W latach 2012-2016 badania stateczności ruchu po łuku zostały rozszerzone o zagadnienia możliwości realizacji ruchu statecznego w kategoriach spełnienia wybranych

kryteriów bezpieczeństwa ruchu. Podjęto również próbę uwzględnienia w obliczeniach nierówności toru, stanowiących integralną cechę każdego toru rzeczywistego.

Efektom działalności naukowej po uzyskaniu stopnia doktora było:

- 28 prac naukowych opublikowanych w recenzowanych czasopiśmie krajowych i zagranicznych;
- 10 referatów opublikowanych w materiałach konferencyjnych krajowych i zagranicznych;
- 18 referatów wygłoszonych na konferencjach naukowych.

Recenzowałem artykuły do czasopisma *SHOCK AND VIBRATION*.

5.3. Działalność dydaktyczna po obronie pracy doktorskiej lata 2005-2016

Po uzyskaniu stopnia doktora zostałem zatrudniony w Zakładzie Podstaw Budowy Urządzeń Transportowych Wydziału Transportu Politechniki Warszawskiej na stanowisku adiunkta. Powierzono mi prowadzenie zajęć dydaktycznych na studiach stacjonarnych i niestacjonarnych I stopnia realizowanych przez Zakład Podstaw Budowy Urządzeń Transportowych z przedmiotów:

- Materiałoznawstwo – laboratorium – studia stacjonarne;
- Podstawy Budowy Maszyn I – laboratorium – studia stacjonarne i niestacjonarne;
- Podstawy Budowy Maszyn I – wykład – studia niestacjonarne;
- Podstawy Budowy Maszyn II – wykład – studia stacjonarne i niestacjonarne;
- Podstawy Budowy Maszyn III – projekt – studia stacjonarne i niestacjonarne ;
- Podstawy Budowy Maszyn IV – wykład – studia niestacjonarne;
- Podstawy Budowy Maszyn V – projekt – studia niestacjonarne;

Ponadto pełnię funkcje kierownika przedmiotów: Podstawy Budowy Maszyn I-V na studiach niestacjonarnych i Podstawy Budowy Maszyn II i III na studiach stacjonarnych. Brałem udział w tworzeniu sylabusów i kart przedmiotów w celu spełnienia wymagań KRK. Byłem członkiem komisji egzaminacyjnych dyplomowych (inżynierskich) w tym również jako przewodniczący.

5.4. Działalność organizacyjna po obronie pracy doktorskiej lata 2005-2016

Jestem członkiem *Polskiego Towarzystwa Symulacji Komputerowej (PTSK)*.

Uczestniczyłem w pracach organizacyjnych konferencji z cyklu *POJAZDY SZYNOWE* współorganizowanych przez Wydział Transportu P.W. w latach 2006 i 2016.

Uczestniczyłem w pracach organizacyjnych konferencji z cyklu *TRANSPORT XXI wieku* w latach 2007, 2010 i 2013.

Uczestniczyłem w organizowaniu wydarzeń z cyklu *Drzwi Otwarte Politechniki Warszawskiej*.

Pełnię funkcję Redaktora Bazy Wiedzy P.W. dla pracowników Zakładu PBUT.

5.5. Uzyskane nagrody, wyróżnienia i odznaczenia

2006 r. – nagroda zespołowa stopnia II Rektora Politechniki Warszawskiej za osiągnięcia naukowe w roku 2005.

.....
Imię i Nazwisko