

*dr inż. Zygmunt Marciniak  
mgr inż. Adam Sienicki  
Ośrodek Badawczo – Rozwojowy  
Pojazdów Szynowych w Poznaniu*

## **Analiza pracy układu biegowego lokomotywy EP 09 (104 E) w aspekcie poprawy dynamiki podłużnej i trwałości układu napędowego**

*Artykuł poświęcony jest analizom symulacyjnym ruchu rozwiniętego modelu lokomotywy EP 09 (104 E). Celem tych analiz było opracowanie wytycznych i zmian w konstrukcji układów biegowych lokomotywy dla ograniczenia drgań wzdłużnych i przenoszenia ich na strukturę ciągnionych wagonów oraz zwiększenie trwałości i niezawodności pracy układu napędowego, a zwłaszcza przekładni trakcyjnej i układu przeniesienia momentu obrotowego. Wyniki pracy mogą służyć projektantom dla opracowania zmian modernizacyjnych w konstrukcji układów napędowych i biegowych.*

### **1. WSTĘP**

Elektryczna lokomotywa pasażerska EP 09 (104 E) o mocy 2920 kW i prędkości 160 km/h została opracowana konstrukcyjnie w latach 1979/1980 przy współpracy z Instytutem Taboru Kolejowego w Nowoczerkasku. Prototypy lokomotywy zostały zbudowane przez Fabrykę Wagonów „Pafawag” na przełomie 1986 i 1987 roku. Mimo upływu lat lokomotywa ta jest obecnie (do czasu oddania do eksploatacji przez ADtranz uniwersalnych lokomotyw jednosystemowych EU 11 i dwusystemowych EU 43) najmłodszym w kraju pojazdem trakcyjnym do ruchu z prędkościami rzędu 160 km/h. Dotychczas w okresie 1986 – 1997 F. W. „Pafawag” dostarczyła Polskim Kolejom Państwowym 47 sztuk tych lokomotyw. Mimo szeregu modyfikacji wprowadzanych do konstrukcji lokomotywy w ciągu dotychczasowej produkcji lokomotywa oczekuje na kompleksową modernizację nawiązującą do najnowszych osiągnięć firm światowych [2]. Celem tej modernizacji winno być:

- zwiększenie mocy lokomotywy oraz zwiększenie jej możliwości trakcyjnych,
- poprawa bezpieczeństwa i warunków pracy obsługi,
- obniżenie kosztów eksploatacji, przeglądów i napraw,
- poprawa wskaźnika gotowości technicznej lokomotywy.

Najważniejsze działania modyfikacyjne i modernizacyjne wprowadzone do konstrukcji lokomotywy zostały już szczegółowo opisane w pracach [2, 3].

Obecnie najważniejsza, zdaniem eksploatatorów, jest poprawa dynamiki podłużnej lokomotywy oraz zwiększenie trwałości i niezawodności zespołu napędowego, a zwłaszcza przekładni trakcyjnej.

W ostatnich latach problemem tym zajmowały się poza OBRPS-em dwa niezależne ośrodki. W 1996 roku w warszawskiej firmie Ekspert Consultants sp. z o.o. opracowano środki zaradcze dla ograniczenia przyczyn i niekorzystnych skutków powstawania drgań wzdłużnych [7]. Między innymi zaproponowano wprowadzenie między ramą wózka a pudłem wzdłużnych, poziomych tłumików hydraulicznych podwójnego działania z jednoczesnym demontażem istniejących poprzecznych tłumików hydraulicznych zamontowanych na czołownicach ram wózków, wymianę dotychczasowego aparatu pochłaniającego typu S2 – 1 – TM na amortyzator elastomerowy oraz zastosowanie dodatkowych pierścieni sprężystych w połączeniu ciąguła przenoszącego siły pociągowe wózka.

W latach 1997 i 1998 zespół specjalistów Politechniki Warszawskiej i Politechniki Krakowskiej przeprowadził analizę dynamiczną układu lokomotywy EP 09 oraz symulację komputerową drgań podukładów [5]. W wyniku przepro-

wadzonych analiz dla zmniejszenia drgań podłużnych, zwłaszcza pierwszego wagonu zaproponowano zastosowanie amortyzatorów elastomerowych w układzie zderzno-pociągowym o minimalnej sztywności z zakresu dopuszczalnego przez UIC, zmniejszenie sztywności połączeń cięgłowych przez dodanie elementów elastycznych oraz zastosowanie tłumików wzdłużnych o intensywności 20 kN przy prędkości tłka 0,1 m/s, natomiast dla zwiększenia trwałości zespołu napędowego zaproponowano wprowadzenie przekładni zębatej o zębach śrubowych (daszkowych).

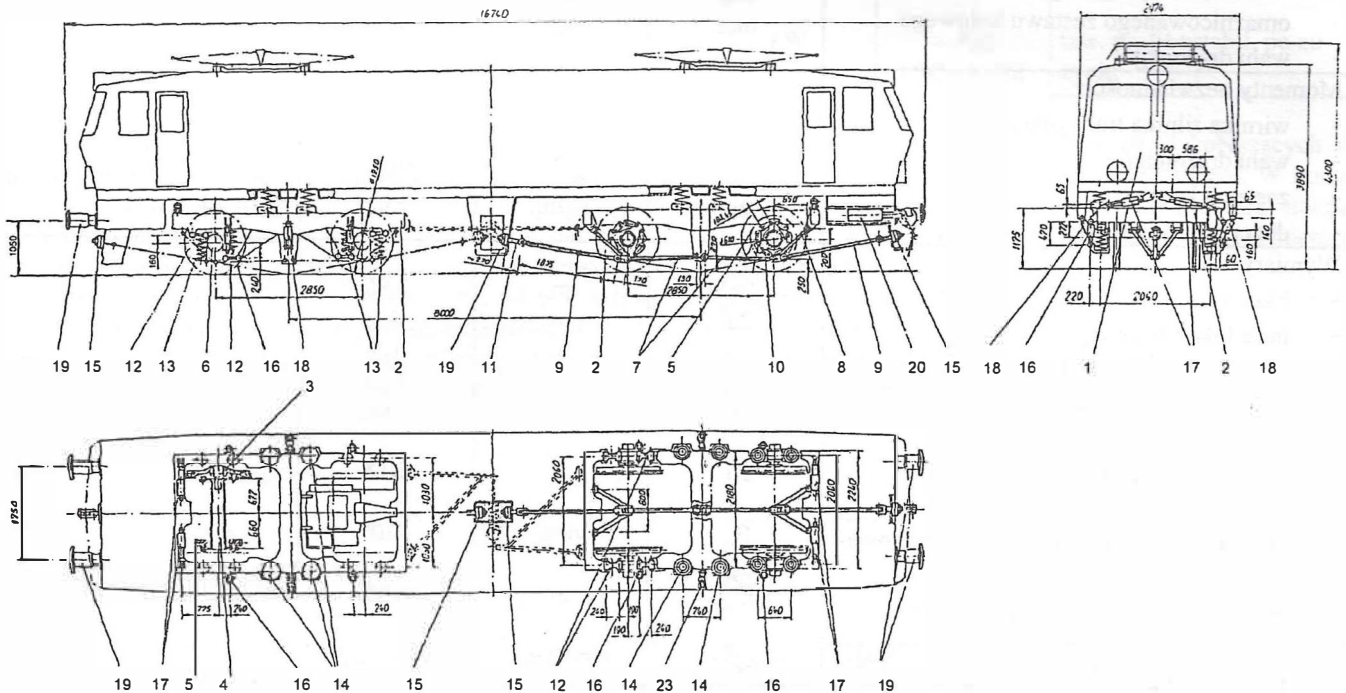
Niezależnie od wymienionych propozycji, z których dotychczas zastosowano w lokomotywie tylko amortyzator elastomerowy również w OBRPS-ie realizowano szereg prac mających na celu poprawę niekorzystnych zjawisk dynamicznych. Pierwszymi krokami było w latach 1994/1995 opracowanie i przebadanie układu oparcia pudła na wózkach za pośrednictwem sprężyn wysokogabarytowych (flexicoil). Mimo pozytywnych wyników badań nowego układu prowadzonych w CNTK – Warszawa [1] nie nastąpiła zdecydowana poprawa dynamiki lokomotywy. W latach następnych opracowano konstrukcyjnie jednocięgłowy układ (rozciągająco - ściskający) przeniesienia sił wzdłużnych (pociągowych i hamujących). Układ ten nie doczekał się jednak jeszcze wprowadzenia na lokomotywie.

W zakresie zwiększenia niezawodności zespołu napędowego wprowadzono do procesu produkcyjnego odginane podkładki w połączeniu piasty koła z wieńcem oraz selekcję wymiarową i zawężenie tolerancji włączanych tulejek a

także sprawdzenie siły w połączeniu piasty z wieńcem koła zębatego po naprawach rewizyjnych oraz zmianę smaru z KZE na smar półpłynny Liten Epx. Zaproponowano również i opracowano konstrukcyjnie nowy sposób zawieszenia silnika trakcyjnego za pośrednictwem przegubów gumowo-metalowych. Jednak ze względu na zmiany w ramie wózka i stojanie silnika trakcyjnego rozwiązania tego nie wprowadzono do produkcji. Wszystkie poczynione działania przynosiły efekt połowiczny, w związku z czym w 1998 roku przeprowadzono pełną symulację komputerową ruchu lokomotywy dla eliminacji niekorzystnych zjawisk dynamicznych. Efektem tego miało być opracowanie zmian konstrukcyjnych w lokomotywie dla poprawy dynamiki podłużnej i trwałości układu napędowego.

## 2. MODEL MECHANICZNY I TOPOLOGIA LOKOMOTYWY

Analizę symulacyjną ruchu pojazdu dla podstawowego celu jakim jest poprawa dynamiki podłużnej lokomotywy i zwiększenie trwałości jej układu napędowego przeprowadzono dla rzeczywistej lokomotywy elektrycznej typu EP 09 (104 E), której schemat konstrukcyjny przedstawiono na rys. 1. Podstawowe parametry konstrukcyjne lokomotywy niezbędne do prowadzonej analizy zaprezentowane zostały w tabelicy 1.



Rys. 1. Schemat konstrukcyjny lokomotywy 104 E (EP 09): 1-nadwozie lokomotywy, 2-rama wózka, 3-zestaw kołowy, 4-wał drażony, 5-koło zębate przekładni, 6-mażnica, 7, 8, 9, 10-cięgło, 11-końcówka cięgła, 12-przewodnik gumowo-metalowy, 13-usprężynowanie I stopnia, 14-usprężynowanie II stopnia, 15-pierścień cięgła przeniesienia sił wzdłużnych, 16-tłumik pionowy maźnica-rama wózka, 17-tłumik poziomy nadwozie-rama wózka, 18-tłumik pionowo-ukośny rama wózka-nadwozie, 19-zderzak, 20-amortyzator układu pociągowo-zderzowego.

Układy biegowe i napędowe lokomotywy realizowane są przez następujące główne elementy:

- 4 sprężyny śrubowe nośne (dwie na stronę wózka) pracujące przestrzennie, oparte dolnymi podstawami na podłużnicach ramy wózka,
- 2 hydrauliczne tłumiki poprzeczne umocowane poprzez elementy gumowo – metalowe kuliste na skrajnych dla lokomotywy czołownicach ram wózków,
- 2 hydrauliczne tłumiki pionowe umocowane poprzez elementy gumowo – metalowe kuliste do podłużnic ramy wózka w rejonie jej środka,
- 2 cięgła podłużne ukośne do przeniesienia siły pociągowej wózka zakończone po stronie pudła amortyzatorami wielowarstwowymi gumowo – metalowymi, a po stronie wózka zamocowane do konstrukcji cięgłowej wspartej na ramie wózka.

Na maźnicach skrzydełkowych ułożyskowanych na zestawach kołowych jest oparta rama wózka poprzez nośne sprężyny śrubowe (2 na maźnicę). Funkcję prowadzenia zestawów kołowych pełnią bardzo sztywne we wszystkich kierunkach prowadniki gumowo – metalowe (2 na maźnicę). Tłumienie pionowych drgań ramy wózka zapewniają 4 pionowe tłumiki hydrauliczne umocowane przegubami gumowo – metalowymi do maźnic i ramy wózka.

Zestawy kołowe napędzane są silnikami elektrycznymi prądu stałego zintegrowanymi z przekładniami zębatymi jednostopniowymi. Rolę giętkiego sprzęgła napęd – zestaw kołowy pełni układ składający się z dwóch elastycznych 6-cio cięgłowych sprzęgieł wychylnych połączonych wzajemnie wałem drążonym. Silnik wraz z przekładnią zawieszony jest z jednej strony na czołownicy a z drugiej na poprzecznicy ramy wózka.

Podstawowe parametry lokomotyw 104 E

Tablica 1

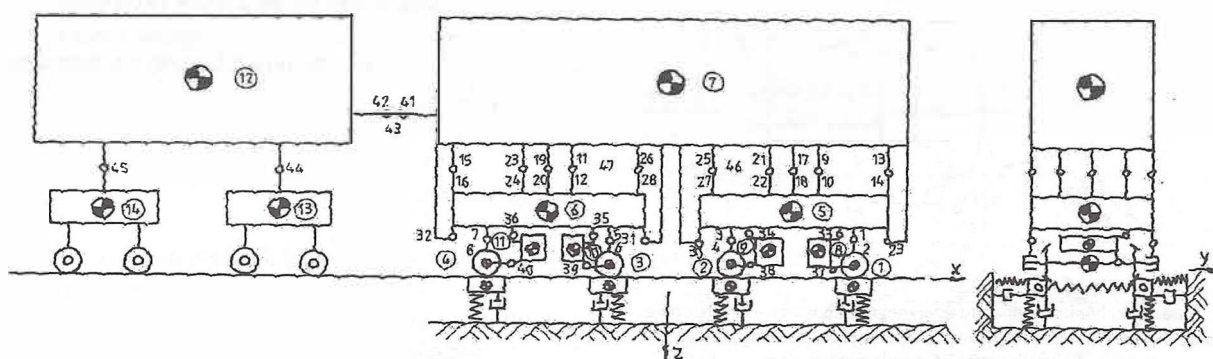
Nazwa wielkości	Symbol	Jednostka	Wielkość	Uwagi
1	2	3	4	5
<b>Masy:</b>				
- lokomotywy	$m_{lok}$	kg	85400	
- nadwozia	$m_{wk}$	kg	40920	
- ramy wózka z osprzętem	$m_{Tw}$	kg	5360	
- silnika trakcyjnego z przekładnią	$m_{sT}$	kg	5810	
- omaźnicowanego zestawu kołowego	$m_{zk}$	kg	2630	
- wału drążonego	$m_{wd}$	kg	223	
<b>Momenty bezwładności:</b>				
- wirnika silnika trakcyjnego	$J_{ywir}$	kgm <sup>2</sup>	109	
- wału drążonego	$J_{ywd}$	kgm <sup>2</sup>	9,5	
- zestawu kołowego	$J_{yzk}$	kgm <sup>2</sup>	358,2	
- dużego koła zębatego przekładni	$J_{z2}$	kgm <sup>2</sup>	75,2	
<b>Wymiary</b>				
- baza wózka	$2a^+$	m	2,85	
- baza lokomotywy	$2a^*$	m	8,0	
- rozstaw poprzeczny kół	$2s$	m	1,5	
- średnica kół jezdnych	$D_k$	m	1,25	
- rozstaw poprzeczny maźnic	$2b^+$	m	2,06	
- rozstaw poprzeczny sprężyn nośnych nadwozia	$2b^*$	m	2,18	
- kąt pochylenia cięgieł aparatu pociągowego do horyzontu	$\beta_{ap}$	deg	-10°	
- wysokość mocowania cięgieł aparatu pociągowego na wózku	$h^+_{ap}$	m	0,28	wzgl. główek szyn
- przełożenie przekładni trakcyjnej	$z_2/z_1$	szt/szt	73/38 = 1,92	
<b>Podatności sprężyste:</b>				
- sztywność pionowa sprężyn nośnych / maźnicę	$C^+_z$	KN/mm	0,67	2 komplety sprężyn śrubowych
- sztywność kompletu prowadników Alsthom / maźnicę	$C^+_{zA}$	KN/mm	0,5	2 prowadniki
- pionowe	$C^+_{yA}$	KN/mm	30	po 2 przeguby gumowe
- poprzeczne	$C^+_{xA}$	KN/mm	168	
- podłużne				

1	2	3	4	5
<ul style="list-style-type: none"> <li>- sztywność kompletu sprężyn nośnych nadwozia / stronę wózka</li> <li>- poprzeczna</li> <li>- pionowa</li> <li>- sztywność podłużna amortyzatora ciąгла aparatu pociągowego wózka</li> <li>- sztywność podłużna urządzenia pociągowego lokomotywy</li> </ul>	$C_{x,y}^*$ $C_z^*$ $C_{nap}$ $C_{xac}^*$	KN/mm KN/mm KN/mm KN/mm	0,4 0,69 7,3 -1,4	2 komplety sprężyn śrubowych element gumowy 3 warstwowy wartość orientacyjna dla elementu silnie nieliniowego
<ul style="list-style-type: none"> <li>- początkowa sztywność podłużna zderzaka lokomotywy</li> <li>- sztywność obrotowa (skrętna) sprzęgła układu napędowego</li> </ul>	$C_{xzd}^*$ $C_{pys}$	KN/mm KN/mrad	-1,2 12,6	na nadwoziu zamocowane są 2 takie zderzaki z tłum. ciemym i blokiem elastomerowym na 1 wał drażony przypadają 2 sprzęgła
Tłumienie hydrauliczne – współczynniki: <ul style="list-style-type: none"> <li>- pionowy tłumik przymażniczy</li> <li>- pionowy tłumik nadwozia</li> <li>- poziomy tłumik nadwozia</li> <li>- wzdłużny tłumik nadwozie – wózek (wężykowania)</li> <li>- wzdłużne tłumienie bloku elastomerowego zderzaka</li> </ul>	$D_{zm}^+$ $D_z^*$ $D_y^*$ $D_x^{*+}$ $D_x^*$	kNs/m kNs/m kNs/m kNs/m kNs/m	30 30 31,2 160 ~640	pochylone pod kątem ~30° zamocowanie na czołownicach ram wózków planowany do zabudowy wartość szacunkowa
Wielkości dodatkowe: <ul style="list-style-type: none"> <li>- max moc silnika trakcyjnego LKa 740</li> <li>- profil toczny koła jezdneho</li> </ul>	$N_{sel}$ -	kW -	~ 730 UIC 135/28	tzw. profil ustabil. po zużyciu

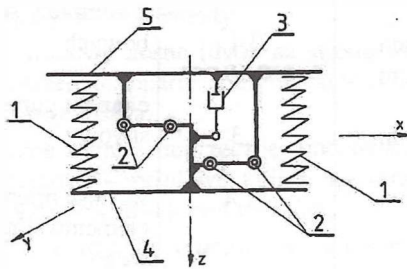
Rzeczywisty układ rozpatrywanej lokomotywy jest układem mechanicznym składającym się z dużej liczby elementów masowych połączonych ze sobą członami sprężystymi. Model mechaniczny lokomotyw przedstawiony na rys. 2 zawiera znaczny stopień uszczegółowienia i jest rozbudowany. Zaproponowany model zbudowany jest z 14 brył sztywnych o 6-ciu stopniach swobody (4 zestawy kołowe, 4 silniki trakcyjne, 2 ramy wózków, nadwozie lokomotywy, nadwozie i 2 wózki wagonu zastępczego) oraz dodatkowo 24 brył o jednym stopniu swobody (8 odcinków szyn pod kołami lo-

komotywy, 4 wały zestawów kołowych, 8 kołyszających się kół jezdnych oraz 4 wirniki układu napędowego). W konsekwencji przyjęcia 38 brył sztywnych model mechaniczny lokomotywy składa się z 48 kompleksowych elementów wiążących te bryły między sobą [4].

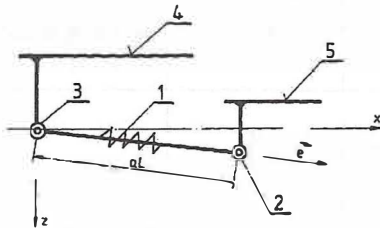
Dodatkowo dla całkowitego zobrazowania modelu mechanicznego analizowanej lokomotywy na rys. 3 ÷ 6 przedstawiono budowę niestandardowych kompleksowych elementów łączących bryły sztywne wraz z ich krótką interpretacją.



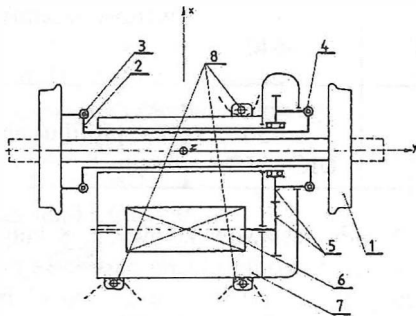
Rys. 2. Model mechaniczny lokomotywy 104 E (EP 09) z wagonem zastępczym.



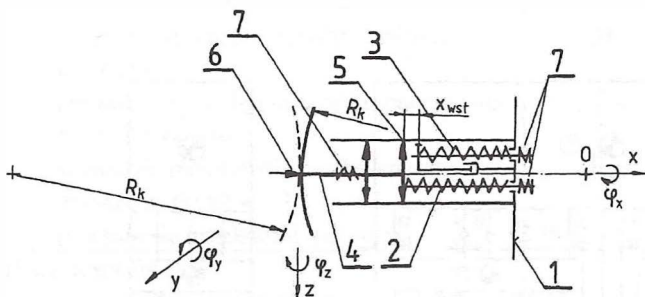
Rys. 3. Model mechaniczny usprężynowania maźniczego: 1-komplet sprężyn, 2-komplet przewodników, 3-pionowy tłumik hydrauliczny, 4-podstawa maźnicy, 5-rama wózka.



Rys. 4. Model mechaniczny urządzenia pociągowego wózka lokomotywy: 1-amortyzator siły pociągowej, 2-przegub kulisty na wózku, 3-przegub gumowo-metalowy na nadwoziu, 4-nadwozie, 5-rama wózka.



Rys. 5. Model mechaniczny napędu zestawu kołowego: 1-zestaw kołowy, 2-wał drażony, 3-sprzęgło 6-cio cięglowe między zestawem kołowym i wałem drażonym, 4- sprzęgło 6-cio cięglowe między wałem drażonym a dużym kołem zębatym, 5-przekładnia zębata, 6-wirnik silnika elektrycznego, 7-obudowa silnika elektrycznego i przekładni zębatej, 8-elementy zawieszenia silnika i przekładni na ramie wózka.



Rys. 6. Model mechaniczny aparatu zderznego lokomotywy: 1-obudowa zderzaka, 2-amortyzator sprężynowy, 3-aparat elastomerowy, 4-tarcza zderzaka, 5-tłumik cierny, 6-powierzchnia cierna, 7-elastyczność konstrukcji.

Zaprezentowany na rys. 2 model mechaniczny pokazuje schemat (topologię) [6] wzajemnych powiązań następujących brył sztywnych:

- 1 ÷ 4 – zestawy kołowe,
- 5 ÷ 6 – ramy wózków,
- 7 – nadwozie,
- 8 ÷ 11 – korpusy silników trakcyjnych i przekładni,
- 12 – nadwozie wagonu zastępczego,
- 13 ÷ 14 – wózki wagonu zastępczego.

Bryły te połączone są następującymi elementami podanymi:

- 1 ÷ 8 – kompleks usprężynowania ramy wózka i prowadzenia zestawów kołowych (sprężyny śrubowe, prowadniki gumowo – metalowe, hydrauliczne tłumiki pionowe),
- 9 ÷ 12 – sprężyny nośne oparcia nadwozia na wózkach (typ flexicoil),
- 13 ÷ 16 – hydrauliczne tłumiki poprzeczne nadwozia,
- 17 ÷ 20 – hydrauliczne tłumiki pionowe nadwozia,
- 21 ÷ 24 – planowane hydrauliczne tłumiki w ężykowania wózka,
- 25 ÷ 26 – odbijaki poprzeczne wózek – nadwozie,
- 27 ÷ 28 – odbijaki pionowe wózek – nadwozie,
- 29 ÷ 32 – cięgła aparatu pociągowego wózka,
- 33 ÷ 36 – zawieszenia silników trakcyjnych na ramie wózka zredukowane do jednego punktu,
- 37 ÷ 40 – zredukowane elastyczne sprzęgła układu napędowego zestawów kołowych,
- 41 – urządzenie pociągowe lokomotywy,
- 42 ÷ 43 – zderzaki między lokomotywą i wagonem,
- 44 ÷ 45 – usprężynowanie nadwozia wagonu zastępczego,
- 46 ÷ 47 – odbijaki podłużne nadwozie – wózek,
- 48 – hak pociągowy lokomotywy.

Ponadto w modelu mechanicznym lokomotywy występować będą następujące substruktury:

- 1 ÷ 4 – kompleks zestawu kołowego z elastycznie pracującymi kołami względem osi zestawu wraz z elementami toru. W substrukturze tej występują bezwładniki o jednym stopniu swobody o nr 1 ÷ 20,
- 5 ÷ 8 – napęd zestawów kołowych z bezwładnikami wewnętrznymi obrotowymi o nr 21 ÷ 24 zredukowanymi do osi zestawu kołowego.

Szczegółową topologię modelu lokomotywy zaprezentowano w pracy [6].

### 3. KOMPUTEROWY PROGRAM DO SYMULACJI RUCHU LOKOMOTYWY

Analiza ruchu lokomotywy została przeprowadzona przy użyciu programu komputerowego, który powstał w oparciu o system symulacyjny ACSL v. 11.0 (USA). System ten z profesjonalną dokładnością wykonuje całkowanie równań różniczkowych, obliczenia wartości i postaci drgań własnych (analiza modalna) oraz obliczenia funkcji przenoszenia drgań. Wyposażenie tego systemu w bloki programowe, które na podstawie topologii i innych danych modelowych generują układy równań ruchu lokomotywy, umożliwia względnie szybko opracować model matematyczny do analiz statycznych i dynamicznych badanego obiektu.

Ważną i bardzo efektywną cechą omawianego programu – systemu jest możliwość dołączania do niego wg potrzeb dalszych członów rozbudowanej biblioteki elementów łączących między sobą bryły sztywne oraz rozbudowanej biblioteki substruktur (wydzielonych zespołów). Biblioteki te są tworzone w języku programowania FORTRAN 77 lub FORTRAN C.

Szczegółowy schemat blokowy programu zaprezentowany został w pracy [6].

Efektywność użytkowania takiego systemu obliczeniowego zdecydowanie wzrasta po uzupełnieniu go o programy towarzyszące tzw. Pre- i post-procesory, służące do przygotowania zbiorów danych wyjściowych i różnorodnej obróbki licznych wyników obliczeń. Do najczęściej wykorzystywanych pre-procesorów w pracy można zaliczyć programy do przygotowywania stochastycznych wymuszeń torowych oraz opracowania funkcji profilowych kół i szyn oraz współczynników tarcia kół po szynach wg teorii prof. Kalkera.

Natomiast do najczęściej wykorzystywanych w pracy post-procesorów można zaliczyć programy przetwarzające zbiory wyników w grafikę prezentacyjną. Należą do nich programy kreślące krzywe pierwiastkowe na podstawie licznych zbiorów wartości własnych, programy kreślące wykresy wskazówkowe postaci drgań własnych na podstawie zbioru liczbowego wektorów własnych oraz wykresy przebiegów czasowych obliczanych wielkości na podstawie zapisów uzyskanych podczas symulacji.

### 4. ZAKRES I WYNIKI BADAŃ SYMULACYJNYCH

#### 4.1. Zakres badań

Dla określenia wpływu niektórych parametrów na dynamikę lokomotywy przeprowadzone zostały następujące badania:

- analiza drgań własnych lokomotywy dla małych przemieszczeń i małych prędkości deformacji elementów podatnych,
- analiza drgań własnych lokomotywy dla rzeczywistych amplitud ruchu,
- analiza drgań wymuszonych lokomotywy,
- analiza quasistatyki lokomotywy.

Pierwsze zagadnienie badawcze wyznacza częstotliwości, dekrementy tłumienia oraz postacie drgań własnych elemen-

tów lokomotywy w oparciu o zlinearyzowane charakterystyki modelu. Badania te pozwalają na wstępną porównawczą prognozę spokojności jazdy, stabilności ruchu a także na wyznaczenie wpływu zmian niektórych parametrów na drgania własne.

Drugie zagadnienie badawcze wyznacza częstotliwości, dekrementy tłumienia, amplitudy przemieszczeń elementów lokomotywy oraz siły występujące w układzie biegowym i napędowym. Do wymuszania tych drgań przyjmuje się realnie występujące na torach nierówności skokowe występujące sporadycznie. W ramach tego zagadnienia wyznacza się również techniczną stateczność ruchu wężykowania wózków tzw. Cykle graniczne.

Trzecie zagadnienie badawcze określa odpowiedzi układu biegowego i napędowego lokomotywy na wymuszenia o charakterze okresowym oraz wymuszenia o charakterze losowym. Aby wyniki miały wymiar użyteczny przyjmuje się do tych obliczeń realnie występujące na torach nierówności zmierzone przy pomocy wagonów pomiarowych. Przyspieszenia i siły określone w ramach tego zagadnienia są najbardziej realne w aspekcie ich porównania z takimi samymi wynikami badań doświadczalnych na torach rzeczywistych.

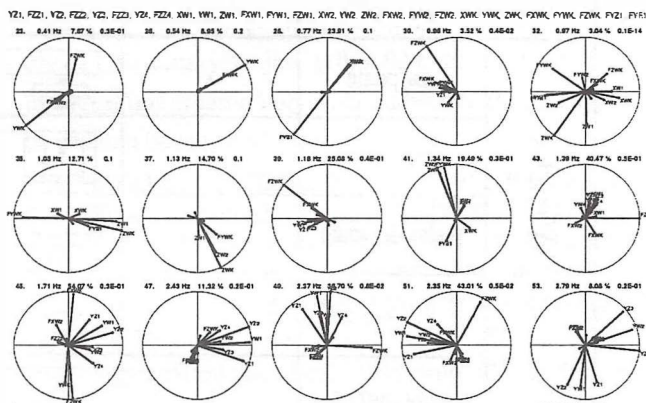
Czwarte zagadnienie badawcze wyznacza siły i przemieszczenia w układach mechanicznych lokomotywy wywołane określonym stałym wymuszeniem zewnętrznym lub wewnętrznym. Tą metodą oblicza się bezpieczeństwo lokomotywy na łuku z torami zwichrowanymi wg Rp. 5 ORE B 55 oraz jej współczynniki wykorzystania ciężaru napędnego.

#### 4.2. Wartości własne i postacie drgań własnych

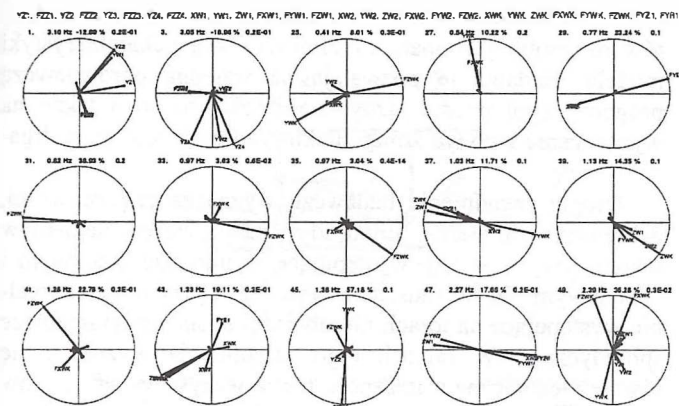
Analiza drgań własnych przeprowadzona dla modelu zlinearyzowanego o wielu stopniach swobody (ok. 240 zmiennych stanu) posłużyła do pewnych wstępnych porównawczych ocen dynamiki lokomotywy. Przeprowadzona została ona dla dwóch wariantów:

- lokomotywa obecna bez tłumików wężykowania,
- lokomotywa z tłumikiem wężykowania.

Przykładowe wyniki analizy drgań (wartości i wektory własne) w skondensowanej formie przedstawiono na rys. 7 i 8, a w tabelicy 2 zestawiono podstawowe postacie drgań nadwozia i wózków dla analizowanych wariantów.



Rys. 7. Postacie drgań własnych lokomotywy bez tłumików wężykowania przy  $v = 160$  km/h.



Rys. 8. Postacie drgań własnych lokomotywy z tłumikami wężykowania przy  $v = 160$  km/h.

Jedno kółko wraz ze wskazówkami to jedna forma drgań (np. kołysanie nadwozia  $\varphi_x^*$ ). Nad kółkiem znajdują się: nr wartości własnej, częstotliwość w [Hz], dekrement tłumienia

w [%] oraz względna długość najdłuższej wskazówki w kółku (tj. największego składnika tego wektora własnego). Długości wskazówek świadczą o względnych proporcjach, a kąty między nimi o przesunięciach fazowych między poszczególnymi współrzędnymi. Takie rysunki pozwalają na szybką orientację o zachowaniu się brył w zależności od częstotliwości własnej. Nazwy napisane przy końcach wskazówek są symbolami mnemotechnicznymi współrzędnych kartezjańskich: x, y, z,  $f_x$ ,  $f_y$ ,  $f_z$  poszczególnych brył.

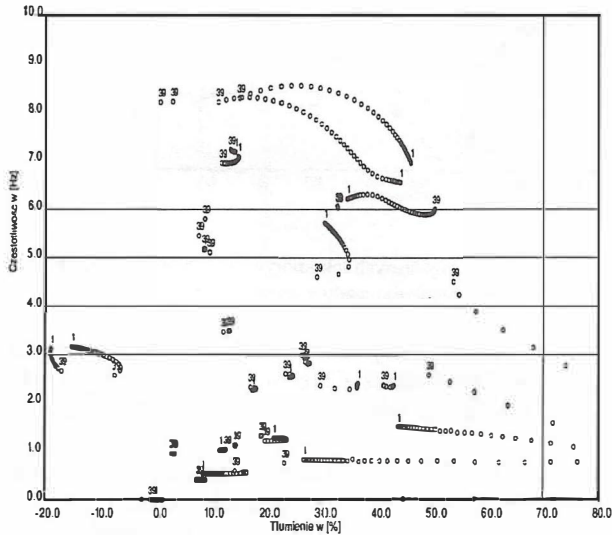
Natomiast na rys. 9 ÷ 11 pokazano za pomocą niewielkich kółek (zamiast punktów) położenie wartości własnych modelu lokomotywy na płaszczyźnie współrzędnych: dekrement tłumienia w [%] – częstotliwość w [Hz]. Krzywe z w/w rysunku powstały w następstwie zmian prędkości jazdy lokomotywy od 100 ÷ 200 km/h z krokiem co 2 km/h. Jak widać krzywe przedstawiają zmiany wartości własnych dla form odpowiedzialnych za stateczność ruchu lokomotywy, tj. wężykowania wózków i zestawów kołowych. Gdy dekrement tłumienia jednej z tych form malejąc przekroczy wartość 0, prędkość będąca tutaj parametrem zmiennym jest nazywana „krytyczną”. Na bazie wyników wartości własnych

Postacie drgań nadwozia i wózków lokomotywy przy  $v = 160$  km/h

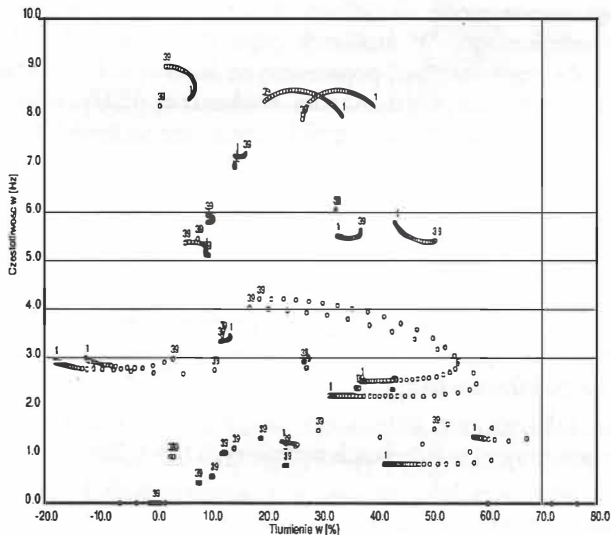
Tablica 2

	Postać drgań	Podstawowa współrzędna	Postać graficzna	Częstotliwość [Hz]		Tłumienie [%]	
				z tłum. węż.	bez tłum. węż.	z tłum. węż.	bez tłum. węż.
Nadwozie	szarpanie	x		8	6,78	3	2,7
	poprzeczne	y		0,53	0,53	10,8	10,1
	podskakiwanie	z		1,09	1,09	12,2	12,2
	kołysanie	$f_x$		1,42	1,4	57,5	63,4
	galopowanie	$f_y$		0,96	0,92	11,8	9,9
	obracanie	$f_z$		1,68	0,72	54,6	54,9
Wózki	szarpanie	x		4,01	2,27	20,6	17,7
				4,26	2,72	21,3	25,4
	poprzeczne	y		5,58	5,57	37,2	31,7
				5,42	6,04	50,3	43,7
	podskakiwanie	z		2,85	2,89	27	27,2
				2,94	2,95	26,8	26,8
	kołysanie	$f_x$		6,94	7,02	14,7	15
				-	,19	16,4	14,3
	galopowanie	$f_y$		6,95	5,17	8,4	8,9
				6,73	-	5,9	-
wężykowanie	$f_z$		2,62	3,1	2,7	-12,9	
			2,87	3,05	1,9	-19,6	

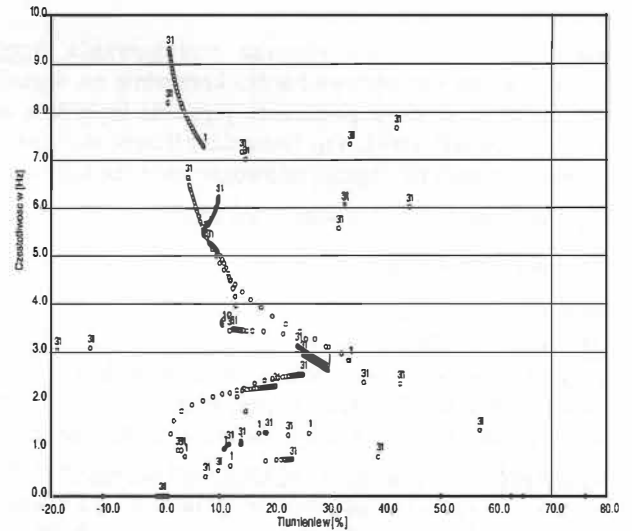
jak również form własnych nie jest możliwe wnioskowanie o poprawie cech dynamicznych lokomotywy w zakresie takim jak „szarpanie” wzdłużne. Można natomiast wyciągnąć wnioski o stateczności biegu i prognozować spokojność jazdy. Jak widać z krzywych pierwiastkowych lokomotywa ta ma prędkości krytyczne znacznie wyższe od 160 km/h nawet bez tłumika wężykowania, a częstotliwości i dekrementy tłumienia drgań przedstawiające drgania własne nadwozia są w normie w porównaniu z innymi pojazdami o podobnym przeznaczeniu.



Rys. 9. Przebieg wartości własnych lokomotywy bez tłumików wężykowania w funkcji współczynnika tłumienia tłumika poprzecznego II stopnia przy  $v = 160$  km/h.



Rys. 10. Przebieg wartości własnych lokomotywy w funkcji współczynnika tłumienia tłumika wężykowania przy  $v = 160$  km/h.



Rys. 11. Przebieg wartości własnych lokomotywy bez tłumików wężykowania w funkcji sztywności podłużnej aparatu pociągowego przy  $v = 160$  km/h.

Wpływ zmian niektórych parametrów konstrukcyjnych na częstotliwości i dekrementy tłumień różnych postaci drgań nadwozia i wózków przedstawia się następująco:

- **współczynnik tłumienia hydraulicznego tłumika pionowego w usprężynowaniu maźniczym.** Wzrost współczynnika dla form drgań o niskich częstotliwościach ( $0 \div 2$  Hz) powoduje wzrost dekrementu tłumienia drgań, a dla form drgań wysokoczęstotliwościowych (elementów wózka), tj. powyżej 6 Hz jego spadek. Mimo, że zasada ta generalnie utrudnia dobór rozpatrywanego tłumika, można jednak postawić wniosek, że współczynnik tłumienia równy 30 kNs/m, może nie jest optymalny ale mieści się w prawidłowym zakresie.
- **współczynnik tłumienia pionowego tłumika hydraulicznego w usprężynowaniu nadwozia.** Podobnie jak przy tłumiku pionowym usprężynowania maźniczego, wzrost współczynnika tłumienia podwyższa lub obniża dekrementy tłumienia drgań nadwozia, czyli dekrementy drgań niskoczęstotliwościowych. Jednak wybór prawidłowego współczynnika jest dużo łatwiejszy. Zabudowany obecnie na lokomotywie 104 E w/w tłumik ma współczynnik tłumienia ok. 30 kNs/m., co można uznać za wartość prawidłową. Niekorzystny jest tylko fakt, że tłumik ten zbyt mocno tłumie drgania kołysania nadwozia  $\varphi_x^*$ , a zbyt słabo drgania boczne nadwozia  $y^*$ .
- **współczynnik tłumienia hydraulicznego tłumika poprzecznego w usprężynowaniu nadwozia.** Tłumik ten dopiero dla bardzo wysokich wartości współczynnika tłumienia podnosi dekrement tłumienia podstawowej formy drgań do jakiej został przewidziany czyli drgań poprzecznych nadwozia  $y^*$ . Równocześnie powoduje to znaczne przetłumienie drgań kołysania  $\varphi_x^*$  i obracania  $\varphi_z^*$  nadwozia. Ponieważ tłumik ten został zamocowany na czołownicach ram wózków, można by sądzić, że tłumie

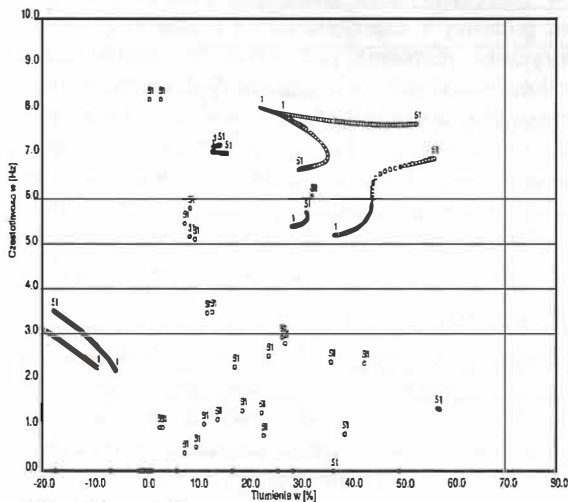


będzie również drgania wężykowania wózków. Czyni to jednak w niewielkim zakresie.

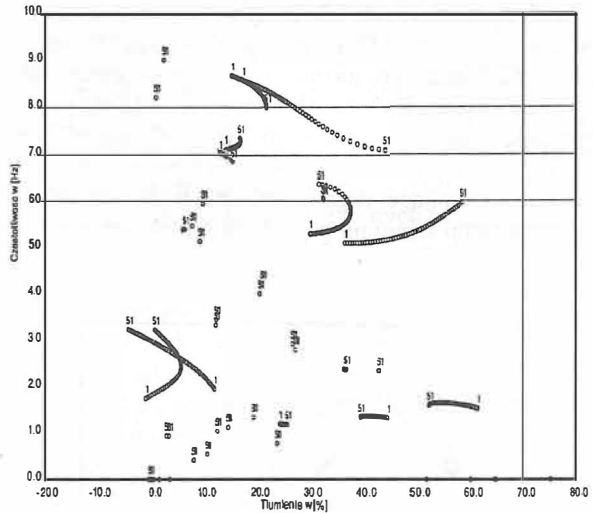
- **współczynnik tłumienia tłumika wężykowania firmy KONI.** Tłumik ten wpływa bardzo korzystnie na drgania wężykowania wózków podnosząc prędkość krytyczną na poziom powyżej 160 km/h. Natomiast tłumik ten niekorzystnie wpływa na drgania nadwozia takie jak kołysanie  $\varphi_x^*$  i obracanie  $\varphi_z^*$ , podnosząc ich częstotliwości oraz na drgania galopowania wózków  $\varphi_{y,I,II}^+$ , podnosząc ich częstotliwości i obniżając dekrementy tłumienia.
- **sztwność obrotowa sprzęgieł napędu zestawów kołowych.** Sztwność ta wpłynęła wyłącznie na drgania elementów wirujących układu napędowego, podnosząc ich częstotliwości i lekko obniżając dekrementy tłumienia.
- **sztwność podłużna cięgieł aparatu pociagowego wózka.** Wpływ sztywności zmienianej w zakresie 0 – 15 kN/mm dla postaci drgań o wyższych częstotliwościach od ok. 3 Hz ma całkowicie niekorzystny wpływ ponieważ podwyższa ich częstotliwości a obniża dekrementy tłumienia. Dla drgań o niskich częstotliwościach wpływ ten jest korzystny wyłącznie dla dekrementów tłumienia. Dekrementy te najpierw spadają, a następnie rosną, uzyskując wartości większe od początkowych.
- **tangens kąta pochylecia cięgieł aparatu pociagowego.** Parametr ten nie wpływa istotnie na częstotliwość i dekrement tłumienia wszystkich rodzajów drgań.

#### 4.3. Stateczność ruchu lokomotywy

Stateczność ruchu lokomotywy można badać metodą wartości własnych oraz przy pomocy badań cykli granicznych. W pierwszym przypadku określa się zmianę wartości własnych – częstotliwości i tłumienia w zależności od prędkości jazdy dla zmian niektórych parametrów lokomotywy np.: współczynnika tłumienia tłumików wężykowania. Wyniki takiej analizy przedstawiono na rys. 12 i 13.



Rys. 12. Przebieg wartości własnych lokomotywy bez tłumików wężykowania w funkcji prędkości jazdy v od 100 ÷ 200 km/h.



Rys. 13. Przebieg wartości własnych lokomotywy z tłumikiem wężykowania w funkcji prędkości jazdy v od 100 ÷ 200 km/h.

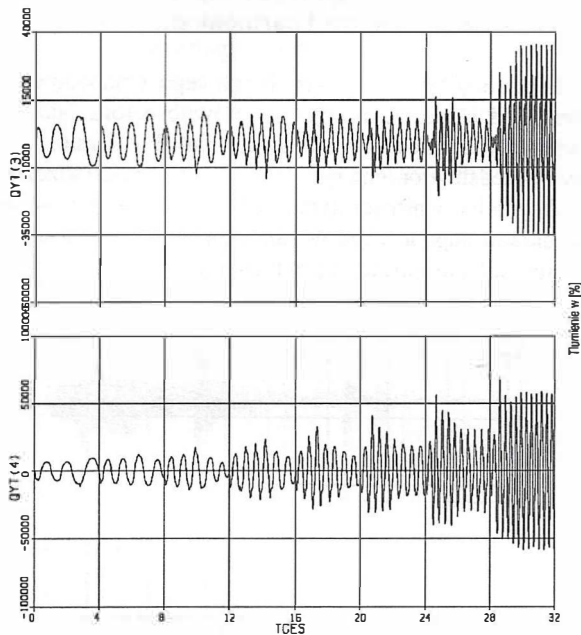
Wynika z nich, że lokomotywa bez tłumika wężykowania jest niestateczna w całym zakresie prędkości od 100 – 200 km/h, natomiast z tłumikiem wężykowania firmy KONI jest stateczna

w zakresie od 110 – 175 km/h. Kiedy jednak chcemy określić skutki jakie wywołuje niestateczny ruch przeprowadzamy obliczenia symulacyjne modelu nieliniowego (badanie za pomocą cykli granicznych) z uwzględnieniem rzeczywistego profilu koła i szyny polegające na wytrąceniu układu biegowego z pozycji równowagi i sprawdzeniu po pewnym czasie równym 4 s z jakimi amplitudami ruchu ustali się stan równowagi oscylacyjnej. Amplitudy te zwane są amplitudami cyklu granicznego. W analizach tego typu obserwuje się amplitudy przemieszczeń poprzecznych zestawów kołowych lub ich poprzeczne przyspieszenia. Najbardziej praktycznymi wielkościami do obserwacji są siły poprzeczne na kołach (np.  $\Sigma Y_i$ ), które mają konkretne fizyczne ograniczenia dla każdego pojazdu. Dla analizowanej lokomotywy:

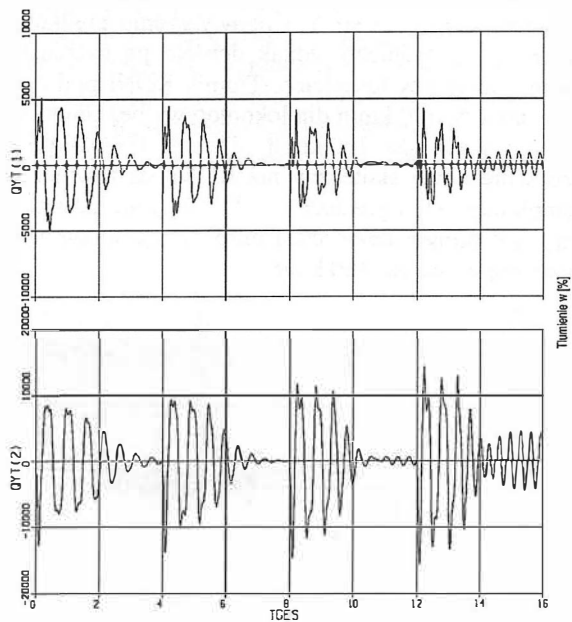
$$(\Sigma Y_i)_{lim} = 0,85 \cdot (2 Q_0/3 + 10) [kN] = 67,4 kN$$

Na rys. 14 i 15 przedstawiono graficznie przykładowe przebiegi cykli granicznych dla niektórych wariantów układu biegowego lokomotywy, tj.:

- dla lokomotywy dotychczas eksploatowanej z luzami poprzecznymi w łożyskach maźniczych (do  $\pm 2$  mm),
- dla tej samej lokomotywy wyposażonej dodatkowo w tłumiki wężykowania firmy KONI,
- dla lokomotywy jak wyżej z tłumikami
- wężykowania firmy GROWAG.



Rys. 14. Poprzeczne drgania lokomotywy bez tłumików wężykowania w funkcji prędkości jazdy (suma sił Y na 3 i 4 zestawie kołowym).



Rys. 15. Poprzeczne drgania lokomotywy z tłumikami wężykowania w funkcji prędkości jazdy (suma sił Y na 3 i 4 zestawie kołowym).

Na podstawie otrzymanych wyników zestawiono w tabeli 3 amplitudy cyklu granicznego dla sumy poprzecznych sił Y na kołach zestawu kołowego nr 4.

### Wartości amplitud cyklu granicznego dla sumy sił poprzecznych Y na czwartym zestawie kołowym

Tablica 3

Parametry konstrukcyjne				Prędkość jazdy [km/h]							
Luz poprzeczny w łożysku maźniczym [mm]	Typ tłumika	Profile kół/szyn	Szer. toru [mm]	40	60	80	100	120	140	160	180
		UIC 135/28		Suma sił Y [kN]							
2	brak	S60 - 1÷40	1435	10	10	10	10	12	19	30	57
2	brak	S60 - 1÷35	1435	X	X	X	12	12	18	30	X
2	brak	S60 - 1÷30	1435	X	X	X	12	12	15	25	X
1.5	brak	S60 - 1÷40	1435	X	X	X	X	11	17	29	56
1.0				X	X	X	X	8	16	28	55
0.5				X	X	X	X	7.5	16	28	55
0				X	X	X	X	7.5	16	28	55
2	KONI	S60 - 1÷40	1435	X	X	X	X	10	4	7	9
1				X	X	X	X	1.5	2	2.5	8
0				X	X	X	X	0	0	1	4.5
2	GROWAG	S60 - 1÷40	1435	X	X	X	X	15	24	25	26
0				X	X	X	X	2	10	18	28

Z przeprowadzonej analizy wynikają następujące wnioski:

- zmiana profili szyn z S 60 na S 49 nie zmienia zasadniczo ani prędkości granicznych (najniższa prędkość przy której pojawia się cykl graniczny), ani amplitud sumy sił Y na zestawach kołowych,
- zmiana szerokości toru ma duży wpływ na amplitudy cykli granicznych, szczególnie w zakresie dolnych wartości (1427, 1429). Dla wąskiego toru, już dla prędkości 140 km/h suma sił Y na lokomotywie bez tłumika węży-

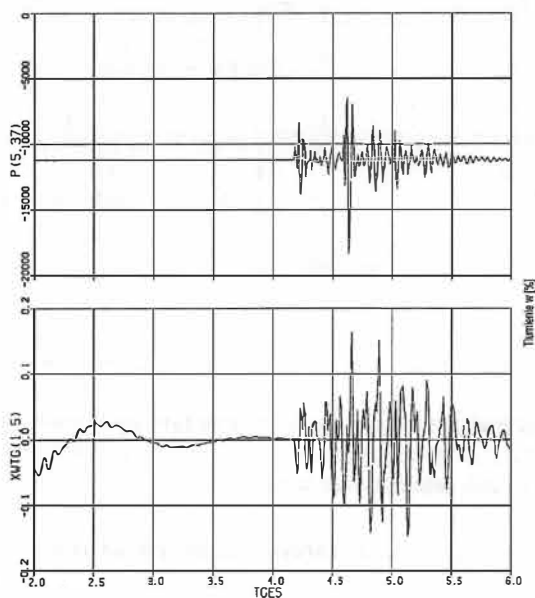
kowania osiąga wartości zbliżone do granicznych wg kryterium Prudhom'a,

- luz poprzeczny w łożyskach maźniczych bardzo silnie wpływa na wężykowanie wózków, obniżając prędkość graniczną do wartości poniżej 40 km/h. Nie jest to zjawiskiem groźnym, ponieważ amplitudy sił Y nie przekraczają 10 ÷ 20 kN, ale bardzo negatywne, ponieważ sumuje się z innymi drganiami wózków, powodując ograniczenie dopuszczalnej prędkości lokomotywy na niższym poziomie,

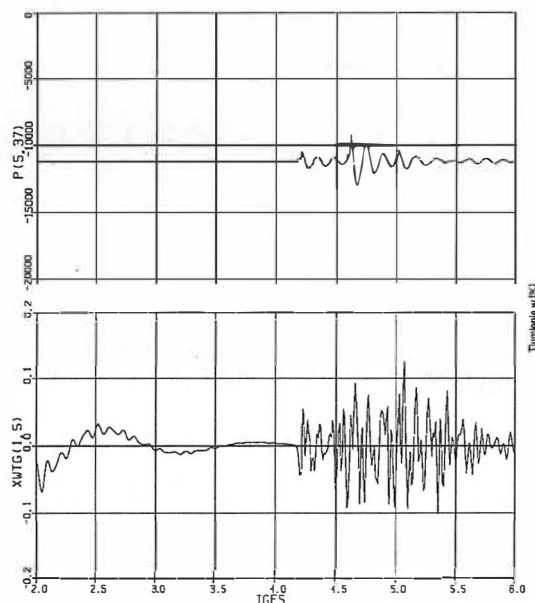
- tłumiki wężykowania firm KONI i GROWAG powodują znaczne obniżenie sił Y i podwyższenie prędkości granicznych, zasadniczo jednak dopiero po usunięciu luzu poprzecznego w łożyskach. Tłumik KONI podwyższa tę prędkość ze 120 km/h dla lokomotywy bez tłumika i luzu w łożyskach do 160 km/h. Tłumik GROWAG-u jest znacznie mniej skuteczny niż KONI ale również obniża amplitudy cyklu granicznego dla sumy sił Y, umożliwiając tym samym bezpieczną eksploatację lokomotywy do max prędkości ok. 180 km/h.

#### 4.4. Reakcja układu biegowego i napędowego na pionowe wymuszenia skokowe i harmoniczne

Dla analizy reakcji układu biegowego i napędowego na wymuszenia skokowe przyjęto nierówność toru jaką reprezentuje krzyżownica 1:9 z amplitudami 3 i 6 mm. Wyniki analizy przedstawiono na rys. 16 i 17, a w tablicy 4 zestawiono maksymalne wartości dynamicznych momentów w sprzęgłach układu napędowego w zależności od sztywności obrotowej sprzęgła, amplitudy i prędkości jazdy.



Rys. 16. Drgania układu napędowego lokomotywy przed modernizacją podczas jazdy po krzyżownicach.



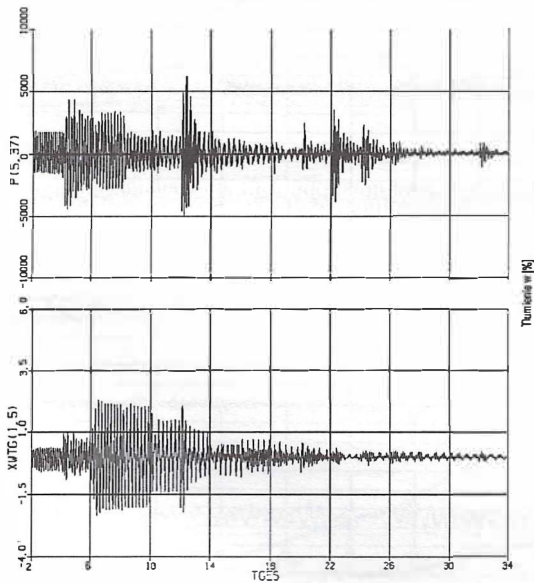
Rys. 17. Drgania układu napędowego lokomotywy po modernizacji (zmiękczeniu) podczas jazdy po krzyżownicach.

#### Dynamiczne momenty na sprzęgłe układu napędowego

Tablica 4

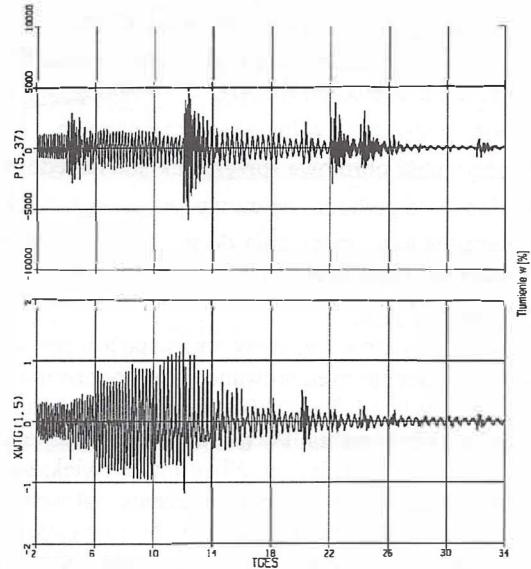
Prędkość jazdy v	Sztywność obrotowa sprzęgła $C_{fys}$	Wartość momentu $G_{ys}$	Amplituda skoku $A_z$	Opis konstrukcji
[km/h]	[kNm/mrad]	[kNm]	[mm]	-
120	6.3	7.5	3	lokomotywa bez tłumików wężykowania
140	6.3	6.2	3	
160	6.3	4.3	3	
80	6.3	3.5	3	
100	6.3	9.8	3	lokomotywa z tłumikami wężykowania firmy KONI i bez luzów poprzecznych w maźnicach
120	6.3	7.5	3	
140	6.3	5.7	3	
160	6.3	4.0	3	
120	6.3	7.5	3	
120	4.3	5.0	3	
120	2.3	3.2	3	
120	1.0	1.6	3	
100	6.3	30	6	
100	4.3	19	6	
100	2.3	11.5	6	
100	1.0	7.5	6	

Z analizy wynika, że redukcję momentów dynamicznych na sprzęgłach można osiągnąć przez obniżenie ich sztywności obrotowych z wartości 6,3 do wartości 1 kNm/rad. Już obniżenie sztywności do połowy ich dotychczasowej wartości pozwala na 50 % redukcję dynamiki napędu. Z tabeli wynika również brak wpływu tłumików wężykowania na dynamikę napędu.



Rys. 18. Drgania układu napędowego lokomotywy przed modernizacją podczas jazdy po torze z pionowymi wymuszeniami harmonicznymi.

Na rys. 18 i 19 przedstawiono natomiast przykłady wpływu momentu napędowego i przyspieszeń podłużnych nadwozia na pionowe wymuszenia harmoniczne dla lokomotywy przed i po modernizacji. Pozostałe przebiegi drgań dla innych parametrów przedstawiono w pracy [6], a ich maksymalne wartości w tablicy 5.



Rys. 19. Drgania układu napędowego lokomotywy po modernizacji (zmniejszeniu) podczas jazdy po torze z pionowymi wymuszeniami harmonicznymi.

### Wartości zmian parametrów dynamicznych lokomotywy na wymuszenie harmoniczne

Tablica 5

Prędkość jazdy v	Typ tłumika	Luz poprzeczny w łożyskach maźniczych	Sztywność obrotowa sprzęgła układu napędowego	Tłumienie podłużne aparatu pociągowego wózka	Sztywność podłużna cięgiła aparatu pociągowego wózka	Tangens kąta pochYLENIA do poziomu cięgiel aparatu pociągowego wózka	Częstotliwość wymuszeń	Nadwyżka dynamiczna momentu napędowego sprzęgła	Przyspieszenie podłużne ramy wózka przedniego	Przyspieszenie podłużne ramy wózka tylnego	Przyspieszenie podłużne nadwozia	Dynamiczna siła podłużna w cięgłach aparatu pociągowego wózka
[km/h]	-	[mm]	[kNm/mrad]	[kNs/m]	[kN/m]	-	[Hz]	[Nm]	[m/s <sup>2</sup> ]	[m/s <sup>2</sup> ]	[m/s <sup>2</sup> ]	[N]
100	brak	2	6.3	1	7.2	0.174	4.6	15	2.5	15	10	200
120	brak						5.6	8	3.5	12	11	130
140	brak						6	5	4.1	13	12	85
160	brak						6.3	7.5	8.7	15	13	200
100	KONI	0	3	1	7.2	0.174	4.6	7.5	2.5	11	8	150
120	KONI						5.6	5	2.3	10	8	82
140	KONI						6	4	2.5	10	8	75
160	KONI						6.3	3	2.7	10	8	70
120	KONI	0	3	10	7.2	0.174	5.6	4.2	2	10	8	80
120	KONI			50			5.6	3.5	1.9	10	8	70
120	KONI			100			5.6	3	1.7	7	5	60
120	KONI	0	3	1	5	0.174	5.6	3.2	2.1	8	8	68
120	KONI				3		4.2	1.7	1.2	6	7	53
120	KONI				1		4.2	1.5	0.9	4	5	40
120	KONI	0	3	1	7.2	0.15	5.6	6	2.1	9	7	87
120	KONI					0.1	5.6	4.2	1.9	7	7	75
120	KONI					0.05	5.6	3	1.5	7	7	72

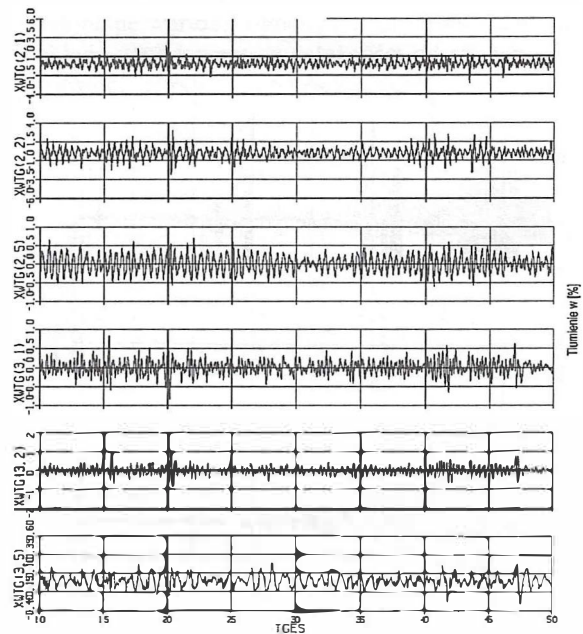
Z przeprowadzonej analizy można wyciągnąć następujące wnioski:

- częstotliwość wymuszeń, dla których występują największe wartości analizowanej wielkości (tablica 5) waha się w zakresie  $4,6 \div 6,3$  Hz, co wskazuje, że jest to cecha układu biegowego prawie niezależna od zmian podczas analizy parametrów takich jak:
  - tłumienie podłużne i wężykowania wózka (bez tłumika i z tłumikiem KONI),
  - luzy poprzeczne w łożyskach maźniczych,
  - sztywność obrotowa sprzęgła układu napędowego,
  - tłumienie podłużne aparatu pociągowego wózka,
  - tangens kąta pochylenia do poziomu cięgieł aparatu pociągowego wózka,
  - prędkość jazdy,
- nadwyżki dynamiczne momentu napędowego sprzęgła zostały znacznie zredukowane przez obniżenie sztywności sprzęgła z 6,3 na 3 kNm/mrad oraz zainstalowanie tłumika wężykowania. Prawie trzykrotne łączne obniżenie tych nadwyżek jest możliwe przez zwiększenie tłumienia podłużnego i przez obniżenie sztywności podłużnej. Zaznaczyć jednak trzeba, że pochylenie cięgieł i tłumienie podłużne aparatu pociągowego zaliczyć można do grupy środków mniej efektywnych.
- przyspieszenia podłużne ram wózków ulegają obniżeniu o ok. 30 % po zainstalowaniu tłumików wężykowania. Dalszą redukcję o ok. 50 % uzyskuje się przez obniżenie sztywności podłużnej cięgieł, a także o ok. 25 % przez obniżenie kąta pochylenia cięgieł aparatu pociągowego.
- przyspieszenia podłużne nadwozia w wyniku zainstalowania tłumików wężykowania nie uległy poprawie przy prędkości rzędu 100 km/h, ale efektem pozytywnym jest zahamowanie ich wzrostu wraz z prędkością (120, 140, 160 km/h). Niewielkie obniżenie tych przyspieszeń uzyskuje się przez podwyższanie tłumienia aparatu pociągowego oraz obniżanie pochylenia cięgieł. Znaczna redukcja (ok. dwukrotna) jest efektem obniżenia sztywności aparatu pociągowego.
- dynamiczna siła podłużna w cięgle aparatu pociągowego wózka obniża się wg prawie tych samych reguł co przyspieszenia podłużne ram wózków.

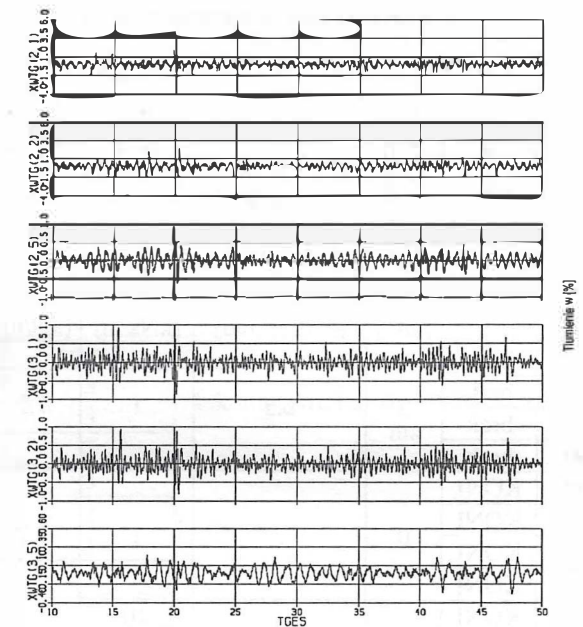
#### 4.5. Spokojność jazdy

Analizę spokojności jazdy lokomotywy na torze rzeczywistym z zaburzeniami stochastycznymi przeprowadzono dla lokomotywy przed modernizacją oraz dla lokomotywy z zainstalowanymi tłumikami wężykowania firmy KONI, wykasowanymi luzami poprzecznymi w łożyskach maźniczych, amortyzatorem aparatu pociągowego o sztywności ok. 3 kN/mm oraz pochyleniom pod kątem ok.  $6^\circ$  cięgłami przeniesienia sił wzdłużnych.

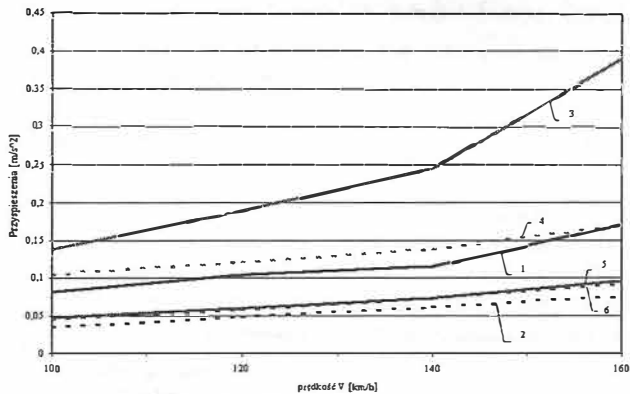
Wyniki analizy przedstawiono na rys. 20 i 21, a po obróbce statystycznej wyników na rys. 22 ÷ 25. Z prezentowanych wyników widać znaczną poprawę spokojności jazdy i oddziaływania na tor lokomotywy po założonej modernizacji.



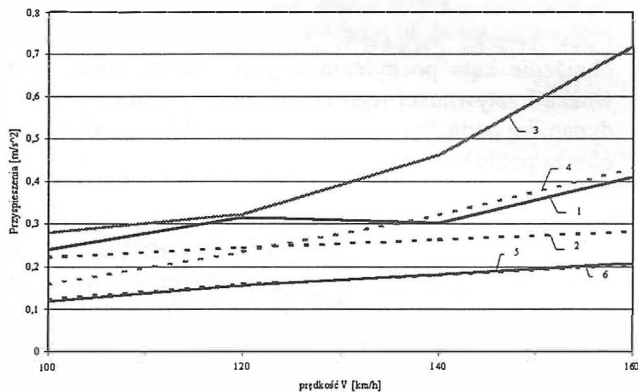
Rys. 20. Przyspieszenia pionowe i poprzeczne na wózkach i nadwoziu lokomotywy wg stanu przed modernizacją podczas jazdy na rzeczywistym torze prostym.



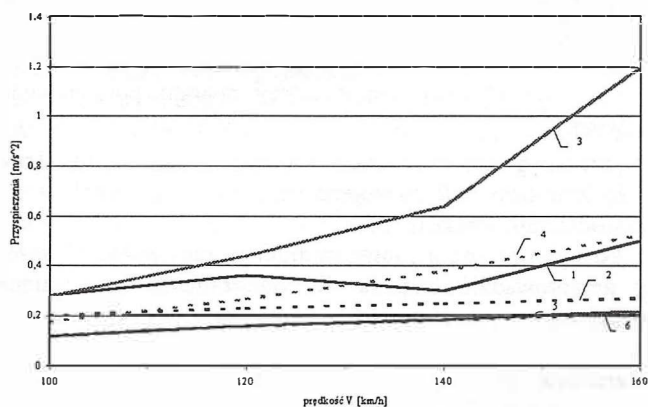
Rys. 21. Przyspieszenia pionowe i poprzeczne na wózkach i nadwoziu lokomotywy po modernizacji podczas jazdy na rzeczywistym torze prostym.



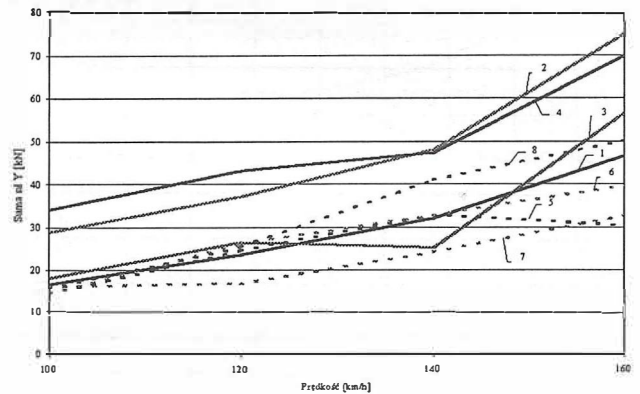
Rys. 22. Przebieg przyspieszeń nadwozia nad wózkiem tylnym w funkcji prędkości jazdy lokomotywy: 1-wzdłużne przed modernizacją, 2-wzdłużne po modernizacji, 3-poprzeczne przed modernizacją, 4-poprzeczne po modernizacji, 5-pionowe przed modernizacją, 6-pionowe po modernizacji.



Rys. 23. Przebieg przyspieszeń ramy wózka przedniego w funkcji prędkości jazdy lokomotywy: 1-wzdłużne przed modernizacją, 2-wzdłużne po modernizacji, 3-poprzeczne przed modernizacją, 4-poprzeczne po modernizacji, 5-pionowe przed modernizacją, 6-pionowe po modernizacji.



Rys. 24. Przebieg przyspieszeń ramy wózka tylnego w funkcji prędkości jazdy lokomotywy: 1-wzdłużne przed modernizacją, 2-wzdłużne po modernizacji, 3-poprzeczne przed modernizacją, 4-poprzeczne po modernizacji, 5-pionowe przed modernizacją, 6-pionowe po modernizacji.

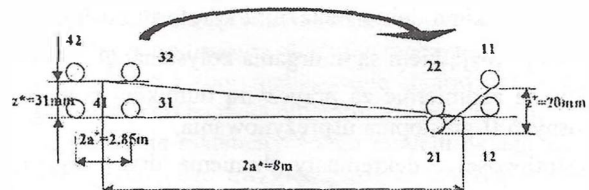


Rys. 25. Przebieg sił poprzecznych Y na zestawach kołowych w funkcji prędkości jazdy lokomotywy: 1÷4-lokomotywa przed modernizacją (zestaw kołowy 1, 2, 3, 4), 5÷6-lokomotywa po modernizacji (zestaw kołowy 1, 2, 3, 4).

#### 4.6. Bezpieczeństwo przed wykolejeniem na łuku torowym

Schemat ustawienia lokomotywy na torze dla wyznaczenia bezpieczeństwa przed wykolejeniem przedstawiono na rys. 26, a przyjęte warunki analizy są następujące:

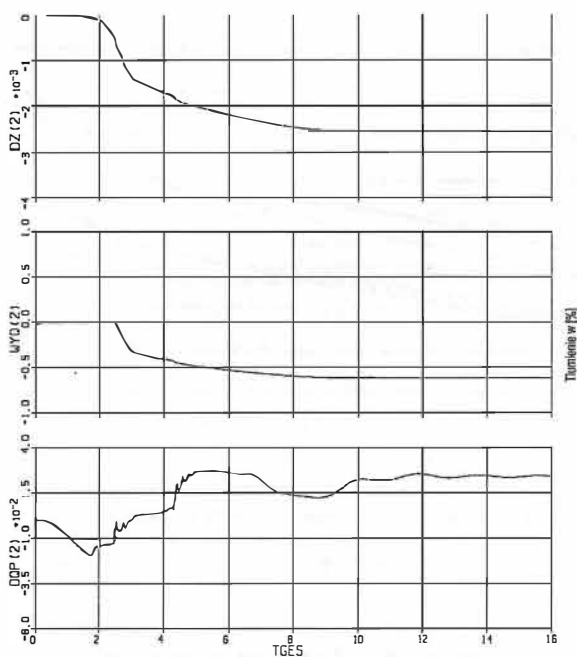
- promień łuku  $R = 150 \text{ m}$ ,
- przechyłka toru  $h = 0 \text{ mm}$ ,
- prędkość jazdy  $v < 10 \text{ km/h}$ ,
- stan szyn – suche,
- współczynnik tarcia koło – szyna  $\mu = 0,36$ ,
- wichrowatość torów wg rys. 26.



Rys. 26. Schemat ustawienia lokomotywy na torze dla określenia bezpieczeństwa przed wykolejeniem.

Wyniki analizy przedstawiono na rys. 27, a podstawowe jej skutki są następujące:

- wartość ilorazu  $Y/Q$  wynosi  $0,62$ ,
- dopuszczalne podniesienie koła prowadzącego  $2,5 \text{ mm}$ ,
- dociążenie koła prowadzącego  $0 \%$ .



Rys. 27. Uniesienie koła (DZ), współczynnik Y/Q (WYQ) oraz procentowe obciążenie koła prowadzącego (DQP) na torze wchrowatym wg ORE B 55.

Tak więc w świetle wymagań ORE B 55 lokomotywa spełnia wymagania w zakresie bezpieczeństwa przed wykolejeniem na torze wchrowatym.

## 5. PODSUMOWANIE WYNIKÓW I WNIOSKI

Przeprowadzona szczegółowa analiza symulacyjna ruchu rozwiniętego modelu lokomotywy EP 09 (104 E) pozwoliła na wyciągnięcie następujących wniosków i spostrzeżeń:

- częstotliwości i dekrementy tłumienia drgań własnych nadwozia wskazują na dobrze dobrane systemy zawieszeń i rokują całkiem dobre wskaźniki komfortu obsługi lokomotywy. Wyjątkiem są tu drgania kołysania  $\varphi_x^*$ , które są tłumione nadmiernie za przyczyną tłumików pionowo – ukośnych II-go stopnia usprężynowania,
- częstotliwości i dekrementy tłumienia drgań własnych elementów podwozia wskazują na wiele mankamentów konstrukcji wózka tej lokomotywy. Jeden z nich to tendencja do silnego galopowania spowodowana wysoko osadzonymi środkami ciężkości silników trakcyjnych. Inne to zbyt silne formy drgań bocznych, niestateczność ruchu już przy bardzo niskich prędkościach spowodowana luzami poprzecznymi w łożyskach maźniczych, sprzężenia drgań bocznych i wężykowania spowodowane zabudową tłumików hydraulicznych poprzecznych na czołownicach ram wózków, itd.,
- lokomotywa charakteryzuje się silnie narastającymi amplitudami cykli granicznych powyżej prędkości 120 km/h. W odniesieniu do siły Y cykle te osiągają już stan graniczny nieco powyżej prędkości 160 km/h,
- układ napędowy lokomotywy jest przeciążany dużymi momentami dynamicznymi o wartościach rzędu podstawowego momentu napędowego podczas przejazdu przez

krzyżownice lub tory charakteryzujące się falami o długościach rzędu 5 ÷ 8 m.,

- wartości skuteczne przyspieszeń na nadwoziu i wózkach podczas jazdy na standardowym odcinku badawczym, mimo niestatecznego biegu lokomotywy nie przekraczają kryteriów podanych w kartach UIC, nawet przy prędkości 160 km/h,
- zabudowa silnego tłumika wężykowania (np. firmy KONI) podnosi znacznie prędkości graniczne ruchu statecznego lokomotywy, obniża bardzo silnie amplitudy cyklu granicznego, a także znakomicie obniża wartości skuteczne przyspieszeń na nadwoziu i wózkach,
- likwidacja luzu poprzecznego w łożyskach maźniczych poprawia również spokojność jazdy i oddziaływanie lokomotywy na tor, lecz w znacznie mniejszym stopniu niż tłumik wężykowania,
- obniżenie sztywności obrotowej sprzęgieł do wartości ok. 3 kNm/mrad poprawia znakomicie dynamikę układu napędowego zestawów kołowych, a tym samym korzystnie wpłynie na trwałość przekładni zębatej,
- obniżenie kąta pochylenia cięgieł aparatu pociągowego wózka i sztywności jego amortyzatorów znacznie obniża dynamikę podłużną i galopowanie wózków, a tym samym obniża podłużne przyspieszenia (szarpania) na nadwoziu.

Biorąc pod uwagę wszystkie wnioski oparte na wynikach pracy, zdaniem autorów należałoby wprowadzić w układach napędowych i biegowych następujące zabiegi modyfikacyjne:

- zabudować na lokomotywie tłumiki wężykowania profesjonalnej konstrukcji (np. firmy KONI),
- zlikwidować nadmierne luzy poprzeczne w łożyskach maźniczych,
- wymienić przeguby gumowo – metalowe w sprzęgłach układu napędowego zestawów kołowych na znacznie mniej sztywne i o lepszych własnościach tłumiących,
- obniżyć kąty pochylenia cięgieł aparatu pociągowego wózków do ok. 6° mimo niewielkiego pogorszenia ciężaru napędowego lokomotywy,
- dobrać i zabudować masywne, o znacznie niższej sztywności od obecnej, amortyzatory aparatu pociągowego wózków,
- przesunąć miejsca zabudowy poprzecznych tłumików hydraulicznych II-go stopnia z czołownic ram wózków do środka ram wózków.

Po wprowadzeniu zabiegów modernizacyjnych należałoby przeprowadzić badania doświadczalne potwierdzające wyniki analiz symulacyjnych.

## Literatura

- [1] Groll W.: *Badania lokomotywy EP 09 z zawieszeniem typu flexicoil. Praca CNTK nr 8121/21. Warszawa 1995.*
- [2] Marciniak Z.: *Propozycje modernizacyjne elektrycznych pojazdów trakcyjnych ze szczególnym uwzględnieniem taboru eksploatowanego w lokomotywni Kraków – Prokocim. Materiały Konferencji Naukowo – Technicznej. Kraków – Zembrzyce 1996.*

- [3] Marciniak Z.: *Próby modernizacyjne lokomotywy EP 09 i elektryczny zespół trakcyjny EN 57*. Materiały Konferencji Jubileuszowej. Kraków – Zakopane 1997.
- [4] Marciniak Z., Sienicki A.: *Badania symulacyjne lokomotywy EP 09 (104 E) w aspekcie nadmiernych szarpań podłużnych nadwozia*. Materiały XIII Konferencji Naukowej „Pojazdy szynowe”. Katowice – Wista 1998.
- [5] Nowakowski Z. i inni.: *Analiza dynamiczna i określenie kierunków modernizacji lokomotywy EP 09*. Praca Zespołu Ośrodków Rzeczoznawstwa i Postępu Technicznego SIMP. Kraków 1998.
- [6] Sienicki A.: *Ocena właściwości dynamicznych i quasi-statycznych układu biegowego lokomotyw 113 E, 310 D i 104 E (EP 09) przy pomocy symulacji komputerowej*. Praca Biura Projektowo – Wdrożeniowego SIENICKI & SIM-OB. Poznań 1998.
- [7] Zieliński A.: *Badania i ustalenie przyczyn występowania drgań podłużnych w nadwoziu lokomotywy EP 09 i opracowanie środków zaradczych*. Praca firmy Ekspert Consultants nr 8/96. Warszawa 1996