# DYNAMICZNA ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA KADŁUBA SZYBKOBIEŻNEGO POJAZDU GĄSIENICOWEGO

# Arkadiusz Mężyk, Jacek Gniłka, Gabriel Mura

Katedra Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej, Politechnika Śląska arkadiusz.mezyk@polsl.pl, jacek.gnilka@polsl.pl, gabriel.mura@polsl.pl

#### Streszczenie

Niniejsza praca dotyczy analizy wytrzymałościowej kadłuba wybranego pojazdu gąsienicowego poddanego obciążeniom dynamicznym pochodzącym od działania zawieszenia w trakcie ruchu pojazdu. Celem pracy jest wyznaczenie stanu naprężeń w konstrukcji kadłuba pojazdu z uwzględnieniem wymuszeń dynamicznych oddziałujących na kadłub pojazdu w czasie jego eksploatacji z uwzględnieniem układu gąsienicowego.

Słowa kluczowe: analiza wytrzymałościowa, badanie własności wytrzymałościowych kadłuba pojazdu

# DYNAMIC STRENGTH ANALYSIS OF THE HULL OF TRACKED VEHICLE

#### Summary

This paper concerns the analysis of the strength of the hull tracked vehicle subjected to dynamic loads from working suspension of the vehicle. Aim of this study is to determine the state of stress the hull structure of the vehicle, taking into account the dynamic excitations acting on the hull of the vehicle during its operation include the tracked system.

Keywords: strength analysis, the study of mechanical properties of the vehicle hull

## 1. WSTĘP

Obecny rozwój technik komputerowych mechaniki oraz znaczny wzrost sprzętowych mocy obliczeniowych pozwalają na analizę pojazdów z uwzględnieniem oddziaływań, które wnosi gąsienicowy układ jezdny [1,2,3,4,15]. Układ zawieszenia pojazdu gąsienicowego to zespół części i mechanizmów, który wiąże kadłub pojazdu z osiami kół jezdnych. Jego funkcją jest przeniesienie ciężaru pojazdu poprzez koła jezdne i gąsienice na grunt z możliwie najskuteczniejszą minimalizacją drgań korpusu w trakcie jazdy, kiedy na pojazd gąsienicowy działają siły zewnętrze, które wyprowadzają pojazd z położenia równowagi, powodując ruch w płaszczyźnie pionowej oraz przemieszczenia kątowe w płaszczyźnie poprzecznej i wzdłużnej [2,3,5,6,7,8]. Przekłada się to na pionowe amplitudy drgań i przyspieszenia, które są odczuwalne przez załogę [9]. W aspekcie obciążeń konstrukcji tego typu oddziaływania przekładają się na duże obciążenia

dynamiczne skrajnych węzłów zawieszenia, w ekstremalnych przypadkach dochodzi do uderzeń wahaczy w ograniczniki ugięcia, co generuje siły obciążające całą konstrukcję nośną, jaką jest kadłub pojazdu. Dlatego też istotne znaczenie ma w fazie projektu określenie stanu obciążenia kadłuba pojazdu oraz określenie występujących w nim naprężeń krytycznych, po których przekroczeniu może nastąpić uszkodzenie konstrukcji [10,11,12].

Na podstawie dokumentacji technicznej oraz opracowanych modeli fizycznych CAD zostały opracowane modele służące do symulacji przejazdu pojazdu. Określono w ten sposób oddziaływania dynamiczne, które zastosowano do wyznaczenia naprężeń w pojeździe pod wpływem obciążeń w warunkach ruchu pojazdu. Schemat prowadzenia obliczeń został przedstawiony na rys. 1.



Rys. 1 Schemat prowadzenia obliczeń

# 2. MODEL FIZYCZNY ZASTOSOWANY DO SYMULACJI DYNAMICZNEJ RUCHU POJAZDU

Symulacja przejazdu po wybranej przeszkodzie terenowej została wykonana na podstawie metody układów wieloczłonowych zaimplementowana w programie MSC Adams. Pojazd zamodelowany w programie został podzielony na elementy zestawione w tabeli 1. Elementy połączono ze sobą parami kinematycznymi, za pomocą których odwzorowano więzy i kinematykę układu [15]. Symulacje przeprowadzono dla parametrów modelu odpowiadających masie bojowej pojazdu wraz z załogą 42600,4 [kg].

Nazwa podzespołu	l. szt.	Masa 1 szt. [kg]	łączna masa [kg]
kadłub z wieżą	1	~35020	~35020
koło napędowe	2	$193,\!5$	387
koło napinające	2	90	180
koło jezdne	12	102,8	$1233,\!6$
łącznik	6	5	30
wahacz	12	59	708
ramie tłumika	6	$^{8,5}$	51
rolka	6	31,8	190,8
ogniwo gąsienicy	192	25	4800
			42600,4

Tabela 1 Masy podzespołów modelu

W pierwszym etapie budowa modelu pojazdu gąsienicowego opiera się na zdefiniowaniu własności geometrycznych, masowych oraz bezwładnościowych brył nieodkształcalnych stanowiących analizowany układ kinematyczny. Poniżej zestawiono parametry wybranych elementów wraz z zobrazowaniem postaci geometrycznych oraz zestawieniem parametrów masowych (rys. 2-5, tabela 2-5).

## Model kadłuba

Układ współrzędnych zdefiniowano w sposób następujący: kierunek osi X pokrywa się z górną krawędzią kadłuba, oś Y położona jest w osi koła napędowego pojazdu, natomiast kierunek osi Z jest zgodny z kierunkiem działania grawitacji.



Rys. 2 Orientacja globalnego układu współrzędnych kadłuba

	Tabela 2 Parametry masowe kadłub						
	masa	35020,0					
Położe	enie środka	x	-2631				
globalı (osi	nego układi obrotu koł	у	0				
(001	[mi	z	370				
	Składowe	o mome	entu				
be	zwładnośc	masy	$[kg^*m^2]$				
Ixx	66643	Iyy	146315	Izz	207457		

#### Model koła napinającego



Rys. 3 Orientacja globalnego układu współrzędnych koła napinającego

Tabela 3 Parametry masowe koła napinającego

	m		9	90		
	Położeni	x		-5540		
v	vzględem g	lobalnego	układu	у		-1445
	współrz	$\mathbf{z}$		50		
	Składo	o mom	enti	1		
	bezwładno	masy	[ kg	$[*m^2]$		
Ixx	1,996	Izz		1,996		

#### Model koła napędowego



Rys. 4 Orientacja globalnego układu współrzędnych koła napędowego

	masa [kg]				90		
	Położenie środka masy					-5540	
v	względem globalnego układu współrzędnych [mm]					-1445	
						50	
	Składo	o mome	enti	1			
bezwładności względem środka					[ kg	$s^*m^2$ ]	
Ixx	1,996	Iyy	3,2741	Izz		1,996	

# Tabela 4 Parametry masowe koła

## Model rolki podtrzymującej



Rys. 5 Orientacja globalnego układu współrzędnych rolki podtrzymującej

Tabela 5	Parametry	masowe	rolki	podtrzy	mującej
----------	-----------	--------	-------	---------	---------

masa [kg	g]				31,8	8		
Położeni środka ma	ie 2 asy	ĸ	-4495	2	-290	5	-	1238
względen globalneg	n go	y	1540	)	154(	)	-	1445
układu wsp rzędnych [r	pół- nm] <sup>ź</sup>	Z	247		247			228
Sk bezwł	ładowe adności	owe tensora masowego momentu ości względem środka masy [ kg*m²]						
Ixx	$0,\!615$		Iyy 0,396 I			Izz	0,615	

# 3. SYMULACJA DYNAMICZNA RUCHU POJAZDU

Zbudowany i poddany weryfikacji model zostaje wykorzystany do przeprowadzenia symulacji. W tym celu opracowano model przeszkody w postaci drogi z ułożonymi nieregularnie progami zwalniającymi (rys. 6). Dodatkowo zostają zastosowane progi o dwóch różnych wysokościach, jak pokazano na poniższym rysunku. Symulację przeprowadzono ze stałą prędkością ruchu pojazdu równą 15km/h.





Rys. 6 Model toru przeszkod

a) rzut z góry na rozmieszczenie przeszkód terenowych

- na analizowanym odcinku przejazdu;
- b) i c) geometria progów rozmieszczonych na drodze przejazdu

Wyniki symulacji w postaci zmiennych w czasie reakcji sił działających na węzły zawieszenia wyeksportowano do plików stanowiących dane wejściowe symulacji wytrzymałościowej.



Rys. 7 Symulacja przejazdu modelu pojazdu gąsienicowego po torze przeszkód

# 4. MODEL FIZYCZNY ZASTOSOWANY DO OBLICZEŃ WYTRZYMAŁOŚCIOWYCH

Dynamiczne obliczenia wytrzymałościowe przeprowadzono w programie LS-DYNA. W tym celu zbudowano model powłokowo-bryłowy, składający się z elementów powłokowych o grubościach odpowiadających grubościom blach.

W przeważającej części modelu zastosowano elementy powłokowe o kształcie czworokątnym. Natomiast bryłowe elementy skończone zastosowano typu TETRA [13,14]. Grubości materiałów zdefiniowane w modelu (rys. 8) zestawiono w tabeli 6.

Tabela 6 Grubości elementów skończonych powłokowych

Nr	Grubość [mm]
1	5
2	8
3	10
4	13
5	15
6	18
7	modele bryłowe



Rys. 8 Definicja grubości ścian modelu kadłuba

Powłoki w modelu geometrycznym wygenerowano jako powierzchnie środkowe blach, natomiast elementy bryłowe uproszczono zgodnie z zasadami budowy modeli MES (rys. 9) [11,12].

Poza przedstawionymi elementami skończonymi wykorzystano również elementy masowe (ELEMENT\_MASS), które stanowią odzwierciedlenie oddziaływania elementów wyposażenia (silnik, przekładnie, wieża itp.) na konstrukcję nośną kadłuba. Elementy dla których zdefiniowano masowe. mase i masowe momenty bezwładności, odpowiadające elementom wyposażenia, przypisano węzłom w okolicach, których mocowane są elementy wyposażenia. w W efekcie otrzymano model o parametrach inercyjnych zbliżonych do obiektu rzeczywistego. W tabeli 7 przedstawiono wykaz przykładowych elementów, którym przypisano funkcję ELEMENT\_MASS modelu.

Tabela 7 Wykaz elementów typu ELEMENT\_MASS wykorzystanych do zamodelowania niektórych elementów wyposażenia

Nazwa elementu	Masa [kg]
Agregat prądotwórczy	300
Akumulator + filtrowentylacja	400
Amortyzator	$8 \ge 50$
Wieża	8925
Przekładnia boczna	$2 \ge 500$
Przekładnia główna	750
Silnik	1150
Zbiornik 1	238
Zbiornik 2	600
Zbiornik 3	55
Zbiornik 4, 5, 6, 8, 9, 10	180



Rys. 9 Dyskretyzacja modelu fizycznego

## 4.1 ZAŁOŻENIA UPRASZCZAJĄCE

W modelach fizycznych zastosowano następując założenia upraszczające:

- w modelu fizycznym pominięto modele podzespołów, które nie przenoszą obciążenia na konstrukcję (włazy, klapy),
- w trakcie procesu modelowania pominięto otwory montażowe, połączenia śrubowe, zaokrąglenia, sfazowania itp.
- blachy i profile zamodelowano za pomocą elementów powłokowych, natomiast wsporniki i wieniec wieży za pomocą elementów bryłowych,
- do modelu kadłuba zastosowano sprężysty model materiałowy,
- elementy zawieszenia zastąpiono siłami wynikającymi z symulacji zjawisk dynamicznych modelu układu wieloczłonowego,
- w procesie modelowania i obliczeń numerycznych pominięto połączenia spawane,
- elementy wyposażenia typu: silnik, przekładnia, wieża, itp. zastąpiono elementami masowymi o odpowiadających im parametrach inercyjnych.

# 4.2 DEFINICJA WARUNKÓW BRZEGOWYCH

Analizowany model pojazdu we wszystkich symulacjach numerycznych jest poddany przyspieszeniu grawitacyjnemu wzdłuż osi pionowej układu odniesienia. W celu odzwierciedlenia wymuszeń pochodzących od elementów zawieszenia do każdego węzła zawieszenia, miejsca mocowania rolek podtrzymujących gąsienice oraz do otworów pod koła napinające i napędzające, przyłożono zmienne w czasie siły względem osi X i osi Z, które odpowiadają poszczególnym węzłom, a uzyskano je z symulacji układu wieloczłonowego opisanego we wcześniejszych rozdziałach. Ponadto węzły zawieszenia obciążono w miejscach mocowania wałków skrętnych momentem skręcającym, powstającym w wyniku pracy zawieszenia. Na rys. 10 przedstawiono schematycznie obciążenie konstrukcji nośnej w analizach dynamicznych.



Rys. 10 Schemat obciążenia gniazd wahaczy

# 5. WYNIKI OBLICZEŃ

W wyniku symulacji przejazdu przez model toru przeszkód z prędkością 15 km/h otrzymano naprężenia w funkcji czasu. Wyniki obliczeń przedstawiono w postaci graficznej, map naprężeń oraz zestawień wartości liczbowych dla fragmentów konstrukcji, w których wartości naprężeń są największe. Miejsca występowania maksymalnych naprężeń i ich wartości (rys. 11) zamieszczono w tabeli 8.

Wyniki w postaci map naprężeń przedstawiono na rysunkach 13÷16.



Rys. 11 Miejsca występowania maksymalnych naprężeń H-M-H

Tabela 8 Wartości maksymalnych naprężeń H-M-H

Lokalizacja na modelu	Miejsce występowa- nia	Wartość naprę- żeń [MPa]
1	Słupek przedni środkowy	97
2	Prawy wspornik półki	83
3	Żebro prawe	77
4	Otwór w lewej burcie	75

Wartości naprężeń redukowanych można przedstawić w postaci charakterystyki w funkcji czasu przejazdu (rys. 12).



Rys. 12. Przebiegi naprężeń zredukowanych H-M-H dla elementów należących do obszarów, w których występowały największe wartości naprężeń



Rys. 13 Naprężenia zredukowane H-M-H w okolicy przedniego środkowego słupka [kPa]. Maksymalna wartość naprężenia w elemencie nr 161437 o wartości 95 [MPa]



Rys. 14 Naprężenia zredukowane H-M-H w miejscu prawego wspornika półki pojazdu [kPa]. Maksymalna wartość naprężenia w elemencie nr 444555 o wartości 83 [MPa]



Rys. 15 Naprężenia zredukowane H-M-H w okolicy prawego żebra [kPa]. Maksymalna wartość naprężenia w elemencie nr 82249 o wartości 77 [MPa]



Rys. 16 Naprężenia zredukowane H-M-H w okolicy otworu lewej burty [kPa]. Maksymalna wartość naprężenia w elemencie nr 111747 o wartości 75 [MPa]

## 6. WNIOSKI

Przeprowadzone i opisane w niniejszym artykule prace miały charakter dwuetapowy. Pierwszy etap polegał na budowie modelu całego pojazdu gąsienicowego uwzględniającego parametry geometryczne i masowe pojazdu. Przeprowadzona na tej podstawie analiza przejazdu modelu przez zadaną przeszkodę terenową umożliwiła określenie stanu obciążenia węzłów zawieszenia.

W dalszej kolejności opracowany został model kadłuba pojazdu gąsienicowego uwzględniający wymiary geometryczne oraz połączenia elementów konstrukcji. Opracowano warunki przeprowadzenia dynamicznej symulacji wytrzymałościowej, uwzględniając sposób podparcia konstrukcji oraz sposób jej obciążenia siłami bedacvmi wynikami analizy przeprowadzonej w pierwszym etapie prac. W rezultacie otrzymano mapy rozkładu naprężeń redukowanych H-M-H na całym obszarze analizowanej konstrukcji. Na tej podstawie wyróżniono miejsca, w których wartości naprężeń były największe. Stwierdzono, iż uzyskane wartości naprężeń w badanych warunkach nie stanowią zagrożenia dla analizowanej konstrukcji. Powyższa procedura pozwala nie tylko na weryfikację konstrukcji, ale również stanowi pomocne narzędzie wskazujące miejsca, w których powinna zostać poprawiona wytrzymałość elementów nośnych pojazdu.

Praca naukowa realizowana w ramach umowy 2828/B/T00/2010/40 oraz finansowana ze środków budżetowych na naukę w latach 2011 – 2014 jako projekt badawczy o numerze O N501 282840.

#### Literatura

- 1. Klein W, Mężyk A. Czapla T.: Hybrydowy układ napędowy pojazdu gąsienicowego. "Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe 2012, 1(29), s.
- Nabagło T.: Modelowanie i symulacja pojazdu gąsienicowego w programie MSC. ADAMS. "Czasopismo Techniczne" 2011, z.4-M/2, s. 375-382.
- Kciuk S., Mężyk A., Mura G.: Modelling of tracked vehicle dynamics. "Journal of KONES Powertrain and Transport" 2010, Vol.17. No.1. p. 223-232.
- Barnat W.: Numeryczna analiza wpływu rodzaju kadłuba na dynamikę pojazdu gąsienicowego na przykładzie BWP i lekkiego pojazdu opancerzonego wojsk aeromobilnych. "Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe" 2007, nr 1(22), s. 35 -46.
- 5. Chodkowski A. W.: Badania modelowe pojazdów gąsienicowych i kołowych. Warszawa: Wyd.WKŁ, 1982.
- 6. Burdziński Z.: Teoria ruchu pojazdu gąsienicowego. Warszawa: Wyd. WKŁ, 1972.
- Rybak P.: Operating loads of impulse nature acting on the special equipment of the combat vehicles. "Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability" 2014, 16 (3), s. 347–353.
- 8. Borkowski W, Rybak P.: Dynamic load in operation of high-speed tracked vehicles. "Journal of KONES. Powertrain and Transport" 2009, Vol.16. No.4., p. 17-22.
- Jamroziak K., Kosobudzki M., Ptak J.: Assessment of the comfort of passenger transport in special purpose vehicle. "Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability" 2013, 15(1), s. 25-30,
- 10. Kosobudzki M.: The use of acceleration signal in modeling proces of loading an element of underframe of high mobility wheeled vehicle. "Eksploatacja i Niezawodnośc Maintenance and Reliability" 2014, 16 (4), s. 595–599.
- Norma Obronna NO-06-A105. Uzbrojenie i sprzęt wojskowy. Ogólne wymagania techniczne, metody kontroli i badań. Ogólne zasady badań oraz odbioru prototypów i urządzeń produkowanych seryjnie. Warszawa: MON, 2005.
- 12. MIL-STD 810G: Environmental Test Methods and Engineering Guidelines, Department of Defense. USA, 2008.
- 13. Rusiński E.: Zasady projektowania konstrukcji nośnych pojazdów samochodowych. Wrocław: Ofic. Wyd. Pol. Wrocł., 2002.
- 14. Kruszewski J.: Ostachowicz W., Tarnowski K., Wittbrodt E.: Metoda elementów skończonych w dynamice konstrukcji. Warszawa: Arkady, 1984.
- 15. MSC Adams Manual. 2012