

Zygmunt MARCINIAK  
Adam SIENICKI

## BADANIA SYMULACYJNE LOKOMOTYWY EP09 (104E) W ASPEKCIE NADMIERNYCH SZARPAŃ PODŁUŻNYCH NADWOZIA

**Streszczenie.** W referacie przedstawiono podstawowe parametry, model mechaniczny i matematyczny oraz przykładowe wyniki badań symulacyjnych lokomotywy EP09. W zakończeniu zaprezentowano programy konstrukcyjne poprawy dynamiki lokomotywy i zwiększenia trwałości zespołu napędowego.

## THE SIMULATION TESTS OF AN EP09 (104E) LOCOMOTIVE IN THE ASPECT OF EXCESSIVE LOGITUDINAL JERKS OF THE BODYWORK

**Summary.** The paper presents basic parameters, mechanical and mathematical model and an example of simulation test result's for an EP09 locomotive. At the end the conclusions and design hits are presented to achieve improvements in the dynamic behaviour of the locomotive and do increase the darability of the driving unit.

### 1. WSTĘP

Elektryczna lokomotywa pasażerska EP09 (104E) o mocy 2920 kW i prędkości 160 km/h została opracowana konstrukcyjnie w latach 1979/1980, a zbudowana w latach 1986/1997. Mimo upływu wielu lat jest ona obecnie najmłodszym w Polsce pojazdem trakcyjnym do ruchu z prędkościami rzędu 160 km/h. Dotychczas F.W. Pafawag dostarczyła Polskim Kolejom Państwowym 47 sztuk tych lokomotyw. W ciągu całej produkcji wprowadzono do konstrukcji lokomotywy szereg modyfikacji mających na celu poprawę trwałości i niezawodności jej układów.[4]. Mimo tych zabiegów lokomotywa oczekuje na dalszą kompleksową modernizację, nawiązującą do najnowszych osiągnięć firm światowych.[3]. Za najważniejsze obecnie uważa się poprawę dynamiki wzdłużnej lokomotywy oraz trwałości i niezawodności zespołu napędowego. Wynikiem tego ma być eliminacja (ograniczenie) szarpań wzdłużnych, poprawa parametrów tłumienia drgań wężykowania wózka w torze oraz zwiększenie trwałości przedni i całego zespołu napędowego.

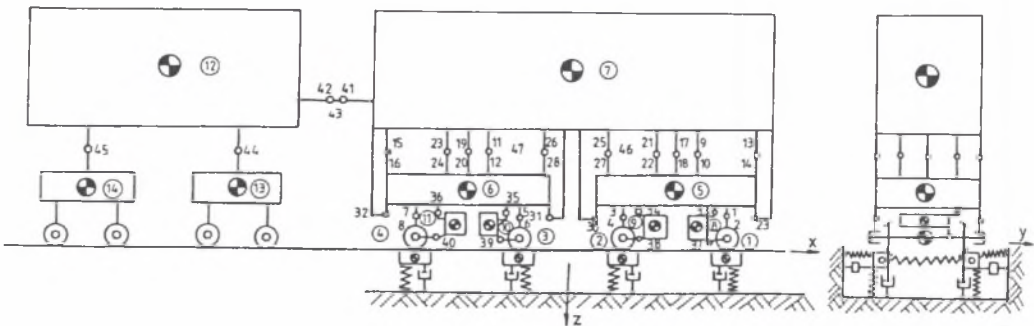
Pierwszymi krokami poczynionymi w konstrukcji w tym kierunku było opracowanie i przebadanie układu oparcia pudła na wózkach za pośrednictwem sprężyn wysokogabaryto-

wych (flexicoil). Mimo pozytywnych wyników badań [1], nie nastąpiła zdecydowana poprawa dynamiki wzdłużnej. W 1996 r. opracowano w firmie Ekspert Consultants sp. z o. o. środki zaradcze dla ograniczenia przyczyn i niekorzystnych skutków powstania drgań wzdłużnych. Nie wnikając w szczegóły pracy, zaproponowano zamontowanie między wózkiem a pudłem w położeniu podłużnym - poziomych tłumików hydraulicznych podwójnego działania, demontaż istniejących poprzecznych amortyzatorów hydraulicznych z czołownic, podmianę amortyzatora elastomerowego w miejsce dotychczasowego aparatu pochłaniającego typu S2-1-TM oraz w połączeniu ciągła przenoszącego siły pociągowe wózka zastosowanie dodatkowych pierścieni sprężystych [2]. Propozycje te, poza zastosowaniem amortyzatora elastomerowego, nie zostały dotychczas wprowadzone do konstrukcji lokomotywy.

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. W 1991 r. zaproponowano i rozwiązano konstrukcyjnie nowy sposób zawieszenia silnika za pośrednictwem przegubów gumowo-metalowych. Jednak ze względu na zmiany w ramie wózka i stojana silnika trakcyjnego rozwiązania tego nie wprowadzono do produkcji.

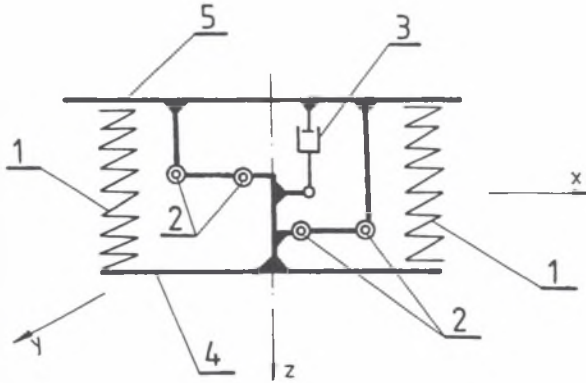
OBRPS jako twórca dokumentacji konstrukcyjnej proponował i proponuje rozwiązanie tej problematyki poprzez ograniczenie drgań wzdłużnych zgodnie z symulacją komputerową ruchu rozwiniętego modelu lokomotywy. W dalszej części referatu zaprezentowano teoretyczne rozważania nad oceną poprawy dynamiki lokomotywy, a w konsekwencji ograniczenie szarpań i zwiększenie trwałości zespołu napędowego.

## 2. MODEL MECHANICZNY LOKOMOTYWY



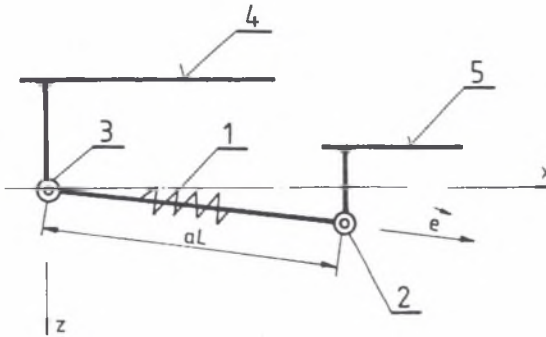
Rys.1. Model mechaniczny lokomotywy 104E (EP09) z wagonem zastępczym  
Fig.1. A mechanical model of the 104E (EP09) locomotive with a substitutive coach

Określony na wstępie cel badawczy zmusza do znacznego stopnia uszczegółowienia modelu i jego rozbudowy. Zaproponowano model zbudowany z 14 brył sztywnych o 6 stopniach swobody (4 zestawy kołowe, 4 silniki, 2 ramy wózków, nadwozie lokomotywy, nadwozie wagonu i 2 wózki wagonu) oraz dodatkowo z 24 brył o jednym stopniu swobody (8 odcinków



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

Fig.2. A mechanical model of the primary suspension: 1-a set of springs, 2-a set of guides, 3-a vertical hydraulic damper, 4-a base of the axlebox, 5-the bogie frame

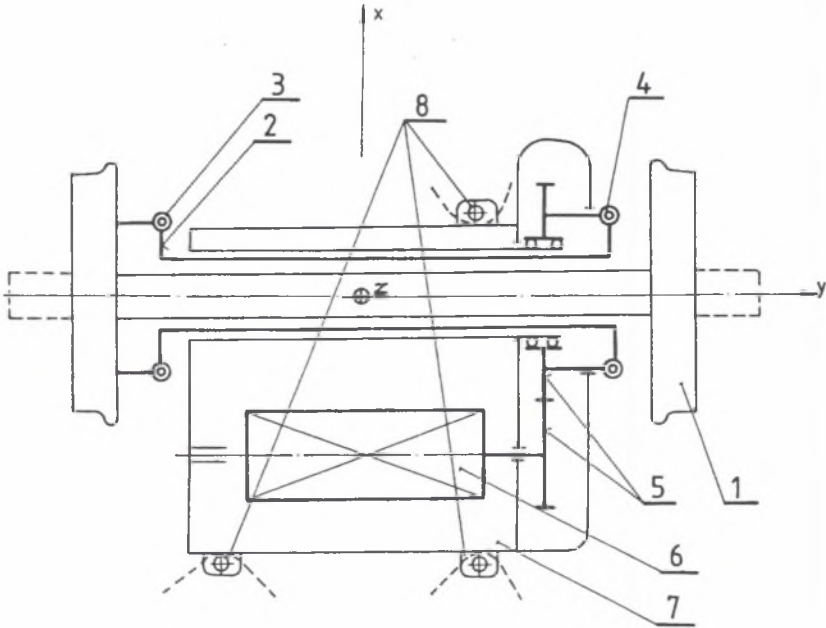


Rys.3. Model mechaniczny urządzenia pociągowego wózka lokomotywy: 1-amortyzator siły pociągowej, 2-przegub kulisty na wózku, 3-przegub gumowo-metalowy na nadwoziu, 4-nadwozie, 5-rama wózka

Fig.3. A mechanical model of the drawing gear on the locomotive bogie: 1-a traction force damper, 2-a spherical joint on the bogie, 3-a rubber/metal joint on the bodywork, 4-the bodywork, 5-the bogie frame

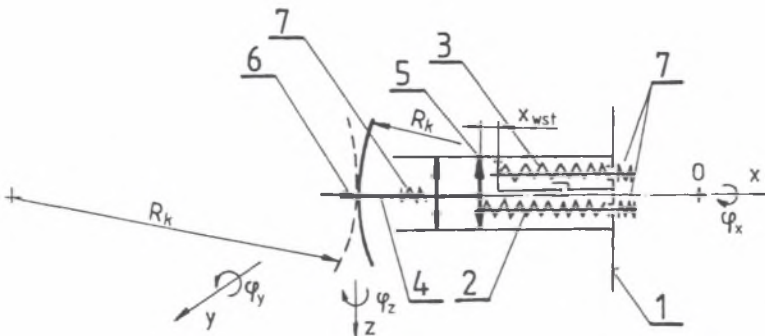
szyn pod kołami lokomotywy, 4 wały zestawów kołowych, 8 kołyszających się kół jezdnych oraz 4 wirniki układu napędowego). W konsekwencji przyjęcia 14+24 brył sztywnych pojawiło się w modelu mechanicznym 47 kompleksowych elementów wiążących te bryły między sobą. Na rys. 1 przedstawiono strukturę tego modelu.

Na rys. 2÷5 przedstawiono też budowę niestandardowych kompleksowych elementów łączących bryły wraz z krótkim ich opisem. Informacje o elementach pozostałych znajdują się w szerokiej literaturze technicznej.



Rys.4. Model mechaniczny napędu zestawu kołowego: 1-zestaw kołowy, 2-wał drążony, 3-sprzęgło 6-cięglowe między zestawem kołowym i wałem drążonym, 4-sprzęgło 6-cięglowe między wałem drążonym 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

Fig.4. A mechanical model of the wheelset drive: 1-the wheelset, 2-the hollow shaft, 3-a six-pullrod coupling between the wheelset and the hollow shaft, 4-the six-pullrod coupling between the hollow shaft and the big toothed wheel, 5-the toothed gear, 6-the rotor of the electric motor, 7-a housing for the electric motor and for the toothed gear, 8-elements of suspension of the motor and of the toothed gear on the bogie frame



Rys.5. 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

Fig.5. A mechanical model of the buff gear of the locomotive: 1-housing of the buffer, 2-a spring type damper, 3-an elastomere buff gear, 4-a buffer disc, 5-a friction damper, 6-friction area, 7-elasticity of the structure

## 3. MODEL MATEMATYCZNY LOKOMOTYWY

Przy obecnym rozwoju programów komputerowych do obliczeń symulacyjnych, opracowanie modelu matematycznego sprowadza się do kilku etapów.

**Etap I.** Zdefiniowanie topologii powiązań między bryłami, ich łącznikami oraz oddziaływań zewnętrznych (wymuszeń ruchu). Przy budowie modelu wymienionej lokomotywy posłużono się wymaganą przez autorski program – system tabelą, w której zawarto informacje o powiązaniach ponumerowanych na rys.1 brył poprzez ponumerowane elementy łączące. Określono także układy współrzędnych lokalnych i globalnych oraz dodatkowe zmienne stanu biorące udział w związkach siłowych (system generuje równania ruchu opierając się na równaniach równowagi sił).

**Etap II.** Zdefiniowanie równań sił, przemieszczeń oraz innych równań stanu określających zachowanie się łączników lub całych podukładów analizowanego obiektu. Skompletowane związki matematyczne przepracowano w podprogramy języka FORTRAN 77 i dołączono do wcześniej opracowanego systemu. Poniżej przedstawiono wybrane, najistotniejsze zależności matematyczno-fizyczne dla następujących wyizolowanych modeli:

**Model matematyczny urządzenia pociągowego wózka:**

Deformacje:

- wzdłuż cięgła:

$$u_1 = \Delta \bar{r} \cdot \bar{e} = x \cdot e_x + y \cdot e_y + z \cdot e_z$$

gdzie:  $\Delta \bar{r} = (x, y, z)$  - wektor deformacji

$\bar{e} = (e_x, e_y, e_z)$  - wersor kierunku cięgła

- prostopadle do cięgła:

$$u_p = \Delta \bar{r} \cdot \bar{e}_p = x \cdot e_{xp} + y \cdot e_{yp} + z \cdot e_{zp}$$

gdzie:  $\bar{e}_p = (e_{xp}, e_{yp}, e_{zp})$  - wersor kierunku prostopadłego do cięgła

- deformacja prostopadła do poprzednich:

$$\bar{e}_o = \bar{e} \times \bar{e}_p = (e_x, e_y, e_z) \times (e_{xp}, e_{yp}, e_{zp})$$

$$\bar{e}_o = (e_{xo}, e_{yo}, e_{zo}) = (e_y e_{zp} - e_z e_{yp}, e_z e_{xp} - e_x e_{zp}, e_x e_{yp} - e_y e_{xp})$$

$$u_o = \Delta \bar{r} \cdot \bar{e}_o = x \cdot e_{xo} + y \cdot e_{yo} + z \cdot e_{zo}$$

Siły:

- siła wzdłuż cięgła:

$$P_u = c_1 \cdot u_1 + Q_{st} + D_1 \cdot u_1 \quad - \text{ dla charakterystyki liniowej}$$

$$P(u_1) + D_1 \cdot \dot{u}_1 \quad - \text{ dla charakterystyki nieliniowej}$$

- siła prostopadła do cięgła:

$$P_p = (c_{\phi k1} \cdot u_p + D_{\phi k} \cdot \dot{u}_p) / (aL)^2$$

- siła prostopadła do dwu poprzednich:

$$P_p = (C_{\phi k2} \cdot u_o + D_{\phi k} \cdot \dot{u}_o) / (aL)^2$$

Siły w kierunkach osi głównych x, y, z:

$$\bar{P} = (P_x, P_y, P_z) = P_u \cdot \bar{e} + P_p \cdot \bar{e}_p + P_o \cdot \bar{e}_o$$

**Model matematyczny napędu zestawu kołowego:**

- Moment sił przenoszony przez sprzęgło -  $G_{ys}$

$$G_{ys} = C_{\varphi_{ys}} \cdot (\varphi_{ywir} - \varphi_{yzk}) \quad [\text{Nm}]$$

gdzie:  $\varphi_{ywir}$  - kąt obrotu wirnika silnika trakcyjnego przeliczony na obroty zestawu kołowego (z uwzgl. przekładni),

$\varphi_{yzk}$  - kąt obrotu zestawu kołowego,

$C_{\varphi_{ys}}$  - sztywność kątowna sprzęgła,

- Moment napędowy silnika:

$$G_{yel} = G_{yel\phi} + D_{\varphi_{yel}} \cdot (\dot{\varphi}_{ywir} - \dot{\varphi}_{ysiIn})$$

gdzie:  $G_{yel\phi}$  - zadany moment sił na wirniku silnika

$D_{\varphi_{yel}}$  -wsp. tłumienia wirowania silnika

$\dot{\varphi}_{ysiIn}$  - prędkość kątowna stojana silnika

- Równania ruchu obrotowego wirnika i stojana silnika:

$$J_{ywir} \cdot \ddot{\varphi}_{ywir} + G_{yel} + G_{ys} = \dot{\varphi}$$

$\ddot{\varphi}_{ysiIn} = \ddot{\varphi}_{ysiIn\phi} + G_{yel} / J_{ysiIn}$  - równanie korygujące przyspieszenia stojana o część pochodzącą z momentu napęd.

**Model matematyczny aparatu zderznego lokomotywy:**

- 1) Względne przemieszczenia poprzeczne środka kuli tarczy zderzaka:

$$y_o = y + \varphi_z \cdot R_k$$

$$z_o = z - \varphi_y \cdot R_k$$

oraz siły wywołane tymi przemieszczeniami:

$$P_{yR} = P_x \cdot \frac{y_o}{2R_k}$$

$$P_{zR} = P_L \cdot \frac{z_o}{2R_k}$$

- 2) Poprzeczne siły tarcia na tarczach zderzaków:

$P_{yT} = P_{yT}(\dot{y}, \dot{z}, P_z, \mu_p, \dots)$  - funkcje sił tarcia dla tłumika

$P_{zT} = P_{zT}(\dot{y}, \dot{z}, P_y, \mu_p, \dots)$  - ciernego powierzchniowego (2D)

- 3) Siły wzdłużne w zderzaku:

$$P_{xam} = \begin{cases} 0 & -x \leq -P_{wstam} / c_{xam} = x_{wstam} \\ c_{xam} (x - x_{wstam}) & -x_{wstam} < x \leq 0 \\ P_{wstam} + C_{am} \cdot x & -x > 0 \end{cases}$$

$$\Delta x = x - x_{wst}$$

$$P_{xel} = \begin{cases} 0 & -\Delta x \leq -\frac{P_{wstel}}{C_{xel}} = x_{wstel} \\ C_{xel} (\Delta x - x_{wstel}) & -x_{wstel} < \Delta x \leq 0 \\ P_{wstel} + C_{el} \cdot \Delta x + D_{el} \cdot \dot{x} & -\Delta x > 0 \end{cases}$$

$$P_{xc} = P_{xam} + P_{xel}$$

$P_{xT} = P_{xT}(\dot{x}, P_{xc}, \mu)$  - funkcja siły tarcia dla wzdłużnego tłumika ciernego (1D)

- 4) Siły wynikowe na zderzaku:

$$P_x = P_{xc} + P_{xT}$$



$$P_y = P_{yR} + P_{yT}$$

$$P_z = P_{zR} + P_{zT}$$

$$G_x = 0$$

$$G_y = P_x \cdot z_o / 2$$

$$G_z = P_x \cdot y_o / 2$$

Jednym z bardziej skomplikowanych podzespołów i zarazem kontrowersyjnym w modelowaniu matematycznym pojazdu szynowego jest zestaw kołowy wraz z parą koło-szlina. W modelu niniejszej lokomotywy wykorzystano opracowaną już przed wielu laty (zatem wielokrotnie sprawdzoną) procedurę numeryczną opartą na wirującej względem osi y bryle (w tym efekty żyroskopowe), na której drgania nałożono dodatkowe ruchy obrotowe kół względem siebie oraz ruchy kołysania kół względem osi x. Procedura ta wykorzystuje do obliczania sił stycznych koło/szlina znaną już powszechnie uproszczoną teorię Kalkera, przedstawioną w podprogramie ROLLEN (skorygowane wersja FASIM).

**Etap III.** Zebranie danych konstrukcyjnych w postaci rysunków, tabel i wykresów charakterystyk elementów łączących, a także w postaci ogromnych plików komputerowych. Dane te następnie, po przetworzeniu przez szereg „preprocesorów”, ładuje się do plików danych czytanych przez system symulacyjny. Zbiory te są zbyt duże, aby je tutaj pokazać, dlatego dla ogólnej orientacji, z jakim obiektem mamy do czynienia, przedstawiono tabelę z podstawowymi danymi lokomotywy 104E.

Tabela 1

Podstawowe parametry lokomotywy 104E

Nazwa wielkości	Symbol	Jedn.	Wielkość	Uwagi
1	2	3	4	5
Masy:				
– 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	
Momenty bezwładności:				
– 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	

Wymiary:				
– 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	lub główek szyn

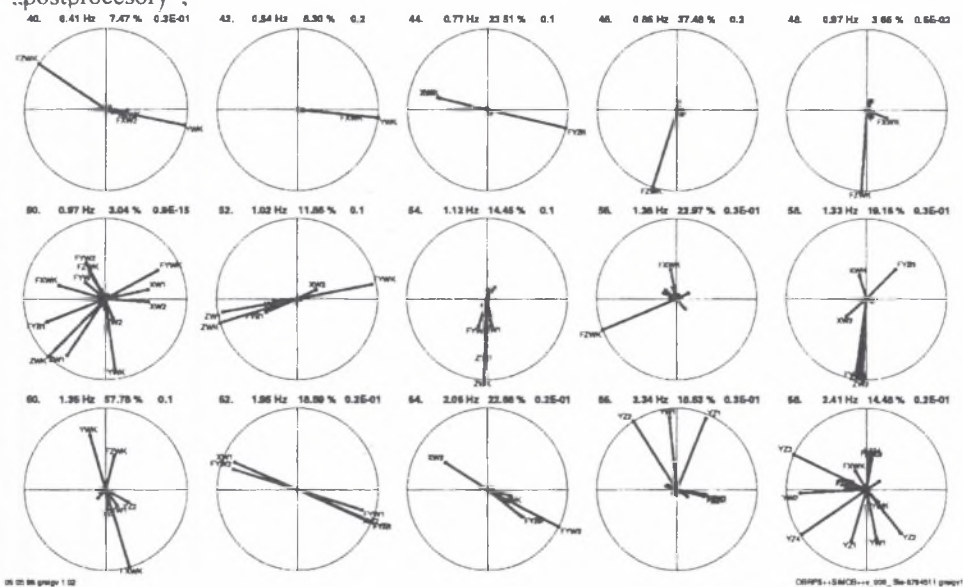
cd. tabeli 1

1	2	3	4	5
Wymiary cd.: – przełożenie przekładni trakcyjnej	$z_2/z_1$	szt/szt	1,595 73/38=1,91	od środka wózka
Podatności sprężyste: – sztywność pionowa sprężyn nośnych / maźnicę – sztywność kompletu przewodników Alsthom / maźnicę – pionowe – poprzeczne – podłużne – sztywność kompletu sprężyn nośnych nadwozia / stronę wózka – poprzeczna – pionowa – sztywność podłużna amortyzatora ciągną aparatu pociągowego wózka – sztywność podłużna urządzenia pociągowego lokomotywy – początkowa sztywność podłużna zderzaka lokomotywy – Sztywność obrotowa (skretna) sprzęgła układu napędowego	$C_z^+$ $C_{zA}^+$ $C_{yA}^+$ $C_{xA}^+$ $C_{x,y}^*$ $C_z^*$ $C_{nap}$ $C_{xac}^*$ $C_{xzd}^*$ $C_{\varphi ys}$	kN/mm kN/mm kN/mm kN/mm kN/mm kN/mm kN/mm kN/mm kN/mm kNm/mrad	0,67 0,5 30 168 0,4 0,69 7,3 ~1,4 ~1,2 12,6	2 komplety sprężyn śrubowych 2 przewodniki po 2 przeguby gumowe 2 komplety sprężyn śrubowych elem. gumowy 3 warstwowy wartość orient. dla elem. silnie nieliniowego na nadwoziu zamoc. są 2 takie zderzaki z tłum. ciernym i blokiem elastomerowym na 1 wał drążony przypadają 2 sprzęgła
Tłumienie hydrauliczne-współczynniki: – pionowy tłumik przymażniczny – pionowy tłumik nadwozia – poziomy tłumik nadwozia – wzdłużny tłumik nadwozie – wózek (wężykowania) – wzdłużne tłumienie bloku elastomerowego zderzaka	$D_{zm}^*$ $D_z^*$ $D_y^*$ $D_x^{*+}$ $D_x^*$	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: – max. moc silnika trakcyjnego LKa 740 – profil toczny koła jezdnego	$N_{sel}$ -	kW -	~730 UIC 135/28	tzw. profil ustabilizowany po zużyciu



## 4. WYNIKI BADAŃ SYMULACYJNYCH RUCHU LOKOMOTYWY

Jak wspomniano we wstępie, lokomotywa 104E dla prędkości powyżej 80 km/h powoduje nieprzyjemne dla pasażerów drgania wzdłużne wagonów tuż za nią. Okoliczności tego zachowania nie są w pełni jasne, ale wielu obserwatorów twierdzi, że występuje to podczas przejazdu przez krzyżownice i rozjazdy, a także na pewnych odcinkach torów prostych. Nie zarejestrowano przy tym, dla jakich sił na „haku” lokomotywy się to dzieje, a również stanu tych odcinków toru. Zagadnienie to (szarpań lokomotyw) rozpatrywało już wielu autorów prac badawczych (zarówno doświadczalnych, jak i teoretycznych). [1], [2]. Przedstawiono na ich podstawie wiele propozycji konstrukcyjnych poprawy tych zachowań lokomotywy. Jednak w żadnej z tych prac nie wykazano, jaką poprawę ilościową przyniosą ich propozycje. Ponieważ przedstawiony model lokomotywy jest w zasadzie silnie nieliniowy, wiarygodne wyniki można otrzymać jedynie drogą symulacji. Do pewnych wstępnych porównawczych ocen można jednak posłużyć się analizą modelu zlinearyzowanego, tj. analizą drgań własnych. Wyniki takiej analizy dla złożonego z bardzo wielu stopni swobody modelu są zawarte w ogromnych tabelach (przedmiotowy model zawiera ca. 240 zmiennych stanu), co praktycznie wyklucza ich wydruk z pamięci komputera. W ramach autorskiego systemu obliczeń opracowano więc do pomocy w analizowaniu licznych wyników obliczeń odpowiednie „postprocesory”.



Rys.6. Postacie drgań własnych lokomotywy

Fig.6. Shapes of specific vibrations of the locomotive

które takie wyniki w skondensowanej postaci przedstawiają na wykresach. Na rys. 6 przedstawiono przykładowo w postaci wykresów wskazowych wyniki obliczeń drgań własnych (wartości i wektorów własnych) dla „służbowej” konfiguracji parametrów lokomotywy poruszającej się z prędkością 120 km/h.

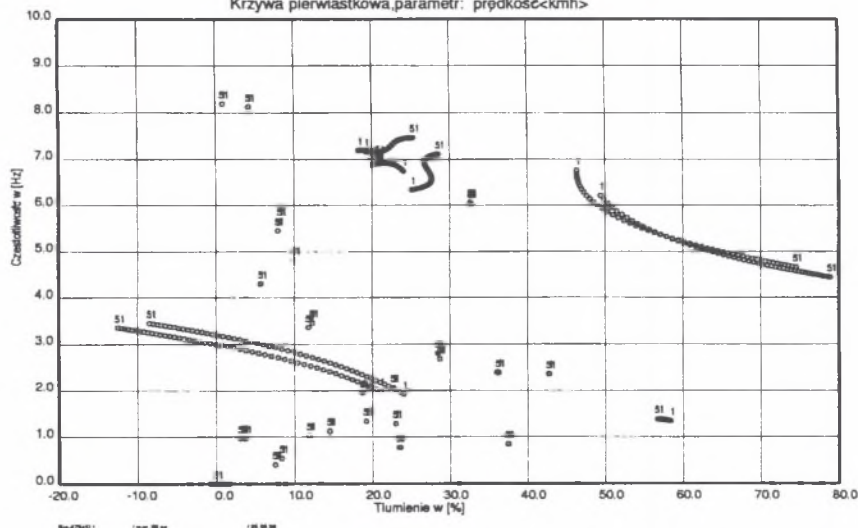
Jedno kółko wraz ze wskazówkami to jedna forma drgań (np. kołysanie nadwozia  $\varphi_x^0$ ). Nad kółkiem znajdują się: numer wartości własnej, częstotliwość w Hz, dekrement tłumienia w % oraz względna długość najdłuższej wskazówki w kółku (tj. największego składnika tego

wektora własnego). Długości wskazówek świadczą o względnych proporcjach, a kąty między nimi o przesunięciach fazowych między poszczególnymi współrzędnymi. Rysunek taki pozwala 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.

#### LOKOMOTYWA ELEKTRYCZNA EP-09 (104E) bez tłumika X2

OBRPS++SIMOB

Krzywa pierwiastkowa, parametr: prędkość <km/h>

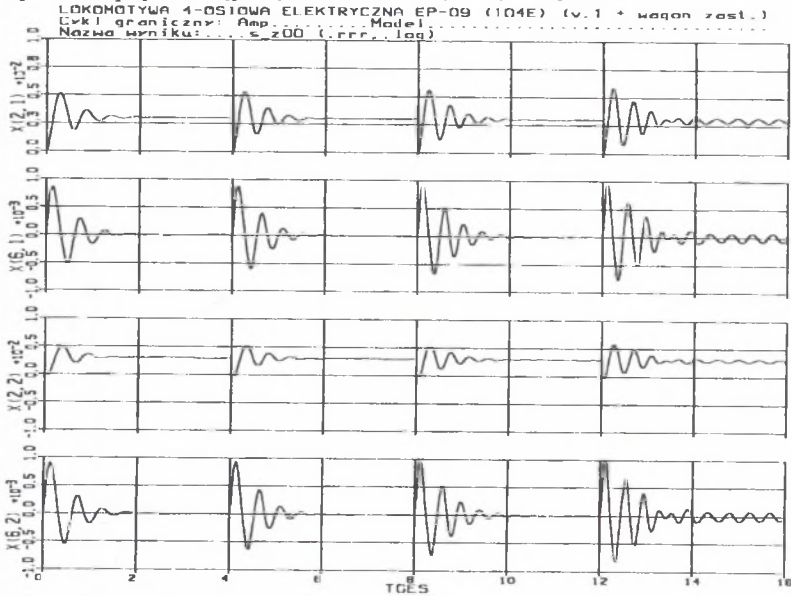


Rys. 7. Krzywe pierwiastkowe z prędkością jako parametrem  
Fig. 7. Root curves with the speed as a parameter

Na rys. 7 pokazano za pomocą niewielkich kółek (zamiast punktów) położenie wartości własnych modelu lokomotywy na płaszczyźnie współrzędnych: dekrement tłumienia w [%] – częstotliwość w [Hz]. Ponieważ na tym rysunku pokazano jednocześnie wyniki dla kilkudziesięciu (np. 51) konfiguracji parametrów lokomotywy, uzyskano wrażenie krzywych pierwiastkowych. Te krzywe z rysunku 7 powstały w następstwie zmian prędkości jazdy lokomotywy od 100 do 200 km/h z krokiem 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 zero, prędkość będąca tutaj parametrem zmiennym jest nazywana „krytyczną”. W ramach referatu zostaną pokazane również inne rysunki z tej rodziny, przedstawiające zmienności wartości własnych wraz z wariantowaniem krokowym takich parametrów, jak: sztywność podłużna aparatu pociągowego wózka, kąt pochylenia cięgieł aparatu, sztywność skrętna sprzęgieł układu napędowego oraz współczynniki tłumienia wiskotycznego tłumików hydraulicznych lokomotywy (w tym również tłumika wężykowania). Na bazie wyników wartości własnych jak również form własnych nie jest możliwe wnioskowanie o poprawie cech dynamicznych lokomotywy w zakresie takim, jak „szarpania” wzdłużne. Można natomiast wyciągać wnioski o stateczności biegu i prognozować spokojność jazdy. Jak wynika z krzywych pierwiastkowych, lokomotywa ta ma prędkości krytyczne znacznie wyższe od 160 km/h nawet bez tłumika wężykowania, a częstotliwości i dekrementy tłumienia form przedstawiono. Drgania własne nadwozia są w normie w porównaniu z innymi pojazdami o podobnym przeznaczeniu.

Potwierdzenie, czy lokomotywa 104E jest pojazdem stabilnym (w sensie wężykowania wózków), pokazano na rys. 8.

Grafikę tę otrzymano na podstawie wyników symulacji nieliniowego modelu lokomotywy z rosnącą prędkością jazdy od 100 do 160 km/h. Przedstawia ona na płaszczyźnie czas - wielkość zmienna, drgania własne zestawów kołowych nr 1 i 2 w kierunku osi  $y$  i wokół osi  $z$ . Jak widać, drgania te zachodzą z częstotliwością powoli rosnącą od ca. 2 Hz i malejącym dekrementem tłumienia dla kolejnych narastających prędkości (z krokiem 20 km/h), a dla prędkości ostatniej (160 km/h) pojawia się cykl graniczny o niewielkiej amplitudzie. Prędkość ta, zwana prędkością graniczną, określa granicę, od której amplituda cyklu granicznego będzie rosła wraz z prędkością jazdy, aż do stanu wykołowania pojazdu lub zniszczenia toru.

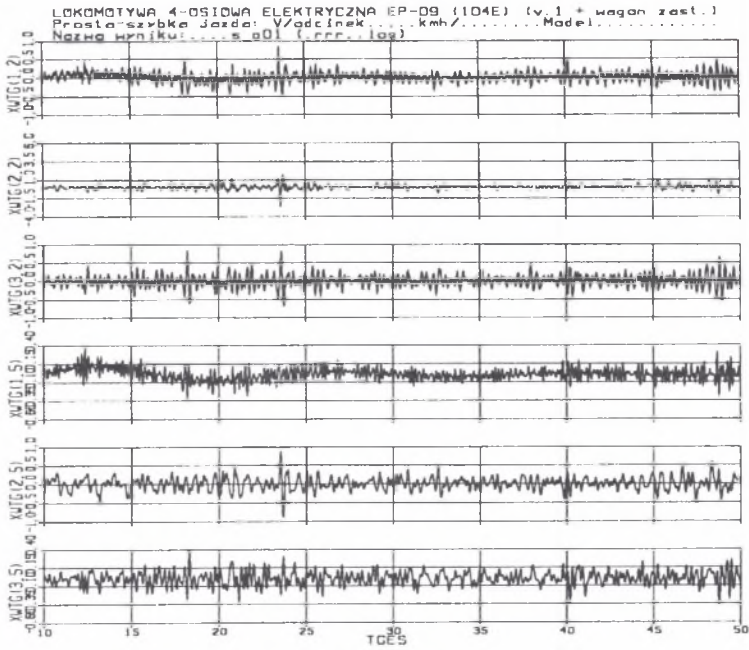


Rys.8 . Cykle graniczne zestawów kołowych  
 Fig.8 . Bordered cycles of the wheelsets

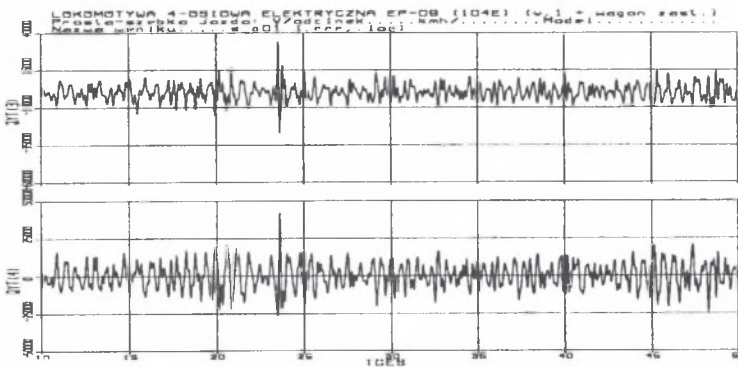
Omawiana praca zajmuje się przede wszystkim przyczynami nadmiernego szarpania (dynamiki podłużnej) lokomotywy. Aby je ustalić, badano „normalność” lokomotywy na torach standardowo przyjmowanych do badań dynamicznych. Czy lokomotywa 104E jest spokojna na torach z błędami, o przeciętnym europejskim stanie utrzymania, pokazano na rys. 9 i 10.

Grafika ta pokazuje przyspieszenia podłużne, poprzeczne i pionowe nadwozia (tylny czop skrzętu) oraz środka ramy tylnego wózka, a także sumy sił  $Y$  na zestawach kół nr 3 i 4 (tylny wózek). Jak widać, wartości przyspieszeń i sił leżą grubo poniżej wartości dopuszczalnych, co potwierdzono w badaniach doświadczalnych przeprowadzonych przez CNTK[1].

Z punktu widzenia obserwowanych „szarpań” lokomotywy 104E, przeprowadzono analizy symulacyjne drgań lokomotywy wymuszanych w płaszczyźnie OXZ przez skokowe nierówności pionowe toru (krzyżownice). Analizy te mają charakter porównawczy wyników między sobą. Nieznajomość realizowanych podczas szarpań sił pociągowych przez lokomotywę zmusiła do szerokiego wariantowania tych sił, a także prędkości jazdy i samych nierówności toru. Badania przeprowadzono również w warunkach, gdzie tory posiadają błędnie pochylone szyny oraz innych przypadkach szczególnych.



Rys.9. Przebiegi czasowe przyspieszeń wózka i nadwozia  
 Fig.9. Time courses of accelerations of the bogie and superstructure

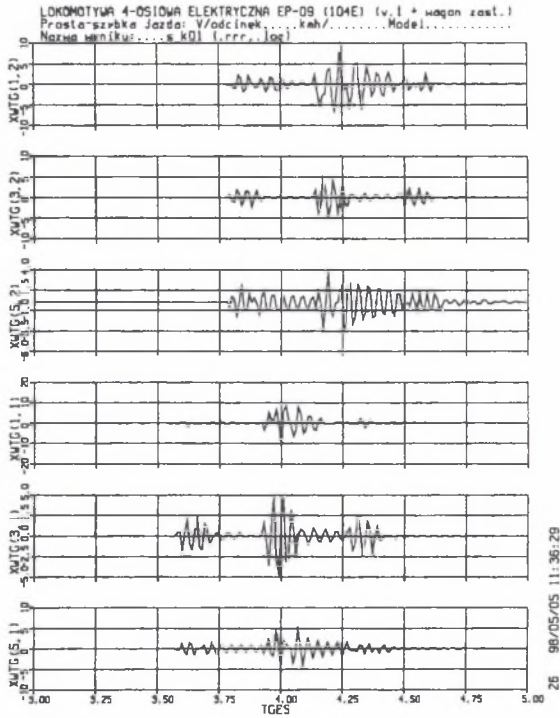


Rys.10. Przebiegi czasowe sił poprzecznych zestawów kołowych  
 Fig.10. Time courses of transversal forces of the wheelsets

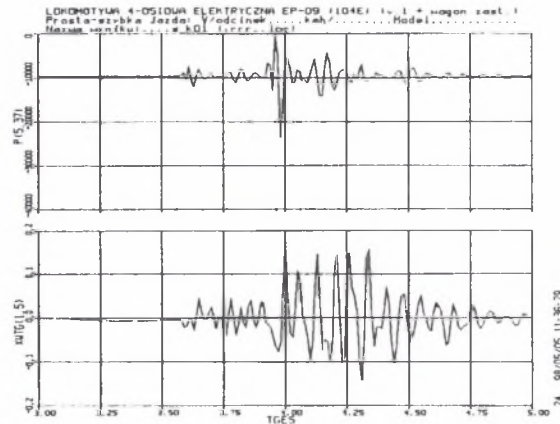
Wyników tak szerokiego zakresu badań nie sposób tu przytoczyć, pokazano więc na rys. 11 i 12 przykład reakcji lokomotywy na nierówność w formie przerwy toku szynowego o amplitudzie ok. 5 mm i długości 0.5 m. Wielkościami pokazanymi na tych rysunkach są moment na sprzęgle silnika zestawu kołowego nr 1 = P(5, 37), przyspieszenia podłużne, pionowe i galopowania ramy wózka przedniego i tylnego oraz przyspieszenia na nadwoziu lokomotywy w kierunku wzdłużnym na wysokości zderzaków.

Kończąc omówienie kilku wybranych przykładów, wspomnieć można, że jeśli pozwoli czas, referat zostanie poparty pokazem ciekawszych wyników pracy.





Rys.11. Przebiegi czasowe przyspieszeń wzdłużnych, pionowych i galopowanie ram wózków  
 Fig.11. Time courses of the longitudinal and vertical accelerations and of the pitching of bogie frames



Rys.12. Przebiegi czasowe momentu sprzęgła napędu nr 1 i przyspieszenia wzdłużnego na nadwoziu  
 Fig.12. Time courses of the torque on the coupler Nr1 in the driving system and of the longitudinal acceleration on the superstructure

#### 4. PODSUMOWANIE

W chwili opracowywania referatu, autorzy omawianej pracy nie dysponują kompletnymi wynikami badań, co nie pozwala na postawienie wniosków o charakterze użytkowym dla dalszej bezproblemowej eksploatacji lokomotywy EP09. Można już jednak powiedzieć, że zachowanie się tej lokomotywy na standardowych torach nie różni się od innych pojazdów o wymaganej dobrej spokojności jazdy. Nietypowe zachowanie się jej na lokalnych pionowych błędach budowy toru oraz w pewnych nie wyjaśnionych jeszcze okolicznościach nie może być dalej ignorowane przez użytkownika i producenta. Usunięcie „szarpań” bo o nich mowa, a także uszkodzeń przekładni, związanych prawdopodobnie z nimi, nie będzie jednak możliwe bez gruntownej analizy ich przyczyn i sprawdzenia skuteczności środków zaradczych. Proponowane przez autorów pracy [2] oraz OBRPS hipotetyczne środki to:

- podmiana amortyzatora aparatu pociągowego wózka na inny z większym tłumieniem wewnętrznym,
- zmniejszenie kąta pochylenia cięgieł aparatu pociągowego wózka,
- likwidacja jednego z cięgieł wymienionego aparatu i przystosowanie drugiego do pracy w obu kierunkach (ciągnięcie, pchanie),
- zabudowa dodatkowych tłumików hydraulicznych między wózkiem i nadwoziem w kierunku osi  $x$  (jakby wężykowania),
- zmiana urządzenia pociągowo-zderznego lokomotywy na lepszy (elastyczniejszy, pochłaniający więcej energii przy zderzeniu).

Czy proponowane środki zaradcze okażą się skuteczne, będzie wiadomo dopiero po zakończeniu badań symulacyjnych, a pewne po przeprowadzeniu badań doświadczalnych weryfikujących.

#### LITERATURA

1. Groll W.: Badania lokomotywy EP09 z zawieszeniem typu flexicoil. Praca CNTK nr 8121/21. Warszawa 1995.
2. Zieliński A.: Badanie i ustalenie przyczyn występowania drgań podłużnych w nadwoziu lokomotywy EP09 i opracowanie środków zaradczych. Ekspert Consultants, Warszawa 1996, nr 8.
3. Marciniak Z.: Propozycje modernizacyjne elektrycznych pojazdów trakcyjnych ze szczególnym uwzględnieniem taboru eksploatowanego w lokomotywowni Kraków-Prokocim. Materiały Konferencji Naukowo-Technicznej. Kraków-Zembrzyce 1996.
4. Marciniak Z.: Propozycje modernizacyjne lokomotywy EP09 i elektrycznego zespołu trakcyjnego EN57. Materiały Konferencji Jubileuszowej. Kraków-Zakopane 1997.

Recenzent: Dr hab.inż. Andrzej Chudzikiewicz  
Prof. Politechniki Warszawskiej



**Abstract**

The EP09 locomotive waits for a complex updating, both in the scope of mechanical systems, as well as of electrical ones. One of the most important aims of the updating is elimination (a limited one) of longitudinal jerks, improvement in parameters of attenuating the yaw vibrations of the bogie in the track and increase of durability of the gearbox and of the complete driving unit. This paper is intended to solve those problems. Presented are the results of simulation analyses of the locomotive motion. Those analyses were carried out on mathematical models. Shown are the conclusions which result from the abovementioned analyses and the design hints for improving the dynamic behaviour of the locomotive and for increasing the service life of the driving units and running gears.