

Sławomir **KCIUK**
Gabriel **MURA**

MODELOWANIE ZJAWISK DYNAMICZNYCH ZAWIESZENIA POJAZDU GĄSIENICOWEGO NA PRZYKŁADZIE PODWOZIA PT-91

Streszczenie: W artykule przedstawiono problem modelowania dynamiki pojazdów gąsienicowych w oparciu o metodę układów wieloczłonowych. Przedstawiono założenia przyjęte w procesie modelowania oraz wyznaczono charakterystyki sprężysto – tłumiące elementów układu zawieszenia. W artykule zostały przedstawione parametry inercyjne i geometryczne pojazdu, na podstawie, których opracowano model numeryczny w środowisku LMS Virtual.Lab. Przedstawiono również wyniki symulacji numerycznych w postaci przebiegów przemieszczeń charakterystycznych punktów kadłuba oraz przemieszczeń osi kół w przyjętym układzie odniesienia. Otrzymane wyniki symulacji numerycznych potwierdziły słuszność założeń przyjętych w procesie modelowania, otrzymano bowiem zadowalającą zgodność wizualną z wynikami badań doświadczalnych. Opracowane modele posłużą do optymalizacji charakterystyk zawieszenia pojazdu.

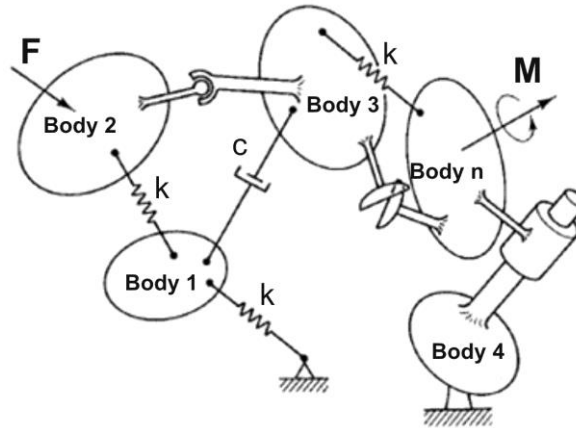
Słowa kluczowe: układy wieloczłonowe, pojazdy gąsienicowe, analiza dynamiki, zawieszenie.

1. WSTĘP

Rozwiązanie problemu stabilizacji trajektorii ruchu nadwozia pojazdu gąsienicowego w czasie pokonywania przeszkód w terenie z dużymi prędkościami, to główne zadanie projektantów sprzętu pancernego. Drgania wynikające z nierówności terenu powodują zmęczenie załogi obsługującej pojazd oraz utrudniają stabilizację uzbrojenia, przez co zmniejszają manewrowość i żywotność pojazdu. Ponadto nadwozia bazowe stanowią zwykle podstawę budowy całej rodziny pojazdów o różnych wymiarach, masach i przeznaczeniu, często dodatkowo opancerzonych. Dlatego też w procesie projektowo-konstrukcyjnym istotne jest właściwe zestrojenie zawieszenia pojazdu oraz dobór elementów odpowiadających za rozproszenie energii. Pojazd gąsienicowy to złożony układ mechaniczny, który w ogólnym przypadku składa się z wielu podukładów dynamicznych, w tym z różnego rodzaju mechanizmów. Znaczącą rolę w eksploatacji pojazdów gąsienicowych odgrywają sztywność strukturalna kadłuba i oddziaływania dynamiczne występujące w parach kinematycznych mechanizmów zawieszenia. Odpowiednio dobrane założenia modelowe i modele matematyczne układów mechanicznych odgrywają zatem istotną rolę we właściwym opisie zjawisk dynamicznych, a także w dalszych badaniach symulacyjnych. Wcześniej, stosując klasyczne podejście do projektowania, zazwyczaj zakładano, że pojazd jest układem złożonym z brył sztywnych [2,3,4]. Opis ich przemieszczeń dokonywany był przy użyciu współrzędnych uogólnionych, połączonych pomiędzy sobą elementami sprężysto – tłumiącymi. Podejście to umożliwia jedynie badanie drgań układu, stanowiących oscylacje wokół położenia równowagi. Zawieszenia pojazdów gąsienicowych reprezentują klasę układów mechanicznych wymagających opisu ruchu elementów, nierzadko realizujących duże przemieszczenia, z uwzględnieniem złożonego współdziałania z otaczającym środowiskiem. Zastosowanie odpowiednich procedur dla układów wieloczłonowych rozumianych jako układy wielu ciał, połączonych ze sobą za pomocą różnych par

kinematycznych i działających nań sił wewnętrznych lub zewnętrznych umożliwia badanie zjawisk dynamicznych w nich występujących, podczas gdy ruch samego pojazdu odbywa się po dowolnej trajektorii zdefiniowanej względem układu odniesienia.

Z definicji układ wieloczłonowy to zbiór sztywnych lub odkształcalnych ciał połączonych poprzez pary kinematyczne lub elementy siłowe. Poszczególne pary kinematyczne umożliwiają względny ruch pomiędzy ciałami, podczas gdy elementy generujące siłę reprezentują wewnętrzne siły powstające pomiędzy ciałami w wyniku ich względnego ruchu. Siły zewnętrzne przykładane do poszczególnych elementów układu mogą być zarówno siłami biernymi, jak i siłami czynnymi. Na rysunku 1. przedstawiono schemat układu wieloczłonowego.



Rys. 1. Reprezentacja brył w układzie wieloczłonowym

Analiza dynamiki układu wieloczłonowego [1] polega na rozwiązywaniu układu równań ruchu, będących równaniami różniczkowymi drugiego rzędu, nierzadko występującymi wraz z równaniami algebraicznymi. Pierwsze z nich opisują ruch ciał sztywnych lub odkształcalnych, natomiast te ostatnie są równaniami więzów otrzymywanych na podstawie analizy konfiguracji układu i występujących par kinematycznych. W układzie wieloczłonowym ciała mogą być sztywne, w tym przypadku posiadają sześć stopni swobody, lub odkształcalne, wówczas dochodzą współrzędne uogólnione potrzebne do pełnego opisu ich deformacji [5].

Zależnie od rodzaju modelowanego układu i typu użytych współrzędnych, liczba współrzędnych może być większa niż liczba stopni swobody układu wieloczłonowego. Dlatego w tym przypadku wymagane są dodatkowe równania, służące do określenia zależności pomiędzy współrzędnymi.

Z więzów kinematycznych i napędowych można otrzymać układ równań, który grupuje się w sposób zwarty w globalny wektor więzów Φ , zapisany w postaci:

$$\Phi(\mathbf{q}, t) = \mathbf{0}, \quad (1)$$

gdzie: \mathbf{q} jest wektorem współrzędnych uogólnionych, a t odpowiada za czas.

Pochodną po czasie wektora więzów określa zależność:

$$\dot{\Phi}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t) = \mathbf{0} \equiv \Phi_{\mathbf{q}} \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{v}, \quad (2)$$

gdzie: $\Phi_{\mathbf{q}}$ jest jacobianem z macierzy więzów, $\dot{\mathbf{q}}$ jest wektorem prędkości uogólnionych, a \mathbf{v} jest wektorem zawierającym pochodne cząstkowe z równań więzów różniczkowanych względem czasu:

$$\mathbf{v} = -\frac{\partial \Phi}{\partial t} \quad (3)$$

Ograniczone ruchowo elementy układu połączone są wewnętrznymi więzami kinematycznymi. Każde więzy kinematyczne wprowadzają reakcję pomiędzy połączonymi bryłami, która koryguje ten ruch tak, że jest on zgodny z warunkami więzów [1]. Siły reakcji w więzach, które również odnoszą się do sił ograniczających ruch, oznaczono przez wektor \mathbf{g}^Φ . Suma sił czynnych i biernych \mathbf{g} opisuje wszystkie siły działające na układ, którego ruch opisuje równanie:

$$\mathbf{M}\dot{\mathbf{h}} = \mathbf{g} + \mathbf{g}^\Phi, \quad (4)$$

gdzie: \mathbf{M} jest globalną macierzą bezwładności, zawierającą masy i masowe momenty bezwładności wszystkich ciał, $\dot{\mathbf{h}}$ jest wektorem przyspieszeń. Symbol \mathbf{g} reprezentuje wektor sił uogólnionych.

Dla układu wieloczłonowego z więzami, złożonego z n brył, równania ruchu pojedynczej bryły mogą być ponawiane n razy, aby znaleźć równania całego układu. Prowadzi to do równań ruchu dla układu wieloczłonowego z więzami, zapisanymi w postaci:

$$\mathbf{M}\dot{\mathbf{h}} - \mathbf{B}^T \boldsymbol{\lambda} = \mathbf{g} \quad (5)$$

Należy zwrócić uwagę, że równanie (5) opisuje układ n równań różniczkowych drugiego rzędu z $n+m$ niewiadomymi, które odpowiadają wektorowi przyspieszenia $\dot{\mathbf{h}}$ i wektorowi mnożników Lagrange'a. Aby otrzymać rozwiązanie dla tych równań, wymaganych jest m dodatkowych równań. Najlepiej, gdyby dodatkowe równania otrzymano z równań więzów (1) tak, aby zapewnić spełnienie zarówno równaniom ruchu, jak i ograniczeniom kinematycznym. Jednakże idąc tą drogą, rozwiązanie układu $n+m$ równań różniczkowo-algebraicznych jest trudne do osiągnięcia. Zamiast drugiej pochodnej z równań więzów stosuje się najczęściej równania więzów na poziomie przyspieszeń:

$$\ddot{\Phi} = \mathbf{0} \quad \equiv \quad \mathbf{B}\ddot{\mathbf{h}} = \boldsymbol{\gamma}^* \quad (6)$$

Równania (6) dołączane są do równań ruchu, w rezultacie równania dla układu z więzami w postaci macierzowej przybierają formę:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{B}^T \\ \mathbf{B} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{h}} \\ -\boldsymbol{\lambda} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{g} \\ \boldsymbol{\gamma}^* \end{bmatrix}, \quad (7)$$

gdzie: \mathbf{B} jest zmodyfikowaną macierzą jacobianu określoną w postaci równania (8)

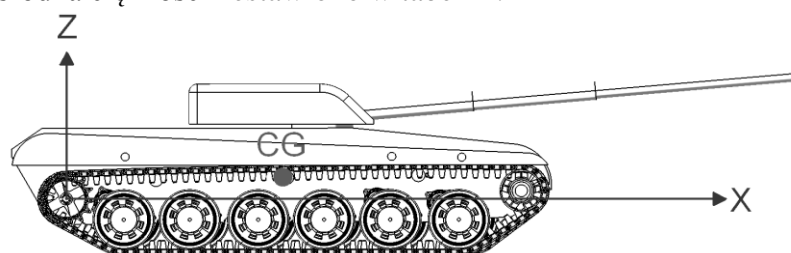
$$\mathbf{B} = \left[\Phi_{r_1}; \frac{1}{2} \Phi_{p_1} \mathbf{L}_1^T; \dots; \Phi_{r_{nb}}; \frac{1}{2} \Phi_{p_{nb}} \mathbf{L}_{nb}^T \right], \quad (8)$$

a $\boldsymbol{\gamma}^*$ z równania (7), jest zmodyfikowaną prawą stroną z równań przyspieszeń.

Całkowita liczba równań jest teraz równa całkowitej liczbie niewiadomych, które odpowiadają przyspieszeniom i mnożnikom Lagrange'a.

2. MODELOWANIE UKŁADU

Analizę dynamiki pojazdu gaśnicowego przeprowadzono w programie LMS Virtual.Lab z wykorzystaniem modułu Motion, w którym opracowano model czołgu w oparciu o podwozie PT-91. W procesie modelowania przyjęto, że pojazd był w pełni wyposażony ze wszystkimi układami napelnionymi płynami eksploatacyjnymi, z amunicją ćwiczebną i masą zastępczą (100 kg za członka załogi). Masa wozu bez gaśnic wynosi 41320 kg. Położenie środka ciężkości określono w układzie współrzędnych, przedstawionym na rysunku 2. Początek układu współrzędnych znajduje się w osi koła napędowego, oś X leży w płaszczyźnie wzdłużnej równoległe do podłoża (poziomu), oś Z wyznacza kierunek pionowy wozu, zaś oś Y jest dopełnieniem prawoskrętnego układu współrzędnych. Współrzędne środka ciężkości zestawiono w tabeli 1.



Rys. 2 Położenie układu współrzędnych

Tabela 1. Położenie środka ciężkości pojazdu

Xc [mm]	Yc [mm]	Zc [mm]
2654	5	270

Na podstawie zidentyfikowanych parametrów masowo-geometrycznych opracowano model pojazdu gaśnicowego. Wykorzystane w procesie modelowania środowisko LMS Virtual.Lab umożliwia symulacje kinematyczne i dynamiczne urządzeń mechanicznych na etapie procesu projektowo-konstrukcyjnego przed wykonaniem prototypu.

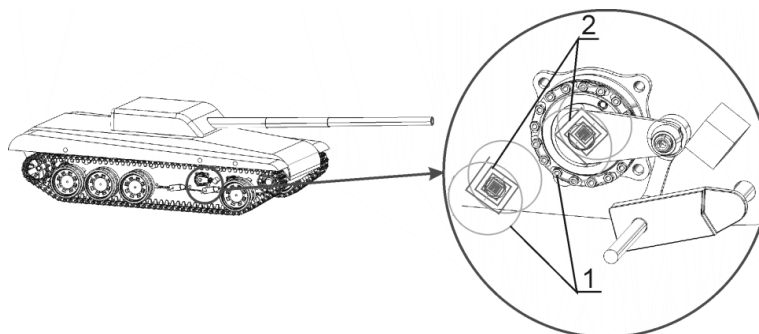
Model czołgu został podzielony na elementy, które nie zmieniają położenia względem przyjętego układu współrzędnych zawiązanego z korpusem w trakcie ruchu pojazdu (wieża, lufa, pancierz czy korpusy tłumików) oraz na elementy które zmieniają położenie względem korpusu w trakcie ruchu (koła, wałki skrętne, dźwignie tłumików, łączniki i gaśnice). Na rysunku 3 zostało przedstawione złożenie wszystkich elementów opracowanego modelu czołgu.



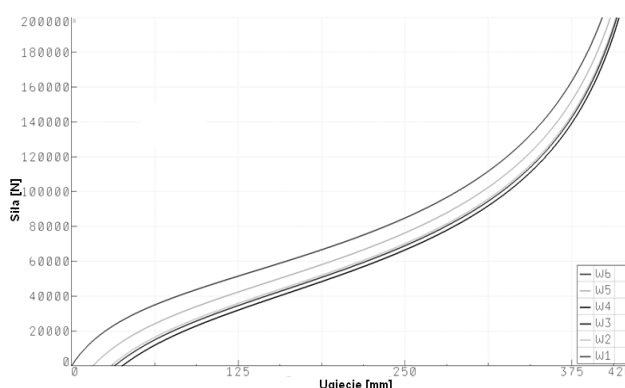
Rys. 3. Złożenie wszystkich elementów modelu CAD czołgu z zawieszeniem

Wałki skrętne powiązane z otworami w korpusie za pomocą par kinematycznych obrotowych. Te same pary kinematyczne występują pomiędzy kołami napędzającymi, kołami napinającymi i rolkami a korpusem, oraz w pozostałych elementach zawieszenia.

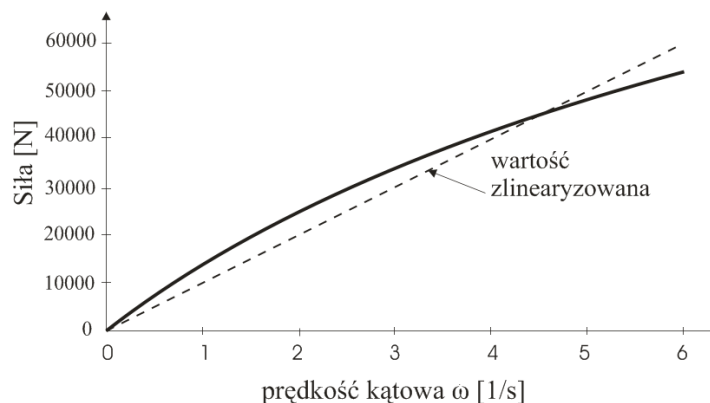
Na podstawie par kinematycznych obrotowych zamodelowanych na układach korpus – wałek skrętny i korpus tłumika – dźwignia tłumika, utworzono skrętne elementy sprężysto-tłumiące. Schemat rozmieszczenia par kinematycznych i elementów siłowych dla zawieszenia został przedstawiony na rysunku 4. Rysunek 5. przedstawia charakterystykę sprężystości, na podstawie której wyznaczono wartość współczynnika sztywności skrętnej, przypisaną elementom siłowym odpowiadającym działaniu wałów skrętnych. Wartość ta jest równa 17 kNm/rad. Natomiast na rysunku 6. przedstawiono charakterystykę tłumienia otrzymaną na podstawie badania doświadczalnego a odpowiadającą tłumikom zawieszenia. Po zlinearyzowaniu wspomnianej charakterystyki otrzymano wartość współczynnika tłumienia, która wynosi 2662 Nm·rad/s.



Rys. 4. Rozmieszczenie par kinematycznych i elementów siłowych dla zawieszenia:
1 – para kinematyczna obrotowa (Revolute Joint), 2 – skrętny element sprężysto-tłumiący (RSDA)

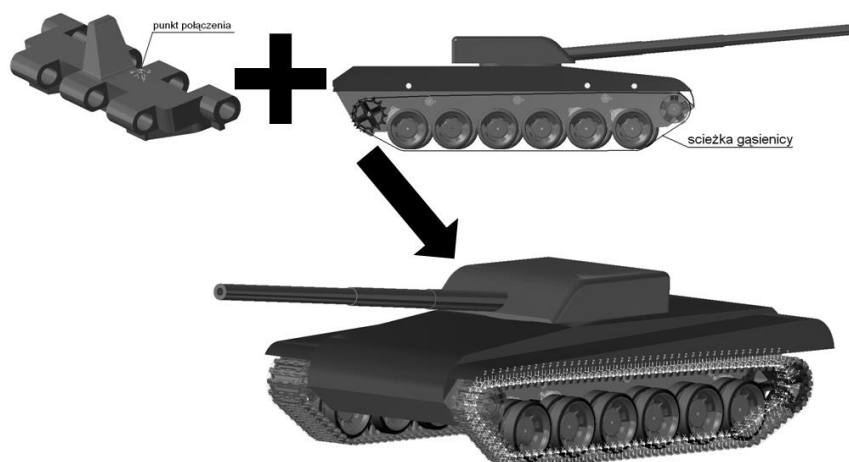


Rys. 5. Charakterystyka sprężysta wałków skrętnych, w1 – w6 numery wałków skrętnych



Rys.6. Charakterystyka tłumienia amortyzatora

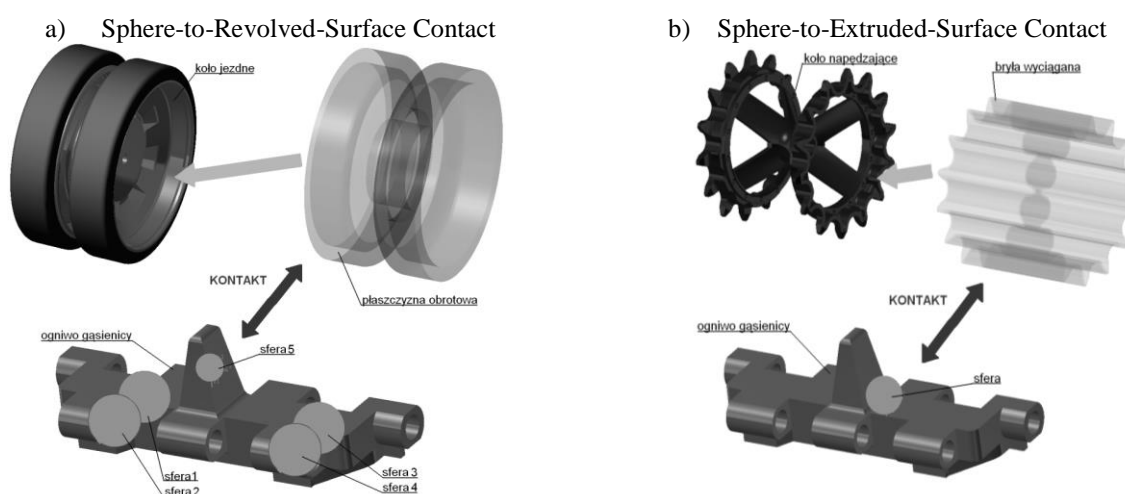
Opracowany model uwzględnia również gašienice, które zostały zamodelowane za pomocą narzędzia Discrete Track. Narzędzie to wymaga jedynie wprowadzenie do układu dwóch ogni w gašienicy z odpowiednio skierowanymi układami odniesienia oraz szkicu z zarysem gašienicy zamontowanej na kołach. Siły kontaktowe, sprężysto – tłumiące oraz pary kinematyczne zamodelowane dla jednego ogniwa są automatycznie kopiowane na pozostałe ogniwa przy generowaniu gašienicy. Na rysunku 7. przedstawiono schemat modelowania gašienicy za pomocą narzędzia Discrete Track.



Rys.7. Schemat modelowania gašienicy za pomocą Discrete Track

W modelowaniu dynamiki pojazdów gašenicowych istotne jest uwzględnienie sił kontaktowych. Kontakt pomiędzy kołami a ogniwami gašienicy został zamodelowany za pomocą funkcji Sphere-to-Revolved-Surface Contact, gdzie koło to płaszczyzna obrotowa, natomiast ogniwo reprezentuje grupa czterech sfer. Parametry tego kontaktu w modelu odpowiadają parametrom kontaktu pomiędzy rzeczywistymi obiektami. Schemat tworzenia kontaktu za pomocą wspomnianego narzędzia przedstawia rysunek 8a.

Kontakt pomiędzy ogniwami a kołem napędzającym oraz ogniwem a podłożem został zamodelowany za pomocą narzędzia Sphere-to-Extruded-Surface Contact, gdzie ogniwo jest reprezentowane za pomocą sfery bądź kilku sfer, natomiast podłoże i koło napędzające to płaszczyzny wyciągane. Na rysunku 8b przedstawiono schemat modelowania sił kontaktowych za pomocą wspomnianego narzędzia.



Rys. 8. Schemat modelowania sił kontaktowych za pomocą narzędzi:

a) Sphere-to-Revolved-Surface Contact i b) Sphere-to-Extruded-Surface Contact

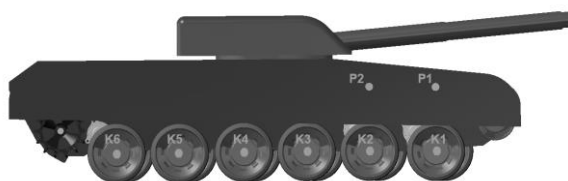
Rysunek 9 przedstawia fragment wizualizacji symulacji przejazdu opracowanego modelu przez przeszkodę o wysokości 30 cm z prędkością 4,66 km/h



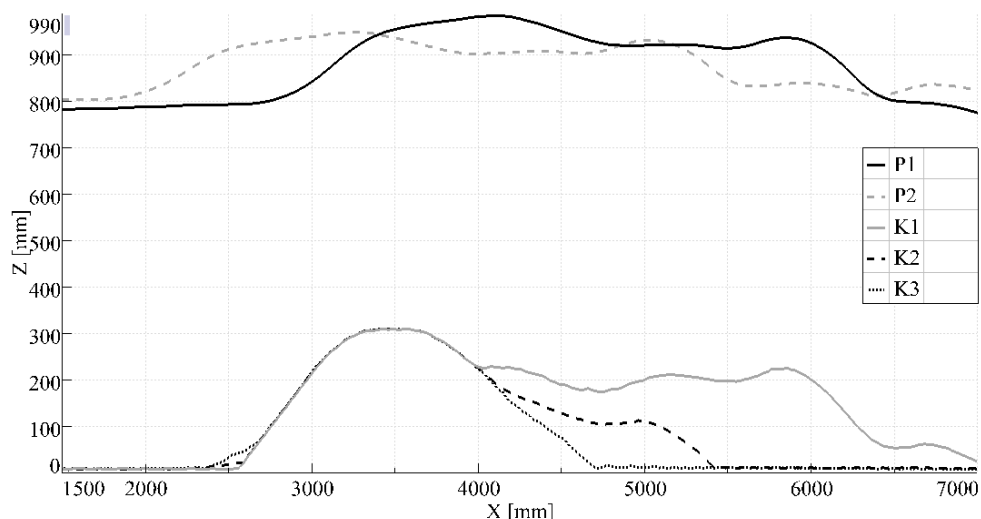
Rys. 9. Przejazd modelu pojazdu gąsienicowego przez przeszkodę o wysokości 30 cm

3. WYNIKI SYMULACJI NUMERYCZNYCH

W modelu zostały wprowadzone punkty P1 i P2 umieszczone na korpusie pojazdu oraz punkty K w osi kół jezdnych, dzięki czemu można porównać otrzymane wyniki symulacji z wynikami otrzymanymi w badaniu na obiekcie rzeczywistym. Na rysunku 10. przedstawione zostało rozmieszczenie wcześniej wspomnianych punktów oraz punktów związanych z osiami kół jezdnych.

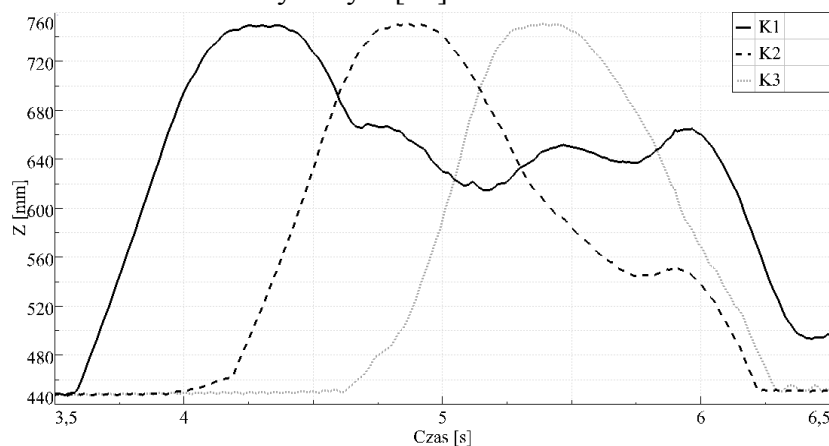


Rys. 10. Rozmieszczenie punktów na korpusie i osiach kół jezdnych

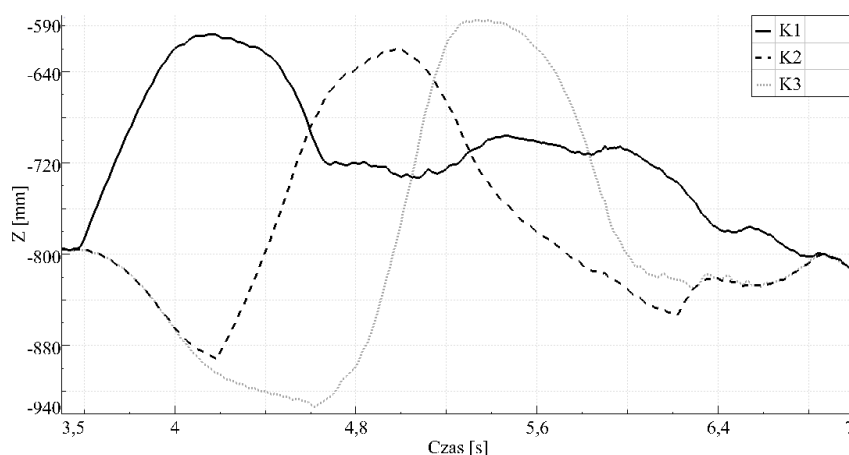


Rys. 11. Przebiegi przemieszczeń wybranych punktów modelu czołgu z gąsienicami względem osi z globalnego układu współrzędnych, w funkcji drogi

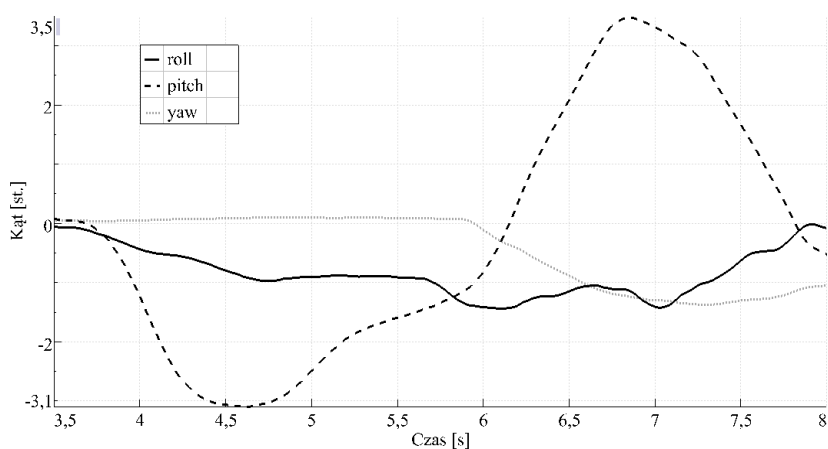
Na rysunkach 11-14 przedstawiono wyniki symulacji numerycznych, w postaci przebiegów czasowych, które zarejestrowano dla prędkości modelu pojazdu równej 4,66 km/h dla przypadku pokonywania przeszkody prawą gąsienicą. W przedstawionych wynikach otrzymano zadawalającą zgodność wizualną oraz zgodność wartości przemieszczeń z wynikami badań na obiekcie rzeczywistym [10].



Rys. 12. Przemieszczenia środków kół czołgu względem osi pionowej w układzie globalnym

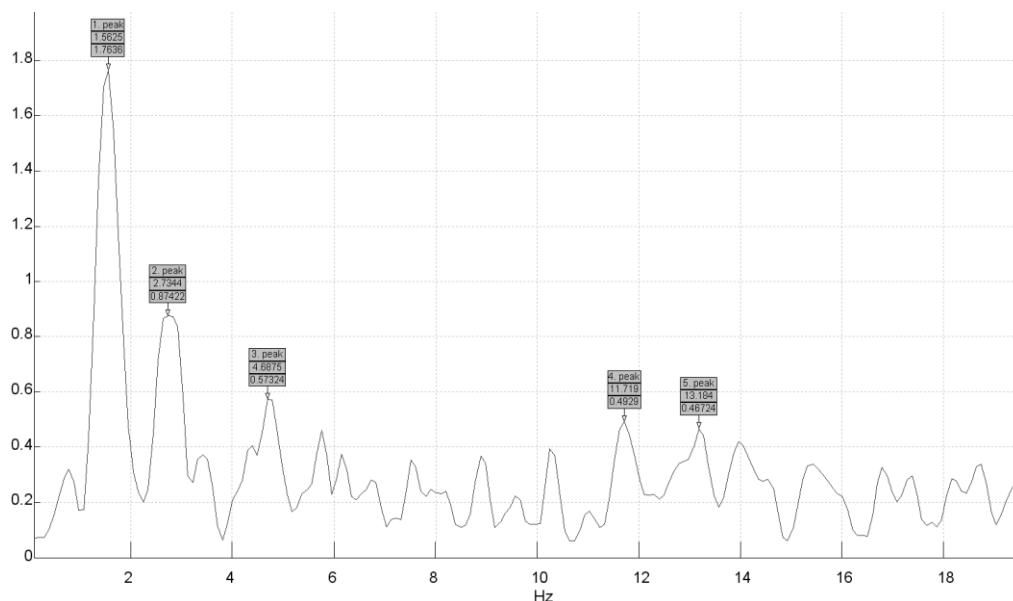


Rys. 13. Przemieszczenia środków kół względem osi pionowej w układzie związanym z korpusem czołgu

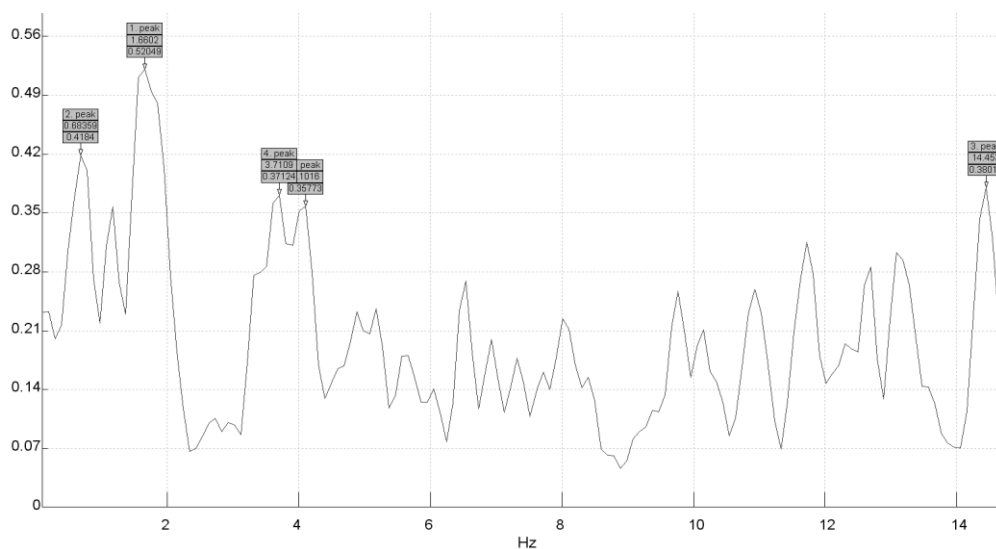


Rys.14. Przemieszczenia kątowe korpusu

Na rysunkach 15 i 16 przedstawiono wyniki analizy FFT punktu na korpusie pojazdu gąsienicowego dla modelu bez gąsienic i z gąsienicami. Analizę przedstawiono na podstawie przebiegu przemieszczeń wybranego punktu w funkcji czasu.



Rys.15. Wykres FFT dla przebiegu czasowego punktu P1 na korpusie modelu bez gąsienic



Rys.16. Wykres FFT dla przebiegu czasowego punktu P1 na korpusie modelu z gąsienicami

4. PODSUMOWANIE

Zagadnienie modelowania dynamiki ruchu pojazdów gąsienicowych jest zagadnieniem złożonym, ze względu na trudności w procesie identyfikacji modeli układu.

Podstawową trudność sprawia modelowanie dynamiki układu gąsienicowego. W symulacjach numerycznych Autorzy uproszcili modele sił kontaktowych, w celu przyspieszenia czasu ich obliczania.

Wyniki pomiarów w warunkach poligonowych posłużyły do dostrojenia modelu matematycznego pojazdu. Otrzymane wyniki symulacji numerycznych potwierdziły słuszność założeń przyjętych w procesie modelowania.

Otrzymano dobrą zgodność wizualną i wartości przemieszczeń pomiędzy rejestrowanymi i symulowanymi parametrami kinematycznymi kadłuba oraz kół jezdnych.

Opracowany model posłuży do optymalizacji charakterystyk sztywności i tłumienia zawieszenia pojazdu.

5. LITERATURA

- [1] Nikraves P.: Computer – Aided Analysis of Mechanical Systems. Prantice_Hall, 1988.
- [2] Purdy D. J., Simner D.: A brief investigation into the effect on suspension motions of high unsprung mass. Journal of Battlefield Technology. Vol 7. No 1. March 2004.
- [3] Hetherington J. G.: Scale – model testing of soil – vehicle systems. Journal of Battlefield Technology. Vol 7. No 2. March 2004.
- [4] Purdy D. J., Kumar R. J.: Mathematical model ling of a hydro-gas suspension unit for tracked military vehicles. Journal of Battlefield Technology. Vol 8. No 3. November 2005.
- [5] Jalón J., Bayo E.: Kinematic and Dynamic Simulation of Multibody Systems: The Real-Time Challenge, Springer-Verlag, New York, 1994.
- [6] Ogorkiewicz R.: Technology of Tanks, Jane’s Group, 1991.
- [7] Burdziński Z.: Teoria ruchu pojazdu gąsienicowego. WKiŁ 1972.
- [8] Mitschke M.: Dynamika samochodu. T. 2 Drgania. WKiŁ 1989.
- [9] Dajniak H.: Ciągniki. Teoria ruchu i konstruowanie. WKiŁ 1989.
- [10] Kciuk S., Mężyk A., Mura G.: Modelling of tracked vehicle dynamics, Journal of KONES. Powertrain and Transport. Vol.17. No.1. Warszawa2010.

MODELLING THE DYNAMIC PHENOMENA OF TRACKED VEHICLE SUSPENSION BASED ON PT-91 CHASSIS

Abstract: The paper presents the problem of modelling the tracked vehicles dynamics in the convention of multi-segment systems. The assumptions used in modelling process are presented and the characteristics of elastic-damping elements of tracked vehicle suspension system are determined. This paper presents the inertial and geometric parameters of the vehicle, on the basis of which, a mathematical model using LMS Virtual.Lab software was developed. The results of numerical simulations in the form of displacement courses of characteristic points of the hull and displacement of the wheel axles in the assumed reference coordinate system are also presented. The results of numerical simulations confirmed validity of the assumptions in the modelling process, since good agreement with results from experimental investigations was obtained. The developed models shall be used to optimize the characteristics of tracked vehicle suspension.

Keywords: multi body systems, tracked vehicle, analysis of dynamics, suspension

Recenzent: prof. dr hab. inż. Arkadiusz MĘŻYK – OBRUM sp. z o.o., Gliwice