

Model matematyczny układu: tor pomiarowy-wagon typu 415W, do diagnozowania uszkodzeń układów biegowych pojazdów szynowych

W pracy przedstawiono model matematyczny wagonu towarowego przeznaczonego do badań ukierunkowanych na diagnostykę uszkodzeń układów biegowych. Przedstawiono również wstępne wyniki obliczeń symulacyjnych z przejazdu przez klin położony na główce szyny. Wyniki te oceniano pod kątem doświadczalnej weryfikacji modelu.

1. Wprowadzenie

Praca jest częścią projektu badawczego KBN 9T12C01715 i omawia wstępny model wagonu węglarki 415W wraz z odcinkiem toru na stanowisku badawczym w Instytucie Pojazdów Szynowych w Poznaniu.

Model wagonu opracowano wykorzystując między innymi wyniki prac [2], [3], [4], [8], [9]. Przy budowie modelu toru oparto się na pracach [1], [5], [6], [7]. Głównie model ten służy do analiz symulacyjnych przejazdu wagonu przez przeszkodę (klin lub blaszka) na stanowisku badawczym do diagnostyki uszkodzeń jego układów biegowych. Elementy modelu opracowano z możliwością „udawania” uszkodzeń układu jezdnych takich jak pęknięcie sprężyn nośnych wózka, wyłączenie z pracy tłumika ciernego lub wyłączenie z pracy ślizgów bocznych nadwozia na wózkach. Możliwe jest też analizowanie wad geometrycznych kół jezdnych (płaskie miejsca lub bicie poprzeczne).

Dzięki pracom doświadczalnym prowadzonym na w/w stanowisku z wagonem 415W, możliwa jest weryfikacja wyników symulacji komputerowej a tym samym weryfikacja omawianego modelu. Będzie to przedmiotem dalszych prac w ramach projektu badawczego 9T12C01715.

2. Konstrukcja wagonu i toru

Model fizyczny wagonu węglarki typu 415W na wózkach dwuosiowych 25TNa został opracowany w oparciu o dokumentację konstrukcyjną wagonu [8] i wózka [9]. Wagon ten jest przeznaczony do przewozu ciężkich ładunków z prędkościami rzędu 100 ÷ 120 km/h.

Podstawowe parametry tego wagonu dla stanów próżnego i załadowanego są następujące:

- baza wagonu (2a*).....10.7 m,
- baza wózka (2a⁺).....1.80 m,
- długość wagonu ~ 15.8 m,
- wysokość zderzaków 1.06 m,
- poprzeczny rozstaw kół zestawów kołowych 2s1.50 m,
- średnica kół jezdnych 0.92 m,
- aparat pociągowy wózka kulisty czop skretu,
- ilość tłumików tarciovych na wózek 4 szt,
- ciężar usprężynowany przez II-gi stopień wagonu pr/ład..... 147 / 788 kN,
- ciężar usprężynowany przez I-wszy stopień wagonu pr/ład..... 186 / 827 kN,

- ciężar całkowity wagonu (na kołach) pr/ład . 240 / 883 kN,
- masa zestawu kołowego wraz z maźnicami..... 1400 kg,
- masa ramy wózka wraz z wyposażeniem..... ~2000 kg,
- strzałka ugięcia pionowego usprężynowania II-go stopnia.....0 mm,
- luz pionowy na ślizgach bocznych II-go stopnia12 mm,
- strzałka ugięcia pionowego usprężynowania I-go stopnia 23 / 50 mm,
- poprzeczna maksymalna gra usprężynowania II-go stopnia..... 0 mm,
- poprzeczna maksymalna gra usprężynowania I-go stopnia10 mm,
- typ łożysk maźniczych walcowe,
- profil powierzchni tocznej kół 28 UIC 135.

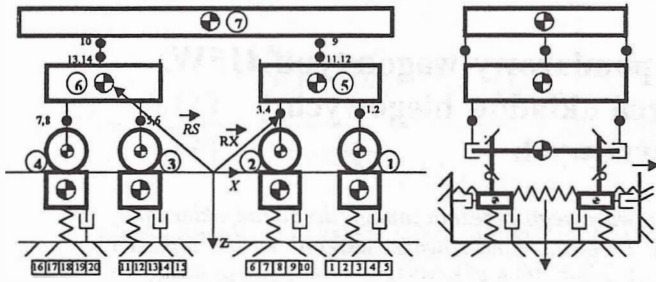
Wózek przedstawiony w opracowaniu [9] łączy się z nadwoziem wagonu poprzez następujące elementy:

- dwa kuliste czopy skretu oparte gniazdami w środkach symetrii poprzecznic ram wózków,
- cztery ślizgi boczne, z których każdy oparty jest na dwóch pionowych sprężynach ułożonych w gniazdach przykręconych do poprzecznic ram wózków.

Na maźnicach skrzydełkowych ułożyskowanych na zestawach kołowych oparta jest rama wózka poprzez sprężyny śrubowe (2 komplety na maźnicę złożone ze sprężyny zewnętrznej i wewnętrznej). Sprężyna zewnętrzna jest znacznie wyższa od wewnętrznej co różnicuje sztywności kompletów w stanie próżnym i załadowanym. Sprężyny te oprócz roli elementów nośnych pełnią też funkcję przewodzenia zestawów kołowych, a zewnętrzna po jednej stronie maźnicy dodatkowo dociska grzybek tłumika ciernego. Niedobór sztywności podłużnej i poprzecznej w tym przewodzeniu uzupełniają wspomniki wideł maźniczych.

Modele powyższych węzłów konstrukcyjnych pokazano schematycznie na rys.2 i 3. I jak widać z tych schematów, węzły te składają się zawsze z kilku elementów, które podczas procesu obliczeń symulacyjnych wagonu mogą być włączone lub wyłączone, symulując w ten sposób ich uszkodzenie lub zużycie.

3. Model mechaniczny i topologia.



Rys. 1. Model mechaniczny wagonu 415W i toru

Na rysunku 1 pokazano schemat wzajemnych powiązań następujących brył sztywnych:

- 1,2,3,4 - zestawy kołowe,
- 5,6 - ramy wózków,
- 7 - nadwozie,

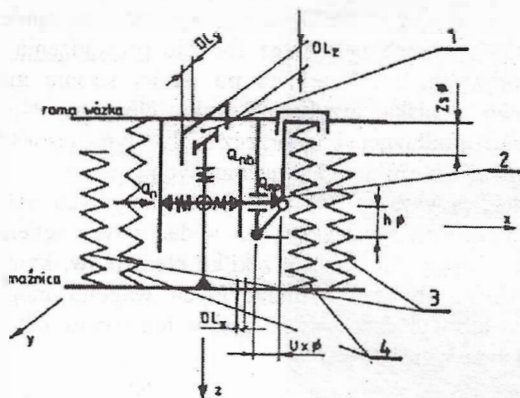
poprzez następujące podatne elementy:

- 1,2,3,.....8 - zespół usprężynowania ramy wózka i prowadzenia zestawów kołowych (sprężyny śrubowe, widły, tłumik cierny),
- 9,10 - kuliste czopy skrętu,
- 11,12,13,14 - ślizgi boczne skrętu wózka (podparcie nadwozia).

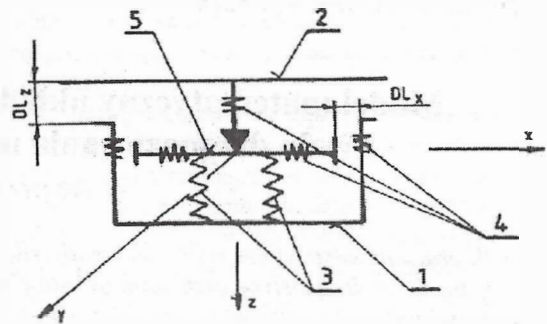
Na modelu mechanicznym wagonu wraz z torem (rys.1) pokazano również substrukturę:

- 1,2,3,4 - model zestawu kołowego z elastycznie obracającymi się kołami względem osi zestawu o kąty φ_x, φ_y wraz z modelem przemieszczających się poprzecznie elementów toru. Przemieszczenia te określane są przez stopnie swobody o nr: 1,2,3,.....20.

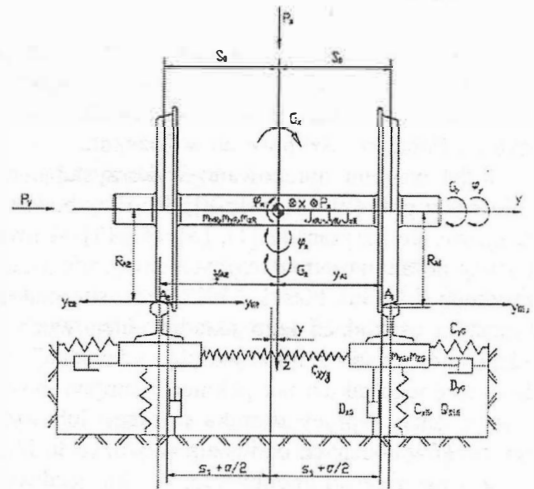
W oparciu o schematy pokazane poniżej na rys. 1÷5 i dokumentację programu do symulacji drgań (generującego równania ruchu) [10] opracowano topologię modelu i przedstawiono ją tabelarycznie w pracy [11]. Tabela ta podczas obliczeń symulacyjnych spełnia rolę sterującą w zarządzaniu biblioteką podprogramów oraz prawidłowym lokowaniu danych liczbowych w pamięci komputera.



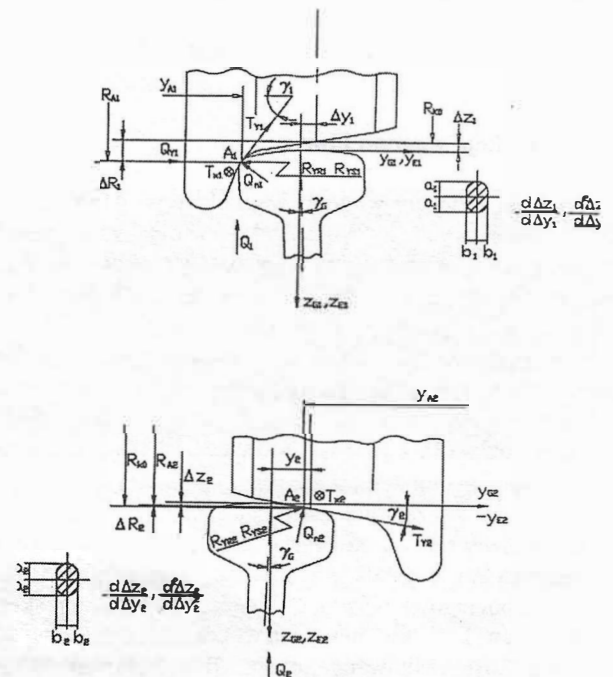
Rys. 2. Model mechaniczny zespołu usprężynowania wózka i prowadzenia zestawów kołowych: 1 – układ ograniczników ruchu, 2 – dociskacz tłumika ciernego, 3 – sprężyny wewnętrzne, 4 – sprężyny zewnętrzne



Rys. 3. Model mechaniczny ślizgów bocznych nadwozia: 1 – obudowa sprężyn, 2 – ślizg górny, 3 – sprężyny podparcia ślizgu, 4 – clementy podatne konstrukcji ślizgów, 5 – ślizg dolny



Rys.4. Model mechaniczny zestawu kołowego i przęśla toru



Rys. 5. Schemat modelu kontaktu koła i szyny

Analizując dane z dokumentacji technicznej wagonu 415W i wózków 25TNa [8, 9] przy pomocy edytorów tekstu przetworzono i zestawiono dane modelowe, które pokazano w tabelach w pracy [11]. Tabele te przedstawiają obliczone przy pomocy MS Excel charakterystyki sprężyn nośnych w usprężynowaniu ramy wózka (**415w_s1t.xls** – tara), charakterystyki sprężyn nośnych w ślizgach bocznych nadwozia (**415w_s2.xls**), charakterystyki wypadkowe usprężynowania maźnicznego, ślizgów bocznych i kulistych czopów skrętu wózków (**415wc_2.xls**) oraz parametry brył sztywnych modelu wagonu, tj. masy, środki mas, momenty bezwładności nadwozia, ram wózków i zestawów kołowych (**415wm_1.xls**).

W oparciu o znajomość zasad działania programu symulacyjnego [10], wykorzystując dane z powyższych tabel i dokumentację techniczną opracowano pliki modelowe (wsadowe pliki CMD). Pliki te (**415W_1.mod** (.mod = model) oraz **uni_98.lis** (.lis = uniwersalna lista procedur we / wy)) zawierają dane sterujące i dane fizyczne służące programowi komputerowemu do budowy modeli matematycznych i generowania równań ruchu badanego wagonu wraz z torem. Jako pliki systemowe programu ACSL pozwalają na bardzo wygodne formułowanie wielu danych modelowych oraz ich zmian dla kolejnych wariantów obliczeniowych. Wykorzystując komendy systemu operacyjnego (np. MS DOS) opracowuje się plik sterujący całością obliczeń zwany protokołem obliczeń. Dla obliczeń przedstawionych w dalszej części opracowano protokół **lp_415Wt.bat**, który przedstawiono w pracy [11].

Dalszymi plikami, które są niezbędne do wykonania pełnego rachunku symulacyjnego są wielowymiarowe tabele funkcji profilowych koła i szyny oraz współczynników ich wzajemnego tarcia a także tabele z zapisem stochastycznych pionowych i poprzecznych nierówności szyn.

Dla kombinacji profili rzeczywistych koło / szyna:

- 28 UIC 135 dla koła,
 - S60 - 1:40 dla szyny UIC60 o pochyleniu 1:40,
 - S49 - 1:20 dla szyny S49 o pochyleniu 1:20,
- w oparciu o prace prof. Kalkera [5, 6, 7] opracowano odpowiednio zbiory o nazwach **U13U604C.S01** i **U13U604C.R01**.

Dla standardowego odcinka toru badawczego opracowano zbiór nierówności torowych o nazwie **RHE-OEAA.ERR**.

4. Testowanie modelu.

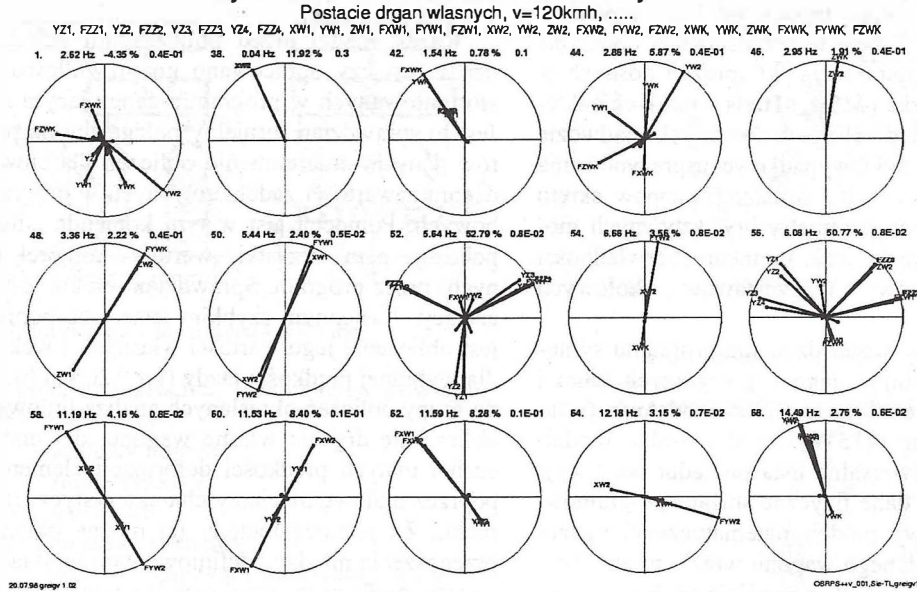
Każdy model przed obliczeniami zasadniczymi sprawdzany jest czy opracowano go prawidłowo według zasad sformułowanych w programie generującym równania ruchu. Jest to sprawdzian formalny polegający na przejrzaniu zbiorów danych, uruchomieniu obliczeń dla chwili $t=0$ i sprawdzeniu zawartości zadeklarowanych w programie tablic liczbowych. Pomocna jest w tym komenda „disply /all”, która pokazuje nam wszystkie wartości komórek wykorzystywanych przez program. Sprawdzian ten nie jest jednak wystarczający. Następnym szybkim testem na poprawność modelu jest obliczenie jego wartości własnych i wektorów własnych dla wybranej prędkości jazdy (np. 120 km/h). Test ten należy do grupy obliczeń określanych analiza liniowa. W jej ramach oblicza się drgania własne wagonu, dla małych przemieszczeń i małych prędkości deformacji elementów podatnych, poprzez budowę macierzy charakterystycznej układu równań ruchu. Za pomocą metody tej można obliczać też funkcje przenoszenia między zdefiniowanymi w układzie wejściami i wyjściami dla poszczególnych sygnałów.

Wyniki testu wg. powyższej metody, przedstawiono na rysunku 6. Jak widać częstotliwości (w Hz) i dekrementy tłumienia (w %) dla niektórych postaci drgań takich jak podskakiwanie nadwozia (2.95 Hz/1.91 %) lub galopowanie nadwozia (3.35 Hz/2.21 %) lub kołysanie nadwozia forma I (1.2 Hz/0.25 %) i forma II (2.76 Hz/3.08 %) lub też wężycowanie wózków (2.54 Hz/-2.34 % - widzimy tutaj niestateczność wózków).

Przy teście tym należy się następująca uwaga: analiza liniowa wyznacza częstotliwości, dekrementy tłumienia oraz postacie drgań własnych elementów wagonu w oparciu o zlinearyzowane charakterystyki modelu, tłumienie wynikające z tarcia suchego (nieliniowego) zostaje pominięte. Stąd obliczone dekrementy tłumienia są mniejsze niż w rzeczywistości. Uwzględniając powyższą uwagę i w oparciu o znajomość wyników na innych podobnych obiektach można stwierdzić, że test wypadł pozytywnie.

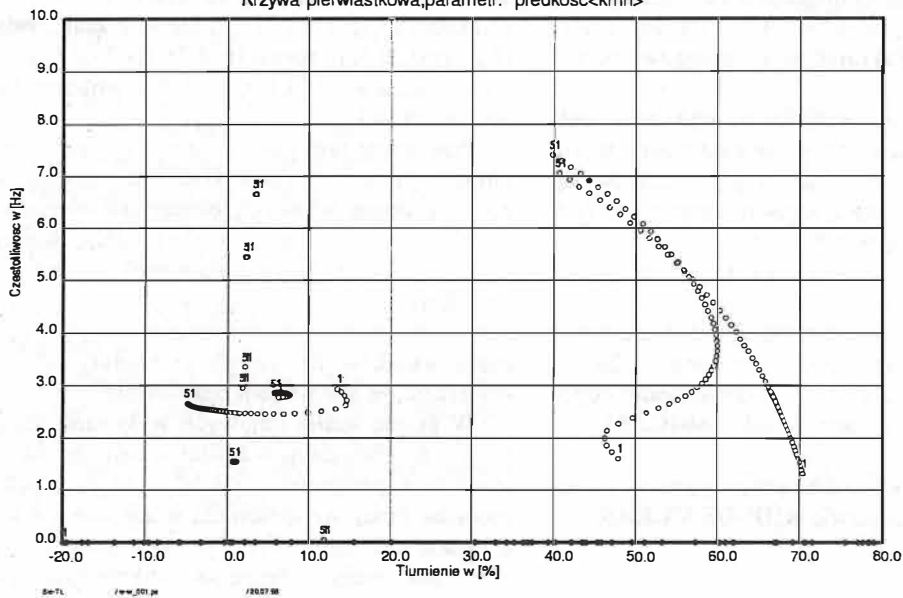
W grupie analiz liniowych wykonano też 2-gi test polegający na obliczaniu wartości własnych dla ciągu wartości jednego z parametrów modelu. Za parametr ten przyjęto prędkość jazdy wariantowaną w zakresie od 40 do 140 km/h z krokiem 2 km/h. Przy pomocy programu przetworzono otrzymane zbiory liczbowe na grafikę pokazaną na rysunku 7.

Rys.6. WAGON 415W TARA - wibroakustyka-test



Rys.7. WAGON 415W TARA

Wibroakustyka-test+OBRPS
Krzywa pierwiastkowa, parametr: predkosc<kmh>



Rysunek ten określany krzywymi pierwiastkowymi pokazuje nam, które pierwiastki są wrażliwe na zmiany wariantowanego parametru. Jak widać tutaj, wyraźne krzywe powstały dla form drgań przyporządkowanych do wózków, które zwane są wężykowaniem. Takie zachowanie się modelu jest poprawne. Test ten można uznać również za pozytywny.

Na tym wstępne testy sprawdzające model zakończono, wychodząc z założenia, że wiedza na temat zachowań dynamicznych wagonu węglarki 415W jest chwilowo niewielka (w miarę badań będzie się powiększać) a dalsze obliczenia prowadzone na modelu węglarki i tak będą weryfikowane na podstawie badań doświadczalnych.

5. Symulacja przejazdu przez klin.

Wyniki obliczeń symulacyjnych przejazdu wagonu przez klin zamocowany do szyny przedstawiono w postaci graficznej na rysunkach 8, 9. Są to rysunki przedstawiające przebiegi czasowe następujących wielkości (TGES – jest osią czasu w [s]):

- przyspieszeń w punktach pomiarowych $XWTG(k,j)$ [m, rad/s^2]:

gdzie indeks k oznacza kierunek drgań, tzn.:

1,2,3 - x,y,z (przemieszczenia translacyjne),

4,5,6 - $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ (przemieszczenia rotacyjne),

oraz gdzie indeks j jest numerem punktu pomiaru, tzn.:

- 1 - środek ramy wózka przedniego,
 - 2 - środek ramy wózka tylnego,
 - 3 - podłoga nadwozia nad przednim wózkiem,
 - 4 - podłoga na środku nadwozia,
 - 5 - podłoga nadwozia nad tylnym wózkiem,
- sił pionowych $Q(j)$ [N] działających na kołach zestawów kołowych, gdzie indeks j jest numerem koła. (Nr 1 oznacza koło prawe zestawu przedniego, nr 2 koło lewe tego zestawu, nr 3 koło prawe zestawu następnego (nr 2), itd.)
 - przyspieszeń pionowych $ZGW(j)$ toków szynowych pod j -tymi kołami:

Na zaprezentowanych rysunkach widać, że czas trwania zjawiska silnych drgań elementów wózka przedniego i toru jest względnie krótki tj. ok. 0.5 s. Upadek z klina koła nr 1 zestawu kołowego nr 1 odbywa się w chwili $t \approx 1.2$ s (wagon porusza się z prędkością 3.6 km/h tj 1 m/s). Oznacza to, że upadek z klina koła nr. 3 na zestawie nr 2 powinien nastąpić w chwili $t \approx 3$ s. Tak więc, zanim drugi zestaw spadnie z klina, drgania wózka i toru po upadku z klina pierwszego zestawu zdążą już wygasnąć. Oznacza to również, że jest możliwe niezależne rozpatrywanie drgań poszczególnych partii wózka położonych nad zestawami kołowymi. A zatem do analiz diagnostycznych opartych na upadku z klina zestawu nr 1 można brać wyłącznie sygnały $ZGW(1)$, $XWTG(3,1)$, $XWTG(3,3)$, $Q(1)$, itd.

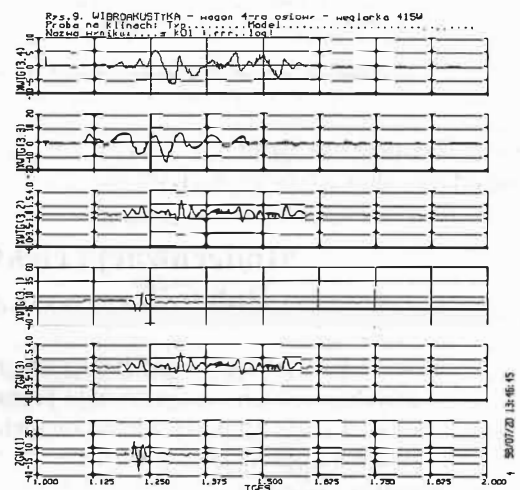
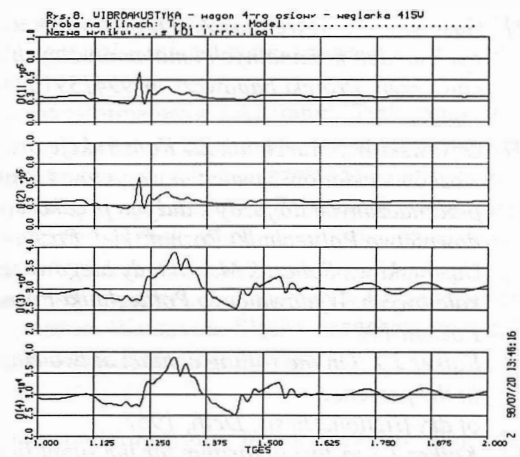
Wielkości pokazane na rysunkach potwierdzają powyższe wnioski. Upadek z klina wywołał pionowe drgania koła i szyny silnie tłumione (w modelu elementy te kontaktują się ze sobą w kierunku pionowym na sztywno) o czasookresie ok. 0.028 s (częstotliwość 35.6 Hz) i drgania pionowe ramy wózka słabo tłumione o czasookresie ok. 0.055 s (częstotliwość 17.8 Hz). Drgania koła są formą wyraźnie jednoczęstotliwościową a drgania ramy wózka formą wypadkową z kilku częstotliwości, z dominującą jedną częstotliwością. Poziom przyspieszeń zarówno na kole ok. 35 m/s^2 jak i ramie wózka ok. 13 m/s^2 jest dostatecznie wysoki by umożliwić dalsze analizy taką właśnie metodą.

6. Podsumowanie

Zadaniem niniejszej pracy było opracowanie modelu wagonu do badań wibroakustycznych, tj. przygotowanie sprawnego narzędzia do przyszłych analiz diagnostycznych wagonu węglarki 415W i wykonanie wstępnych badań na tym modelu. Cel ten został osiągnięty. Przygotowano wstępny model, który będzie weryfikowany doświadczalnie.

Mierząc przyspieszenia szyn i naciski zestawów kołowych na tor oraz przyspieszenia kół, ramy wózka i nadwozia widać w tych sygnałach cechy identyfikujące analizowany podzespół wagonu. Jednak realność uzyskania dostatecznych informacji do oceny sprawności tych podzespołów wykażą dalsze prace badawcze w ramach projektu.

Wyniki z przejazdu przez klin wskazują, że zastosowane w badaniach doświadczalnych przyspieszeniomierze nie muszą posiadać maksymalnego zakresu pomiarowego na poziomie kilku tysięcy m/s^2 i pasma przenoszenia częstotliwości powyżej 1 kHz. Jeżeli jednak obróbka wyników badań doświadczalnych wykaże, że wyniki w paśmie 100 Hz + 1



kHz odgrywają istotną rolę w diagnostyce to nie będzie możliwe dalsze ograniczenie zakresu pomiarowego przyspieszeń. Wówczas jest prawdopodobne, że będzie również konieczna rozbudowa modelu, szczególnie w zakresie podzespołu zestaw kołowy-tor z uwzględnieniem drgań o wysokich częstotliwościach, które pochodzą od zginania szyn, wyginania tarcz kół i osi zestawów kołowych, a także od deformacji kontaktowej koło – szyna.

Już w tej chwili wiadomo, że obliczeniowe wygenerowanie wyników z symulowaniem uszkodzeń „pojazdu” jest uzasadnione dla przyspieszenia prac w zakresie analiz stochastycznych z siecią neuronową. Bowiern jeżeli nawet wyniki po weryfikacji modelu będą nieco inne, istota zagadnienia będzie taka sama.

Decyzje w sprawach poruszonych powyżej, w tym o rozbudowie modelu, zostaną podjęte ostatecznie po weryfikacji dotychczasowego modelu obliczeniowego wagonu i po przeprowadzeniu pierwszego cyklu badań doświadczalnych.

Aby uniknąć przypadkowych wniosków z prowadzonych prac, celowe jest również opracowanie modelu wagonu opartego na innych wózkach niż 25Tna i zweryfikowanie go za pomocą badań doświadczalnych.

7. Literatura

- [1] Durzyński Z.: *Koncepcja diagnozowania układów biegowych pojazdów szynowych za pomocą sygnałów wibroakustycznych. Pojazdy Szynowe, nr 2/1998*

- [2] Gąsowski W., Marciniak Z.: *Opracowanie uproszczonych modeli nominalnych i matematycznych układów zawieszzeń. Projekt badawczy nr 994139102, Poznań 1992*
- [3] Gąsowski W., Marciniak Z.: *Konstrukcje oraz modele wózków i układów zawieszzeń wagonów i lokomotyw przeznaczonych do jazdy z dużymi prędkościami. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1993*
- [4] Gąsowski w., Sobczak M.: *Układy biegowe wagonów kolejowych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1987*
- [5] Kalker J.J.: *On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction. Thesis, Delft, 1967*
- [6] Kalker J.J.: *A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact. Vehicle System Dynamics 11 / 1982.*
- [7] Kalker J.J.: *Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact. Kluwer Academic Publishers. London 1990.*
- [8] *Opracowanie OBRPS – 415 W 010000-2-00: Dokumentacja konstrukcyjna wagonu węglarki.*
- [9] *Opracowanie OBRPS – 3TNa 070000-1-00: Zestawienie wózka 3TNa.*
- [10] *Marciniak Z., Sienicki A.: Analiza pracy układu biegowego lokomotywy EP09 (104E) w aspekcie poprawy dynamiki podłużnej i trwałości układu napędowego.*
- [11] *Opracowanie OBRPS - OR-8133 pt.: Opracowanie modelu układu tor-wózek do symulacyjnych badań wibroakustycznych.*
-