

Piotr **WYCIŚŁOK**

WPLYW ZMIANY UZBROJENIA GŁÓWNEGO NA CHARAKTERYSTYKI DYNAMICZNE CZOŁGU

Streszczenie: W pracy przedstawiono dwuwariantową analizę charakterystyk dynamicznych czołgu w trakcie przejazdu przez znormalizowaną przeszkodę terenową. Warianty różnią się zastosowanym uzbrojeniem głównym. W artykule analizuje się wpływ tej zmiany na kilka wielkości charakteryzujących dynamiczne własności pojazdu.

1. CEL

Podstawowym celem artykułu jest przedstawienie wpływu zastosowanego typu uzbrojenia głównego na wybrane charakterystyki dynamiczne wozu przy pokonywaniu znormalizowanego toru przeszkód. Osiągnięcie tego celu pozwoli zaś określić wytyczne dla wyboru uzbrojenia głównego przy próbach modernizacji czołgu PT-94. Próbę podjęto dla dwu typów uzbrojenia armaty GIAT oraz KBM2.

2. PODSTAWY TEORETYCZNE

Rozważać będziemy dynamikę układu ciał sztywnych powiązanych ze sobą więzami geometrycznymi oraz sprzęganych ze sobą za pomocą sił. Podstawą do analizy takich układów jest układ równań dynamicznych postaci:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(x, t)$$

Gdzie: m – macierz mas ciał układu

c – macierz tłumienia,

k – macierz sztywności,

f – wektor uogólnionych sił zależnych od położenia i czasu,

x – wektor współrzędnych uogólnionych.

Równania tej postaci można rozwiązać wieloma metodami, Ze względu jednak na prostotę i stabilność szczególnie ceniona jest metoda Rungego-Kutty w wariacie Kutty–Mersona opisana szeroko w [3].

Bliższego wyjaśnienia wymaga jeszcze model zderzenia. Zazwyczaj model zderzenia przyjmuje się poprzez funkcję [2] definiującą siłę oddziaływania w strefie kontaktu dwu ciał sprężystych za pomocą wzoru:

$$F(y) = \begin{cases} -k_1|y + \Delta|^n & \text{for } y \leq -\Delta \\ 0 & \text{for } -\Delta < y < \Delta \\ k_2|y - \Delta|^n & \text{for } y \geq \Delta \end{cases}$$

gdzie:

y – odległość między dwoma ciałami,

k_1, k_2 – stałe sprężystości zależne od materiału ciał, można przyjąć $k_1 = k_2$,

n – wykładnik zależny od modelu zderzenia, np. Dla modelu Herz'a $n = 3/2$, w artykule [4] $n = 3$; w metodzie elementów skończonych przyjmuje się $n = 1$,

2Δ - luz pomiędzy ciałami.

Siła zderzenia zależy od przyjętego a priori modelu. Jednakże jak wykazano w pracy [2] na zachowanie się ciał układu dynamicznego przyjęty model zderzenia nie ma istotnego wpływu. Ma natomiast istotny wpływ na stabilność numeryczną algorytmu. Dlatego można zastosować prostsze podejście korzystając z faktu, że w zderzeniu zostaje zachowana podstawowa zasada dynamiki, że elementarna zmiana pędu ciała równa się elementarnemu popędowi siły. Jeżeli więc w miejsce arbitralnego wyboru modelu zderzenia przyjmie się arbitralnie czas zderzenia to wartość siły zderzenia będzie wynikową wartością zmiany pędu ciała zderzanego wynikającą z założenia, że dwa ciała nie mogą wnikać w siebie. Jako czas zderzenia przyjęto czas jednego kroku całkowania równań ruchu. W rozwiązaniu więc siła zderzenia zależy od kroku całkowania, stały jest tylko popęd siły. Takie podejście ma jeszcze jedną zaletę. Pozwala na proste uwzględnienie rozproszenia energii w trakcie zderzenia. Jeżeli dwa obiekty (masa m_1 i m_2) zderzają się z prędkościami odpowiednio v_1 i v_2 , wtedy ich prędkości po zderzeniu (odpowiednio v'_1, v'_2) łatwo obliczyć z pary liniowych, niezależnych równań:

- zasady zachowania pędu

$$m_1 v_1 + m_2 v_2 = m_1 v'_1 + m_2 v'_2$$

- definicji współczynnika zwrotu e
- [5] (ang. restitution))

$$e = \frac{v_2 - v_1}{v'_1 - v'_2}$$

Nowo wprowadzony współczynnik jest właśnie odpowiedzialny za rozproszenie energii układu podczas zderzenia powodując zmniejszenie prędkości układu po zderzeniu ($e \leq 1$). Idąc dalej tym tokiem rozumowania można podać wartość siły zderzenia oddziaływującej na masę m_1 :

$$f_1 = m_1 \frac{v'_1 - v_1}{\Delta t}$$

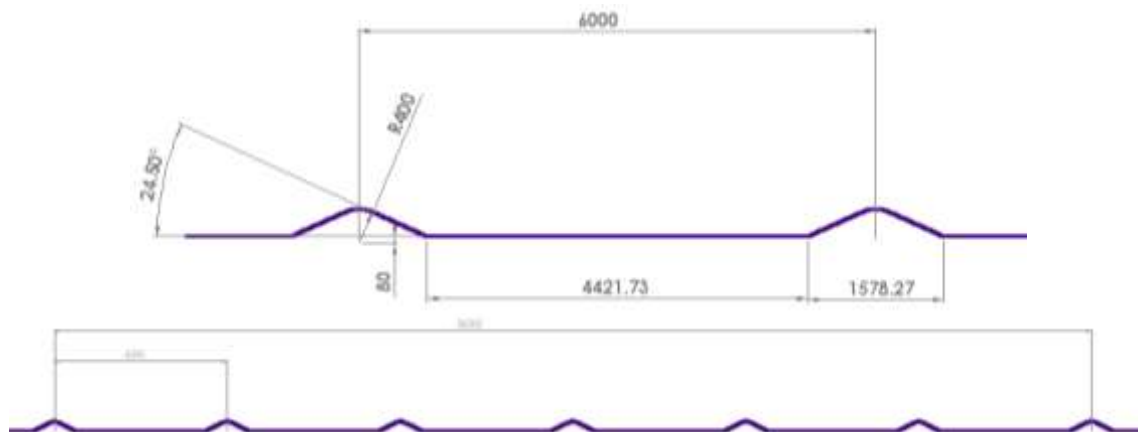
gdzie Δt to arbitralnie przyjęty krok całkowania.

Należy pamiętać, że przedstawiony model definiowania zderzenia zazwyczaj zaniża rzeczywistą wartość sił zderzenia. Przyczyną jest fakt, że rzeczywiste zjawisko zderzenia trwa

krócej niż przyjmowany krok całkowania. Należy również powiedzieć, że wartość siły nie jest istotna dla procesu obliczeniowego. Gdyż w obliczeniach używamy popędu siły, a to jest wartość niezależna od kroku całkowania.

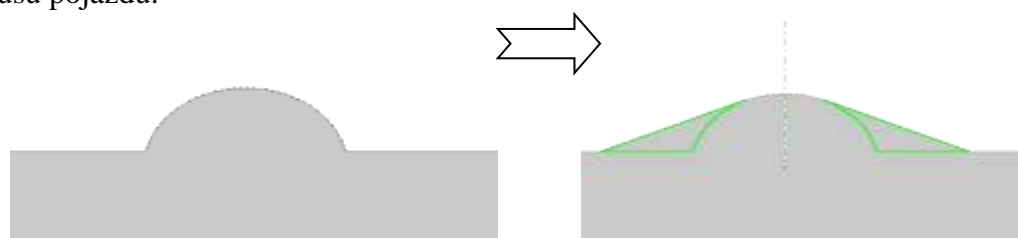
3. ZAŁOŻENIA I IDEALIZACJA

Przystępując do rozważań należy określić ramy dla zadania. Artykuł zawiera analizę modelu zbudowanego z ciał sztywnych o sześciu stopniach swobody, z których trzy są zamrożone ze względu na charakter założonego ruchu (dwa rotacyjne i jeden translacyjny). Tor prób zdefiniowany jest jak na rysunku (rys.1)



Rys.1. Tor prób

Charakterystyka toru została zmieniona w stosunku do normowego. Przyczyną tego jest brak modelu gąsienicy. Przyjęto, że przy prędkościach, z jakimi poruszać się powinien model (20km/h) gąsienica nie wpływa na charakterystyki dynamiczne wozu. Założenie to było konieczne ze względu na złożoność modelu gąsienicy w stosunku do modelu całego wozu. Przy takim założeniu brak gąsienicy musi zostać uwzględniony poprzez modyfikację profilu toru jazdy (rys.2). Masę i moment bezwładności gąsienicy uwzględniono w modelu korpusu pojazdu.



Rys.2. Profilu toru jazdy

Ponadto w modelu zastosowano jeszcze inne uproszczenia :

- Brak gąsienicy wymusił zmianę modelu wymuszenia ruchu. Ruch wymuszono narzucając warunek stałej prędkości środkowi ciężkości korpusu.
- Pozycja uzbrojenia głównego jest zablokowana w trakcie obliczeń (wyłączona stabilizacja).
- Pojazd posiada symetrię wzdłużną, zrezygnowano z przesunięcia osi wałków skrętnych ze względu na brak stabilności numerycznej modelu z zachowaniem przesunięcia osi wałków.
- Brak ograniczeń wychylenia wałków skrętnych. Z tego względu zrezygnowano z możliwości kontaktu pomiędzy podłożem a korpusem wozu- kontakt zachodzi jedynie poprzez koła.

4. MODEL WOZU

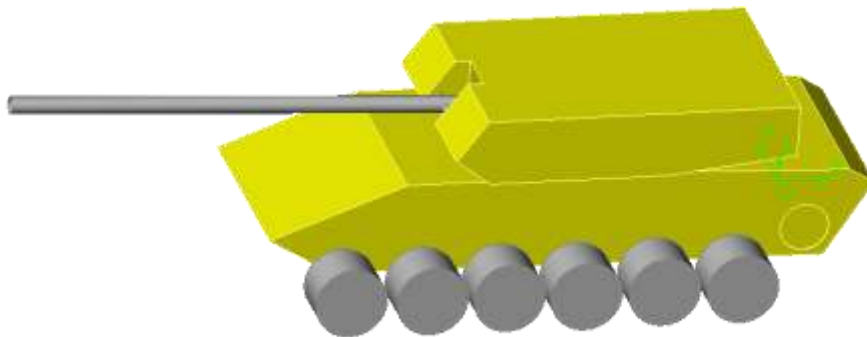
Model wozu został zbudowany w oparciu o następujące elementy:

- a) korpus pojazdu,
- b) wieżę,
- c) wariantowe uzbrojenie główne (armatę),
- d) koła jezdne wraz wahaczami.

Wszystkie dane odnoszą się do wozu PT 94 ze zmienioną wieżą dostosowaną do nowego uzbrojenia. Rysunki modelu są poglądowe i mają odniesienie do rzeczywistych kształtów pojazdu jedynie umowne.

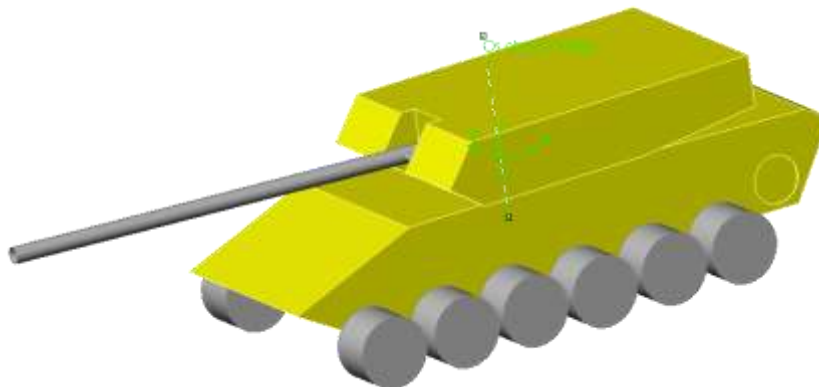
1.1. Elementy stałe niezależne od modelu

Dla korpusu przyjęto położenie układu odniesienia jak na rysunku (Rys. 3). Oś y pokrywa się z osią kół napędowych, oś x jest skierowana poziomo w kierunku tyłu wozu płaszczyzna xz wyznacza płaszczyznę symetrii wzdłużnej.



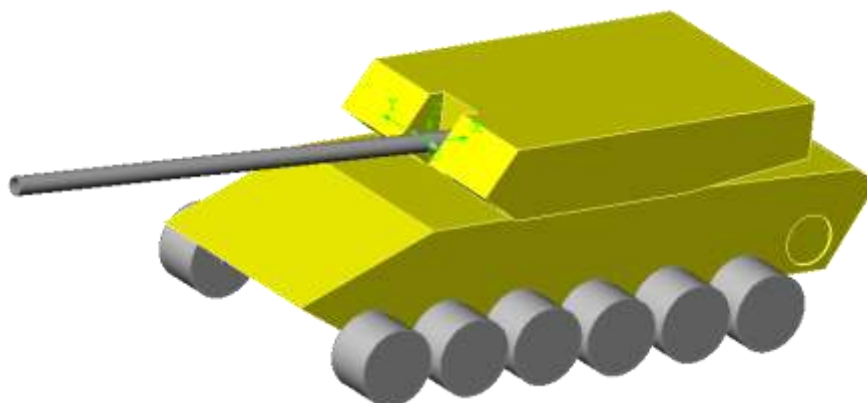
Rys. 3. Położenie układu odniesienia dla korpusu

Układ odniesienia związany z wieżą przedstawiono na kolejnym rysunku (rys.4). Oś z pokrywa się z osią obrotu wieży, oś x jest skierowana w kierunku tyłu wozu płaszczyzna xz wyznacza płaszczyznę symetrii wzdłużnej.



Rys.4. Położenie układu odniesienia dla wieży

Dla uzbrojenia głównego układ odniesienia został przedstawiony na kolejnym rysunku (rys.5). Oś x pokrywa się z osią lufy, oś y pokrywa się z osią czopów, płaszczyzna xz wyznacza płaszczyznę symetrii wzdłużnej.

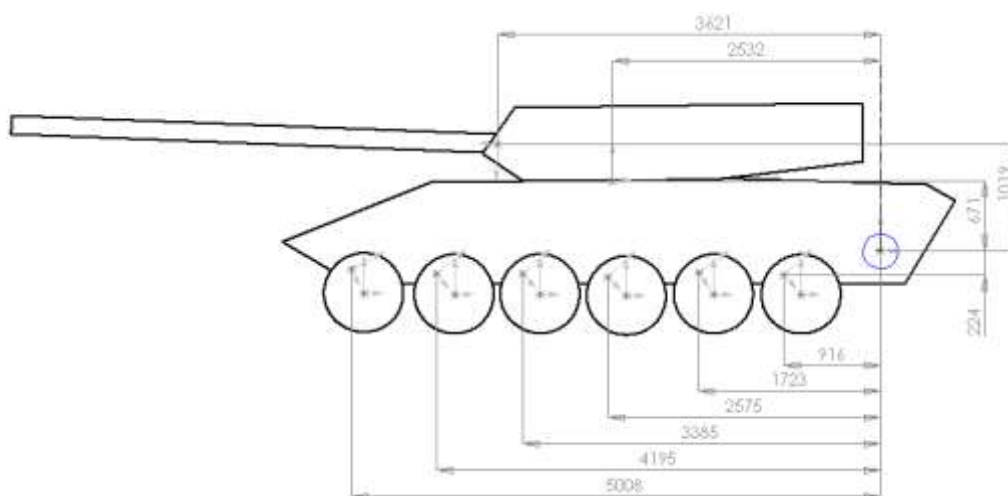


Rys.5. Położenie układu odniesienia dla uzbrojenia głównego

Ponadto określono następujące dane masowo-geometryczne stałe dla obu wariantów testowanego uzbrojenia (Tablica 1, rys.6). Dane niezbędne podano pogrubioną czcionką, pozostałe zamieszczono informacyjnie. Korpus i wieża stanowią w omawianym przykładzie jedną masę.

Tablica 1. Dane masowo-geometryczne dla obu wariantów testowanego uzbrojenia

Elementy układu	Masa [kg]	Środek ciężkości [mm]			Centralne momenty bezwładności [kgmm ²]		
		x	y	Z	I _x	I _y	I _z
Korpus	29440	-2683	0	0	81,126 · 10 ⁹	148,83 · 10 ⁹	259,33 · 10 ⁹
Wieża	13500	221	0	337	11,731 · 10 ⁹	26,471 · 10 ⁹	16,698 · 10 ⁹
Koło jezdne	170	0	0	0	0,75 · 10 ⁶	0,75 · 10 ⁶	1,1 · 10 ⁶



Rys.6. Dane masowo-geometryczne dla obu wariantów testowanego uzbrojenia

Układ jezdny w modelu tworzą oprócz kół jezdnych wałki skrętne o ustawieniach kątów wstępnych jak w tabelicy 2 (prosta pozioma odpowiada $\alpha=0$).

Tabela 2. Ustawieniach kątów wstępnych

Licząc od przodu pojazdu	w1*	w2*	w3	w4	w5	w6*
α	61	49	48	46	54	48

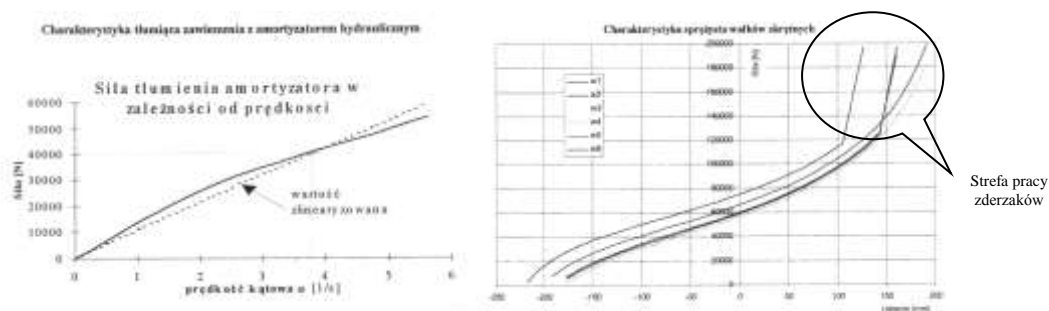
*- koła z amortyzatorami

Dla wszystkich wałków skrętnych przyjęto zlinearyzowaną stałą wartość sztywności: $K = 28 \cdot 10^4$ [Nmm/deg].

Ponadto dla kół wyposażonych w amortyzatory przyjęto zlinearyzowaną wartość współczynnika tłumienia:

$C = 47100$ [Nmms/deg].

Jak obrazują to kolejne rysunki (Rys. 7) zlinearyzowane wartości sztywności i współczynnika tłumienia stanowią dobre przybliżenie rzeczywistych wartości.



Rys.7. Wykresy zlinearyzowanych wartości sztywności i współczynnika tłumienia

1.2. Elementy wariantowane

Częściami składowymi różniącymi oba analizowane modele jest uzbrojenie główne. Do analizy wytypowano dwie armaty stanowiące interesującą alternatywę dla obecnie stosowanych: GIAT KBM2. Charakterystyki armat zgromadzono w tabelicy 3.

Tabela 3. Charakterystyka armat

	GIAT	KBM2
Masa [kg]	2600	2600
Centralne momenty bezwładności [kgmm ²]	$75,2 \cdot 10^6$	$75,2 \cdot 10^6$
	$79,24 \cdot 10^8$	$79,4 \cdot 10^8$
	$75,37 \cdot 10^8$	$75,4 \cdot 10^8$
Środek ciężkości [mm]	-417.67	0
	0	0
	0	0

Jak widać z tabeli 3 armaty różnią się praktycznie jedynie położeniem środka ciężkości.

5. WYNIKI

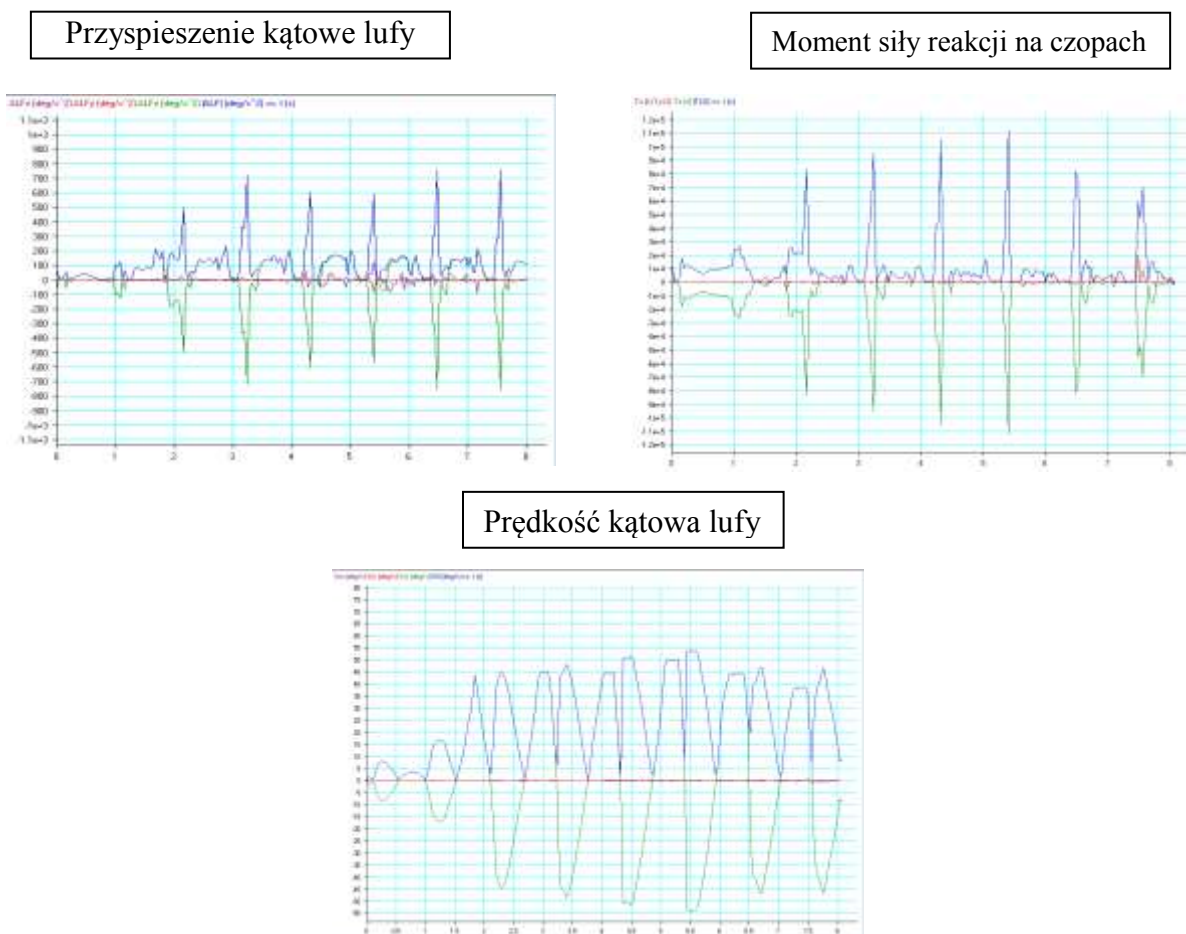
Ze względu na fakt poszukiwania potencjalnego wpływu uzbrojenia głównego na konstrukcję wieży jako rozwiązanie przyjęto otrzymanie następujących charakterystyk dynamicznych wozu:

- Prędkość kątowna lufy.
- Przyspieszenie kątowne lufy.
- Moment reakcji na czopach uzbrojenia głównego.

Rozwiązanie uzyskano przyjmując krok całkowania $\Delta t=0.04[s]$. Jako metodę rozwiązywania równań ruchu przyjęto wariant metody Rungego –Kutty metodę Rungeko Mersona

1.3. Armata GIAT

Poniższe wykresy (Rys. 8) przedstawiają poszukiwane charakterystyki dla przejazdu wozu wyposażonego w armatę GIAT. Na osi poziomej odłożono czas wyrażony w sekundach.

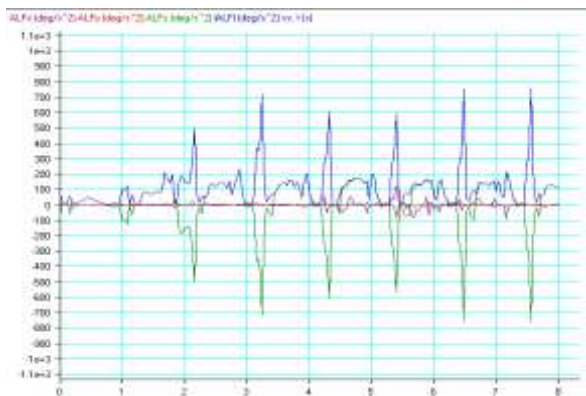


Rys.8. Charakterystyka dla przejazdu wozu wyposażonego w armatę GIAT

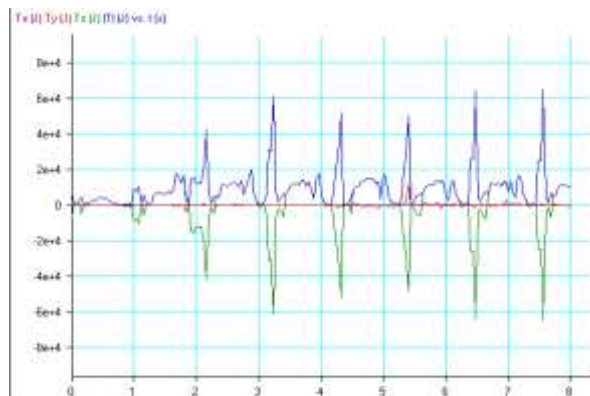
1.4. Armata KBA2

Kolejne wykresy (rys.9) przedstawiają poszukiwane charakterystyki dla przejazdu wozu wyposażonego w armatę KBA2. Podobnie jak poprzednio na osi poziomej odłożono czas wyrażony w sekundach.

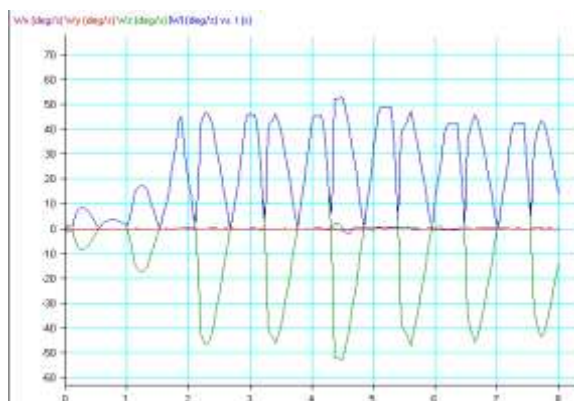
Przyspieszenie kątowe lufy



Moment siły reakcji na czopach



Prędkość kąтовая lufy



Rys.9. Charakterystyka dla przejazdu wozu wyposażonego w armatę KBA2

W ostatniej tabeli (tablica 4) zebrano wartości maksymalne dla wybranych charakterystyk.

Tablica 4. Maksymalne wartości dla wybranych charakterystyk

	Maksymalny moment reakcji [Nm]	Maksymalna prędkość kąтовая lufy [deg/s]	Maksymalne przyspieszenie kątowe [deg/s ²]
KBM2	64500	53	759
GIAT	112000	53.7	711

Przedstawione wyniki, zgodnie z oczekiwaniami, wskazują na niewielki wpływ zmiany uzbrojenia na dwie z wybranych charakterystyk. Natomiast wartość reakcji w czopach dla armaty GIAT jest blisko dwukrotnie większa niż w armacie KBM2 (przy tym samym kroku całkowania).

6. UWAGI KOŃCOWE

Modele różniły się w zasadzie jedynie położeniem środka ciężkości armaty, z analizy wynika, że, zgodnie z oczekiwaniami, na globalne charakterystyki: prędkości i przyspieszeń kątowych wozu (lufy) nie ma to istotnego wpływu. Jednakże posiada istotny wpływ na moment siły utrzymujący armatę w stałym położeniu względem korpusu wozu. Z punktu widzenia wpływu tych sił na konstrukcje wieży należy zwrócić uwagę, że wartość tych sił w przypadku armaty GIAT stawia duże wyzwanie względem sposobu posadowienia armaty w wieży. Z punktu widzenia parametrów dynamicznych armata, której środek ciężkości leży w osi czopów mocujących jest rozwiązaniem korzystniejszym.

Na zakończenie można dodać, że stworzony model może stanowić podstawę do uzyskania całego wachlarza charakterystyk dynamicznych wozu.

7. LITERATURA

- [1] KRUSZEWSKI J., WITTBRODT E.: Drgania układów mechanicznych w ujęciu komputerowym, tom I,II; WNT Warszawa 1992
- [2] RUSIŃSKI E., WYCIŚŁOK P.: Vibrations of a system of two protractile elements with plays taken into consideration. Computer Assisted Mechanics and Engineering Sciences 5, s. 329-344, 1998
- [3] DRYJA M., JANKOWSCY J.M.: Przegląd metod i algorytmów numerycznych, WNT Warszawa 1982
- [4] MAJEWSKI L., TROMBSKI M.: Przestrzenny model dźwigu z uwzględnieniem luzu w parach kinematycznych wysięgnika teleskopowego. IV Ogólnopolska Konferencja Mechaniki Maszyn Włókienniczych i Dźwigowych, Bielsko-Biała 3-5 czerwiec 1993, s. 195 -202.
- [5] ROBERSON R. E., SCHWERTASSEK R.: Dynamics of Multibody Systems, Springer-Verlag, 1988.

IMPACT OF MAIN ARMAMENT CHANGE FOR TANK'S DYNAMICS CHARACTERISTIC.

Abstract: The paper present two-variant analyse of tank dynamic characteristic during crossing the normalised terrain obstacle. The variants differ from each other in main armaments use. Paper analyses the impact of this change for some parameters, which characterise dynamics properties of the vehicle.