

Jerzy NOWICKI
Adam SIENICKI

SYMULACJA BEZPIECZEŃSTWA RUCHU I SPOKOJNOŚCI BIEGU LEKKIEJ PLATFORMY DO PRZEWOZU KONTENERÓW

Streszczenie. W pracy przedstawiono zastosowanie oryginalnej, dotychczas mało wykorzystywanej metody, w obliczeniach spokojności jazdy i bezpieczeństwa przed wykolejeniem.

Obliczenia przeprowadzono dla lekkiej platformy kontenerowej w ramach realizacji Grantu KBN nr 9T12C07312.

SIMULATION OF TRAFFIC SAFETY AND RUNNING QUIET OF THE LIGHT PLATFORM FOR TRANSPORT THE CONTAINERS

Summary. Application the original, so far being little used method in calculations of running quiet and safety against derailment is shown in this work. Calculations were carried out for the light container platform.

1. WSTĘP

Przemiany gospodarcze w Polsce i krajach Europy Wschodniej i intensyfikacja współpracy z krajami Unii Europejskiej stwarzają przesłanki do prognozowania wzrostu przewozów ładunków pomiędzy tymi państwami. Dotyczy to również Polski zarówno w komunikacji bezpośredniej, jak i w tranzycie. Integracja z Europą wymagać będzie dostosowania technologii przewozów do wymogów Unii Europejskiej między innymi poprzez stopniowy wzrost udziału transportu kombinowanego w przewozach ładunków.

Współczesne tendencje w przewozach towarów kolejną preferują do realizacji tego zadania wagony specjalizowane. Do grupy takich środków transportu zalicza się systemy kolejowego transportu kontenerowo-ziarnikowego. Aktualne rozwiązania wymagają jednak gruntownej modernizacji zmierzającej do tworzenia zwartych pociągów kontenerowych kursujących wahadłowo. W takich przypadkach kształtowanie ustroju nośnego wagonu można oprzeć na kryteriach wytrzymałości UIC nie objętych rozrządem górki, a więc przenoszących siłę ścisnąjącą tylko -1200 KN. Pozwoli to na znaczne obniżenie masy własnej wagonu, w wyniku odpowiedniego ukształtowania ustroju nośnego ostoju wagonu. Dalsze zmniejszenie masy, w

celu osiągnięcia wartości optymalnej rzędu 14 t do 16 t jest możliwe (zgodnie z wynikami analiz Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Pojazdów Szynowych w Poznaniu), ale wymaga zastosowania lekkiego układu biegowego. Należy więc zminimalizować - w granicach nie zagrażających bezpieczeństwu biegu wagonów - średnicę kół zestawów kołowych oraz dobrać odpowiednie bazy wózka i jego usprężynowania.

Opracowanie projektu bardzo lekkiego wagonu wymaga jednak opracowań teoretycznych, których wyniki określą stopień możliwych rozwiązań, głównie w odniesieniu do kryteriów bezpieczeństwa ruchu [2]. Wynika to z faktu, iż wykracza się poza znany dotychczas zakres bezpieczeństwa ruchu i dynamiki oraz zagadnień wytrzymałości konstrukcji nośnej. Dotyczy to między innymi bezpieczeństwa przed wykolejeniem wagonu próżnego, którego nacisk koła na szynę jest mniejszy niż 20kN. Ze względu na stosunkowo dużą masę ładunku nie jest możliwe przyjęcie zbyt elastycznego usprężynowania, co prawdopodobnie spowoduje znaczne odciążenia kół na torze zwichrowanym. Środkiem zaradczym może być właściwy dobór podatności własnej ram wózków i nadwozia, co może z kolei wywołać niekorzystne i trudne do opanowania zjawisko drgań giętych i skrętnych nadwozia jako długiej i wiotkiej belki. Drgania te, jako słabo gasnące, mogą podlegać rezonansowi z drganiami wymuszonymi podwozia.

W celu rozwiązania powyższych problemów zastosowano obliczenia symulacyjne ruchu oparte na dokładnych metodach całkowania równań różniczkowych ruchu i rozwiązywania zagadnień własnych ich macierzy, jako metodę najbardziej efektywną i najtańszą. Koszt modelowania i formułowania wniosków z obliczeń obniża również użycie wielu pre-procesorów do przygotowania danych modelowych i post-procesorów do obróbki wyników symulacji.

Jakość wyników symulacji komputerowej zależy od dokładności modelowania elementów i zespołów pojazdu, opartej na badaniach eksperymentalnych tych obiektów ze szczególnym uwzględnieniem wyników obserwacji zjawisk elementarnych. Realizacja tego może następować jednocześnie z malejącą rangą badań doświadczalnych całych pojazdów, które tylko w niewielkim stopniu służą do weryfikacji kompleksowych modeli matematycznych.

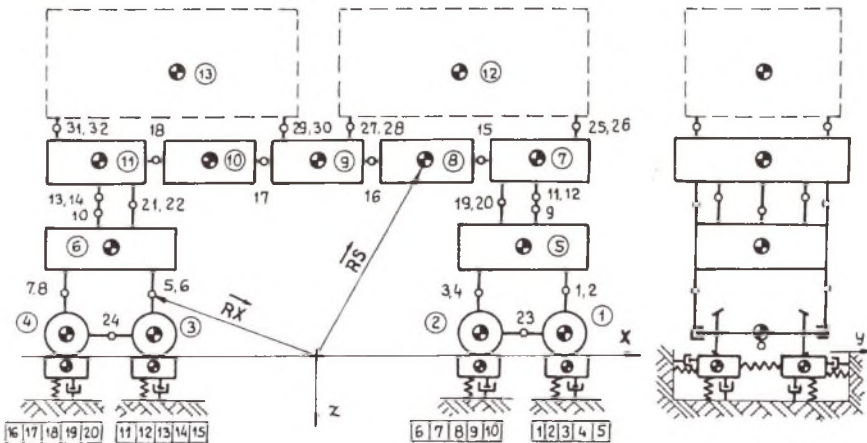
W badaniach symulacyjnych istnieje często konieczność uwzględnienia drgań strukturalnych konstrukcji nośnych. Można wtedy wykorzystać (zbudowany wcześniej) wyizolowany model struktury z pełną ilością węzłów (wymaganą dla jej obliczeń przy pomocy MES), w którym dokonano redukcji stopni swobody za pomocą superelementów lub zmiennych modalnych w potrzebnym dalej zakresie częstotliwości. Tak przygotowany model struktury jest dostatecznie dokładny, aby można go było przejąć do wspólnej symulacji z modelem wielomasowym podwozia i wykonać na nim wszystkie niezbędne analizy matematyczne.

2. BAZA OBLICZENIOWA, MODEL MECHANICZNY I MODEL MATEMATYCZNY

Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Pojazdów Szynowych przy współpracy z Politechniką Poznańską i firmą SIM-OB, wykorzystuje do symulacji komputerowej system ACSL (USA), który wspomaga narzędziami matematycznymi inne własne programy do formułowania modeli matematycznych opartych na modelach mechanicznych. Korzyścią z takiego podejścia jest możliwość precyzyjnego modelowania nowych podzespołów poprzez kolejne wzbogacanie biblioteki systemu o nowe subprogramy, a nie jak to występuje w komercyjnych systemach, naginanie potrzeb do możliwości istniejącej biblioteki systemu. W przypadku konieczności włączenia modeli struktur nadwozia i ramy wózka do rachunku symulacyjnego opracowuje się je za pomocą MES (OBRPS posługuje się pełną wersją programu ABACUS) i po odpowiedniej analizie (np. modalnej) przekazuje do systemu symulacyjnego. Problematyka

obliczeń symulacyjnych wiąże się z wykorzystywaniem znacznych ilości danych wejściowych i wyjściowych. W związku z tym koniecznością stało się opracowanie wyrafinowanych pre- i postprocesorów, które przygotowanie i obróbkę końcową danych prowadzą półautomatycznie. Przykładami takich procesorów są: proces przetwarzania danych konstrukcyjnych w dane modelowe (między innymi wykorzystuje się tutaj MS-Excel do obliczenia parametrów sprężyn, momentów bezwładności brył itd.), proces obliczania funkcji profilowych i współczynników tarcia dla profili teoretycznych lub zmierzonych pary koło-szyba (wykorzystuje się tutaj oprogramowanie w języku FORTRAN77 zintegrowane z grafiką Postscript) oraz procesy graficznego przedstawiania wyników (krzywe pierwiastkowe, wykresy wskazowe dla wektorów drgań własnych, przebiegi czasowe symulowanych wielkości itd.), a także tabelarycznego (tabele wartości statystycznych: kwantyle, wartości 2m, współczynniki komfortu W_z , RMS oraz gęstość widmowa mocy). Wszystkie te narzędzia matematyczne stanowią bazę obliczeniową Ośrodka w rozwiązywaniu zagadnień dotyczących platformy, jak i innych podobnych zagadnień.

Przedstawione poniżej schematy modeli mechanicznych platformy i jej szczególnych podzespołów są bazą wyjściową do zrozumienia modelu matematycznego i opracowania jego topologii.

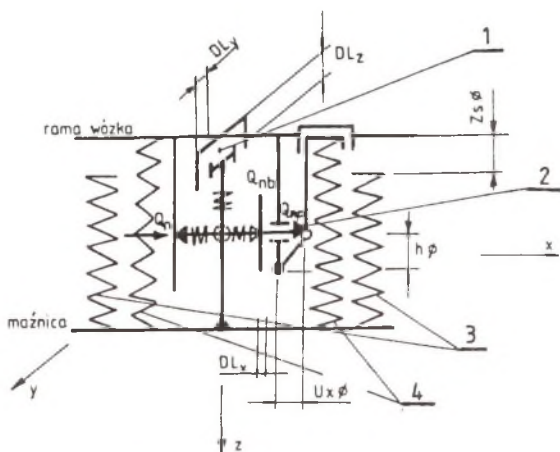


Rys. 1. Model mechaniczny platformy
Fig. 1. A mechanical model of the platform

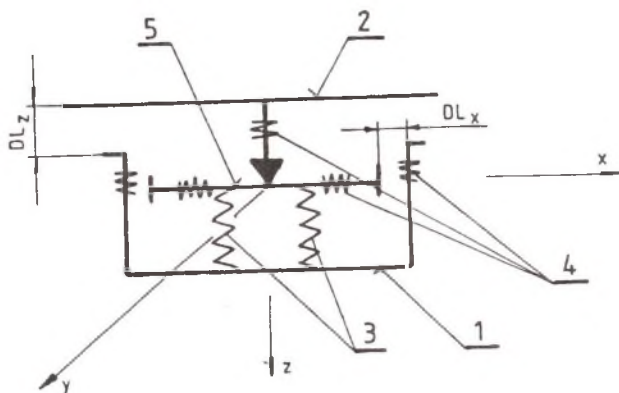
Na rys.1 przedstawiono schemat platformy składającej się z 13 brył sztywnych (4 zestawy kołowe, 2 ramy wózków, 5 segmentów nadwozia i 2 kontenery) o sześciu stopniach swobody i 20 brył o jednym stopniu swobody (elementy zestawu kołowego i toru) oraz 32 podatnych elementów łączących te bryły (8 kompleksowych zawiesznień ram wózków na maźnicach, 2 czopy kuliste skretu wózka, 4 sprężyste ślizgi boczne, 4 połączenia sprężyste segmentów nadwozia, 4 hydrauliczne tłumiki wężykowania, 2 amortyzatory sprężyste poprzecznego sprzężenia zestawów kołowych oraz 8 sprężystych podparć kontenerów).

Rys.2. przedstawia schemat węzła zawieszania maźnicznego, zbudowanego z maźnicy skrzydełkowej prowadzonej w kierunku wzdłużnym i poprzecznym w prowadnicach posiadających sztywności konstrukcyjne w kierunkach x, y, z, φ_z i dociskanej pionowo przez 2 sprężyny zewnętrzne 4 o parametrach $[CD]_z = [C_x, C_y, C_z, C_{fx}, \dots]_z$ oraz 2 sprężyny wewnętrzne 3 o parametrach $[CD]_w = [C_x, C_y, C_z, C_{fx}, \dots]_w$ włączające się do pracy po dodatkowym pionowym ściśnięciu sprężyn zewnętrznych o wielkość Z_{s0} . W kierunku wzdłużnym (x) maźnica

skrzydełkowa dociskana jest do jednej z prowadnic przez grzybek 2, dociskany z kolei wieszakiem o wymiarach u_{x0} i h_0 , a napinanym jedną ze sprężyn zewnętrznych. Podczas pracy tego zawieszenia w ramach luzów sprężystych DL_x, DL_y, DL_z , na powierzchniach ciernych prowadnic i grzybka występują naciski normalne Q_n, Q_{np}, Q_{nb} , gwarantujące przy współczynniku tarcia μ odpowiednie tłumienie drgań pionowych i poprzecznych ram wózków. Ruchy maźnicy ponad te luzy, ograniczone są przez pionowe i poprzeczne odbijaki 1 oraz przez prowadnice.



Rys.2. Model mechaniczny kompleksu zawieszenia ramy wózka na maźnicy
Fig.2. A mechanical model of suspension the truck frame on axle-box complex



Rys.3. Model mechaniczny ślizgu bocznego
Fig.3. Mechanical model of lateral slide

Rys.3 przedstawia ślizg podłużny, znajdujący się między nadwoziem i ramą wózka. Zbudowany on jest ze ślizgu dolnego 5 opartego sprężysto na komplecie sprężyn śrubowych 3 o parametrach: sztywności podłużnej C_{x1} , pionowej C_{z1} oraz nacisku statycznym Q_{st} . Ślizg ten dociskany jest ślizgiem górnym 2. Ślizgi mogą poruszać się w kierunku podłużnym, z tarcieniem

suchym o współczynniku μ , w ramach luzu $\pm Dlx$. Ślizg górny prowadzony jest pionowo w gnieździe umocowanym do ramy wózka, aż do wyczerpania luzu Dlz . Po wyczerpaniu luzów Dlx i Dlz rolę sprężystych elementów 4 spełnia konstrukcja tego węzła o sztywnościach C_{x2}, C_{z2}, \dots

W omawianej pracy wykorzystano również inne modele mechaniczne elementów łączących bryły, takie jak sprężynę pracującą przestrzennie (typu Flexicoil) i kulisty czop skrzętu zbudowany jako zespół elementów ciernych pracujących obrotowo względem osi x , y i z . Modele takich elementów stanowią obecnie standard spotykany w wielu badaniach symulacyjnych pojazdów szynowych.

Wykorzystano także model mechaniczny i matematyczny substruktury zestawu kołowego, który opracowano na podstawie prac [3], [4], [5] oraz o znaną procedurę numeryczną prof. Kalkera, dla sił kontaktowych koło-szyna (Rollen), a także o własne koncepcje modelu bryłowego kół, osi i szyn. Procedury numeryczne tej substruktury można uważać obecnie za sprawdzone.

W ramach tematu opracowano modele matematyczne oparte na wyżej przedstawionych modelach mechanicznych i zawarto je w następujących procedurach numerycznych:

- usprężynowanie maźniczne wraz z tłumikiem ciernym:

```
SUBROUTINE USP25TN (I1,I2,CD, Cx, Cy, Cz,Cfx, Cfy, Cfz, QST, Dx, Dy, Dz, .....)  
DIMENSION CD(10,5,*)
```

```
*****
```

```
***** Podwójna sprężyna zewnętrzna - typu Flexicoil
```

```
*****
```

```
CALL FLEXE1 (Cx,Cy,Cz,Cfx,Cfy,Cfz,QST,Dx,Dy,Dz,  
, Dfx,Dfy,Dfz,OP, Sx,Sy,Sz,Sfx,Sfy,Sfz,  
, x,y,z,fx,fy,fz,xv,yv,zv,fxv,fyv,fzv,  
, Px0,Py0,Pz0,Gx0,Gy0,Gz0 )
```

```
*****
```

```
***** Podwójna sprężyna zewnętrzna - typu Flexicoil
```

```
*****
```

```
Zz0=z-Zs0
```

```
IF(Zz0*Zs0.lt.0)THEN
```

```
Px0w=0
```

```
Py0w=0
```

```
Pz0w=0
```

```
Gx0w=0
```

```
Gy0w=0
```

```
Gz0w=0
```

```
ELSE
```

```
CALL FLEXE1 (Cx0,Cy0,Cz0,Cfx0,Cfy0,Cfz0,QST0,Dx0,Dy0,Dz0,
```

```
, Dfx0,Dfy0,Dfz0,OP0, Sx0,Sy0,Sz0,Sfx0,Sfy0,Sfz0,
```

```
, x,y,Zz0,fx,fy,fz,xv,yv,zv,fxv,fyv,fzv,
```

```
, Px0w,Py0w,Pz0w,Gx0w,Gy0w,Gz0w )
```

```
ENDIF
```

```

*****
***** Prowadnice - tłumik cierny pionowy i poprzeczny
*****
IF(OPC.LT.0.5)THEN
  Px=Px0+Px0w
  Py=Py0+Py0w
  Pz=Pz0+Pz0w
  Gx=Gx0+Gx0w
  Gy=0
  Gz=Gz0+Gz0w
  RETURN
ENDIF
*****
IF(OPT.LT.0.5)THEN
  OPT=1
  tg0=ux0/h0
  Qw0=Qz0*tg0
ENDIF
***** wieszak
  zw =tg0*x
  Qzp=Qz0+Czz*zw
  Qnw=Qzp*(ux0+x)/(h0-zw)
***** grzybek
  Qns=Qnw+Cxz*x
  Us=Qns*Qw0
  IF(Us.LT.0) Qns=0
***** prowadnica oporowa
  Qnp=Qw0-Cxw*x
  Up=Qnp*Qw0
  IF(Up.LT.0) Qnp=0
***** prowadnica po stronie grzybka
  Qnb=0
  Dux=x-DLx
  IF(DLx.GE.0.AND.Dux.GT.0) Qnb=Cxw*Dux
  IF(DLx.LT.0.AND.Dux.LT.0) Qnb=Cxw*Dux
*****
  QT=Qns+Qnp+Qnb
*****
***** Tłumik cierny poprzeczny (2D w Oyz) :
*****
  IF(ami.GT.0)CALL REIBTE1 (Cr,abs(QT),ami,Dr,Cty,Ctz,I1,I2,CD,
    yv,zv,yT,zT,yTv,zTv,PyT,PzT)
*****
  Px=Px0+Px0w+Qnb+Qns-Qnp
*
  Duy=abs(y)-DLy
  Py=Py0+Py0w+PyT
  IF(Duy.GT.0) Py=Py0+Py0w+PyT+Cyw*sign(Duy,y)
*

```

```

Duz=abs(z)-DLz
Pz=Pz0+Pz0w+PzT
IF(Duz.GT.0) Pz=Pz0+Pz0w+PzT+Czw*sign(Duz,z)
*****

Gx=Gx0+Gx0w
Gy=0
Gz=Gz0+Gz0w
IF(Up.GT.0) Gz=Gz0+Gz0w+Cfzw*fz
RETURN
END
*****

```

Dokładna analiza tej procedury pozwala zauważyć, że wyznacza ona siły P_0 i momenty G_0 w funkcji deformacji x, y, z, f_x, f_y, f_z i prędkości deformacji x_v, y_v, \dots bazując na stałych parametrach sztywności sprężyn C_x, C_y, \dots i tłumienia wiskotycznego D_x, D_y, \dots . Wyznacza też siły P_T i naciski Q występujące na powierzchniach ciernych prowadnic i grzybka oraz deformacje sprężyste elementów tłumika ciernego, będące jednocześnie zmiennymi stanu układu. Stałymi parametrami tłumika ciernego są wymiary geometryczne u_{x0}, h_0 wieszaka dociskającego grzybek, luzy podłużne DL_x , poprzeczne DL_y oraz pionowe DL_z , a także współczynnik tarcia μ . Symbole te pokazano już na rys.2.

- ślizg boczny:

```

SUBROUTINE SLIZGI (ami,Du,Cx1,Cx2,DLx,OPC,Qst,DLz,Cz1,DLz1,Cz2,
                  xT,xTv,z,xv,Px,Pz)
*
*****
Pz1=0
Pz2=0
z1=z+DLz
IF(z1.GT.0)Pz1=Cz1*z+Qst
z2=z-DLz1
IF(z2.GT.0)Pz2=Cz2*z2
Pz=Pz1+Pz2
TR=ami*abs(Pz)
*
Pc1=Cx1*xT
Pc2=0
DxT=abs(xT)-DLx
IF(DxT.GT.0)Pc2=Cx2*sign(DxT,xT)
Pc=Pc1+Pc2
*
CALL XREE3 (Du,Pc,TR,xTv,xv,Px,OPC)
*****
RETURN
END
*****

```

Procedura ta wyznacza siły pionową P_z i podłużną P_x w jednowymiarowym (1D) tłumiku ciernym, gdzie x_T jest dodatkową zmienną stanu. Wielkości te zmieniają się w zależności od deformacji pionowej z i prędkości podłużnej x_v . Stałymi parametrami są tutaj sztywności

Cx1,Cx2,Cz1,Cz2 i luzy DLx,DLz,DLz1 oraz pionowe obciążenie statyczne ślizgu Qst i ruchowy współczynnik tarcia na jego powierzchniach μ . Parametry te pokazano na rys.3.

- czop skrętu

```

SUBROUTINE XREDAE2 (
,      ami,Dfu,Cx,Cy,Cz,Cfx,Cfy,Cfz,Qst,OPC,
,      RTx,RTy,RTz,
,      fxT,fyT,fzT,fxTv,fyTv,fzTv,
,      x,y,z,fx,fy,fz,xv,yv,zv,fxv,fyv,fzv,
,      Px,Py,Pz,Gx,Gy,Gz )
*****
      Px=Cx*x
      Py=Cy*y
      Pz=Cz*z+Qst
*****
      IF(OPC.LT.0.5)THEN
          Gx=Cfx*fx
          Gy=Cfy*fy
          Gz=Cfz*fz
      ELSE
          CALL XREE3 ( Dfu,Cfx*fxT,ami*RTx*abs(Pz),fxTv,fxv,Gx,OPC )
          CALL XREE3 ( Dfu,Cfy*fyT,ami*RTy*abs(Pz),fyTv,fyv,Gy,OPC )
          CALL XREE3 ( Dfu,Cfz*fzT,ami*RTz*abs(Pz),fzTv,fzv,Gz,OPC )
      ENDIF
*****
      RETURN
      END
*****
SUBROUTINE XREE3 (Du,Pc,TR,XDv,uv,P,OPC)
*****
      IF(OPC.LT.0.5)RETURN
      IF(Du.LT.1.E-3)Du=1000
*****
      P=Du*uv+Pc
*****
      IF(ABS(P).LT.TR)THEN
          XDv=uv
      ELSE
          vr=(P-SIGN(TR,P))/Du
          XDv=uv-vr
          P=SIGN(TR,vr)
      END IF
*****
      RETURN
      END
*****

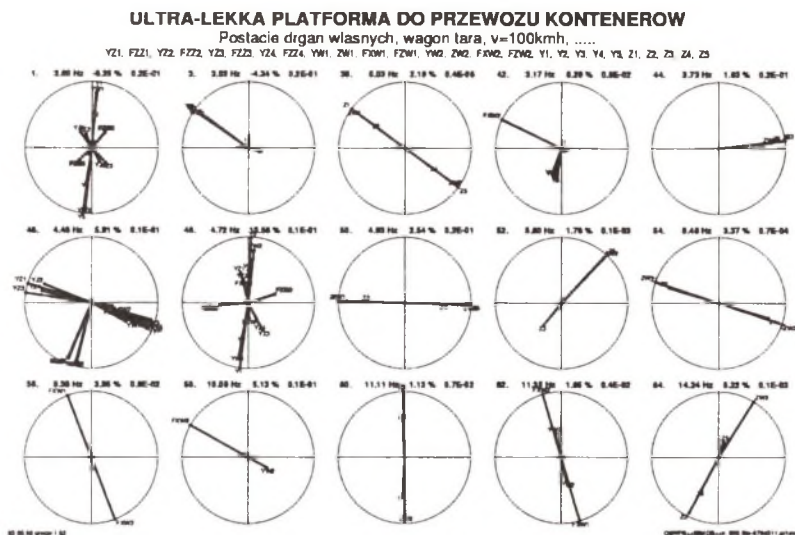
```


Procedura ta wyznacza momenty sił G_x, G_y, G_z dla trzech kierunków obrotu przegubu kulistego $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$, obciążonego pionowym naciskiem P_z . Momenty te wyznaczane są w funkcji prędkości kątowych f_{xv}, f_{yv}, f_{zv} . Dodatkowymi zmiennymi stanu f_{xT}, y_T, f_{zT} są tutaj deformacje sprężyste podparć elementów ciernych. Stałymi parametrami są sztywności C_x, C_y, C_z umocowania czopa oraz sztywności obrotowe C_{fx}, C_{fy}, C_{fz} podparć elementów ciernych przegubu kulistego, a także izotropowy współczynnik tarcia μ na powierzchni kulistej. Do obliczenia składowych momentów tarcia przyjęto w uproszczeniu zastępcze promienie tarcia RT_x, RT_y, RT_z .

3. ANALIZA WYNIKÓW OBLICZEŃ

Obliczenia przeprowadzono z wykorzystaniem opracowanego modelu matematycznego platformy. Z obliczeń wstępnych uzyskano wartości i wektory własne do oceny udziału poszczególnych postaci drgań, przy względnie niskich częstotliwościach i ustalenia ich roli w zachowaniach dynamicznych platformy.

Przykładowe wyniki obliczeń, w których pominięto tarcie suche, przedstawiono na rys.4.



Rys.4. Postacie drgań własnych platformy
Fig.4. Forms of the platform free vibration

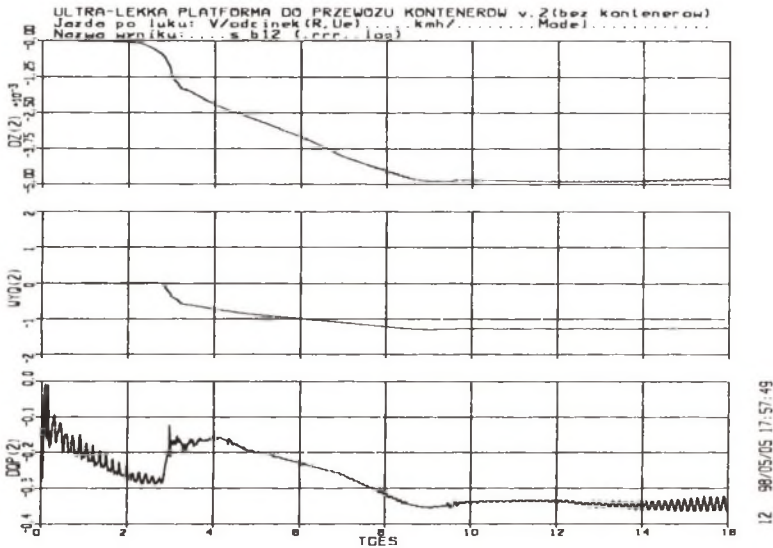
Każdą z postaci drgań własnych przedstawiono w ramach jednego koła w postaci wskazówek. Nad kołami wypisano częstotliwości, dekrementy tłumienia, a także współczynniki względnej wielkości wektora. Poszczególne składniki wektora (wskazówki) należą do jednej zmiennej stanu opatrzonej odpowiednim symbolem (np. Y_1, Y_2, \dots, Y_5 , lub Z_1, Z_2, \dots, Z_5), oznaczającym przemieszczenia poprzeczne lub pionowe segmentów nadwozia.

Zasadnicze wyniki obliczeń symulacyjnych stanowią wskaźniki bezpieczeństwa przed zejściem koła prowadzącego wagon z szyny (Bpw). Obliczenia te wykonano dla jazdy platformy

z małą prędkością po łuku torowym o promieniu $R=150$ m, z wichrowatością szyn zdefiniowaną w raporcie ORE [1].

Jak wynika z obliczeń, dla analizowanej platformy wyposażonej w układy biegowe, w których występuje tarcie suche, najbardziej niekorzystna sytuacja zachodzi w chwili osiągnięcia przez wagon pełnego łuku z jednoczesnym wjazdem na tor o maksymalnej wichrowatości.

Uzyskane z obliczeń wskaźniki B_{pw} w opisaanej sytuacji przedstawiono na rys.5.



Rys.5. Przebiegi ilorazu Y/Q , podniesienia koła oraz zmiany nacisku pionowego koła podczas wjazdu platformy standardowej w łuk torowy zgodnie z warunkami [1]

Fig.5. Quotient progress Y/Q , lift the wheel and changes the pressure of the vertical wheel during drive the standard platform into track curve, according to conditions [1]

Statyczne zachowanie tej platformy po wjeździe w łuk oraz utrzymanie określonej wartości sił tarcia przez napięty stan konstrukcji pojazdu powoduje ustalenie się wartości wskaźników na prawie stałym poziomie.

Wyniki obliczeń dowodzą, że platforma zbudowana ze standardowych zespołów układu biegowego nie spełnia wymogów bezpieczeństwa jazdy.

W związku z powyższym przeanalizowano inne możliwe warianty budowy platformy i stwierdzono, że istnieją możliwości skonstruowania wagonu bezpiecznego.

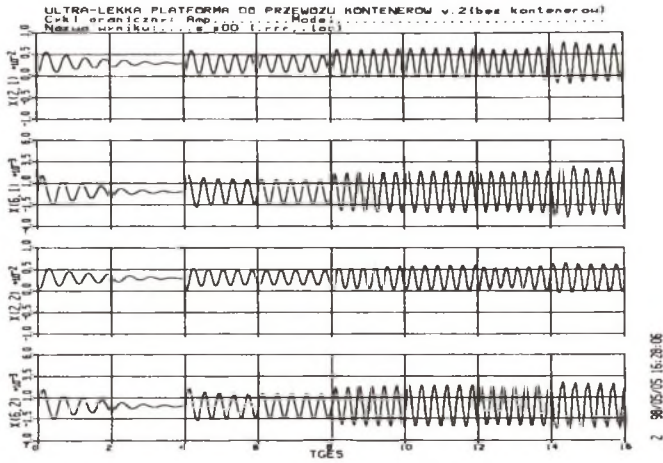
Dalsze obliczenia symulacyjne dotyczą platformy standardowej pod względem spokojności jazdy w aspektach:

- pojawienia się ruchu niestacynowego wózków z cyklem granicznym,
- odpowiedzi układu biegowego na stochastyczne nierówności toru.

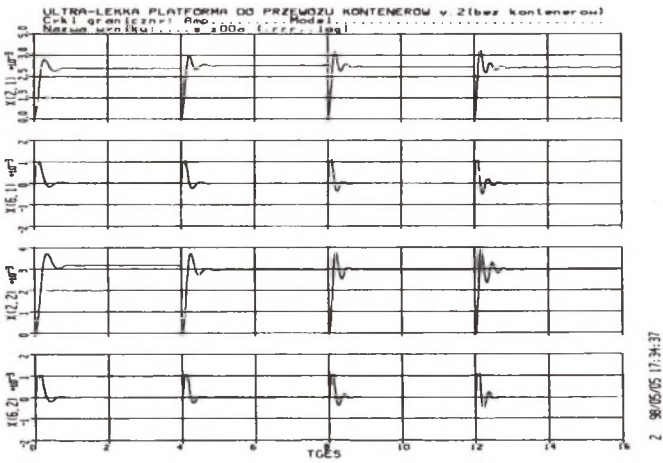
Na rys.6 i 7 przedstawiono drgania poprzeczne i wężykowania zestawów kołowych wywołane 3 mm skokowym wymuszeniem poprzecznym.

Jak wynika z rys.6, wężykowanie zestawów kołowych platformy standardowej przy prędkości 60 km/h charakteryzuje się amplitudami gasnącymi, natomiast przy wzrastających prędkościach (80, 100 i 120 km/h) wartość amplitud cyklu granicznego narasta. Dla

platformy, w której zlikwidowano luzy wzdłużne na ślizgach bocznych, cykl graniczny pojawia się dla prędkości znacznie wyższych (rys. 7).



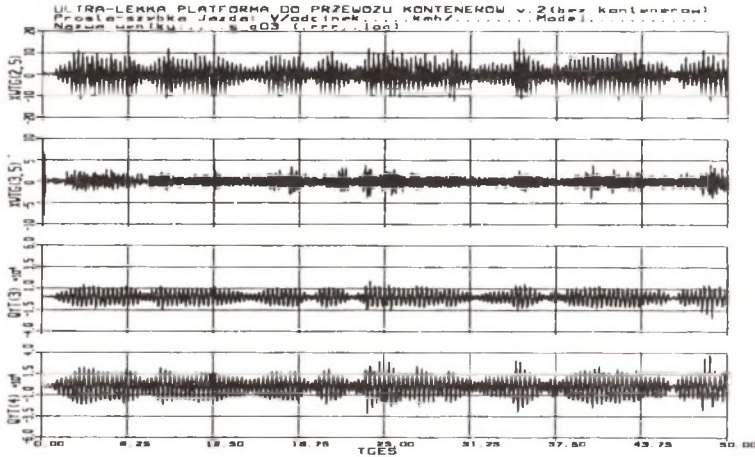
Rys.6. Przebieg wężykowania zestawów kołowych
 Fig.6. Swaying progress of wheelsets



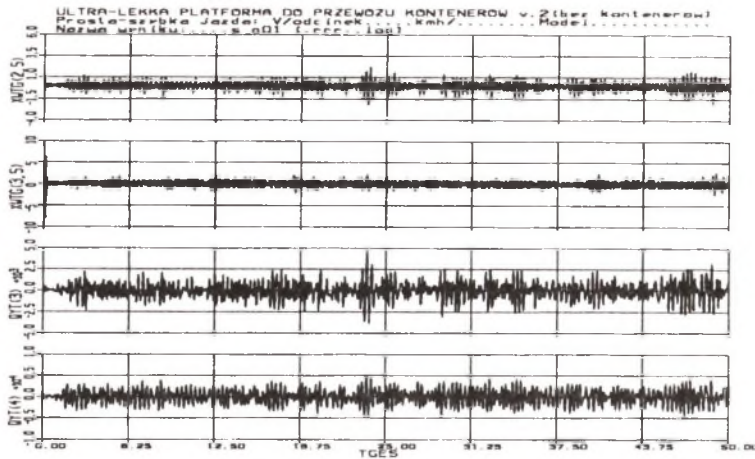
Rys.7. Przebieg wężykowania zestawów kołowych
 Fig.7. Swaying progress of wheelsets

Badanie cyklu granicznego nie daje pełnej możliwości prognozowania spokojności biegu wagonu. Dopiero wyniki obliczeń symulacyjnych uwzględniające stochastyczne błędy w ułożeniu toków szynowych stwarzają podstawy takiej oceny.

Dla porównania, na rys.8 (platforma standardowa) i na rys.9 (platforma bez luzów na ślizgach) przedstawiono przebiegi przyspieszeń na ramie wózka i nadwoziu oraz sił poprzecznych na kołach przy prędkości 120 km/h.



Rys.8. Przebiegi przyspieszeń i sił poprzecznych na kołach podczas jazdy na torze prostym
Fig.8. Acceleration and lateral forces progresses on wheel during running on the straight track



Rys.9. Przebiegi przyspieszeń i sił poprzecznych na kołach podczas jazdy na torze prostym
Fig.9. Acceleration and lateral forces progresses on wheel during running on the straight track

4. PODSUMOWANIE

Treść niniejszego opracowania, jak również przykładowe wyniki obliczeń stanowią - zgodnie z zamysłem autorów - zaledwie wprowadzenie w szeroki temat dotyczący zastosowania nowoczesnych metod obliczeń symulacyjnych w pracach projektowych pojazdów szynowych, na przykładzie lekkiej platformy do przewozu kontenerów.

Dalsze prace nad bezpieczeństwem i spokojnością jazdy ujmują różne rozwiązania układów biegowych oraz modelowanie i obliczenia symulacyjne z wykorzystaniem MES zachowań nadwozi i ram wózków. Wyniki tych prac będą stanowiły podstawę zaprojektowania bardzo lekkiej platformy do przewozu kontenerów, z możliwością bezpiecznej eksploatacji przy maksymalnej prędkości 160 km/h.

LITERATURA

1. ORE (ERRI) Raport 6 i 8 - Frage B55 „Entgleisungssicherheit von Gueterwagen in Gleisverwindungen”. Utrecht, April 1975.
2. UIC - Kodex 518 VE „Fahrtechnische Pruefung und Zulassung von Eisenbahnfahrzeugen - Fahrzicherheit, Fahrwegbeanspruchung und Fahrverhalten”. Ausgabe 1995.
3. Kalker J.J.: On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction. Thesis, Delft 1967.
4. Kalker J.J.: A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact. Vehicle System Dynamics nr 11, 1982.
5. Kalker J.J.: Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact. Kluwer Academic Publishers. London 1990.

Recenzent: Prof.dr hab.inż. Jerzy Madej

Abstract

Application the original, so far being little used method in calculations of running quiet and safety against derailment is shown in this work. Calculations were carried out for the light container platform.

Mathematical model, which was elaborated canplexly, includes the rail vehicle, the body flexibility in this. Using the opened for further development the computer simulation systems and method of the finite elements, enables to carrying out the precise and easy for verification analises. So far they have been carried out on the ground of very simplified engineer calculations or results of experimental research.