# WOJSKOWA AKADEMIA TECHNICZNA

im. Jarosława Dąbrowskiego

# WYDZIAŁ INŻYNIERII MECHANICZNEJ

### Instytut Pojazdów i Transportu



# mgr inż. Andrzej WIŚNIEWSKI

# Badanie obciążeń dynamicznych kadłuba kołowego transportera opancerzonego generowanych oddziaływaniem systemów uzbrojenia

Rozprawa doktorska

**Promotor**: dr hab. inż. Piotr RYBAK, prof. WAT **Promotor pomocniczy**: ppłk dr inż. Zdzisław HRYCIÓW

Warszawa 2023

## <u>Spis treści</u>

WY	KAZ STOSOWANYCH SKRÓTÓW I OZNACZEŃ	3
1.	WPROWADZENIE	5
2.	ANALIZA STANU ZAGADNIENIA	11
2	. Ogólna charakterystyka współczesnych kołowych transporterów opancerzonych 8x8 I ich tendencje rozwojowe	8 11
2	. METODY NUMERYCZNE W BADANIACH POJAZDÓW SPECJALNYCH	17
2	. BADANIA OBCIĄŻEŃ DYNAMICZNYCH POJAZDÓW GENEROWANYCH ODZIAŁYWANIEM UZBROJENIA	23
2	. WNIOSKI	26
3.	CEL I ZAKRES PRACY	27
4.	ZAGADNIENIA Z BALISTYKI WEWNĘTRZNEJ	29
4	. Okres I odrzutu	30
4	. OKRES II ODRZUTU (DRUGI OKRES ODRZUTU)	32
4	. SIŁA OPORU ODRZUTU	32
5.	OBIEKT BADAŃ	35
6.	METODY OBLICZENIOWE	45
7.	ANALIZA DRGAŃ WŁASNYCH PŁYTY PODWIEŻOWEJ	47
7	. BADANIA EKSPERYMENTALNE	47
7	. BADANIA MODELOWE	55
8.	BADANIA OBCIĄŻEŃ UDAROWYCH	59
8	. BADANIA EKSPERYMENTALNE	59
8	. BADANIA MODELOWE	68
9.	WALIDACJA MODELU NUMERYCZNEGO KADŁUBA KOŁOWEGO	
	TRANSPORTERA OPANCERZONEGO	72
9	. Metodyka porównywania wyników	72
9	. PORÓWNANIE POSTACI I CZĘSTOTLIWOŚCI DRGAŃ WŁASNYCH GÓRNEJ PŁYTY KADŁUBA TRANSPORTE	RA
Q	Ρορόψη ανιε ψυνικόψ βαραύ ρρ7υ οβοια ζενιμι μραροψυμ	74 83
9	PODSUMOWANIE	86
10	BADANIA MODELOWE OBCIAŻEŃ KADŁUBA TRANSPORTERA PODCZAS	00
10.	STRZELANIA	88
1	1. WARUNKI BADAŃ	88
1	2. Metodyka badań	89
1	3. Armata kalibru 30 mm	90
1	3.1. POJEDYNCZY STRZAŁ DO PRZODU	90
1	3.2. POJEDYNCZY STRZAŁ W LEWO	95
1	3.3. POJEDYNCZY STRZAŁ DO TYŁU	. 100
1	3.4. Strzelanie seriami	106
1	4. Armata kalibru 35mm	. 107
1	5. Armata kalibru 105 mm	111
1	5.1.Strzał w lewo	. 116
1	5.2. Modyfikacje struktury nośnej	. 120
1	6. Armata kalibru 120 mm	. 128
1	7. Moździerz kalibru 120 mm	. 132
1	8. PODSUMOWANIE	. 137
11.	PODSUMOWANIE I WNIOSKI KONCOWE	143
LIT	CRATURA	146

#### WYKAZ STOSOWANYCH SKRÓTÓW I OZNACZEŃ

- AAA-działo przeciwlotnicze
- ABC broń masowego rażenia (atomowa, biologiczna, chemiczna)
- ABS układ przeciwdziałający blokowaniu kół w trakcie hamowania
- ACV pływający pojazd bojowy
- AMOS podwójny samobieżny moździerz, kaliber 120 mm (Advanced Mortar System)
- ASLS akustyczny system lokalizacji strzelca (Acoustic Shooter Locating System)
- ATGW przeciwczołgowy pocisk kierowany

B&K – Brüel&Kjær

- C4SIR system wsparcia dowodzenia polem walki
- CAAR koalicja, której celem jest wdrożenie zautomatyzowanych (autonomicznych) dostaw
- CAN magistrala komunikacyjna wykorzystywana w pojazdach
- EARS akustyczny system lokalizacji strzelca
- FKIE instytut komunikacji, przetwarzania informacji i ergonomii im. Fraunhofera w Monachium

GL-wyrzutnik granatników

- GPS globalny system pozycjonowania
- GXV-T program badawczy, którego celem jest opracowanie lekkiego pojazdu bojowego
- HMMWV wielozadaniowy pojazd kołowy o wysokiej mobilności
- IED improwizowane urządzenia wybuchowe
- KTO kołowy transporter opancerzony
- KwK 42 niemiecka armata przeciwczołgowa, kaliber 75 mm
- MES metoda elementów skończonych
- MG karabin maszynowy
- MRAV wielozadaniowy pojazd opancerzony
- NO norma obronna
- PPK przeciwpancerny pocisk kierowany
- PTW WAT Park Techniki Wojskowej, Wojskowej Akademii Technicznej
- RDV zdalnie sterowany pojazd
- RPG ręczny granatnik przeciwpancerny
- RWS zdalnie sterowane stanowisko ogniowe

- STANAG umowa standaryzacyjna dla krajów członkowskich NATO, jest podstawą technicznej zgodności różnych systemów wykorzystywanych przez państwa członkowskie
- SEP szwedzki projekt nowoczesnej platformy bojowej
- StrAsRob transport drogowy z asystą robotów
- SRAMS bardzo szybki, zaawansowany system moździerzowy, kaliber 120 mm
- TOW wyrzutnia pocisków śledzonych optycznie, kierowanych przewodowo
- WZTT wstępne założenia taktyczno-techniczne

#### **1. WPROWADZENIE**

Skuteczność działania i realizacja zadań o charakterze militarnym przez wieloosiowe pojazdy opancerzone zależy od przyjęcia na etapie projektowania przewidywanych warunków eksploatacji. Sprowadza się to najogólniej ujmując do założenia właściwych wymagań taktycznych, technicznych i konstrukcyjnych, a także określenia wartości granicznych głównych parametrów opisujących takie cechy jak siła ognia uzbrojenia podstawowego, właściwości chroniące ludzi i wyposażenie wewnętrzne, zdolność do realizacji ruchu w różnych warunkach drogowych. Cechy te kształtowane są również w oparciu o przewidywany zakres zastosowań. Istotnym czynnikiem wpływającym na geometrię i ogólny układ konstrukcyjny pojazdu jest przewidywany do zastosowania system uzbrojenia, a w tym jego kaliber i wielkość odrzutu armaty, masa systemu wieżowego.

Współczesne działania zbrojne (misje pokojowe, stabilizacyjne, działania ofensywne i defensywne) są źródłem wielu zagrożeń dla pojazdów wojskowych i ich załóg. W efekcie rosną wymagania stawiane pojazdom służącym do transportu wojsk (zwiększanie stopnia ochrony). W ostatnich latach (Afganistanie i Iraku) główne zagrożenie stanowią improwizowane ładunki wybuchowe, począwszy od ładunków z wykorzystaniem nawozów sztucznych po wyrafinowane konstrukcje budowane z niewypałów. Wykorzystywane są one do zaminowywania głównych szlaków i dróg dojazdowych do baz wojskowych i ochranianych miejscowości. W takich sytuacjach elementami szczególnie zagrożonymi są koła transportera i dno kadłuba. Ładunki tego typu są wykorzystywane także w obszarach miejskich (lub górskich), w wyniku czego rośnie potrzeba zwiększania ochrony burt transporterów.

Obecnie, w trakcie wojny w Ukrainie gdzie obie strony konfliktu mają sprzęt o zbliżonej charakterystyce istotną rolę pełnią, poza cechami wymienionymi w akapicie powyżej, wywiad (rozpoznanie i wyprzedzanie działań przeciwnika), oraz dostęp do systemów przeciwlotniczych, przeciwrakietowych (w działaniach defensywnych) oraz uzbrojenia charakteryzującego się możliwie jak największą siłą ognia oraz jego efektywnym zasięgiem.

Kołowe transportery opancerzone (KTO) intensywnie wykorzystywano również w trakcie innych konfliktów: w Czeczenii, Libanie, Republice Południowej Afryki czy interwencji rosyjskiej w Afganistanie, Gruzji i obecnie w Ukrainie.

Od KTO oczekuje się wielozadaniowości na polu walki i w działaniach niekonwencjonalnych, asymetrycznych. W przypadku misji stabilizacyjnych (np. w Iraku czy Afganistanie) szczególnie istotna jest mobilność transporterów. Zapewnia ona zminimalizowanie czasu potrzebnego do przetransportowania oddziałów w rejony zapalne

bądź zdolność do wykonywania bojowych działań ofensywnych (ogniowych) oraz jest pewnym elementem odpowiadającym za stopień ochrony załogi i wyposażenia przed zewnętrznymi zagrożeniami. Na rys. 1.1 przedstawiono KTO Stryker, wykorzystywany przez armię amerykańską jako wóz wsparcia pierwszej linii. Prezentowany wariant wyposażony jest w stanowisko ogniowe z ciężkim karabinem maszynowym M2 Browning, obsługiwane przez chronionego operatora.



Rys. 1.1. Kołowy transporter opancerzony Stryker M1126 ICV (USA) (źródło: U.S. Army, https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Stryker\_ICV\_front\_q.jpg, dostęp 2.II.2018 r.)

Doświadczenia zebrane przez armię amerykańską [81] podczas działań w Afganistanie i Iraku, jak i realizowanych w tamtym okresie ćwiczeń bojowych potwierdziły, że do zalet pojazdu Stryker należą przede wszystkim:

- mobilność (szybkość pokonywania dużych odległości),
- koordynacja działań dzięki rozbudowanej sieci łączności stosowanej w pojazdach,
- efektywność w terenach zurbanizowanych (KTO był m.in. wykorzystywany do niszczenia niewielkich zabudowań, taranowania i spychania uszkodzonych pojazdów w celu przywrócenia przejezdności drogi, jako obiekt służący za osłonę, a nawet jako bezpieczne miejsce do "przeczekania" ataku przeciwnika).

KTO Stryker nie spełnił jednak oczekiwań tam, gdzie o sukcesie decydowała przede wszystkim siła ognia. Należą do nich np. próby forsowania silnie ufortyfikowanych pozycji, a także powstrzymywania przeciwnika posiadającego opancerzone, lepiej uzbrojone pojazdy. Armia amerykańska w 2016 roku podjęła decyzję [72] o zwiększeniu siły ognia poprzez zastosowanie zdalnie sterowanego działa automatycznego (RWS) Bushmaster-II 30 mm.

Transportery w układzie 8x8 nie są jedynymi rozwiązaniami stosowanymi w działaniach militarnych. Wykorzystywane są również cięższe, lepiej opancerzone i uzbrojone konstrukcje o gąsienicowym układzie jezdnym, jak również znacznie lżejsze pojazdy kołowe o układzie napędowym 4x4 oraz 6x6.

W przeszłości kołowe pojazdy opancerzone projektowano z myślą o wykonywaniu konkretnych zadań na polu walki. Historycznie wg [35] można je podzielić na transportery opancerzone i wozy rozpoznania. Na ich bazie, z czasem, opracowywano specjalizowane wersje. Obecnie dąży się do tego, aby układ konstrukcyjny miał modułowy charakter. Ten sposób konstruowania pojazdów pozwala na wytwarzanie, na podwoziu bazowym, wyspecjalizowanych wersji takich jak: wozy dowodzenia, bojowe wozy piechoty, wozy wsparcia ogniowego, niszczyciele czołgów, wozy ewakuacji medycznej, wozy pomocy technicznej, wozy rozpoznania inżynieryjnego, zestawy przeciwlotnicze itp. Takie podejście w przypadku aplikacji różnych systemów uzbrojenia na dobrze przygotowanej strukturze nośnej, umożliwia implementację wyposażenia specjalnego generującego obciążenia udarowe o różnym natężeniu. Istotnym, w tym przypadku, węzłem konstrukcyjnym jest połączenie płyty podwieżowej nadwozia i systemu wieżowego. Systemy uzbrojenia dla tej klasy pojazdów, mogą generować obciążenia w płaszczyźnie poziomej w zakresie kątów 0°-360° oraz w pionie od -10° do +60°.

Mając na uwadze to, że tego typu pojazdy powinny charakteryzować się możliwie małą masą i małymi gabarytami, nadwozie specjalne powinno być dedykowane pod dany rodzaj systemu wieżowego. A zatem ukierunkowanie z jednej strony na uniwersalność konstrukcji nadwozia, a z drugiej na minimalizację masy niesie ze sobą dodatkowe wymagania, które mogą być wzajemnie sprzeczne. Dlatego też podczas kształtowania nadwozi specjalnych nie mówi się o ich optymalizacji, a raczej o jej racjonalnej lub kompromisowej konstrukcji. Z tego też względu, przed podjęciem decyzji o zmianie przeznaczenia/wyposażenia pojazdu opancerzonego konieczne jest przeprowadzenie odpowiednich badań i analiz.

Autor opracowania [90] przytoczył kilka klasyfikacji kołowych transporterów opancerzonych, w tym ze względu na przeznaczenie oraz wynikającą z nacisków na osie. Zaproponował także własną klasyfikację, analogiczną do stosowanej w przypadku czołgów, w której dokonał podziału kołowych transporterów opancerzonych na cztery generacje:

 I generacja: pojazdy dwu lub trzyosiowe zbudowane na bazie samochodu, często bez napędu na wszystkie koła; nie posiadają standardowo układu centralnego pompowania kół czy wkładek umożliwiających jazdę po przestrzeleniu lub rozerwaniu opony, zapewniają ograniczoną ochronę załogi przed odłamkami, nie posiadają dedykowanego uzbrojenia.

- II generacja: są to odrębne konstrukcje, na ogół z napędem na wszystkie koła w układzie 4x4, 6x6, 8x8, 10x10 z przekładnią automatyczną lub półautomatyczną, ze skrzynią rozdzielczą. Stosowane są w ich kołach wkładki pozwalające na krótkotrwałą jazdę po przebiciu opony. System centralnego pompowania kół nie jest wyposażeniem standardowym. Kadłub ma samonośną konstrukcję, niekiedy jest posadowiony na ramie, zapewnia ochronę przed ostrzałem z km 7,62 i 12,7 mm, pozwala na instalację dodatkowych osłon. Dodatkowe systemy ABC, czy klimatyzacja są opcjonalne. Uzbrojenie stanowią km 7.62 lub 12.7 mm, a także systemy wieżowe z armatą kalibru 25, 30, 105 mm, moździerz 120 mm.
- III generacja: cechuje się znaczną poprawą parametrów techniczno-konstrukcyjnych i bojowych wynikającą z zastosowania w fazie projektowania wielowariantowych badań symulacyjnych z uwzględnieniem grodzi w dnie kadłuba, stosowania nowoczesnych materiałów i systemów elektronicznych. Wyposażone są w automatyczne przekładnie ze sprzęgłem hydrokinetycznym, w blokady mechanizmów różnicowych, posiadające magistrale CAN, układ ABS, system centralnego pompowania kół dostosowujący ciśnienie do nawierzchni i prędkości jazdy, układy klimatyzacji i dodatkowego nagrzewania. W celu zapewnienia IV poziomu ochrony wg STANAG 4569, na elementy pancerza dodatkowego stosowane są spieki ceramiczne i elementy warstwowe. Uzbrojenie stanowią załogowe, stabilizowane systemy wieżowe o kal. 25 i 30 mm, automatyczne systemy wieżowe kalibru do 40 mm, wyrzutnie przeciwpancernych pocisków kierowanych trzeciej generacji, automatyczne dwulufowe moździerze 120 mm;
- IV generacja (pojazdy przyszłości): transportery będą wyposażone w hybrydowe i elektryczne układy napędowe, w pełni aktywne zawieszenie hydropneumatyczne, zapewnią możliwość regulacji prześwitu, rozwinięte układy stabilizacji uzbrojenia i systemy ochrony w postaci detektorów opromieniowania laserowego, podczerwonego i radarowego, wyposażone w urządzenia termo i noktowizyjne, maskujące sygnaturę akustyczną i termiczną, urządzenia zakłócające, zaawansowane systemy pancerza. Przy opracowywaniu nowych konstrukcji, dąży się do minimalizacji składu osobowego (rozwój w kierunku platform autonomicznych).

Do I generacji można zaliczyć pojazdy stosowane przez armię brytyjską w trakcie powstania wielkanocnego w Dublinie (1916 r.). Były to transportery opancerzone bez uzbrojenia, zabudowane bazie konwencjonalnych dedykowanego na pojazdów. Przedstawicielami II generacji są takie pojazdy jak BTR-60, OT-64 SKOT, Mowag Piranha I. Przedstawicielami III generacji są KTO Rosomak oraz KTO Stryker, Pandur, Boxer, VBCI BTR-90 i inne. Do IV generacji można zaliczyć szwedzki projekt SEP [4, 35] – rys. 1.2. Jest to zaawansowany modułowy opancerzony wóz taktyczny, który miałby być bazą dla rodziny pojazdów gąsienicowych i kołowych. Pierwszy prototyp wykonano z elektrycznym układem napędowym. W tylnej części pojazdu zaplanowano wymienialny moduł misyjny (podobne rozwiązanie do zastosowanego w transporterze Boxer). Pojazd ma zapewniać ochronę przed ostrzałem z ciężkiego karabinu maszynowego, odłamków, min przeciwczołgowych oraz IED. Wszystkie pojazdy z rodziny SEP miałby posiadać możliwość skrętu w miejscu, co może stanowić dodatkową zaletę podczas działań w terenie zurbanizowanym, górzystym, lesistym.



Rys. 1.2. KTO SEP (źródło: www.military-today.com/apc/sep\_8x8.htm, dostęp: 12.V.2021 r.)

Dla pojazdu przewiduje się różne typy uzbrojenia możliwe do zabudowy na pojeździe: od ciężkiego karabinu maszynowego kalibru 12,7 mm, po automatyczne armaty małokalibrowe (30 mm), a także podwójny moździerz kalibru 120 mm (AMOS). Pojazd opracowywany przez BAE Systems mimo wstępnego zainteresowania wojska nie wyszedł jednak poza fazę prototypów.

Pojazdem, który można zaliczyć do IV generacji (lub generacji pośredniej) staje się AMV XP (Patria Oy). Może on stanowić bazę dla przyszłego KTO Rosomak XP. W prezentowanej

na MSPO konstrukcji (rys. 1.3) uwzględniono doświadczenia i wskazówki z eksploatacji KTO Rosomak podczas misji w Afganistanie.

Niezależnie od kierunku prowadzonych prac rozwojowych, w odniesieniu do pojazdów lądowych, należy stwierdzić, że kołowe transportery opancerzone w wersjach załogowych mają swoje ugruntowane w siłach zbrojnych miejsce.



Rys. 1.3. KTO Rosomak XP (źródło: a) zbiam.pl/wp-content/uploads/2019/10/AMV-XP-1.jpg, dostęp: 17.VII.2021 r.; b) źródło własne)

#### 2. ANALIZA STANU ZAGADNIENIA

# 2.1. Ogólna charakterystyka współczesnych kołowych transporterów opancerzonych 8x8 i ich tendencje rozwojowe

Współczesne kołowe transportery opancerzone pełnią różne role na współczesnym i zakładanym przyszłym polu walki. Ich konstrukcja, wyposażenie i osiągi determinowane są przewidywanym przeznaczeniem, w tym jako:

- transportery piechoty (zwiększenie mobilności oddziałów piechoty, zapewnienie odpowiedniej ochrony),
- pojazdy pierwszej linii (wsparcia bezpośredniego czołgów, przykładem takiego rozwiązania jest francuski pojazd Vextra posiadający wieżę z armatą 105 mm lub 25 mm współdziałający z czołgiem Leclerc),
- pojazdy wspierające drugą linię (posiadające uniwersalną budowę modułową),
- jako wozy rozpoznania (wyposażone w urządzenia elektroniczne i optoelektroniczne).

Dużą mobilność uzyskuje się dzięki zastosowaniu jednostek napędowych o wysokiej mocy i momencie obrotowym, hydromechanicznych układów napędowych, hydropneumatycznego zawieszenia, układów centralnego pompowania kół czy mechanizmów wspomagania skrętu poprzez przyhamowanie kół. Większość wielozadaniowych kołowych transporterów opancerzonych ma układ napędowy 8x8 ze względu na większą podatność na modyfikacje (mocowanie dodatkowego pancerza czy innego uzbrojenia). W ich konstrukcji dąży się do modułowej budowy, która umożliwia wdrożenie wersji dostosowanych do różnych zadań. Wyróżnić można dwa zasadnicze rozwiązania związane z modułowością:

- bazowe nadwozie z uwzględnieniem różnych wariantów zabudowy wersji specjalizowanych,
- nadwozie umożliwiające wariantowanie zabudowy wnętrza transportera w postaci wymienialnych modułów.

Przedstawicielem pierwszego rozwiązania jest KTO Rosomak produkowany w różnych wariantach od 2004 r. przez Wojskowe Zakłady Mechaniczne w Siemianowicach Śląskich (aktualnie Rosomak S.A.). W wariancie bojowym jest on wyposażony w wieżę Hitfist-30P włoskiej firmy Leonardo. Efektem doświadczeń zbieranych podczas misji realizowanych w Czadzie, a zwłaszcza Afganistanie było opracowanie specjalnej wersji M1M (tzw. afgańskiej), w której zastosowano dodatkowy pancerz firmy Rafael zabezpieczający IV poziom

ochrony wg STANAG 4569. W ofercie producenta znajdują się również inne warianty, takie jak: wóz wsparcia ogniowego WILK (z systemem wieżowym kaliber 105 mm), wóz ewakuacji medycznej, wóz rozpoznania ogólnowojskowego, wóz dowodzenia, samobieżny moździerz RAK (kaliber 120 mm), czy wóz rozpoznania technicznego.

Przedstawicielem drugiego rozwiązania jest KTO BOXER międzynarodowego konsorcjum (Niemcy, Wielka Brytania, Holandia), którego przednia część jest niewymienialna (przedział kierowcy i silnikowy), a pozostała część nadwozia może być zabudowywana przez jeden z wielu dostępnych modułów. Jeden pojazd może w razie potrzeby w czasie jednej misji pełnić rolę bojowego wozu piechoty, w innej zaś stać się np. wozem ewakuacji medycznej.

Na rys. 2.1 przedstawiono przykładowe sylwetki współczesnych kołowych pojazdów opancerzonych. Charakteryzują się one dużym podobieństwem w zakresie kształtu kadłuba oraz organizacji wnętrza.



Rys. 2.1. Kołowe pojazdy opancerzone: a) Rosomak, b) Boxer (źródła: a) Rosomak: National Guard USA 180613-Z-CN767-067 https://pl.wikipedia.org/wiki/Plik:Polish\_army\_conducts\_livefire\_training\_180613-Z-CN767-067.jpg, dostęp 18.VI.2018 r., b) Boxer, fot. Boevaya mashina, dostęp 5.I.2018 r.)

W kołowych transporterach opancerzonych standardowo stosowanym rozwiązaniem jest ogólny układ konstrukcyjny przedstawiony na rys. 2.2. Przedział kierowcy (1) i jednostka napędowa (2) znajdują się w przedniej części pojazdu, odpowiednio po lewej i prawej stronie, część środkowa i tylna pojazdu pełnią role zależnie od dostosowania specjalizowanej wersji. Parametry wybranych kołowych transporterów opancerzonych z napędem 8x8 przedstawiono w tabeli 2.1.

Kołowe transportery opancerzone [72], które przypisuje się do kategorii "lekkich pojazdów opancerzonych" mogą osiągać masę nawet do 36.5 t (np. BOXER). Za uzbrojenie służą ciężkie karabiny maszynowe kaliber 7.62 lub 12.7 mm oraz armaty, z automatem ładowania, kalibru 20-40 mm. W przypadku pojazdu BOXER zaproponowano również zabudowę w postaci

haubicy kalibru 155 mm [36]W większości stosowanych rozwiązań uzbrojenia głównego (fińska Patria, polski Rosomak, niemiecki BOXER, rosyjski Bumerang) to armaty kalibru 30 mm. Armia francuska i brytyjska przy projektowaniu nowych pojazdów zdecydowała się na użycie opracowanej przez BAE Systems i NEXTER Systems konstrukcji wieży z armatą kalibru 40 mm. Autor publikacji [72] podkreśla, że różnice pomiędzy "lekkimi", a "ciężkimi" opancerzonymi wozami bojowymi bardzo się zmniejszyły. Wskazał też na postępy w projektowaniu nowoczesnych pocisków (wzrost ich efektywności) oraz możliwość usunięcia operatorów uzbrojenia z wieży, co przełożyło się na zwiększenie bezpieczeństwa załóg.



*Rys. 2.2. Przedziały funkcjonalne pojazdów wojskowych: 1 – kierowcy, 2- napędowy, 3 – zależny od pełnionej roli KTO* 

Współczesny rynek pojazdów opancerzonych oraz perspektywy jego najbliższej przyszłości opisano w artykule [70], w którym zawarto informacje o bieżących planach (w tym szacowanych budżetach) i o podpisanych do pierwszego kwartału 2018 r. oraz realizowanych kontraktach dla większości państw z całego świata.

W artykule [33] rozważane są możliwości zastosowania w lądowych pojazdach wojskowych rozwiązań analogicznych do zastosowanych w przypadku dronów, których celem jest eliminacja ryzyka utraty wyszkolonych załóg.

	Arma <sup>1</sup>	Boxer <sup>2</sup>	Stryker <sup>3</sup>	Rosomak <sup>4</sup>	VBCI <sup>5</sup>
dł x szer x wys* [m]	7.82 x 2.7 x 2.22	7.93 x 2.99 x 2.37	6.95 x 2.72 x 2.64	7.7 x 2.8 x 3.3	7.5 x 3.0 x 2.0
masa bojowa* [t]	24	33	18.8	22	24
nadwozie	samonośne	samonośne	samonośna	samonośne ze zintegrowanym wspornikiem pośrednim	samonośne
konfiguracja	8x8	8x8	8x8	8x8	8x8
zawieszenie	niezależne	niezależne	niezależne, hydropneumatyczne	niezależne, hydropneumatyczne	niezależne, hydropneumatyczne
uzbrojenie	armata 25, 30, 90, 105 lub 120 mm, 7.62, 12.7 mm MG, ATGW, RWS	12.7 mm MG 44 mm GL	40 mm GL, 12.7 lub 7.62 mm MG, armata 105 mm, moździerz 120 mm, TOW ATGW, RWS	armata 30 mm, 7.62 mm MG, GL 81 mm, moździerz 120 mm, SPIKE ATGM	armata 25 mm, 7.62 mm MG
warianty	transporter, wóz dowodzenia, rozpoznania, rozpoznania powietrznego, bojowy wóz piechoty, mobilny nośnik uzbrojenia, zwalczania czołgów, utrzymania i naprawczy	transporter, wóz dowodzenia, inżynieryjny, naprawczy, bojowy wóz piechoty	wóz piechoty, niszczyciel czołgów, nośnik moździerzy, rozpoznawczy, wsparcia ogniowego, inżynieryjny, dowodzenia, ewakuacji medycznej, rozpoznania ABC, mobilne stanowisko ogniowe	transporter, bojowy wóz piechoty, wóz ewakuacji medycznej, dowodzenia, rozpoznania technicznego, ogniowy	bojowy wóz piechoty, wóz dowodzenia, transporter

Tabela 2.1. Wybrane charakterystyki kołowych transporterów opancerzonych [35]

\* zależą od pełnionej przez pojazd roli (wariantu wyposażenia: uzbrojenia i opancerzenia)

1. https://www.armyrecognition.com/turkey\_turkish\_army\_wheeled\_armoured\_vehicles\_uk/arma\_8x8\_otokar\_wheeled\_armoured\_vehicle\_technical\_data\_she et\_specifications\_pictures\_video.html, dostęp 12.XII.2017 r.

2. http://www.armyrecognition.com/germany\_german\_army\_wheeled\_armoured\_vehicle\_uk/boxer\_mrav\_multi\_role\_armoured\_vehicle\_technical\_data\_sheet\_specific ations\_description\_pictures.html, dostęp 25.II.2018 r.

3. https://www.army-technology.com/projects/stryker/, dostęp 1.III.2018 r.

4. https://www.militaryfactory.com/armor/detail.asp?armor\_id=506, dostęp 15.XI.2017 r.

5. https://www.armyrecognition.com/vbci\_nexter\_variants\_wheeled\_armoured\_vehicle\_uk/vbci\_nexter\_systems\_wheeled\_armoured\_infantry\_fighting\_vehicle\_technic al\_data\_sheet\_information\_uk.html, dostęp 17.III.2018 r.

W przypadku programu CAAR rozważano autonomiczne konwoje wyposażone w system doboru zarówno prędkości, jak i zmiany trajektorii ruchu w oparciu o dane zbierane w czasie rzeczywistym oraz zaprogramowane wcześniej w systemie GPS koordynaty punktów kontrolnych. Alternatywne rozwiązanie stanowił konwój prowadzony przez zdalnego operatora. W listopadzie 2017 r. w Michigan wojska amerykańskie i brytyjskie przeprowadziły z pozytywnym wynikiem badania dla konwojów poruszających się z prędkością do 40 km/h.

W drugim wariancie niemieckie firmy: Rheinmetall mającą doświadczenia w projektowaniu i dostarczaniu rozwiązań militarnych oraz Paravan mającej wieloletnie doświadczenia w dostarczaniu autonomicznych systemów opracowują system pół i w pełni automatycznych platform zarówno dla wojska, jak i jednostek reagowania kryzysowego.

Trzecim wariantem są autonomiczne systemy rozwijane i dostarczane przez firmę Google oraz firmę Tesla, które co prawda nie są kierowane na rynek militarny, ale są przystosowane do ruchu ulicznego. Poważnym problemem pozostaje jednak jazda w terenie, wykrywanie i omijanie przeszkód.

Naukowcy z instytutu Fraunhofera zajmują się zagadnieniem zautomatyzowanych konwojów [6]. Jednakże, w odróżnieniu od poprzednich rozwiązań, bezzałogowe pojazdy mają podążać za pojazdem z kierowcą. Autorzy opisali koncepcję proponowanego dla pojazdów wojskowych rozwiązania StrAsRob oraz sposoby interakcji z systemem zakładając jego cztery tryby działania: tryb manualny (możliwość całkowitego włączenia wspomagania), tryb z asystą (podejmowanie decyzji w zakresie ruchu wzdłużnego, kierunek poprzeczny "zabezpiecza" kierowca), częściowo automatyczny (kierowca pełni rolę nadzorcy), w pełni automatyczny (kierowca może się skupić na innych zadaniach, nie związanych z prowadzeniem pojazdu). Zbadano skuteczność i ergonomię proponowanego rozwiązania na stanowisku symulacyjnym dostępnym w FKIE.

Badania dotyczące przyszłości pojazdów wojskowych przedstawiono także w pracy [1], wskazując, że stary "żelazny trójkąt" bojowych wozów piechoty tworzony przez mobilność, siłę ognia i ochronę balistyczną zostaną wzmocnione przez: systemy utrudniające wykrywanie i koordynujące działania pojazdów. Jako potencjalny kierunek przyszłości rozwoju pojazdów wojskowych wskazano ich robotyzację (automatyzację). Jako przykład przywołano zaprezentowany przez agencję DARPA w 2016 r. koncepcyjny pojazd autonomiczny GXV-T. Jego celem ma być redukcja masy pojazdu o 50%, minimalizacja niezbędnej załogi, poprawa jej bezpieczeństwa, zwiększenie prędkości maksymalnej, zwiększenie przejezdności (możliwości poruszania się w zróżnicowanym terenie, w tym pokonywania przeszkód

terenowych), a także zmniejszenie prawdopodobieństwa wykrycia pojazdu. Koncepcję pojazdu przedstawiono na rys. 2.3.



Rys. 2.3. Koncepcyjny pojazd autonomiczny GXV-T (a) oraz prototyp w trakcie badań eksperymentalnych (b, c) (źródła: a) https://www.darpa.mil/ddm\_gallery/MobilityVideoConceptImages.png, dostęp 25.III.2018 r, b, c) https://www.afcea.org/content/darpas-ground-x-vehicle-technologies)

Departament Obrony USA, wg [61], realizuje program ACV, którego celem jest opracowanie pływającego kołowego wozu taktycznego dla korpusu marines. , umożliwiającego wykonanie desantu bez konieczności wykonywania dodatkowych czynności, zdolnego do szybkiego pływania, również przy wysokich falach. Przewiduje się kilka wariantów pojazdów takich jak: transporter, wóz zabezpieczenia technicznego, wóz dowodzenia, bojowy wóz piechoty. Jego celem jest również modernizacja pojazdów Stryker obejmująca dodanie uzbrojenia w postaci armaty kalibru 30 mm oraz zapewnienie zgodności z systemem C4SIR. Szerzej, istniejące i wdrażane usprawnienia w postaci systemów elektronicznych krótko scharakteryzowano w raporcie [46].

Przyszłością wojskowych pojazdów według opracowania [73] jest wzrost siły ognia i efektywności bojowej, na co wskazuje rosnąca popularność zdalnie sterowanych stanowisk (RWS), zarówno dla ciężkich karabinów maszynowych jak i automatycznie ładowanych armat

kalibru do 40 mm. Skuteczność stosowanych rozwiązań ochronnych weryfikuje pole walki, zmuszając niekiedy do zastosowania dodatkowych środków (np. BAR ARMOUR firmy BAE Systems, QinetiQ'S firmy Q-Net) czy w skrajnych przypadkach potrzebę zmiany konstrukcji w celu poprawienia stopnia ochrony (zastosowane w przypadku transportera AAV-7). Zaproponowano wprowadzenie systemów ochrony takich jak: wykrywanie naprowadzającej wiązki laserowej (środek zaradczy - wystrzeliwane granaty dymne), system akustycznego wykrywania wystrzału BOOMERANG III firmy Raytheon (identyfikujące kierunek i odległość - informują operatora o zagrożeniu), firmy QinetiQ EARS potrafiący dodatkowo określić i przekazać do innych pojazdów koordynaty GPS przeciwnika, czy rozwiązanie firmy Rheinmetal, w którym system ASLS automatycznie naprowadza stanowisko RWS na cel umożliwiając bezzwłoczną odpowiedź na zagrożenie. Przywołano wykorzystywane systemy ochrony aktywnej TROPHY firmy Rafael oraz QUICK KILL firmy Raytheon zwalczania zagrożeń (takich jak nadlatujące pociski RPG czy PPK). Ponadto opisano rozwój systemu kamuflażu (Saab Barracuda Modula Camouflage), którego celem nie jest sprawienie by pojazd stał się "niewidzialny", lecz znaczne utrudnienie wykrywania poprzez zmniejszenie odległości wykrycia, maskowanie sygnatur termicznych, utrudnienie wykrywania przez aktywne i pasywne wiązki radarowe po systemy aktywnej wymiany informacji takie jak ORION (Thales), czy SEOSS (Rheinmetall). Zautomatyzowana sieć komunikacji pozwala natychmiastowo informować załogi pozostałych pojazdów o potencjalnym zagrożeniu umożliwiając wcześniejsze zaplanowanie środków zaradczych.

Niezależnie od prac nad autonomicznymi rozwiązaniami KTO załogowe nie tracą na ważności, a są w sposób ciągły rozwijane. Dotyczy to tworzenia nowych konstrukcji, jak i modernizacji aktualnie użytkowanych.

#### 2.2. Metody numeryczne w badaniach pojazdów specjalnych

Powszechną praktyką stosowaną przez ośrodki naukowe i badawcze, przy projektowaniu i opracowywaniu nowych konstrukcji, jest wykorzystanie metod numerycznych, szczególnie metody elementów skończonych (MES). Analizy MES pozwalają na ocenę odpowiedzi konstrukcji na obciążenia statyczne i dynamiczne, umożliwiają optymalizację parametrów konstrukcji, tak by jak najbardziej zminimalizować narażenie załogi na takie zagrożenia jak:

- ostrzał z broni małokalibrowej,
- wybuch miny przeciwpancernej,
- wybuch IED umieszczonego pod pojazdem,

- wybuch IED umieszczonego obok pojazdu,
- ostrzał z PPK,
- wynikające z ruchu pojazdu (zderzenia z innymi pojazdami i obiektami czy spychanie przeszkód na pobocze, taranowanie).

Efekty badań narażenia załogi pojazdów specjalnych w wyniku oddziaływania IED lub min przeciwpancernych przedstawiono w pracach [13, 43, 53, 78], natomiast w [19] scharakteryzowano czynniki ryzyka oraz wyniki badań modelowych narażenia pojazdu na oddziaływanie ładunku wybuchowego znajdującego się na wysokości płyt bocznych. W pracach [12, 95] rozważono wpływ zastosowania zagłówka oraz sposobu mocowania siedzisk na obciążenia załogi. Analizę czynników ryzyka transportowanych załóg, narażonych na oddziaływanie IED przedstawiono w pracach [26, 40, 41, 51]. Ocenę narażenia załóg na oddziaływania różnych ładunków wybuchowych, generujących obciążenia przenoszone z dna kadłuba na kończyny dolne przedstawiono w pracy [77], natomiast w pracy [15] dokonano oceny narażenia załogi zarówno na wybuch pod pojazdem jak i obok. Obliczenia przeprowadzone były z wykorzystaniem metody elementów skończonych w oprogramowaniu LS-Dyna, Madymo, MSC Dytran. Analizowano narażenie członków załogi w aspekcie możliwości zaistnienia kontuzji. Badaniom poddano konstrukcję bazową pojazdu, jak i ich wersje modyfikowane i modernizowane - w zakresie zmiany m.in. konstrukcji siedzisk, ich liczby, występowania zagłówków, przyjmowanej przez żołnierzy pozycji w siedziskach oraz wpływu wyposażenia dodatkowego żołnierzy. W pracach [67, 93, 98] przedstawiono wyniki przeprowadzonych badań mających na celu określenie stopnia narażenia załogi pojazdu, jak i specjalistycznego wyposażenia wewnętrznego na działanie takich zagrożeń jak: ostrzał bezpośredni, oddziaływanie odłamków, wybuch miny przeciwpancernej lub improwizowanego urządzenia wybuchowego. W pracach [71, 79, 83, 89] przedstawiono rozwiązania poprawiające poziom ochrony tak, by jak najbardziej zminimalizować skutki tego oddziaływania. Ważnym aspektem w procesie badawczo-projektowym jest również spełnienie międzynarodowych wymagań dotyczących zapewnienia odpowiedniego poziomu ochrony. Ujęte są w zapisach norm, np. takich jak NATO STANAG 4569.

Analizę narażenia załogi podczas uderzenia czołowego np. taranowania przeszkody, realizowanych dla różnych prędkości przedstawiono w pracy [48]. Podobne zagadnienia przedstawiono w pracy [25], gdzie przedstawiono wyniki badań numerycznych dla różnych wariantów obciążenia (zderzenie z przeszkodą sztywną oraz podatną). Zaprezentowane wyniki obciążeń zarówno kierowcy jak i członków załogi (w tym żołnierzy w przedziale desantu)

z uwzględnieniem zaleceń przedstawionych w protokole Euro NCAP dotyczącym ochrony osób dorosłych – w odniesieniu do kryteriów oceny i wartości granicznych.

Kształtowanie struktury w aspekcie poprawy odporności KTO Rosomak zawarto w pracy [23], w której przeanalizowano możliwe do wprowadzenia dodatkowe struktury pochłaniające energię wybuchu, w efekcie zmniejszających obciążenia dynamiczne przenoszone na kadłub i jego załogę. Wyniki badań symulacyjnych obciążeń działających na transporter podczas pokonywania różnych przeszkód terenowych (zdeterminowanych oraz losowych) zaprezentowano w pracy [22], natomiast obciążeń dynamicznych działających na transporter i załogę w trakcie jazdy po różnych nawierzchniach, z wariantem uwzględniającym uszkodzenie po jednej stronie kół osi przednich pojazdu, przedstawiono w pracy [21, 37]. W pracy [88] przedstawiono wyniki badań modelowych dotyczących wpływu zużycia elementów gumowych gąsienicowego układu jezdnego na obciążenia działające na pojazd oraz załogę.

Analizę wpływu niesprawności układu hamulcowego transportera na przebieg procesu hamowania w ruchu prostoliniowym oraz na łuku drogi przedstawiono w pracy [91]. Zagadnienie zachowania pojazdu w trakcie hamowania przy uwzględnieniu uszkodzenia jednej lub dwóch opon z wkładką typu run flat, dla różnych wariantów zrealizowano w oprogramowaniu PC-Crash. Wyniki obliczeń zwalidowano wykonanymi badaniami eksperymentalnymi [82]. Rezultaty badań symulacyjnych i eksperymentalnych w zakresie jazdy transportera z nieuszkodzonym ogumieniem, uszkodzeniem ogumienia (przed lub w trakcie jazdy), podczas ruchu po okręgu, pojedynczej zmiany pasa ruchu i hamowania w ruchu prostoliniowym opisano w pracy [66]. W publikacji [92] przedstawiono założenia oraz charakterystyki potrzebne do opracowania modelu transportera w systemie DADS, którego późniejszym efektem były badania modelowe i analiza bezpieczeństwa transportera w ruchu drogowym (w tym z uwzględnieniem zmiany masy pojazdu, położenia środka masy, charakterystyk zawieszenia). W pracy [103] przeanalizowano zachowanie transportera w warunkach wykonywania przez kierowcę manewru ominięcia przeszkody obejmującego zjechanie kół prawej strony transportera na miękką nawierzchnię poza drogą oraz próbę powrotu do pierwotnego toru ruchu.

Kształtowanie i badanie odporności konstrukcji w odniesieniu do normy STANAG 4569 ujmujące ładunki oddziałujące na dno kadłuba [10, 31] oraz [54, 76, 94], propagację fali powybuchowej z uwzględnieniem m.in. kół i zawieszenia pojazdu [101], dno oraz płyty boczne kadłuba przedstawiono w pozycjach [8, 9, 14, 15] z wykorzystaniem MES. Analizowano możliwości optymalizacji konstrukcji pojazdów specjalnych.

Analizę obciążeń udarowych działających na konstrukcję pojazdu podczas strzelań z broni pokładowej opisano w pracach [5, 24, 34]. W przedstawionych badaniach numerycznych wykorzystano zależności wynikające z balistyki wewnętrznej, z których wyznaczono zastępczą wartość impulsu siły i czasu jego trwania. Należy jednak podkreślić, że o ile zależności je opisujące są znane i pozwalają wyznaczyć przybliżone wartości impulsów, o tyle problemem jest dostęp do parametrów wrażliwych, które są niezbędne do prawidłowego oszacowania czasu trwania i impulsu siły.

Przeprowadzona analiza dostępnej literatury pozwala stwierdzić, że nie ma monografii i publikacji przedstawiających wyniki badań podatności struktury nośnej (górnej płyty kadłuba) kołowego transportera opancerzonego na dostosowanie do innych systemów uzbrojenia. Niewątpliwie, stosowne badania i analizy są realizowane przez firmy dostarczające uzbrojenie dla pojazdów bojowych. Jednakże są to badania realizowane przez ośrodki ściśle współpracujące z wojskiem bądź prywatne spółki lub konsorcja. Mają one niejawny charakter, czego efektem jest utrudniony dostęp lub brak publikacji obejmujących wyniki badań i analiz. W dostępnej literaturze można jedynie odnaleźć informacje szczątkowe o realizowanych pracach nad nowymi prototypami, opracowaniem alternatywnych wersji wyposażenia, bez udostępniania wyników badań numerycznych i eksperymentalnych z nimi związanych. Nie ma również danych dotyczących rzeczywistych wartości obciążeń działających na struktury nośne pojazdów podczas strzelania.

Opracowaniem systemów uzbrojenia, projektowanych również z myślą o pojazdach kołowych o masie 20-30 t, zajmują się różne ośrodki na świecie. Można tu wymienić takie firmy jak CMI Defence (Cockerill XC-8 120HP), IMI Systems (120 mm RG120), Leonardo (120 mm Hitfact LRF), Rheinmetal (120 mm L/47 LLR), RUAG (120 mm CTG). Przykładową aplikacją takiego uzbrojenia jest włoski pojazd Centauro II wyposażony w rozwiązanie Hitfact 120 mm, który może jednocześnie pełnić rolę wozu rozpoznania, wsparcia ogniowego czy działań w ramach obrony terytorialnej (rys. 2.4).

Metody numeryczne pozwalają na analizę złożonych konstrukcji, w tym pojazdów wojskowych, w szerokim zakresie np. w aspekcie wpływu różnych wariantów konfiguracji osprzętu jak i opancerzenia na poziom ochrony załogi i odporności wyposażenia wewnętrznego oraz na własności trakcyjne i eksploatacyjne. Niewątpliwą zaletą tej metody przy posiadaniu odpowiednich danych, w porównaniu do badań obiektów rzeczywistych, jest znaczna redukcja

kosztów, identyfikacja wrażliwych węzłów konstrukcji jak również określenie częstotliwości rezonansowych, które mogą mieć duży wpływ na trwałość i niezawodność specjalistycznego sprzętu jak również na celność stosowanego uzbrojenia [30]. Identyfikacja struktury częstotliwościowej całego obiektu ma istotne znaczenie dla komfortu pracy załogi, w efekcie jej stanu psychofizycznego i skuteczności realizacji zadań.



Rys. 2.4. KTO Centauro 2 z gładkolufową armatą 120 mm (źródło: http://www.militarytoday.com/artillery/centauro 2.htm, dostęp 21.III.2018 r.)

Aby zapewnić wiarygodność otrzymywanych wyników badań niezbędne jest przeprowadzenie walidacji modelu numerycznego. W literaturze prezentowane jest w tym różne podejście. Najbardziej wiarygodnym jest zakresie prowadzenie badań eksperymentalnych na obiektach rzeczywistych w pełnej skali. Niestety, badania takie są kosztowne, czasochłonne i niekiedy niebezpieczne. W odniesieniu do wymaganych dla pojazdów opancerzonych badań, moga one prowadzić również do uszkodzenia lub zniszczenia konstrukcji. Innym podejściem, jest prowadzenie badań przy wykorzystaniu wyodrębnionych fragmentów konstrukcji bądź też ich modeli zastępczych. Nie zawsze jednak umożliwiają one poprawne odwzorowanie zachowania konstrukcji całego pojazdu.

Walidacja modelu numerycznego analizowanej konstrukcji jest istotnym etapem jego rozwoju i doskonalenia. Jedną z technik badawczych, która umożliwia realizację tego zadania jest eksperymentalna analiza modalna. Dzięki tej technice możliwe jest określenie charakterystyk dynamicznych badanej konstrukcji, określenie rezonansowych częstotliwości oraz odpowiadających im postaci drgań własnych. Pozyskane tą drogą wyniki można wykorzystać do oceny jakości i właściwości budowanego modelu [11] i jego walidacji [39, 49, 50, 55].

Analiza modalna dostarcza cennych informacji o właściwościach dynamicznych obiektów technicznych. Znajduje ona szerokie zastosowanie w wielu dziedzinach techniki. Autorzy prac

[17, 47] przedstawili zastosowanie analizy modalnej w badaniach całego kadłuba wozu bojowego, a także fragmentów struktur ochronnych. W pracy [49] autorzy przedstawili wyniki eksperymentalnej i numerycznej analizy modalnej dna kadłuba transportera opancerzonego. Do wyznaczenia częstotliwości i postaci drgań własnych, a następnie ich porównania wykorzystano zarówno standardowe podejście wykorzystujące funkcję MIF oraz wskaźnik MAC, jak również przedstawiono autorską procedurę porównywania postaci drgań przy wykorzystaniu funkcji interpolacyjnej. Wzbudzanie konstrukcji odbywało się przy wykorzystaniu młotka modalnego. Pokazuje to dużą uniwersalność tej metody, umożliwia bowiem badania zarówno konstrukcji o małych i dużych wymiarach, a także wykonanych z różnych materiałów. W pracy [84] przedstawiono wyniki badań modalnych płyty kompozytowej i możliwości ich zastosowania w walidacji opracowanych modeli numerycznych. W odniesieniu do bardzo dużych i skomplikowanych konstrukcji, do wyznaczenia własności dynamicznych należy stosować specjalne podejście. Ze względu na brak możliwości zewnętrznego wzbudzenia, wykorzystuje się w analizie naturalne generowanie drgań przez pracujące urządzenie. Przykład takiego rozwiązania zaprezentowano w pracy [86], w której przedstawiono zastosowanie metody eksperymentalnej do wyznaczenia charakterystyk modalnych, a następnie modernizacji elementów roboczych zwałowarki w kopalni węgla brunatnego. Podobne rozważania przedstawiono również w [87], gdzie wyniki badań eksperymentalnych zestawiono z eksperymentem numerycznym.

Autorzy prac wskazują na duży wpływ drgań elementów konstrukcyjnych systemów uzbrojenia na celność prowadzonego ognia. W większości ograniczają się oni jednak do drgań lufy. W pracy [30] przedstawiono przykładowe rozważania związane z drganiami armaty czołgowej, natomiast w pracy [32] rozważono wpływ drgań przewodu lufy armaty 120 mm na zachowanie pocisku. Autorzy opracowania [56] przedstawili natomiast eksperymentalnonumeryczne analizy drgań przewodu lufy karabinu maszynowego w trakcie prowadzenia ognia. Rozważono tu także zmiany ciśnienia wewnątrz lufy i ich wpływ na obciążenia dynamiczne konstrukcji broni. W systemach uzbrojenia cechujących się dużą szybkostrzelnością, istotnym staje się sposób zamocowania broni. Generowana siła odrzutu o dużej częstotliwości, może wzbudzać drgania konstrukcji, prowadząc tym samym do pogorszenia celności. W pracy [52] przedstawiono problematykę redukcji drgań i poprawy celności ognia karabinu maszynowego, zamontowanego na podstawie trójnogu (tripod). Wykazano duży wpływ częstotliwości drgań własnych konstrukcji wsporczej karabinu na jego celność, a także przedstawiono możliwości optymalizacji własności dynamicznych konstrukcji. Istotnym elementem w konstrukcji kadłuba kołowego transportera opancerzonego jest łożysko wieży. Umożliwia ono jej obrót i odpowiada za przenoszenie sił pomiędzy wieżą a kadłubem. Nieuwzględnienie łożyska w modelu numerycznym transportera wpłynęłoby na jakość odpowiedzi konstrukcji na przykładane obciążenia. Badania wstępne przeprowadzone przez autora niniejszej rozprawy wykazały, że wprowadzenie sztywnego połączenia pomiędzy wieżą a kadłubem, uniemożliwia uzyskanie odpowiedzi otrzymanej w drodze badań własnych.

W literaturze znajdują się różne rozwiązania w zakresie problemu modelowania łożysk. Odnoszą się one głównie do obciążeń w punkcie kontaktu między elementami tocznymi, a bieżniami [16, 99] lub związane są z określeniem oporu toczenia [62]. Do zbudowania modelu korzysta się z elementów bryłowych z modelem materiałowych uwzględniającym elastyczność materiału konstrukcyjnego. Wymienione publikacje dotyczyły bezpośrednio łożysk, które nie były elementem składowym większej, złożonej struktury przenoszonej obciążenia. W przypadku publikacji, w których łożyska stanowiły jeden z elementów składowych złożonych struktur, stosowano pewne uproszczenia przy ich modelowaniu. W pracach [59, 63] oraz [65, 96, 102] zaproponowano uproszczenie polegające na zastosowaniu zastępczych elementów nośnych o odpowiadających im charakterystykach materiałowych. Autorzy prac zastosowali w tym celu elementy belkowe oraz sprężyste o nieliniowych charakterystykach.

W przypadku rozważanego w niniejszej rozprawie obiektu badań, modelowanie kompletnego łożyska z bieżniami i rolkami znacząco skomplikowałoby strukturę modelu wpływając m.in. na znaczące wydłużenie czasu potrzebnego do wykonania obliczeń. Stąd też bieżnie łożyska zamodelowano jako elementy bryłowe, natomiast elementy toczne zastąpiono dyskretnymi elementami sprężysto-tłumiącymi o nieliniowych charakterystykach. Takie podejście umożliwiło uwzględnienie zarówno sztywności łożyska, jak również jego luzu osiowego wynikającego z odkształceń sprężystych elementów składowych. W dostępnej literaturze nie spotkano takiego podejście do modelowania obiektów obciążanych udarem.

# 2.3. Badania obciążeń dynamicznych pojazdów generowanych odziaływaniem uzbrojenia

W przypadku pojazdów opancerzonych jednym ze źródeł działających obciążeń dynamicznych jest siła odrzutu armaty. W ogólnym przypadku ma na nią wpływ kaliber, długość przewodu lufy, prędkość wylotowa pocisku, konstrukcja i typ zastosowanego oporopowrotnika. Istotny jest tu proces przeniesienia siły odrzutu na konstrukcję transportera (węzeł wieża-łożysko-płyta podwieżowa) oraz rozwiązanie zawieszenia pojazdu. Należy wziąć

również pod uwagę gabaryty transportera oraz możliwe warianty wykorzystania uzbrojenia (możliwość strzelań w ruchu, bądź tylko w trakcie postoju, do przodu, tyłu, w lewą i prawą stronę z możliwością podniesienia armaty). Mogą być one ograniczone ze względu na stateczność pojazdu i w skrajnych przypadkach mogą ograniczać możliwość wykorzystania uzbrojenia tylko w przypadku postoju na płaskiej, utwardzonej nawierzchni.

Wyróżnia się dwa główne typy badań obciążeń generowanych oddziaływaniem uzbrojenia:

- poligonowe: badania prototypów i obiektów modernizowanych,
- badania numeryczne (symulacyjne) konstrukcji.

W pierwszym przypadku obiekt poddawany jest badaniom zgodnie z normami obronnymi (NO) oraz wstępnymi wymaganiami taktyczno-technicznymi (WZTT), które określają zakres badań poligonowych. Pozwalają one na identyfikację mocnych i słabych stron badanego pojazdu (np. spiętrzenie naprężeń mogące prowadzić do uszkodzenia konstrukcji) przez pomiary odkształceń, sił, przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń działających na strukturę nośną, skuteczność działania systemu stabilizacji armaty, funkcjonowania urządzeń optoelektronicznych czy możliwości pokonywania przeszkód terenowych.

Badania numeryczne pozwalają natomiast na wielowariantowe analizy (np. różne typy uzbrojenia), pod warunkiem posiadania stosownych informacji o geometrii, masie i masowych momentach bezwładności wieży oraz przebiegu siły w funkcji czasu (impulsu) działającej na konstrukcję pojazdu. Niewątpliwą zaletą tej metody, w porównaniu do badań obiektów rzeczywistych, jest znaczna redukcja kosztów, skrócenie czasu badań, brak zagrożeń. Należy jednak pamiętać, że ostatecznie konstrukcja, już na etapie prototypu, zawsze musi zostać zweryfikowana podczas badań poligonowych.

W pracy [44] podjęto problematykę obciążeń udarowych działających na pojazd podczas realizacji działań ogniowych z wielkokalibrowego moździerza z zastosowaniem podpór, jak i bez podpór w celu poprawy stabilizacji i zapewnienia stateczności pojazdu. Na potrzeby badań opracowano model matematyczny o 6 stopniach swobody. Przeanalizowano wpływ amplitudy siły, czasu jej trwania oraz kąta elewacji lufy na badany pojazd. Przedstawiono wyniki badań w obszarach, które wg. autorów, do tej pory nie były szerzej poruszane w literaturze. Stwierdzono, że strzelanie seriami może powodować dyskomfort załogi i negatywnie wpływać na działanie urządzeń elektronicznych umieszczonych z tyłu pojazdu. Stwierdzono również ryzyko uszkodzenia opony w przypadku zestawu pozbawionego rozstawianych podpór oraz znaczne pogorszenie działania systemów przeciwdziałających sile odrzutu przy znacznych nachyleniach terenu.

W pracy [60] przeanalizowano problematykę trwałości mocowania stanowiska ogniowego składającego się z km M87, kalibru 12,7 mm. Jako kryterium optymalizacyjne przyjęto minimalizację siły działającej na platformę oraz masy konstrukcji mocującej zestaw. Przeprowadzono analizę zagadnienia balistyki wewnętrznej i wynikającą z niej siłę odrzutu karabinu obciążającej konstrukcję. Badania przeprowadzono w oprogramowaniu CATIA V5 R18. W efekcie określono zestaw danych, które można wykorzystać do weryfikacji mobilnych platform pod kątem obciążeń generowanych podczas działań roboczych km M87.

W pracy [3] przedstawiono problematykę wpływu generowanej podczas strzelania siły poprzecznej działającej na pojazd w trakcie ruchu. Na potrzeby badań przyjęto wykorzystanie broni kalibru 57 mm (S-60 AAA) i 75 mm (KwK 42) dla strzelań pod kątem 45° i 90° przy prędkości ruchu 40 i 60 km/h. W oprogramowaniu Matlab-Simulink skonstruowano model o 17 stopniach swobody, który zwalidowano eksperymentalnie dla wariantu generującego największe obciążenia dynamiczne działające na pojazd opancerzony. Wyniki badań symulacyjnych były zgodne z uzyskanymi w ramach badań eksperymentalnych.

W pracach [2, 58, 68] podjęto problematykę stateczności pojazdu przy realizacji strzelań w trakcie ruchu. Jako rozwiązanie zaproponowano wspomaganie działania układu kierowniczego realizowane różnymi metodami. Wspólnym obszarem tych prac było zastosowanie układów regulacji PID (proporcjonalny, całkujący, różniczkujący) działających wg. autorskich układów sprzężeń. Celem badań była minimalizacja przesunięcia bocznego pojazdu w trakcie realizacji działań ogniowych. Niektóre modele symulacyjne dla wybranych warunków były weryfikowane numerycznie (np. przez zwalidowane oprogramowanie CarSim), a niektóre walidowane eksperymentalnie.

W pracy [45] przedstawiono zagadnienie wykorzystania wielkokalibrowej broni (moździerz 120 mm SRAMS) montowanej na lekkich pojazdach opancerzonych, bez wykorzystania dodatkowych podpór. Przeanalizowano warianty: z zawieszeniem pasywnym (standardowa konfiguracja), z zoptymalizowanym zawieszeniem pasywnym i zawieszeniem półaktywnym. Autorzy publikacji opracowali model 2-D pojazdu HMMWV o 6 stopniach swobody. Wskazano, że standardowe zawieszenie lekkiego pojazdu nie jest przewidziane do przenoszenia obciążeń od strzelania, a jedynie dla wymuszeń pochodzących od terenu, którą pojazd się porusza. Propozycja zoptymalizowania standardowego rozwiązania polegała na zwiększeniu o 80% tłumienia w zawieszeniu, natomiast rozwiązanie półaktywnego zawieszenia polegać miało na zastosowaniu tłumików magnetoreologicznych. Zaprezentowano wyniki badań symulacyjnych wykonanych w oprogramowaniu MATLAB, przeanalizowano wpływ proponowanego rozwiązania na celność moździerza oraz wskazano na ryzyko uszkodzenia standardowo stosowanych opon w trakcie realizacji zadań ogniowych.

#### 2.4. Wnioski

Przedstawiona powyżej charakterystyka problemu wynikająca z analizy stanu zagadnienia w dostępnej literaturze (publikowanej oraz niepublikowanej), wskazuje na potrzebę i konieczność prowadzenia prac z tego zakresu i pozwala na wysnucie następujących wniosków ogólnych:

- Dotychczas nie opublikowano kompleksowych wyników badań obciążenia konstrukcji kołowego transportera opancerzonego podczas strzelania z zastosowaniem różnych systemów uzbrojenia.
- W znanych autorowi niniejszej rozprawy pracach nie przedstawiono wyników badań, które mogłyby być podstawą do budowy modelu kołowego transportera opancerzonego i jego walidacji.
- W dostępnej literaturze nie ma modelu numerycznego KTO z płytą podwieżową, łożyskiem i wieżą.
- 4. Nie ma dostępnych danych dotyczących interakcji systemu armata-wieża-kadłub transportera opancerzonego.

#### **3.** CEL I ZAKRES PRACY

Trwałość, niezawodność i bezpieczeństwo kołowych transporterów opancerzonych na współczesnym oraz przyszłym polu walki (symetrycznym oraz niesymetrycznym) zależy w głównej mierze od jakości struktury nośnej uzbrojenia podstawowego, możliwości jej szybkiego dostosowania do różnych typów systemów wieżowych i montowanego w nich uzbrojenia generującego obciążenie. W przypadku rozważanego pojazdu strukturę nośną stanowi kadłub samonośny. Jego analizę skupiono na ocenie możliwości przenoszenia przez jego górną płytę obciążeń statycznych i dynamicznych powstałych w wyniku instalacji i użytkowania różnych systemów uzbrojenia. Możliwość uzyskania, w pewnym zakresie, uniwersalności kadłuba jako nośnika uzbrojenia powinna znacznie skrócić czas ich instalacji i integracji.

Powyższe potwierdza konieczność prowadzenia badań mających na celu zwiększenie zdolności działania kołowych transporterów opancerzonych, identyfikację i eliminację słabych ogniw konstrukcji oraz wskazanie kierunków modyfikacji lub modernizacji.

Celem pracy jest określenie, w oparciu o opracowaną metodykę, jakiego rodzaju systemy uzbrojenia (w tym o większej masie i kalibrze) można zastosować w kołowym transporterze opancerzonym bez ryzyka użytkowania transportera wyposażonego w inne systemy uzbrojenia.

Zakres pracy wynika z założonego sposobu rozwiązania postawionego problemu. Dla osiągnięcia celu obejmuje on następujące przedsięwzięcia:

- Opracowanie modelu wieży z armatą, modelu łożyska wieży i modyfikacja modelu płyty podwieżowej KTO.
- 2. Określenie struktury częstotliwościowej górnej płyty nad przedziałem bojowym i desantowym kadłuba kołowego transportera opancerzonego.
- 3. Wykonanie badań eksperymentalnych obciążania konstrukcji kadłuba z i bez wieży w celu pozyskania danych do walidacji modelu MES.
- 4. Identyfikację obciążeń podczas strzelań z armaty kalibru 120 mm.
- 5. Modelowanie innych systemów uzbrojenia:
  - ➤ armata kalibru 35 mm,
  - ➤ armata kalibru 105 mm oraz 120 mm,
  - moździerza kalibru 120 mm.

6. Wykonanie badań modelowych narażenia kołowego transportera na obciążenia udarowe generowane przez ww. uzbrojenie.

#### 4. ZAGADNIENIA Z BALISTYKI WEWNĘTRZNEJ

Balistyka wg pracy [27] jest dziedziną nauk zajmującą się zagadnieniem ruchu pocisku. Wyróżnia się jej trzy rodzaje, mianowicie balistykę:

- wewnętrzną,
- zewnętrzną,
- końcową.

Balistyka wewnętrzna zajmuje się zjawiskiem spalania ładunku miotającego, wytwarzaniem i zmianami ciśnienia w lufie armaty i ruchem pocisku (w tym dynamiką pocisku i armaty). Balistyka zewnętrzna opisuje zjawiska związane z trajektorią pocisku (w tym jej przewidywanego toru lotu) po opuszczeniu lufy, określaniem czasu i miejsca uderzenia. Balistyka końcowa opisuje zjawiska zachodzące w momencie uderzenia pocisku w cel, w tym penetrację pancerzy, nadciśnieniem wybuchu oraz ich wpływu na najbliższe otoczenie (w tym ludzi). Niekiedy wyróżniany jest czwarty rodzaj zwany balistyką pośrednią. Obejmuje ona początek ruchu pocisku po opuszczeniu lufy armaty (a więc końcową fazę balistyki wewnętrznej oraz początek balistyki zewnętrznej).

Niezależnie od rodzaju uzbrojenia (armata, haubica, moździerz, bezodrzutowy karabin) balistyka wewnętrzna opisuje zjawiska chemiczne, termodynamiczne, kinematyczne i dynamiczne zachodzące w trakcie wystrzału.

Ze względu na tematykę podejmowaną w ramach niniejszej rozprawy, czyli oddziaływania udarowego uzbrojenia na strukturę nośną pojazdu w trakcie realizacji zadań bojowych, obszarem zainteresowania autora jest balistyka wewnętrzna. Pozwala ona opisać interakcję układu pocisk-armata-gazy wylotowe i oszacować działające nań siły, a w efekcie określić wartość i czas działania sił obciążających konstrukcję nośną pojazdu, na którym taki system uzbrojenia został posadowiony.

W celu określenia obciążenia dynamicznego, o charakterze udarowym, działającego na transporter należy zidentyfikować wiele parametrów, m.in.:

- masę zespołu odrzutowego,
- masę pocisku,
- masę i rodzaj ładunku miotającego,
- prędkość początkową pocisku,
- maksymalną prędkość odrzutu,
- drogę swobodnego odrzutu w końcu pierwszego okresu,

- czas trwania powylotowego działania gazów prochowych.

Cały proces realizacji strzału można podzielić na trzy okresy, które omówiono w kolejnych podrozdziałach.

#### 4.1. Okres I odrzutu

Okres I odrzutu to okres działania gazów prochowych. Przed wystrzałem zespół odrzutowy, pocisk i ładunek miotający znajdują się w stanie spoczynku. Dla rozpatrywanego układu siła od ciśnienia gazów prochowych działająca na zamek jest siłą wewnętrzną. Z zasady zachowania pędu otrzymamy, że suma pędu zespołu odrzutowego, ładunku i pocisku w czasie jego ruchu w lufie jest równa impulsowi siły zewnętrznej R [75].

$$-M_0 \cdot V_0 + v_p \cdot m_p + K = \int R dt, \qquad (4.1)$$

przy założeniu, że R = const.

$$-M_0 \cdot V_0 + v_p \cdot m_p + K = R \cdot t, \qquad (4.2)$$

gdzie:

 $M_0$  – masa zespołu odrzutowego,

 $V_0$  – prędkość hamowanego odrzutu,

v<sub>p</sub> – bezwzględna prędkość pocisku,

 $m_p$  – masa pocisku,

K – pęd ładunku miotającego w rozpatrywanej chwili

$$K = \mu \frac{m_p - V_0}{2}.$$
 (4.3)

Dla chwili wylotu pocisku z lufy (t=tw) można określić prędkość hamowanego odrzutu

$$V_{w} = V_{s} - \frac{1}{M_{0}} R_{x} t_{w} \tag{4.4}$$

oraz drogę hamowanego odrzutu

$$X_w = L_s - \frac{1}{M_0} R \frac{t_w^2}{2},\tag{4.5}$$

przy czym prędkość swobodnego odrzutu w momencie wylotu pocisku z lufy określa zależność

$$V_{S} = \frac{m_{p} + 0.5 \cdot m_{m}}{M_{0} + m_{p} + m_{m}} V_{W}, \tag{4.6}$$

natomiast droga swobodnego odrzutu w momencie wylotu pocisku z lufty określa zależność

$$L_{s} = \frac{m_{p} + 0.5 \cdot m_{m}}{M_{0} + m_{p} + m_{m}} l_{p}, \tag{4.7}$$

gdzie:

 $l_p$  – droga pocisku w lufie.

Średnia wartość siły hamującej odrzut określana jest z zależności  $R_x = 0.5(R_0 + R)$ , natomiast czas ruchu pocisku w lufie określa równanie

$$t_{w} = \frac{l_{w}}{0.5V_{0p}}.$$
 (4.8)

Równanie ruchu zespołu odrzutowego ma postać

$$M_0 \frac{dV}{dx} = P - R. \tag{4.9}$$

Przyjmując wykładniczą zmianę siły w okresie powylotowego działania gazów prochowych:

$$P = P_w e^{-\frac{t}{b}},\tag{4.10}$$

gdzie:

 $P_w = s \cdot p_w$  – siła od ciśnienia gazów prochowych działająca na zamek w momencie wylotu pocisku z lufy,

$$t - \text{czas},$$
  
 $b = \frac{(\beta - 0.5)m_m V_{p0}}{s(p_w - p_k)} - \text{parametr funkcji wykładniczej},$ 

 $p_k = 0,2 MPa$  - ciśnienie działające na zamek w końcu powylotowego działania gazów prochowych,

 $p_w$  – ciśnienie działające na zamek w momencie wylotu pocisku z lufy,

s – pole przekroju komory nabojowej,

V<sub>p0</sub>- prędkość początkowa pocisku.

Współczynnik działania gazów prochowych wyznacza się ze wzorów empirycznych.

Zakłady Rheinmetall stosują następującą zależność:

$$\beta = \left(\frac{700 + V_{0p}}{V_{0p}}\right)^{1,1} \quad , \tag{4.11}$$

Wyrażenie na szybkość odrzutu w końcu powylotowego działania gazów prochowych ma postać

$$V_k = V_w + \frac{1}{M_0} [b(P_w - sp_k) - Rt_p], \qquad (4.12)$$

natomiast drogę odrzutu hamowanego określa zależność

$$X_{k} = X_{w} + V_{w}t_{p} + \frac{1}{M_{0}} \{ b [P_{w}t_{p} - b(P_{w} - sp_{k})] - 0.5Rt_{p}^{2} \},$$
(4.13)

gdzie:

 $t_p = 2,303 \cdot b \cdot \log \frac{p_w}{p_k}$  określa czas zakończenia powylotowego działania gazów prochowych. Szybkość hamowanego odrzutu uzyska wartość maksymalną w końcu powylotowego działania gazów prochowych, kiedy  $P_w \ge R$ .

#### 4.2. Okres II odrzutu (drugi okres odrzutu)

Okres II odrzutu to okres działania wyłącznie siły hamującej odrzut [75]. Trwa on tak długo, dopóki energia kinetyczna z pierwszego okresu nie zostanie zużyta na pokonanie siły oporu. Ruch zespołu odrzutowego w tym okresie jest jednostajnie opóźniony, a równanie je opisujące ma postać

$$M_0 \frac{d_2 x}{dt^2} = -R. (4.14)$$

Prędkość i droga odrzutu hamowanego w drugim okresie odrzutu mają odpowiednio postać

$$V = V_k - \frac{1}{M_0} Rt, (4.15)$$

$$X = X_k + V_k t - \frac{1}{M_0} 0.5Rt^2.$$
(4.16)

W końcu drugiego okresu prędkość odrzutu wynosi 0, z pierwszego wyrażenia określamy czas trwania drugiego okresu odrzutu i przyjmuje zależność

$$t = \frac{M_0 V_k}{R}.\tag{4.17}$$

Droga odrzutu wynosi

$$X_m = X_k + V_k t - \frac{1}{M_0} 0,5Rt^2, \qquad (4.18)$$

a całkowity czas trwania odrzutu wynosi

$$t_c = t_w + t_p + t.$$
 (4.19)

#### 4.3. Siła oporu odrzutu

Siła oporu odrzutu jest funkcją czasu. Dokładne jej określenie wymaga uwzględnienia złożonego procesu jaki ma miejsce w trakcie strzelań, dlatego stosuje się model uproszczony. Przewiduje on zastąpienie rzeczywistej siły działającej na pojazd impulsem prostokątnym działającym przez określony czas, którego efekt oddziaływania na pojazd będzie porównywalny do rzeczywistego [75].

Biorąc pod uwagę powyższe założenia, można zastosować przedstawione poniżej równanie na średnią siłę oporu (4.20) wyprowadzone przez Maxa Vallier'a [75]

$$R = \frac{0.5 \cdot M_0 \cdot v_{max}^2}{L_{max} - L_k + v_{max} \cdot t_p'},$$
(4.20)

32

$$v_{max} = \frac{m_p + \beta \cdot m_m}{M_0} \cdot v_0, \tag{4.21}$$

$$\beta = \left(\frac{700 + v_0}{v_0}\right)^{1,1},\tag{4.22}$$

gdzie:

- R siła oporu odrzutu,
- vmax maksymalna prędkość swobodnego odrzutu (dla R=0),
- $L_{max}$  maksymalna droga odrzutu,
- $L_k$  droga odrzutu (dla R=0),
- $t_p$  czas działania gazów powylotowych,
- $m_p$  masa pocisku,
- $v_0$  prędkość początkowa pocisku,
- mm- masa ładunku miotającego.
- $M_0$  masa zespołu odrzutowego,
- $\beta$  współczynnik związany z aktywnością gazów prochowych.

W tabeli 4.1 zestawiono czas i siłę odrzutu dla różnych kalibrów armat [18, 20, 75].

Tabela 4.1. Parametry charakterystyczne odrzutu armat wozów bojowych [18, 20, 75]

Rodzaj uzbrojenia	Droga odrzutu λ [mm]	Czas trwania odrzutu [s]	Siła odrzutu [kN]
armata 125 mm 2A46	340	0,056	524
armata Rh 105-60	300	0,043	550-600
armata Rh 105-30	450	-	400
armata Rh 105-20	600	-	300
armata Rh 105-11	900	-	150
armata Rh 120-30 i RUAG	500	0,018	300
armata Rh 120-20 i OTO Melara	500	~0,026	200
armata 120 mm L44	340-370	0,058	411
armata 120 mm L55	-	0,049	597
armata 30 mm 2A42	30-35	-	40
armata 30 mm Bushmaster Mk44	-	0,018	35
armata 35 mm KDA	56	-	29,4

Wartość siły odrzutu rośnie wraz ze zwiększaniem kalibru oraz długości przewodu lufy armaty. W przypadku lżejszych pojazdów, w celu ograniczenia wartości siły odrzutu oddziałującej na czopy armaty (przy tym samym kalibrze), następnie na wieżę i kadłub, opracowuje się rozwiązania konstrukcyjne oporopowrotników umożliwiające zapewnienie odpowiedniej drogi odrzutu armaty (zasadniczo jest ona uwarunkowana wymiarami systemu wieżowego). Efektem takiego zabiegu jest wydłużenie czasu trwania przebiegu siły w czasie, co prowadzi do zmniejszenia jej maksymalnej wartości. Jednakże poziom oddziałującego impulsu siły na zespół odrzutowy jest porównywalny (4.23) do rozwiązania standardowego (o nominalnej drodze odrzutu).

$$I = F_1 \cdot t_1 = F_2 \cdot t_2, \tag{4.23}$$

gdzie:

*I* – impuls siły,

F-wartość siły,

*t* – czas oddziaływania siły.

Ze względu na niejawny charakter danych niezbędnych do obliczenia wartości sił odrzutu zdecydowano się na skorzystanie z danych literaturowych do wyznaczenia wartości sił odrzutu.

#### 5. OBIEKT BADAŃ

Obiektem badań jest kołowy transporter opancerzony. Jest to ośmiokołowy transporter z uzbrojeniem głównym, którym jest armata kalibru 30 mm zainstalowana w obrotowej wieży. Samonośny kadłub transportera spawany jest ze stalowych blach pancernych. W zakresie ochrony załogi istnieje możliwość instalacji dodatkowego pancerza zewnętrznego. Kadłub transportera połączony jest ze zintegrowanym wspornikiem pośrednim, do którego mocowane są elementy zawieszenia kół, układu napędowego i kierowniczego. W obręczach kół ogumionych zastosowano wkładki typu run-flat, a pojazd wyposażono w układ CPK (centralnego pompowania kół). Załogę stanowi trzech żołnierzy (dowódca, kierowca, działonowy), we wnętrzu przewożonych jest, w zależności od wersji, 6-8 żołnierzy desantu.

Ogólny podział funkcjonalny obiektu badań przedstawiono na rys. 5.1. W wersji bojowej wyróżnić można trzy przedziały, w których znajduje się załoga i desant:

- przedział kierowcy (1) zaznaczony kolorem szarym,
- przedział dowódcy i kierowania ogniem (w wieży) (3) zaznaczony kolorem pomarańczowym,
- przedział desantu (4) zaznaczony kolorem zielonym.

Na rys. 5.1 wydzielono również przedział silnikowy (2) oznaczony kolorem żółtym.

Kołowy transporter opancerzony ma napęd na wszystkie koła (8x8). Posiada niezależne zawieszenie hydropneumatyczne i podwójne wahacze prowadzące koła. Samonośne nadwozie wykonane jest ze spawanych stalowych blach tworzących kadłub z płaskim dnem (zamkniętej konstrukcji skrzyniowej), które posadowiono na zintegrowanym wsporniku pośrednim.



Rys. 5.1. Przedziały funkcjonalne KTO: 1- kierowania, 2- napędowy, 3 - dowódcy i działonowego, 4 – desantu

#### Model obliczeniowy obiektu badań

Ze względu na złożoność konstrukcji transportera w procesie modelowania przyjęto pewne założenia. Elementy konstrukcyjne kadłuba, wspornik pośredni oraz ogumienie zamodelowano jako elementy deformowalne. Odwzorowano geometrię oraz właściwości elementów kadłuba i ogumienia. Zespoły i elementy o dużej sztywności potraktowano jako ciała sztywne o danej masie i masowych momentach bezwładności, a pomiędzy zespołami i elementami pojazdu możliwe jest występowanie wzajemnego oddziaływania. Uwzględniono również nieliniowe charakterystyki sprężysto-tłumiące elementów zawieszenia oraz elementów wyposażenia wewnętrznego.

Model kadłuba składa się z około 145 tysięcy elementów, głównie powłokowych. Punktem wyjścia do realizacji badań jest model MES transportera przygotowany w oprogramowaniu LS-PrePost, rozwijany w zrealizowanych kilku projektach PBG/12-197/WAT/2007, PBR/15-222/2009/WAT, PBG/12-547/WAT/2010, PBR/15-100/2013/WAT. Prace te w dużej mierze dotyczyły oddziaływania ładunków wybuchowych (min, IED). Szczególną uwagę skupiono w nich na płycie dennej transportera, zintegrowanym wsporniku pośrednim, zawieszeniu, kołach jezdnych oraz płytach bocznych. Na całkowity model składa się wiele modeli częściowych. Badania obejmowały określenie obciążeń działających na transporter, jego wyposażenie oraz załogę. W ramach tego modelu przewidziano możliwość posadowienia manekinów na siedzisku kierowcy oraz na siedziskach w przedziale desantowym. Przewidziano również możliwość instalacji urządzeń wyposażenia wewnętrznego (urządzenia do komunikacji FONET, pakiet akumulatorów, itp.). Kadłub transportera łączy się ze zintegrowanym wspornikiem pośrednim, do którego dołączone są elementy konstrukcyjne zawieszenia oraz układu napędowego. W przypadku części zespołów, których zadaniem jest przenoszenie sił pomiędzy innymi elementami (np. wahacze), odwzorowano masy oraz masowe momenty bezwładności, a do definicji ich właściwości użyto modelu ciała sztywnego - MAT RIGID niezbędnego np. przy definiowaniu połączeń przegubowych. Elementy sprężysto-tłumiące zawieszenia zamodelowano jako elementy dyskretne.

Na piastach kół zamodelowano elastyczne ogumienie z wykorzystaniem elementów bryłowych. Ich zadaniem jest odwzorowanie charakterystyki promieniowej opony. Pomiędzy każdym z kół a powierzchnią sztywnego podłoża zdefiniowano kontakt. Umożliwił on odwzorowanie więzów jednostronnych oraz tarcie występujące między podłożem i oponą.

Istotnym elementem tworzonego, z wykorzystaniem metody elementów skończonych modelu obiektu, jest dobór odpowiednich modeli materiałowych. W pakiecie oprogramowania
LS-Dyna zaimplementowano wiele modeli materiałowych, obejmujących różne modele konstytutywne. W zależności od potrzeb mogą to być modele umożliwiające realizację obliczeń dla materiałów elastycznych, elastyczno-plastycznych, wiskoelastycznych, materiałów wykonanych z pianki, gumy czy kompozytów. W przypadku omawianego modelu transportera, do modelowania właściwości materiałowych kadłuba wybrano model Johnsona-Cooka.

Kadłub zbudowano z płyt wykonanych ze stali pancernej ARMOX 500T [74]. Wybrany do badań numerycznych model materiałowy uwzględnia parametry występujące w zależności (5.1) określające właściwości elastyczne i plastyczne z uwzględnieniem umacniania materiałowego wraz z szybkością odkształcenia. Dane materiałowe dla modelu materiałowego przedstawiono w tabeli 5.1. Na wybór modelu konstytutywnego materiału elementów powłokowych tworzących poszycie kadłuba miał przewidywany zakres badań numerycznych kadłuba. Obejmował on między innymi identyfikację odkształceń konstrukcji występujących w następstwie szybkozmiennych obciążeń generowanych podczas użytkowania uzbrojenia (siła oporu odrzutu), jak również obciążeń konstrukcji powstałych w wyniku oddziaływania fali wybuchowej. Model Johnsona-Cooka (JC) umożliwia uwzględnienie umocnienia materiałowego wraz z szybkością odkształcenia przy założeniu, że zależność ta jest liniowa lub półlogarytmiczna. Model jest szeroko wykorzystywany w modelowaniu zagadnień związanych z badaniami prób zderzeniowych pojazdów oraz w zagadnieniach oddziaływania na konstrukcję ładunków wybuchowych [7, 69]. Model JC opisany jest równaniem [42, 57]:

$$\sigma(\varepsilon, \dot{\varepsilon}) = (A + B \cdot \varepsilon^n) \cdot \left(1 + C \cdot ln\left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0}\right)\right), \tag{5.1}$$

gdzie *A*, *B*, *C*, *n* są stałymi materiałowymi,  $\varepsilon$  odkształcenie plastyczne rzeczywiste,  $\dot{\varepsilon}$  bieżąca szybkość odkształcenia,  $\dot{\varepsilon}_0$  szybkość odkształcenia dla szybkości referencyjnej.

Dane materiałowe dotyczące właściwości mechanicznych dla stali Armox 500T zaczerpnięto z pracy [74]. W tabeli 5.1 zestawiono dane materiałowe oraz parametry modelu JC wykorzystane przy modelowaniu właściwości płyt tworzących kadłub, których nie zmieniano badaniach modelowych.

R <sub>p</sub> 0.2 [MPa]	Rm [MPa]	A5 [%]	Twardość HBW	Moduł Younga E [GPa]
1250 (minimum)	1450–1750	8 (minimum)	480–540	207
A [MPa]	B [MPa]	n	С	m
849	1340	0,0923	0,00541	0,870

Tabela 5.1. Dane materialowe i parametry do modelu konstytutywnego Johnsona-Cooka [74]

Opisany powyżej model kołowego transportera opancerzonego stanowił bazę badań modelowych. Ze względu na dotychczasowy zakres zrealizowanych badań obszar górnej płyty (podwieżowej) nie był ich istotnym elementem. Dotyczyły one przede wszystkim obciążania falą powybuchową zintegrowanego wspornika pośredniego, elementów układu napędowego, zawieszenia, płyty dennej, burt transportera oraz oddziaływania na wyposażenie wewnętrzne (urządzenia) oraz załogę (kierowcę w przedziale kierowania oraz żołnierzy w przedziale desantowym).

W procesie modyfikacji analizowanego modelu numerycznego obiektu badań koniecznym było wydzielenie, z kompletnego modelu, modeli istotnych elementów konstrukcyjnych. Punktem odniesienia był obiekt składający się z kadłuba transportera w wersji bojowej oraz z wieży.

Na rys. 5.2 przedstawiono widok ogólny kadłuba. Na rys. 5.3a przedstawiono widok dostępnej do badań wieży, natomiast na rys. 5.3b widok górnej płyty kadłuba pojazdu z zamontowanym łożyskiem wieży.



Rys. 5.2. Widok kadłuba

Modyfikacja modelu złożonej konstrukcji górnej płyty kadłuba objęła uszczegółowienie modelu poprzez wprowadzenie profili zwiększających jej sztywność w bezpośrednim sąsiedztwie otworu pod łożysko wieży (rys. 5.4d). W efekcie:

- zmodyfikowano siatkę tworzącą elementy górnej płyty transportera w obszarze między łożyskiem a jej wspornikami tak, aby uzyskać pełną informację o odkształceniach konstrukcji kadłuba (rys. 5.4b),
- zmodyfikowano obszar otworów pod pokrywy w tylnej części przedziału desantowego (rys. 5.4c),

 przygotowano i opracowano model łożyska wieży (5.4a) stanowiącego węzeł przenoszący siły i momenty pomiędzy konstrukcją kadłuba i skorupą wieży o stanie kompletacji przedstawionej na rys. 5.3a.



Rys. 5.3. Widok: a) skorupy wieży, b) górnej płyty transportera z łożyskiem



Rys. 5.4. Modyfikacje wprowadzone w modelu górnej płyty transportera: a) model łożyska, b) siatka płyty, c) otwór na włazy, d) profile usztywniające konstrukcję górnej płyty transportera w obszarze otworu na wieżę

W przypadku rozważanego w niniejszej rozprawie obiektu badań modelowanie kompletnego łożyska z wałeczkami znacząco skomplikowałoby strukturę modelu wpływając negatywnie na czas potrzebny do wykonania obliczeń. Dlatego bieżnie łożyska zamodelowano jako elementy bryłowe, natomiast elementy toczne zastąpiono dyskretnymi elementami sprężysto-tłumiącymi o nieliniowych charakterystykach. Takie podejście umożliwiło uwzględnienie zarówno sztywności łożyska, jak również wartości luzu osiowego wstępnie obciążonego łożyska.

W celu pozyskania danych, niezbędnych do walidacji przygotowywanego modelu numerycznego kadłuba, zaplanowano badania eksperymentalne obejmujące odpowiedź struktury nośnej górnej płyty (kadłuba) pojazdu na obciążenie udarowe. Zaplanowano, że źródłem generującym udar będzie spadający z określonej wysokości blok stalowy o znanej masie uderzający w przednią część wieży. Analiza konstrukcji obiektu badań wykazała brak możliwości bezpośredniego oddziaływania udaru na wieżę i wykonania badań na obiekcie ukompletowanym w takim stopniu jak przedstawia to rys. 5.3a. Wynika to stąd, że kształt i geometria elementów konstrukcyjnych wieży utrudnia bezpośrednie przyłożenie siły w miejscu osadzenia czopów armaty, jak w rzeczywistej wieży podczas strzelania. Koniecznym było zatem zaprojektowanie i wykonanie konstrukcji, która to umożliwi. Wstępne badania modelowe wykazały, że konstrukcja w postaci sztywnego zderzaka o przekroju ceowym (model na rys. 5.5a,b) nie dawała możliwości regulacji czasu trwania oraz wartości impulsu siły. Ponadto obciążenie mogło powodować odkształcenia plastyczne rozważanej konstrukcji. Z tego względu podjęto decyzję o rozbudowaniu konstrukcji, przyjmując następujące założenia:

- umożliwienie realizacji badań nieniszczących,
- zapewnienie pojedynczego uderzenia masy w zderzak (bez podwójnych i wielokrotnych uderzeń w trakcie jednej próby),
- zapewnienie powtarzalności,
- zapewnienie możliwości regulacji zarówno czasu trwania, jak i wartości impulsu siły obciążającej badaną konstrukcję,
- zmniejszenie do minimum prawdopodobieństwa jego zniszczenia.

Biorąc pod uwagę powyższe założenia, zaprojektowano, wykonano i przebadano mechanizm cierny – hamulec tarciowy. Płaskownik, będący elementem ruchomym, umieszczono w zaciskach hamulca stanowiących konstrukcyjnie jedną całość z wieżą. Na rys. 5.5c przedstawiono całą konstrukcję symulującą zespół odrzutowy z elementami umożliwiającymi

jego mocowanie do wieży, natomiast na rys. 5.5d jej model. Proponowane rozwiązanie spełniło przyjęte założenia.



*Rys. 5.5. Widok: a) modelu ceownika, b) mapy naprężeń, c) adaptera z hamulcem tarciowym (symulator siły odrzutu), b) modelu adaptera* 

Do oceny poprawności konstrukcji symulatora zespołu odrzutowego armaty przeprowadzono wstępne próby eksperymentalne, które zrealizowano na stanowisku do badania elementów podatnych. Podczas badań stanowiskowych mierzono siłę potrzebną do przemieszczenia płaskownika w zaciskach hamulca oraz przemieszczenie podstawy, na której posadowiono konstrukcję hamulca ciernego. Widok stanowiska w trakcie badań z wyróżnieniem elementów składowych przedstawiono na rys. 5.6. W efekcie uzyskano szereg przebiegów sił, potrzebnych do pokonania sił tarcia, dla różnych momentów dokręcenia śrub ściskających płaskownik w szczękach. Powierzchnie skojarzenia ciernego (stal po stali) płaskownik-szczęki były pokryte smarem grafitowym. Dla każdego momentu dokręcenia śrub wykonano kilka prób. Na ich podstawie wyznaczono średnie wartości sił potrzebnych do płaskownika (sił tarcia). Przykładowe, przemieszczania zarejestrowane przebiegi zaprezentowano na rys. 5.7, natomiast w tabeli 5.2 zestawiono wartości sił tarcia uzyskanych dla różnych momentów dokręcenia śrub. Zaobserwowano w przybliżeniu liniowy przyrost siły potrzebnej do przemieszczania płaskownika w funkcji wzrostu momentu dokręcenia śrub. Wyniki badań dla momentu dokręcenia 60 N·m (oraz większych) pozwoliły uzyskać wartości sił porównywalne do sił odrzutu, które występują przy strzelaniu z armaty kalibru 20-30 mm.



Rys. 5.6. Widok stanowiska w trakcie badań hamulca tarciowego: waga umieszczona na płaskiej podstawie stanowiska (1), dwuteowniki (2), hamulec tarciowy (3), śruby regulujące moment dokręcenia szczęk (4), czujnik przemieszczenia (5), trawers (6)



Rys. 5.7. Wykres siły niezbędnej do przemieszczenia zderzaka (płaskownika) dla momentów dokręcenia 60 oraz 80 N·m (każdej z sześciu śrub)

W procesie walidacji wykonano również badania stanowiskowe, których celem było określenie masy kadłuba, łożyska oraz wieży. Do określenia masy kadłuba użyto czterech wag (model WWSE6TRFR2) o zakresie pomiarowym do 6000 kg i dokładności pomiaru 2 kg. Do określenia masy łożyska użyto wagi (typ TPS600) o zakresie pomiarowym do 600 kg i dokładności pomiaru 0,2 kg, natomiast w przypadku wieży wykorzystano wagę podwieszaną Steinberg o zakresie pomiarowym do 5000 kg i dokładności pomiaru 2 kg.

Lp.	Moment dokręcenia śrub hamulca [N·m]	Siła tarcia [kN]
1.	20	8,71
2.	40	15,41
3.	60	21,23
4.	80	26,70
5.	100	31,13

Tabela 5.2. Zestawienie wartości momentów dokręcenia śrub i sił tarcia

Do zrealizowania wielowariantowych badań modelowych przygotowano dane i opracowano odpowiednie modele wieży, różniące się stopniem kompletacji. Pierwszy model odpowiada wieży w wersji bojowej, który przedstawiono na rys. 5.8a, natomiast drugi model wieży z symulatorem zespołu odrzutowego armaty przedstawiono na rys. 5.8b. Drugi model został wykorzystany w badaniach walidacyjnych. Do modelowania wieży wykorzystano w głównej mierze model materiałowy MAT\_RIGID. Płytę dna wieży w obydwu przypadkach zamodelowano z wykorzystaniem modelu elastycznego (MAT\_ELASTIC), nim też zamodelowano model symulatora zespołu odrzutowego armaty (rys. 5.8b) zainstalowany w przedniej części wieży (oznaczono szarym kolorem).



Rys. 5.8. Model: a) wieży bojowej z koszem, b) wieży z zainstalowanym symulatorem zespołu odrzutowego, c) wieża z armatą kalibru 35 mm, d) wieża z armatą kalibru 105/120 mm, e) moździerz kalibru 120 mm

Do realizacji badań modelowych, obciążenia struktury nośnej kołowego transportera opancerzonego innymi systemami uzbrojenia, przygotowano modele w postaci: bezzałogowej

wieży z armatą kalibru 35 mm (rys. 5.8c), wieży z armatą kalibru 105/120 mm (rys 5.8d) oraz wieży z zainstalowanym moździerzem kalibru 120 mm (rys. 5.8e). Przy opracowaniu modeli wzorowano się na rozwiązaniach stosowanych przy tego typu uzbrojeniu.

# 6. METODY OBLICZENIOWE

Do obliczeń wykorzystano pakiet oprogramowania LS-Dyna. Umożliwia ono wykorzystanie jawnej metody całkowania (explicit) oraz metody niejawnej (implicit). W przypadku metody jawnej poszukuje się rozwiązania kolejnego kroku korzystając z wyników aktualnego kroku. Domyślną w takim przypadku metodą całkowania jest metoda różnic centralnych. W celu rozwiązania układu równań, którego zapis macierzowy ma postać:

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{x}}_i + \boldsymbol{C}\dot{\boldsymbol{x}}_i + \boldsymbol{K}\boldsymbol{x}_i = \boldsymbol{F}_i \tag{6.1}$$

przeprowadza się dyskretyzację dziedziny czasu, natomiast przyspieszenie i prędkość wyrażone są zależnościami:

$$\ddot{x}_i = \frac{x_{i+\Delta t} - 2x_i + x_{i-\Delta t}}{\Delta t^2},\tag{6.2}$$

$$\dot{x}_n = \frac{x_{i+\Delta t} - x_{i-\Delta t}}{2\Delta t}.$$
(6.3)

gdzie:

*M* – macierz bezwładności,

*C* – macierz tłumienia,

*K* – macierz sztywności,

$$F_i$$
 – wektor obciążeń.

$$\ddot{x}$$
 – przyspieszenie,

 $\dot{x}$  – prędkość,

 $\Delta t$  – krok całkowania.

Po podstawieniu zależności (6.2) i (6.3) do równania (6.1) otrzymuje się:

$$\boldsymbol{M}\frac{x_{i+\Delta t}-2x_i+x_{i-\Delta t}}{\Delta t^2} + \boldsymbol{C}\frac{x_{i+\Delta t}-x_{i-\Delta t}}{2\Delta t} + \boldsymbol{K}x_i = \boldsymbol{F}_i.$$
(6.4)

Krok całkowania zależy od wielkości elementów skończonych, zastosowanych materiałów (istotna jest prędkość propagacji dźwięku) czy też występowania algorytmu kontaktu. Wadą tej metody jest warunkowa stabilność ograniczająca długość kroku całkowania. Przekłada się to na zwiększenie liczby kroków całkowania w celu znalezienia rozwiązania. Użycie tej metody zmniejsza zapotrzebowanie na pamięć potrzebną do realizacji obliczeń.

Metoda jawna wykorzystywana jest do krótkotrwałych symulacji dotyczących szybkozmiennych zjawisk takich jak: zderzenia pojazdów (testy zderzeniowe), obciążenia obiektów falą wybuchową, oddziaływania na obiekty szybkozmiennych obciążeń zewnętrznych.

W metodzie niejawnej zazwyczaj stosuje się procedury iteracyjne, których celem jest próba spełnienia równania ruchu na końcu kroku. Metoda ta jest przydatna przy badaniach statycznych, quasistatycznych i wolnozmiennych przebiegach dynamicznych – symulacjach trwających kilka-kilkanaście sekund i dłużej. W przypadku badań statycznych, w równaniu (6.4) macierz mas M=0, a poszukiwane rozwiązanie jest funkcją wektora przemieszczeń (x).

W przypadku badań dynamicznych w ramach niejawnego modelu obliczeniowego, domyślnym algorytmem jest metoda Newmarka o stałej wartości przyspieszenia. Dostępne są również inne schematy obliczeń, a ich wybór zależy od zdefiniowanych przez użytkownika parametrów  $\beta$  i  $\gamma$ . Poszukiwane rozwiązanie jest funkcją przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia. W schemacie całkowania Newmarka występują następujące zależności wiążące przyspieszenie i prędkość:

$$\ddot{x}^{i+1} = \frac{\Delta x}{\beta \Delta t^2} - \frac{\dot{x}^i}{\beta \Delta t} - \frac{1}{\beta} \left(\frac{1}{2} - \beta\right) \ddot{x}^i, \tag{6.5}$$

$$\dot{x}^{i+1} = \dot{x}^i + \Delta t (1-\gamma) \ddot{x}^i + \gamma \Delta t \ddot{x}, \qquad (6.6)$$

$$x^{i+1} = x^i + \Delta x, \tag{6.7}$$

gdzie:

 $\Delta t$  – krok czasowy,

 $\Delta x$  – całkowite przemieszczenie od kroku i do kroku *i*+1,

*i* – krok obliczeniowy,

 $\beta$ ,  $\gamma$  – parametry metody (dla parametrów:  $\gamma = 1/2$  oraz  $\beta = 1/4$  schemat jest stabilny dla dowolnego kroku obliczeniowego,  $\gamma = 1/2$  oraz  $\beta = 0$  uzyskujemy algorytm różnic centralnych wykorzystywany w metodzie jawnej).

Wybór metody obliczeniowej, gęstość siatki elementów skończonych, sformułowanie elementu skończonego oraz schemat całkowania równania ruchu mogą mieć istotny wpływ na wpływ na wyniki badań symulacyjnych [64].

Stabilność metody nie zależy od kroku czasowego [42]. Zaletą metody implicit względem explicit może być 100 do 10000 razy mniejsza liczba kroków obliczeniowych potrzebnych do znalezienia rozwiązania (równowagi). Niestety w praktyce nie musi się to przekładać na skrócenie czasu potrzebnego do uzyskania rozwiązania. W przypadku modeli, w których nie jest możliwe zdefiniowanie warunków brzegowych (utwierdzenia) znalezienie rozwiązania może być niemożliwe. Metoda niejawna ma znacznie większe zapotrzebowanie na pamięć operacyjną potrzebną do obliczeń, a w przypadku modeli silnie nieliniowych ze zjawiskiem kontaktu może pojawić się problem ze zbieżnością rozwiązania iteracyjnego.

# 7. ANALIZA DRGAŃ WŁASNYCH PŁYTY PODWIEŻOWEJ

Celem badań było zidentyfikowanie częstotliwości i postaci drgań własnych górnej płyty transportera znajdującej się nad przedziałem bojowym i desantowym ("płyta podwieżowa"). Stanowią one podstawę do częściowej walidacji modelu numerycznego struktury nośnej pojazdu.

Badania eksperymentalne kadłuba kołowego transportera opancerzonego zrealizowano w hangarze Parku Techniki Wojskowej WAT (PTW WAT), natomiast modelowe zrealizowano w pakiecie oprogramowania LS-Dyna. W obu badaniach rozważono następujące konfiguracje:

- 1. Podstawowa konfiguracja badania kadłuba bazowego.
- 2. Pierwsza konfiguracja montaż w kadłubie bazowym wsporników płyty podwieżowej.
- 3. Druga konfiguracja uzupełnienie pierwszej łożyskiem wieży.
- Trzecia konfiguracja uzupełnienie drugiej poprzez montaż wieży za pośrednictwem łożyska.

Walidację modelu dla trzeciej konfiguracji w zakresie struktury częstotliwościowej modelu w obszarze płyty podwieżowej przedstawiono w rozdziale 9.2.

# 7.1. Badania eksperymentalne

Do identyfikacji istotnych właściwości obiektu w badaniach wykorzystano analizę modalną. Pozwala ona na wyznaczenie częstotliwości drgań własnych i odpowiadających im postaci drgań oraz określenie współczynników tłumienia materiałowego. System pomiarowy zbudowano w oparciu o 8-kanałowy kondycjoner drgań Sirius+ z oprogramowaniem Dewesoft X, jego schemat przedstawiono na rys. 7.1.



Rys. 7.1. Schemat układu pomiarowego: górna płyta transportera (obiekt badań) młotek modalny (wymuszenie), siedem piezoelektrycznych akcelerometrów (pomiar odpowiedzi płyty na wprowadzone wymuszenie), analizator Sirius, komputer z oprogramowaniem DewesoftX (konfiguracja eksperymentu, akwizycja i wstępna obróbka danych)

Badania identyfikacyjne w eksperymentalnej analizie modalnej, polegają na wymuszeniu drgań obiektu przy jednoczesnym pomiarze siły wymuszającej i odpowiedzi układu, najczęściej w postaci widma przyspieszeń drgań. W przeprowadzonych badaniach eksperymentalnych wykorzystano młotek modalny firmy Bruel&Kjaer (B&K) typ 8200 i akcelerometry ICP B&K typ 4395 oraz Endevco typ 44A16.

Na górnej płycie kadłuba wyznaczono 114 punktów pomiarowych, które były wzbudzane za pomocą młotka modalnego. Odpowiedź układu była rejestrowana przy użyciu siedmiu akcelerometrów rozmieszczonych w wybranych punktach płyty górnej (podwieżowej) kadłuba przedstawionych na rys. 7.2. Na rys. 7.2b przedstawiono schemat siatki pomiarowej. Białym kolorem oznaczono miejsca, w które uderzano młotkiem, natomiast żółtym kolorem oznaczono rozmieszczenie akcelerometrów oraz miejsca, w które również uderzano młotkiem. Podwójna funkcjonalność punktów pomiarowych była możliwa ze względu sposób wprowadzania wymuszenia. Akcelerometry rozmieszczono na powierzchni górnej płyty kadłuba, natomiast uderzenia młotkiem realizowano od spodniej powierzchni płyty – z przedziału desantowego. Na rys. 7.3 przedstawiono widok analizatora oraz komputera z oprogramowaniem DewesoftX.



a) górna płyta transportera

b) schemat siatki pomiarowej

Rys. 7.2. Widok: a) górnej płyty transportera z aparaturą pomiarową, b) rozmieszczenie punktów pomiarowych (punkty oznaczone białym i żółtym kolorem), po drugiej stronie płyty (punkty oznaczone żółtym kolorem) zamocowano akcelerometry

Podczas pomiarów wykorzystano metodę ruchomego młotka, w której położenie akcelerometrów nie zmieniało się, zmieniał się natomiast punkt uderzania młotkiem

modalnym. Uderzanie w kolejne punkty górnej płyty kadłuba wzbudzało jej drgania. W każdym punkcie pomiarowym siła uderzenia była oceniana na podstawie przekroczenia minimalnej i maksymalnej wartości impulsu siły oraz wystąpienia zjawiska podwójnego uderzenia. W celu poprawy jakości wyników dla każdego punktu pomiarowego wykonano trzy uderzenia, a uzyskane wyniki były uśredniane.



*Rys.* 7.3. Aparatura pomiarowa: ośmiokanałowy analizator Sirius Acc+, notebook z oprogramowaniem DewesoftX

Na potrzeby identyfikacji postaci drgań własnych, w systemie DewesoftX przygotowano model siatki uwzględniający rozmieszczenie punktów pomiarowych wyznaczonych na obiekcie rzeczywistym. Na ich podstawie zbudowano trójwęzłowe i czterowęzłowe elementy powłokowe. Są one niezbędne do wizualizacji postaci drgań własnych badanej płyty. Widok płyty przygotowanej w środowisku Dewesoft przedstawiono na rys. 7.4. Żółtymi punktami wyróżniono 114 węzłów tworzących siatkę pomiarową. Liczba węzłów tworzących siatkę pomiarową, może mieć wpływ na jakość uzyskiwanych wyników. Im mniejsza ich liczba, tym bardziej utrudniona jest identyfikacja złożonych postaci drgań [100].

Okno interfejsu programu w trakcie badań modalnych przedstawiono na rys. 7.5. W lewej części możliwe było monitorowanie postępu w realizacji badań (odliczanie trzech uderzeń), oraz możliwość odrzucenia ostatniego uderzenia lub powtórzenia pomiarów dla danego punktu konstrukcji. W prawej części możliwy był podgląd rejestrowanych sygnałów wejściowych i wyjściowych (zarówno przebiegi czasowe jak i widma FFT) oraz monitorowanie

ewentualnego przekroczenia zakresów pomiarowych czujników wykorzystywanych w trakcie badań. Oprogramowanie umożliwiało monitorowanie na bieżąco jakości uderzeń i w przypadku stwierdzenia nieprawidłowości wprowadzone uderzenie (wymuszenie) lub ich serię można odrzucić z puli analizowanych i dokonać ponownego pomiaru. W trakcie badań należało unikać sytuacji objawiającej się wystąpieniem zjawiska wielokrotnego uderzenia.



Rys. 7.4. Widok siatki pomiarowej zdefiniowanej w programie DewesoftX3



Rys. 7.5. Interfejs programu DewesoftX przeznaczony do eksperymentalnej analizy modalnej

Na rys. 7.6 przedstawiono przykładowy, wykonany w sposób poprawny przebieg wymuszenia, a na rys. 7.7 przebieg odpowiedzi badanej konstrukcji. Na rys. 7.8 przedstawiono przykładowy przebieg wymuszenia, które wykonano w sposób niepoprawny (wystąpiło podwójne uderzenie młotkiem o płytę). Tego typu przebiegi ulegały odrzuceniu.



Rys. 7.6. Przykład prawidłowego uderzenia



Rys. 7.7. Przykład odpowiedzi badanej konstrukcji



Rys. 7.8. Przykład nieprawidłowego (podwójnego) uderzenia

System Dewesoft w czasie rzeczywistym rejestrował i analizował sygnały wejściowe i wyjściowe obliczając funkcję przejścia opisaną równaniem (7.1) [29]:

$$TF(\omega) = \frac{S_{xy}(\omega)}{S_{xx}(\omega)}$$
(7.1)

gdzie:

 $TF(\omega)$  – funkcja przejścia w domenie częstotliwościowej,

 $S_{xy}(\omega)$  – gęstość spektralna wzajemna w domenie częstotliwościowej wymuszenia X (siły) oraz zarejestrowanej odpowiedzi struktury Y (przyspieszenie),

 $S_{xx}(\omega)$  – dyskretna transformata widmowej gęstości mocy w domenie częstotliwościowej wymuszenia *X*(t) (siły).

W procesie badawczym wykorzystano estymator H1( $\omega$ ), który zakłada, że sygnał wyjściowy w porównaniu do wejściowego jest zaszumiony. Funkcja została określona dla każdej pary (wymuszenie-odpowiedź) otrzymując dla badanego obiektu 798 funkcji przejścia. Osiągnięcie lokalnego maksimum funkcji przejścia przy jednoczesnej zmianie fazy oznacza zazwyczaj wystąpienie rezonansu. Przy wykorzystaniu zależności (7.2) obliczono wartość funkcji MIF (Mode Indicator Function) [28]:

$$MIF = 1 - \left(\frac{\sum_{i,j=1}^{n} Real(TF_{ij}(\omega)) \cdot |TF_{ij}(\omega)|}{\sum_{i,j=1}^{n} |TF_{ij}(\omega)|^{2}}\right)$$
(7.2)

gdzie:

 $TF_{ij}(\omega)$  – funkcje przejścia między wymuszeniem poszczególnych punktów (i=1,..., 114), a odpowiedzią badanej płyty (j=1,..., 7),

 $Real(TF_{ij}(\omega)) - część rzeczywista funkcji przejścia,$ 

 $|TF_{ij}(\omega)|$  – moduł funkcji przejścia.

Funkcja MIF o wartości bliskiej jeden oznacza wystąpienie częstotliwości drgań własnych i stowarzyszonej z nią postacią drgań.

## Wyniki badań eksperymentalnych

Uzyskane z badań eksperymentalnych rezultaty, dla wyżej wymienionych konfiguracji ukompletowania obiektu, przedstawiono na rys 7.9-7.12.

Na rys. 7.9 przedstawiono zidentyfikowane postacie drgań własnych górnej płyty transportera dla podstawowej konfiguracji obiektu badań. Pierwszą postać (rys. 7.9a) stanowiły drgania pionowe płyty w obszarze między otworem na wieżę, a otworem na włazy przedziału

desantowego. Ich koncentracja wystąpiła w centralnej części wskazanego obszaru płyty. Częstotliwość drgań własnych osiągnęła wartość 21,4 Hz.

Drugą postać (rys. 7.9b) stanowiły naprzemienne (odwrócone w fazie) pionowe drgania płyty względem podłużnej osi (oś x) układu współrzędnych. Wystąpiły one w obszarze przedniej części otworu na włazy w przedziale desantowym. Dostrzeżono wyraźny podział na lewą i prawą stronę (przeciwny zwrot drgań pionowych płyty). Częstotliwość drgań własnych wynosiła 36,6 Hz.



Rys. 7.9. Zidentyfikowane w drodze badań eksperymentalnych postacie drgań i częstotliwości dla podstawowej konfiguracji: a) pierwsza postać drgań, b) druga postać drgań, c) trzecia postać drgań

Trzecią postać (rys. 7.9c) stanowiły naprzemienne pionowe drgania płyty względem poprzecznej osi (oś y) układu współrzędnych, w obszarze między otworem na wieżę, a otworem na włazy. Większe przemieszczenia wystąpiły w pobliżu otworu na włazy nad przedziałem desantowym. Częstotliwość drgań własnych wyniosła 43,9 Hz.

Na rys. 7.10 przedstawiono częstotliwości i postacie drgań własnych górnej płyty transportera dla pierwszej konfiguracji obiektu badań. Postacie drgan nie uległy istotnym zmianom w porównaniu do konfiguracji podstawowej. Jednakże ze względu na usztywnienie płyty za otworem wieży wpłynęło na zwiększenie wartości częstotliwości drgań własnych. Wyniosły one odpowiednio 30,5, 46,4 i 53,7 Hz. Największy względny wzrost wartości odnotowano dla pierwszej częstotliwości drgań własnych (o około 42%).



Rys. 7.10. Zidentyfikowane w drodze badań eksperymentalnych postacie i częstotliwości drgań własnych dla pierwszej konfiguracji kadłuba: a) pierwsza postać drgań, b) druga postać drgań, c) trzecia postać drgań

Dodanie łozyska wieży nie zmieniło istotnie częstotliwości i postaci drgań własnych. Są one podobne do uzyskanych dla poprzedniej konfiguracji (rys. 7.11). Kolejne wartości częstotliwości drgań własnych wyniosły odpowiednio 31,1, 46,1 i 52,2 Hz..



Rys. 7.11. Zidentyfikowane w drodze badań eksperymentalnych postacie i częstotliwości drgań dla drugiej konfiguracji kadłuba: a) pierwsza postać drgań, b) druga postać drgań, c) trzecia postać drgań

Dodanie wieży wpłyneło istotnie na zwiększenie masy drgającego układu przy niezmienionej w stosunku do drugiej konfikuracji sztywności układu. Spowodowało to zmniejszenie wartości częstotliwości drgań własnych – szczególnie drugiej postaci (o ok. 6 Hz). Podobnie jak poprzednio, nie stwierdzono istotnych zmian postaci drgań (rys. 7.12). Jedynie dla trzeciej postaci, w większym stopniu poruszają się węzły zlokalizowane w pobliżu otworu pod wieżę. Kolejne częstotliwości drgań własnych wyniosły: 30,8, 40,6 i 56,8 Hz.



Rys. 7.12. Zidentyfikowane w drodze badań eksperymentalnych postacie i częstotliwości drgań dla czwartej konfiguracji kadłuba: a) pierwsza postać drgań, b) druga postać drgań, c) trzecia postać drgań

# 7.2. Badania modelowe

W badaniach modelowych, ze względu na dużą liczbę stopni swobody, wykorzystano iteracyjny algorytm Lanczosa. Umożliwia on wyznaczenie z góry określonej liczby częstotliwości drgań własnych. Zadanie wymagało rozwiązania uogólnionego zagadnienia na wartości własne, którego równanie macierzowe ma następującą postać [42]:

$$(\boldsymbol{K} - \boldsymbol{M}\omega_0^2) \cdot \boldsymbol{\Psi} = 0, \tag{7.3}$$

Ze względu na złożoność konstrukcji – górna płyta wspiera się na płytach bocznych, płycie tylnej, przegrodzie silnika oraz płycie dna (poprzez dwa wsporniki), niemożliwe było wyizolowanie jej obszaru w badaniach numerycznych. Próba jej wyizolowania wpłynęłaby na zmianę warunków brzegowych na krawędziach płyty w efekcie wpływając zarówno na częstotliwości jak i postacie drgań własnych.

#### Wyniki badań modelowych

Na rys. 7.13-7.16 przedstawiono rezultaty badań, zidentyfikowane częstotliwości i postacie drgań własnych górnej płyty transportera dla trzech rozważanych konfiguracji kompletacji kadłuba. Kolejne postacie drgań własnych nie różnią się istotnie od uzyskanych w badaniach eksperymentalnych. Szczegółowe określenie różnic oraz metodyka porównywania wyników zostanie przedstawiona w rozdziale 9.

Dodanie wieży wpłynęło istotnie na zachowanie konstrukcji. Wzrost masy układu drgającego spowodował pojawienie się dodatkowej postaci drgań (rys. 7.16a). Jest ona związana zarówno z drganiami płyty podwieżowej ale również dolnej płyty wieży. Wystąpiły one dla częstotliwości 13 Hz. Jest to podstawowa częstotliwość drgań płyty, obserwowana dla badań udarowych, których wyniki zaprezentowane zostaną w rozdziale 8. Trzy kolejne postacie drgań są podobne do prezentowanych powyżej.



Rys. 7.13. Zidentyfikowane w drodze badań modelowych postacie drgań dla kadłuba podstawowego: a) pierwsza postać drgań, b) druga postać drgań, c) trzecia postać drgań



*Rys.* 7.14. Zidentyfikowane postacie drgań (badania modelowe) dla pierwszej konfiguracji kadłuba: a) pierwsza, b) druga, c) trzecia



*Rys.* 7.15. Zidentyfikowane postacie drgań (badania modelowe) dla drugiej konfiguracji kadłuba: a) pierwsza, b) druga, c) trzecia



*Rys.* 7.16. Zidentyfikowane postacie drgań (badania modelowe) dla trzeciej konfiguracji kadłuba: a) pierwsza, b) druga, c) trzecia, d) czwarta

#### 8. BADANIA OBCIĄŻEŃ UDAROWYCH

Głównym celem badań eksperymentalnych było pozyskanie danych potwierdzających prawidłowość funkcjonowania modelu numerycznego pojazdu obciążanego udarem. Szczególną uwagę skupiono na danych obejmujących odkształcenia konstrukcji oraz wartości sił przenoszonych przez wsporniki płyty podwieżowej. Obiektem badań był kadłub kołowego transportera opancerzonego w wersji odpowiadającej trzeciej konfiguracji ukompletowania (przedstawionej w rozdziale 7), przedstawiony na rys 8.1.



Rys. 8.1. Kadłub kołowego transportera opancerzonego z zamontowaną wieżą

Planowane badania dynamiczne obejmowały identyfikację odkształceń kadłuba oraz sił przenoszonych na płytę dna przez wsporniki sił powstałych w wyniku oddziaływania obciążenia udarowego odpowiadającego strzelaniu z armaty kalibru 30 mm pojedynczym pociskiem, dla wieży ustawionej na wprost.

# 8.1. Badania eksperymentalne

Na obiekcie przyklejono rozety tensometryczne. Rozmieszczono je w obszarach pomiędzy łożyskiem a kołnierzami wsporników oraz profilem usztywniającym górną płytę transportera za otworem na łożysko wieży. Rozmieszczenie rozet pomiarowych przedstawiono na rys. 8.2a. Położenie miejsc umieszczenia rozet określono na podstawie wstępnych badań numerycznych.

Po wykonaniu badań, na podstawie trzech składowych, wyznaczono odkształcenia dla kierunku wzdłużnego (8.1) i poprzecznego (8.2):

$$\varepsilon_{\chi} = \varepsilon_{\chi}, \tag{8.1}$$

$$\varepsilon_y = \frac{2 \cdot \varepsilon_\gamma - \varepsilon_\chi + 2 \cdot \varepsilon_\zeta}{3}.$$
(8.2)



Rys. 8.2. Schemat rozmieszczenia rozet tensometrycznych

Zaplanowano i wykonano eksperyment polegający na uderzaniu w wieżę poruszającą się bryłą sztywną o masie 350 kg. Wybrane fazy z badania przedstawiono na rys. 8.3. Aby uniknąć gwałtownego wyhamowania bryły na wieży zainstalowano hamulec tarciowy (symulator zespołu odrzutowego armaty), który poprzez zmianę wartości momentu dokręcenia śrub umożliwił zmianę intensywności i czasu trwania impulsu siły. Wielkość energii kinetycznej bryły i czas jej wyhamowania kształtowano w ten sposób, aby uzyskać impuls siły odpowiadający sile oporu odrzutu podczas strzelania z armaty kalibru 25-30 mm.



*Rys.* 8.3. Widok kadłuba oraz masy uderzającej w fazie początkowej (1) oraz (2) w fazie poprzedzającej bezpośrednie uderzenie w zderzak hamulca ciernego

Fazę poprzedzającą bezpośrednie uderzenie w zderzak, aż do jego wyhamowania, rejestrowano za pomocą kamery szybkoklatkowej typu Phantom z prędkością 2000 kl./s. Kamerę

umieszczono po prawej stronie kadłuba na wysokości przedniej części wieży. Widok i ustawienie kamery rejestrującej przemieszczenie masy uderzającej w symulator zespołu odrzutowego przedstawiono na rys. 8.4 (kamerę oznaczono w żółtym okręgu).



*Rys.* 8.4. Kamera szybkoklatkowa umieszczona po prawej stronie transportera na wysokości przedniej części wieży

Zarejestrowane materiały w formie filmów poddano analizie wykorzystując oprogramowanie Tema Motion Lite. Umożliwia ono śledzenie masy zbliżającej się do zderzaka zainstalowanego w czołowej części wieży, a przez to określenie przebiegu jej opóźnienia. Na tej podstawie określono siłę uderzenia. Na rys. 8.5 przedstawiono zrzut ekranu z aplikacji Tema Motion Lite v. 3.5.029, podczas śledzenia ruchu masy (1) zbliżającej się do wieży (2), przebiegu przyspieszenia śledzonego punktu (3) oraz tablicy (4) z wartościami chwilowymi przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń śledzonego obiektu.

Na rys. 8.6 przedstawiono schemat układu pomiarowo-rejestrującego składającego się z:

- rozet tensometrycznych,
- rejestratora do czujników tensometrycznych CL460,
- czujnika siły CL16,
- karty pomiarowej DaqBook 2000E,
- komputera z zainstalowanym oprogramowaniem DaqView zarządzającym pracą karty,
- kamery szybkoklatkowej Phantom v12,

natomiast na rys. 8.7 przedstawiono widok wykorzystywanej aparatury.



Rys. 8.5. Okno aplikacji Tema Motion Lite w trakcie śledzenia położenia obiektu



Rys. 8.6. Schemat układu pomiarowego: obiekt badań (kadłub transportera z łożyskiem, wspornikami i wieżą), wymuszenie (obiekt o masie 350 kg), rejestrator (CL 416), rozety (Tenmex), czujniki siły (CL 16), wzmacniacz (CL 101), karta pomiarowa (DaqBook 2000E), komputer z oprogramowaniem DaqView v.9.22



Rys. 8.7. Widok aparatury pomiarowej

Na rys. 8.8 przedstawiono dwa przykładowe przebiegi czasowe sił obciążających badaną konstrukcję w kolejnych próbach. Mają one podobny przebieg, ale różnią się maksymalną wartością siły oraz czasem trwania. Większą wartość siły osiągnięto w przypadku pierwszej próby o wartości 22,7 kN. W przypadku drugiej próby osiągnięto siłę o wartości 20,2 N). Osiągnięte czasy obciążania konstrukcji zawierały się w przedziale 0,05-0,06 s. Wartość impulsu siły dla pierwszej próby wyniosła 770 N·s, natomiast w przypadku drugiej 900 N·s. Pozyskane w ten sposób informacje o przebiegu czasowym siły oddziałującej na wieżę transportera były również danymi wejściowymi do realizacji badań modelowych.



Rys. 8.8. Przebiegi siły obciążającej badaną konstrukcję

#### Wyniki badań eksperymentalnych

Po obciążeniu konstrukcji kadłuba wymuszeniem wprowadzonym poprzez hamulec tarciowy (symulator siły odrzutu) zainstalowany na wieży, zaobserwowano tłumione w funkcji czasu przebiegi sił przenoszonych przez wspornik płyty podwieżowej na dno kadłuba (rys. 8.9). Największe wartości siły osiągnięto dla pierwszej próby, dla której uzyskano największą wartość siły obciążającej konstrukcję. Wspornik był ściskany z maksymalną siłą 6,6 kN oraz rozciągany z maksymalną siłą 7,3 kN. Częstotliwość drgań wymuszonych wyniosła 12,3 Hz. Dla drugiej próby uzyskano mniejsze wartości sił o ok. 2-3 kN (w pierwszej fazie po obciążeniu konstrukcji).

W przypadku odkształceń zaobserwowano, że w kierunku poprzecznym odkształcenia osiągały wartości o dwa rzędy większe niż dla kierunku wzdłużnego. Na rys. 8.10 przedstawiono przebiegi odkształceń konstrukcji w drugim obszarze pomiarowym (rys. 8.3). Maksymalna wartość odkształcenia w kierunku wzdłużnym  $\varepsilon_x$ , (oznaczono na wykresie

zielonym kolorem) osiągnęła ok. 9  $\mu$ m/m, natomiast w kierunku poprzecznym  $\varepsilon_y$  (oznaczono niebieskim kolorem) maksymalna wartość wyniosła 150  $\mu$ m/m. Podobną zależność zaobserwowano w przypadku pozostałych obszarów pomiarowych, niezależnie od wartości impulsu siły obciążającej konstrukcję. W związku z powyższym przedstawiane wyniki pomiarów odkształceń ograniczono do kierunku poprzecznego.



Rys. 8.9. Siła przenoszona przez wspornik płyty podwieżowej



Rys. 8.10. Odkształcenia konstrukcji w kierunku wzdłużnym (zielony kolor) oraz poprzecznym (niebieski kolor) zmierzone w drugim obszarze pomiarowym

Po obciążeniu konstrukcji kadłuba wymuszeniem wprowadzonym poprzez hamulec tarciowy (symulator siły odrzutu) zainstalowany w wieży, zaobserwowano tłumiony przebieg odkształceń konstrukcji w pierwszym obszarze pomiarowym (rys. 8.11), znajdującym się na powierzchni zewnętrznej kształtownika znajdującego się za otworem na wieżę. Dla pierwszej próby zaobserwowano odkształcenia powodujące rozciąganie zewnętrznej powierzchni profilu osiągające wartość 127 μm/m, natomiast w przypadku jej ściskania 158 μm/m. W przypadku drugiej próby, największe odkształcenie rozciągające osiągnęło wartość 145 μm/m, natomiast największe odkształcenie ściskające osiągnęło wartość 181 μm/m. Częstotliwość zaobserwowanych drgań w obu przypadkach wyniosła 12,6 Hz.



Rys. 8.11. Odkształcenie płyty w pierwszym obszarze pomiarowym

Drugi obszar pomiarowy zlokalizowany był na wewnętrznej powierzchni płyty między łożyskiem wieży, a kołnierzem lewego wspornika. Dla pierwszej próby odkształcenie powodujące rozciągające powierzchni wewnętrznej płyty osiągnęło wartość 123 µm/m, natomiast odkształcenie powodujące jej ściskanie osiągnęło wartość 108 µm/m (rys. 8.12). Częstotliwość drgań wyniosła 12,4 Hz. W przypadku drugiej próby osiągnięto większe wartości odkształcenie powodujące rozciąganie powierzchni wewnętrznej płyty osiągnęło wartość 153 µm/m, natomiast powodujące jej ściskanie osiągnęło wartość 120 µm/m. Częstotliwość zaobserwowanych drgań w obu przypadkach wyniosła 12,4 Hz.

Podobny charakter przebiegów uzyskano dla trzeciego obszaru pomiarowego – rys. 8.13. Dla pierwszej próby zaobserwowano odkształcenie powodujące rozciągające powierzchni wewnętrznej płyty osiągające wartość 135 μm/m, natomiast odkształcenie powodujące jej ściskanie osiągnęło wartość 100 μm/m. W przypadku drugiej próby osiągnięto większe wartości odkształceń. Odkształcenie powodujące rozciąganie powierzchni wewnętrznej płyty osiągnęło wartość 154 μm/m, natomiast największe odkształcenie powodujące jej ściskanie osiągnęło wartość 107 μm/m. Częstotliwość drgań w obu próbach wyniosła 12,4 Hz.



Rys. 8.12. Odkształcenie płyty w drugim obszarze pomiarowym



Rys. 8.13. Odkształcenie płyty w trzecim obszarze pomiarowym

Na rys. 8.14 przedstawiono przebiegi odkształceń w trzecim obszarze odniesione (znormalizowane) do obciążających konstrukcję impulsów sił o wartości 770 N·s oraz 900 N·s. Analiza ich przebiegu pozwala stwierdzić, że konstrukcja była obciążana w zakresie sprężystym, a wartości odkształceń płyty zwiększały się w przybliżeniu proporcjonalnie do zwiększania impulsu siły obciążającej badaną konstrukcję.

Czwarty obszar pomiarowy, oddalony od węzła wieża-łożysko-płyta podwieżowa znajdował się na kształtowniku przed otworem na włazy w przedziale desantowym. Na rys. 8.15 przedstawiono zarejestrowane odkształcenia konstrukcji w tym obszarze.



*Rys. 8.14. Przebiegi odkształceń w trzecim obszarze znormalizowane impulsami sił obciążającymi konstrukcję* 



*Rys.* 8.15. Drgania konstrukcji w obszarze oddalonym od obciążanego węzła związanych z ruchem wieży (przedział "A") oraz drgań własnych płyty (przedział "B")

W pierwszej fazie przebiegu odkształceń (oznaczono klamrą A) zidentyfikowano główną częstotliwość drgań o wartości 12,9 Hz, która wynika z drgań wieży. Po wygaszeniu drgań związanych z ruchem wieży (oznaczono klamrą B) zaobserwowano znacznie wyższą częstotliwość o wartości 30,4 Hz, zbliżoną do podstawowej częstotliwości drgań płyty podwieżowej zidentyfikowanej w rozdziale 7.

## 8.2. Badania modelowe

Badania modelowe oddziaływania udaru na kadłub transportera, przeprowadzono w sposób analogiczny jak w badaniach eksperymentalnych. Jako wymuszenie wykorzystano impuls siły wyznaczony pośrednio na podstawie zarejestrowanego obrazu z kamery szybkoklatkowej. Analiza obrazu wykazała, że kadłub transportera nie ulegał przemieszczeniu. Pozwoliło to na uproszczenie obliczeń poprzez zdefiniowanie warunków brzegowych w formie więzów dla elementów konstrukcyjnych mających kontakt z podłożem. Dla takich warunków możliwe było efektywne wykorzystanie metody niejawnej do obliczeń zarówno dla obciążenia konstrukcji siłą grawitacji, jak również siłą pochodzącą od uderzającej masy. Na rys. 8.16 przedstawiono widok kadłuba widok kadłuba w konfiguracji zgodnej z obiektem w badaniach eksperymentalnych. Pomarańczowym kolorem zaznaczono wektor siły przyłożony do powierzchni czołowej zderzaka.



*Rys.* 8.16. Widok obiektu badan oraz punkt przyłożenia siły wyznaczonej w badaniach eksperymentalnych

# Wyniki badań modelowych

Model kadłuba transportera poddano wymuszeniom udarowym wprowadzonym poprzez hamulec tarciowy (symulator siły odrzutu) zainstalowany na wieży. Wyniki badań modelowych przedstawiono na rysunkach 8.18-8.21. W wyniku wprowadzonego obciążenia zaobserwowano przemieszczenia kątowe wieży (drgania) wokół osi poprzecznej *(y)*, przedstawione na rys. 8.17. Bezpośrednio po uderzeniu zaobserwowano poderwanie (podniesienie) przedniej części wieży (dodatni kąt obrotu). Maksymalne wartości nie przekroczyły wartości 4 mrad (dla unoszenia przedniej części). Drgania mają charakter tłumiony. Wyznaczona na podstawie czasu trwania dziesięciu okresów, częstotliwość wyniosła 12,4 Hz.



Rys. 8.17. Drgania wieży wokół osi poprzecznej (y) kadłuba

Na rys. 8.18 przedstawiono, przebieg siły osiowej przenoszonej przez wspornik płyty podwieżowej na płytę dna kadłuba. Wspornik był ściskany z maksymalną siłą 6,4 kN oraz rozciągany z maksymalną siłą 7,8 kN. Częstotliwość drgań wspornika, wymuszona przez drgania górnej płyty w przedziale desantowym, wyniosła 12,5 Hz.

Na rys. 8.19 przebieg odkształceń powstałych w wyniku zginania płyty podwieżowej, zarejestrowanych w pierwszym obszarze pomiarowym (rys. 8.2a). Największe odkształcenie powodujące rozciąganie powierzchni zewnętrznej kształtownika osiągnęło wartość 111  $\mu$ m/m, natomiast największe odkształcenie powodujące jej ściskanie osiągnęło wartość 138  $\mu$ m/m. Częstotliwość zaobserwowanych drgań wyniosła 12,5 Hz.



Rys. 8.18. Przebieg siły przenoszonej przez wspornik płyty podwieżowej

W drugim obszarze pomiarowym, największe odkształcenie powodujące rozciągające tej powierzchni osiągnęło wartość 130  $\mu$ m/m, natomiast największe odkształcenie powodujące jej ściskanie osiągnęło wartość 94  $\mu$ m/m (rys. 8.20). Częstotliwość zaobserwowanych drgań wyniosła 12,6 Hz.



Rys. 8.19. Odkształcenie płyty w pierwszym obszarze pomiarowym

Podobny charakter drgań odnotowano również w trzecim obszarze pomiarowym – rys. 8.21. Największe odkształcenie powodujące rozciąganie tej powierzchni osiągnęło wartość 127 μm/m, natomiast największe odkształcenie powodujące jej ściskanie osiągnęło wartość 88 μm/m. Częstotliwość zaobserwowanych drgań wyniosła 12,4 Hz.



Rys. 8.20. Odkształcenie płyty w drugim obszarze pomiarowym



Rys. 8.21.Odkształcenie płyty w trzecim obszarze pomiarowym

# 9. WALIDACJA MODELU NUMERYCZNEGO KADŁUBA KOŁOWEGO TRANSPORTERA OPANCERZONEGO

Opracowany model numeryczny jest złożonym, pod względem konstrukcyjnym, obiektem jakim jest kadłub kołowego transportera opancerzonego. Stąd też walidacja modelu jest procesem złożonym i wieloaspektowym. Wyróżniono w nim cztery etapy: opracowanie metodyki porównywania wyników badań eksperymentalnych i modelowych, porównanie wyników badań eksperymentalnych i modelowych, porównanie wyników badań eksperymentalnych i modelowych obejmujących odkształcenia konstrukcji płyty podwieżowej transportera powstałych w wyniku obciążenia udarowego, podsumowanie uzyskanych wyników.

# 9.1. Metodyka porównywania wyników

W celu porównania i określenia różnic pomiędzy wyznaczonymi w wyniku badań eksperymentalnych i modelowych postaciami drgań własnych zastosowano wskaźnik Modal Assurance Criterion (MAC), będący współczynnikiem jakości umożliwiającym porównywanie postaci drgań. Może być on wyznaczony za pomocą równania (9.1) [80]:

$$MAC(i,j) = \frac{|\{\Psi_{e}\}_{i}^{T}\{\Psi_{s}\}_{j}|^{2}}{(\{\Psi_{e}\}_{i}^{T}\{\Psi_{e}\}_{i})(\{\Psi_{s}\}_{j}^{T}\{\Psi_{s}\}_{j})}$$
(9.1)

gdzie:

 $\Psi_e$  – wektor postaci drgań uzyskany z badań eksperymentalnych,

 $\Psi_s$  – wektor postaci drgań uzyskany z analizy MES.

Wartość MAC bliska zero (MAC  $\approx 0$ ) oznacza, że pomiędzy postaciami drgań nie istnieje podobieństwo. Wartość MAC równa jeden (MAC = 1) oznacza, że dwa porównywane wektory postaci drgań są identyczne. W praktyce przyjmuje się, że dwa wektory postaci drgań wykazują duże podobieństwo, jeżeli wartość MAC jest większa od 0,9 (MAC  $\geq$  0,9), natomiast dla MAC mniejszego od 0,6 (MAC  $\leq$  0,6) dwa wektory nie wykazują korelacji.

Kryterium MAC umożliwia ilościowe porównanie zgodności dwóch postaci, niestety nie daje możliwości porównania miejsc występowania różnic na rozpatrywanych powierzchniach płyt. W celu wskazania obszarów występowania różnic w uzyskanych postaciach drgań własnych, obliczono różnice pomiędzy przemieszczeniami pionowymi poszczególnych węzłów z badań eksperymentalnych i numerycznych. Oba wektory postaci drgań zostały znormalizowane przed porównaniem. Podstawową trudnością była różna liczba węzłów
analizowana w badaniach eksperymentalnych (114) i badaniach numerycznych (16239). Z tego względu zagęszczono siatkę wyników eksperymentu do stosowanej w obliczeniach numerycznych. Wartości dla dodatkowych punktów zostały określone przy wykorzystaniu procedury interpolacyjnej (interpolacja sześcienna). Ten sposób realizacji stanowi nowe, oryginalne, niespotykane w literaturze podejście. Na rys. 9.1 przedstawiono w sposób graficzny opracowaną i zastosowaną metodykę.



Rys. 9.1. Schemat przedstawiający metodykę porównywania postaci drgań

Punktem wyjścia do porównania są wyniki uzyskane z systemu Dewesoft, dla zgrubnej siatki pomiarowej. Na jej podstawie, przy użyciu procedury interpolacyjnej, generowana jest dokładna siatka o gęstości stosowanej w obliczeniach numerycznych. Ostatecznie uzyskiwany jest rozkład względnych różnic pomiędzy przemieszczaniami pionowymi dla całego obszaru płyty.

W badaniach udarowych ocenie podlegały odkształcenia konstrukcji płyty podwieżowej kadłuba w trzech obszarach. Dwa z nich na wewnętrznej powierzchni płyty pomiędzy łożyskiem, a wspornikami płyty podwieżowej (rys. 8.3 – obszary II i III) i jeden na powierzchni zewnętrznej kształtownika znajdującego się za otworem na wieżę (rys. 8.3 – obszar I). Rejestrowano również wartość siły przenoszonej na płytę dna przez lewy wspornik. W celu ilościowego porównania uzyskanych wyników, zarówno dla odkształceń jak i siły, obliczono wskaźnik MAC i współczynnik korelacji R [85] (9.2) pomiędzy wynikami eksperymentu i badań numerycznych. Ich wartości zestawiono w tabeli 2.

$$\boldsymbol{R}(E,S) = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^{N} \left( \frac{E_i - \mu_E}{\sigma_E} \right) \left( \frac{S_i - \mu_S}{\sigma_S} \right), \tag{9.2}$$

gdzie:

 $E_i, S_i$  – próbki danych z eksperymentu i symulacji (badania MES),  $\mu_E, \mu_S$  – wartości średnie dla zbiorów danych z eksperymentu i symulacji (badania MES),  $\sigma_E, \sigma_S$  – odchylenia standardowe dla danych z eksperymentu i symulacji (badania MES), N – liczebność próby.

# 9.2. Porównanie postaci i częstotliwości drgań własnych górnej płyty kadłuba transportera

Dla każdej konfiguracji obiektu badań (rozdział 5) wykonano pomiary metodą ruchomego młotka dla przyjętej siatki pomiarowej. Dla pierwszej konfiguracji zidentyfikowano i porównano cztery najniższe częstotliwości. W przypadku pozostałych konfiguracji zidentyfikowano i porównano trzy najniższe częstotliwości. Dla wyższych częstotliwości drgań zaobserwowano mocne sprzężenia pomiędzy drganiami płyty podwieżowej i płyt bocznych kadłuba tworząc ich złożone postacie, utrudniając, a niekiedy uniemożliwiając ich jednoznaczną identyfikację. Dla tych samych konfiguracji kompletacji obiektu badań, obliczono częstotliwości i postaci drgań własnych, a wyniki przedstawiono w podrozdziale 8.2.

Wyniki procesu porównania postaci drgań wykonanych zgodnie z metodyką opisaną w podrozdziale 9.1 przedstawiono poniżej. Dla każdej postaci wyniki zostały zmormalizowane

największą wartością przemieszczeń. Pozwoliło to na przedstawienie wszystkich wyników w skali względnej.

Na rys. 9.2 zestawiono zidentyfikowane postacie drgań własnych górnej płyty transportera w konfiguracji podstawowej. Po lewej stronie umieszczono wizualizacje postaci drgań własnych wyznaczonych w drodze badań eksperymentalnych, a po prawej stronie umieszczono wizualizacje postaci drgań własnych wyznaczonych w drodze badań modelowych.

Na rys. 9.3 przedstawiono wyznaczone mapy rozkładu różnic postaci drgań dla porównywanych czterech postaci drgań własnych, określonych według metodyki przedstawionej w podrozdziale 9.1.



Rys. 9.2. Postacie drgań wyznaczone w badaniach eksperymentalnych (a) oraz modelowych (b)



Rys. 9.3. Rozkład różnic postaci drgań między badaniami eksperymentalnymi oraz modelowymi

Maksymalne różnice postaci drgań nie przekraczają 30% i w większości mają charakter lokalny. Najczęściej większe różnice względne przemieszczeń pionowych punktów płyty zlokalizowane są w pobliżu granic poszczególnych obszarów (krawędzi zewnętrznych płyty lub krawędzi otworów).

W podobny sposób porównano wyniki dla pozostałych konfiguracji. Na rys. 9.4 i 9.5 przedstawiono wyniki dla płyty górnej kadłuba, w którym zostały zainstalowane dwa wsporniki, natomiast na rys. 9.6 i 9.7 dla kadłuba z zamocowanym łożyskiem wieży. Podobnie jak w konfiguracji podstawowej, maksymalne różnice nie przekraczają 30% i mają one jedynie lokalny charakter. Ponownie zauważyć można prawidłowość, że dla najniższej częstotliwości obserwuje się największą zgodność pomiędzy wynikami badań eksperymentalnych i modelowych.



*Rys.* 9.4. Postacie drgań wyznaczone w drodze badań eksperymentalnych (a) oraz badań modelowych (b)



Rys. 9.5. Rozkład różnic postaci drgań między badaniami eksperymentalnymi oraz modelowymi



*Rys.* 9.6. Postacie drgań wyznaczone w drodze badań eksperymentalnych (a) oraz badań modelowych (b)

Po wprowadzeniu w ostatniej konfiguracji wieży, w badaniach modelowych uzyskano dodatkowo odmienną postać drgań występującą dla częstotliwości 13 Hz (rys. 9.8). Ze względu na zbyt małą energię wzbudzenia młotkiem modalnych nie udało jej się zarejestrować w badaniach eksperymentalnych. Wpływ masy wieży uwidocznił się również na zmianie częstotliwości i postaciach drgań – głównie trzeciej i czwartej.



Rys. 9.7. Rozkład różnic postaci drgań między badaniami eksperymentalnymi oraz modelowymi



Rys. 9.8. Postacie drgań wyznaczone w drodze badań eksperymentalnych (a) oraz badań modelowych (b)

Na rys. 9.9-9.11 przedstawiono wyznaczone mapy rozkładu różnic pomiędzy postaciami drgań dla porównywanych (rys. 9.8) trzech postaci drgań własnych (od drugiej do czwartej). Podobnie jak w poprzednich konfiguracjach, uzyskano dużą zgodność pomiędzy wynikami badań eksperymentalnych i modelowych, a lokalne różnice nie przekraczają 30%.



Rys. 9.9. Rozkład różnic drugiej postaci drgań między badaniami eksperymentalnymi oraz modelowymi



Rys. 9.10. Rozkład różnic trzeciej postaci drgań między badaniami eksperymentalnymi oraz modelowymi



Rys. 9.11. Rozkład różnic czwartej postaci drgań między badaniami eksperymentalnymi oraz modelowymi

# 9.3. Porównanie wyników badań przy obciążeniu udarowym

W ramach pracy wykonano badania eksperymentalne obciążania udarowego konstrukcji kadłuba kołowego transportera opancerzonego. Bezpośrednio obciążanym elementem konstrukcji był hamulec tarciowy symulatora odrzutu mocowany w przedniej części wieży. W trakcie badań rejestrowano siłę przenoszoną przez wspornik łączący górną płytę transportera z płytą dna kadłuba oraz odkształcenia konstrukcji w wytypowanych na podstawie wstępnych badań modelowych punktach (obszarach).

Na rys. 9.12 zestawiono zarejestrowany przebieg siły przenoszonej przez wspornik w trakcie badań eksperymentalnych (kolor czerwony) oraz badań modelowych (kolor niebieski). Dodatkowo naniesiono na wykres przebieg siły działającej na badaną konstrukcję (kolor czarny). Wspornik był ściskany z maksymalną siłą 6,6 kN (badania eksperymentalne, punkt A na rys. 9.12) oraz 6,4 kN (badania modelowe, punkt A na rys. 9.12). W przypadku siły rozciągającej uzyskano maksymalne wartości 7,3 kN oraz 7,8 kN (odpowiednio dla badań eksperymentalnych oraz modelowych, punkt B na rys. 9.12). W przypadku punktu C, wartości sił ściskających osiągnęły wartość 6,55 kN (badania eksperymentalne) oraz wartość 6,41 kN (badania modelowe). W celu porównania przebiegów siły obliczono wskaźnik MAC, który osiągnął wartość 0,89, natomiast współczynnik korelacji R osiągnął wartość 0,944. Częstotliwość drgań wymuszonych została ona określona dla wszystkich niżej prezentowanych przebiegów drganiowych. W przypadku badań eksperymentalnych osiągnęła ona wartość 12,3 Hz, natomiast badań modelowych 12,5 Hz.



Rys. 9.12. Zestawienie siły przenoszonej przez wspornik w badaniach eksperymentalnych (kolor czerwony) i modelowych (kolor niebieski). Czarnym kolorem oznaczono siłę wejściową

Na rys. 9.13 zestawiono odkształcenia w pierwszym obszarze pomiarowym zarejestrowane w trakcie badań eksperymentalnych (kolor czerwony) oraz badań modelowych (kolor niebieski). W przypadku badań eksperymentalnych największe odkształcenie powodujące ściskanie powierzchni zewnętrznej kształtownika osiągnęło wartość 158  $\mu$ m/m oraz 140  $\mu$ m/m w przypadku badań modelowych (punkt A na rys. 9.13). Największa wartość odkształcenia, powodującego rozciąganie powierzchni zewnętrznej kształtownika, w przypadku badań eksperymentalnych osiągnęła wartość 124  $\mu$ m/m, natomiast w przypadku badań modelowych 111  $\mu$ m/m (punkt B na rys. 9.13). W przypadku punktu C odpowiednio dla badań eksperymentalnych oraz modelowych osiągnięto wartości odkształceń 95  $\mu$ m/m oraz 102  $\mu$ m/m.



*Rys.* 9.13. Zestawienie odkształceń konstrukcji w pierwszym obszarze pomiarowym w badaniach eksperymentalnych (kolor czerwony) i modelowych (kolor niebieski)

W celu porównania przebiegów odkształceń obliczono wskaźnik MAC, który osiągnął wartość 0,94, natomiast współczynnik korelacji R wartość 0,971. Częstotliwość drgań wymuszonych w przypadku badań eksperymentalnych osiągnęła wartość 12,6 Hz, natomiast badań modelowych 12,5 Hz.

Na rys. 9.14 zestawiono odkształcenia w drugim obszarze pomiarowym. W badaniach eksperymentalnych, największe odkształcenie, powodujące ściskanie powierzchni wewnętrznej (od strony przedziału desantowego) płyty podwieżowej, osiągnęło wartość 108 µm/m natomiast w badaniach modelowych 94 µm/m (punkt A na rys. 9.14). Dla odkształceń rozciągających osiągnęły one odpowiednio wartość 123 µm/m i 132 µm/m (punkt B na rys. 9.14). W punkcie C uzyskano odpowiednio 76 µm/m oraz 71 µm/m. Dla analizowanych przebiegów wskaźnik MAC osiągnął wartość 0,94, natomiast współczynnik

korelacji R wartość 0,971. Częstotliwość drgań w badaniach osiągnęła wartość 12,4 Hz, natomiast modelowych 12,6 Hz.



*Rys.* 9.14. Zestawienie odkształceń konstrukcji w drugim obszarze pomiarowym w badaniach eksperymentalnych (kolor czerwony) i modelowych (kolor niebieski)

Na rys. 9.15 zestawiono odkształcenia w trzecim obszarze pomiarowym W przypadku badań eksperymentalnych największe odkształcenie, powodujące ściskanie powierzchni wewnętrznej płyty podwieżowej osiągnęło wartość 100 µm/m oraz 88 µm/m w przypadku badań modelowych (punkt A na rys. 9.15).



Rys. 9.15. Zestawienie odkształceń konstrukcji w trzecim obszarze pomiarowym w badaniach eksperymentalnych (kolor czerwony) i modelowych (kolor niebieski)

Największa wartość odkształcenia rozciągającego wyniosła 135  $\mu$ m/m w badaniach eksperymentalnych i 128  $\mu$ m/m w badaniach modelowych (punkt B na rys. 9.15). W punkcie

C uzyskano odpowiednio 67 µm/m oraz 71 µm/m. Wskaźnik MAC osiągnął wartość 0,93, natomiast współczynnik korelacji R wartość 0,967. Częstotliwość drgań miały wartości podobne do prezentowanych powyżej: w badaniach eksperymentalnych 12,5 Hz, natomiast w modelowych 12,4 Hz.

#### 9.4. Podsumowanie

Na podstawie wyników badań przedstawionych w podrozdziale 9.2, w tabeli 9.1 zestawiono zidentyfikowane częstotliwości drgań własnych wyznaczone w badaniach eksperymentalnych i modelowych, określono ich różnicę względną oraz obliczono wskaźnik MAC. W większości przypadków różnica względna wyznaczonych wartości częstotliwości drgań własnych nie przekroczyła 3%. Maksymalna osiągnięta wartość wskaźnika MAC wyniosła 0,96 co można uznać za bardzo dobrą zgodność uzyskanych postaci drgań.

Konfiguracja	Częstotliv	vość [Hz]	Różnica	МАС
kadłuba	Eksperyment	Symulacja	względna [%]	MAC
	$f_{e1}=21,4$	$f_{s1}=21,5$	0,47	0,960
1	$f_{e2} = 36,6$	$f_{s2}=34,5$	6,1	0,960
	$f_{e3} = 43,9$	$f_{s3} = 44,6$	1,6	0,937
	$f_{e1}=30,5$	$f_{s1} = 31,4$	3,0	0,944
2	$f_{e2} = 46,4$	$f_{s2} = 47,4$	2,2	0,932
	$f_{e3} = 53,7$	$f_{s3} = 51,9$	3,5	0,985
	$f_{e1} = 31,1$	$f_{s1} = 31,7$	1,9	0,944
3	$f_{e2} = 46,1$	$f_{s2} = 46,8$	1,5	0,929
	$f_{e3} = 52,2$	$f_{s3} = 49,7$	5,0	0,939
	$f_{e1} = -$	$f_{s1} = 13,1$	-	-
4	$f_{e2}=30,8$	$f_{s2}=32,1$	4,2	0,961
	$f_{e3} = 40,6$	$f_{s3} = 40,6$	0,0	0,906
	$f_{e4} = 56,8$	$f_{s4} = 56,8$	0,0	0,860

Tabela 9.1. Zestawienie częstotliwości drgań własnych z badań eksperymentalnych i modelowych

W pozostałych przypadkach, poza jednym w czwartej konfiguracji, wskaźnik przekroczył wartość 0,9 co można uznać za dobrą zgodność uzyskanych postaci drgań. W przypadku czwartej konfiguracji nie zidentyfikowano postaci drgań związanej z ruchem wieży. Spowodowane to było niemożliwością wzbudzenia drgań górnej płyty transportera z posadowioną na nim wieżą przy użyciu wykorzystanego w badaniach młotka modalnego

B&K. Wyznaczona podstawowa częstotliwość drgań własnych w obszarze górnej płyty transportera znajduje się w przedziale częstotliwości występujących w badaniach innych transporterów [38, 39].

W tabeli 9.2 zestawiono wyniki badań eksperymentalnych i modelowych obciążenia konstrukcji pojazdu obciążeniem udarowym. W przypadku odkształceń konstrukcji płyty wskaźnik MAC osiągnął wartość ok. 0,9, co można uznać za dobrą zgodność porównywanych przebiegów odkształceń. Współczynnik korelacji R osiągnął wartość ok. 0,95. Błąd względny trzech maksimów w najgorszym przypadku osiągnął wartość 12,9%. Zaobserwowano dużą zgodność częstotliwości przebiegów odkształceń w przedziale czasu do około 0,6 s.

Większą zgodność porównywanych częstotliwości obserwuje się w przypadku siły przenoszonej przez lewy wspornik na płytę dna transportera. Błąd względny w tym przypadku nie przekroczył 5%, wskaźnik MAC oraz współczynnik korelacji R osiągnęły odpowiednio wartości 0,889 oraz 0,944.

Wskaźnik		Sila	Odkształcenie				
		5114	Obszar I	Obszar II	Obszar III		
MAC		0,889	0,902	0,885	0,892		
R		0,944	0,950	0,941	0,944		
Błąd względny [%]	Α	3,95	11,6	12,0	11,6		
	В	4,98	12,9	7,67	6,19		
	С	2,75	7,41	6,74	8,10		

Tabela 9.2. Zestawienie wyników badań eksperymentalnych i numerycznych

W przypadku rozważanych obszarów pomiarowych zaobserwowano na przebiegach odkształceń drgania płyty o wartości 13 Hz odpowiadającej drganiom wieży, której nie zidentyfikowano w drodze eksperymentalnej analizy modalnej. Częstotliwość tą zaobserwowano również w przebiegach zarejestrowanej siły przenoszonej przez wspornik.

Przedstawione wyniki cechują się bardzo dużą zgodnością, zarówno w zakresie częstotliwości drgań, jak i osiąganych wartości sygnałów. Zarówno na przebiegach sił i odkształceń uzyskanych z badań eksperymentalnych, jak i modelowych widoczne jest ich zanikanie w funkcji czasu.

# 10. BADANIA MODELOWE OBCIĄŻEŃ KADŁUBA TRANSPORTERA PODCZAS STRZELANIA

Model kadłuba opisany w rozdziale 3, poddany z pozytywnym skutkiem walidacji w oparciu o wyniki badań eksperymentalnych (rozdział 9), uzupełniono o istotne elementy konstrukcji transportera opancerzonego. Są to: przedni i tylny wspornik pośredni, zespoły układu napędowego, wahacze prowadzące koła i zawieszenie i kół jezdnych oraz pancerz dodatkowy. Sylwetkę kompletnego pojazdu z systemem wieżowym Hitfist-30P zaprezentowano na rys. 10.1.



Rys. 10.1. Widok kadłuba kołowego transportera opancerzonego z wieżą Hitfist-30P

#### 10.1. Warunki badań

Badania modelowe zrealizowano dla następujących, przyjętych systemów uzbrojenia:

- wieża z armatą kaliber 30 mm, ustawiona do przodu, w lewo oraz do tyłu kadłuba, dla kątów elewacji -10°, 0°, 60° dla każdego wariantu zbadano wpływ strzału pojedynczego oraz seriami trzech i siedmiu strzałów,
- wieża z armatą kaliber 35 mm, ustawiona do przodu dla kąta elewacji 0°,
- wieża z armatą kaliber 105 mm o standardowej sile odrzutu, ustawiona do przodu, pojedynczy strzał dla kąta elewacji armaty 0°,
- wieża z armatą kaliber 105 mm o zmniejszonej sile odrzutu, ustawionej do przodu oraz w lewo (pierwszy wariant), model kadłuba uzupełniony o trzeci wspornik płyty podwieżowej (drugi wariant), zblokowanie zawieszenia transportera na czas strzału (trzeci wariant),
- wieża z armatą kaliber 120 mm o zmniejszonej sile odrzutu, ustawiona do przodu, pojedynczy strzał dla kąta elewacji armaty 0°,
- wieża z moździerzem kaliber 120 mm o zmniejszonej sile odrzutu, ustawiona do przodu, pojedynczy strzał dla kątów elewacji moździerza 40° oraz 80°.

#### 10.2. Metodyka badań

Badania obciążeń kadłuba kołowego transportera opancerzonego realizowano dla modelu obciążonego statycznie (siłą ciężkości). Pomiędzy kołami, a sztywnym podłożem zdefiniowano więzy jednostronne oraz kontakt między łożyskiem i płytą podwieżową kadłuba. Badania modelowe, zarówno dla statycznego jak i dynamicznego obciążania konstrukcji, realizowano z wykorzystaniem metody niejawnej. Wymuszenie w postaci impulsu siły przykładano do czopów armaty.

Podobnie jak w przypadku badań modelowych przedstawionych w podrozdziale 8.2 rejestrowano: odkształcenia na powierzchni zewnętrznej profilu usztywniającego płytę za wieżą powstałych w wyniku jego zginania (obszar I), odkształcenia na wewnętrznej powierzchni płyty (od strony przedziału desantu) powstałych w wyniku zginania płyty w obszarze między łożyskiem a kołnierzami lewego wspornika (obszar II) i prawego wspornika (obszar III), wartości naprężeń zredukowanych (wg hipotezy Hubera-Misesa), siłę osiową przenoszoną przez wsporniki na płytę dna kadłuba. W przypadku naprężeń zredukowanych jako bezpieczny poziom przyjęto połowę wartości umownej granicy plastyczności stali Armox 500T [97] (współczynnik bezpieczeństwa x = 2). Wytężenie konstrukcji płyty podwieżowej określono dla tych samych obszarów (I, II, II), dla których mierzono odkształcenia. Wstępna analiza wytężenia dla kompletnego transportera (uzupełnionego o elementy pancerza dodatkowego, wsporniki, pośrednie, elementy zawieszenia i ogumione koła) wykazała, że spiętrzenia naprężeń występują w innych obszarach niż to miało miejsce w badaniach kadłuba posadowionego bezpośrednio na sztywnym podłożu, których wyniki przedstawiono w rozdziale 8. Analizę rozszerzono więc o: obszar płyty między łożyskiem, a profilem usztywniającym konstrukcję, znajdującym się przed wieżą (obszar "A"), obszar płyty między łożyskiem, a profilem usztywniającym konstrukcję, znajdującym się za wieża (obszar "B"), obszar płyty po lewej stronie łożyska (obszar "C") oraz obszar płyty po prawej stronie łożyska (obszar "D"). Na rys. 10.2a przedstawiono rozmieszczenie wyżej wskazanych obszarów Analizowano również ugięcia dynamiczne zawieszeń, obrót kadłuba i wieży w globalnym układzie współrzędnych 0XYZ oraz ugięcia dynamiczne (przemieszczenia pionowe) płyty podwieżowej w lokalnym układzie 01XYZ, związanym z kadłubem. Rozmieszczenie punktów, obejmujące płytę po lewej stronie łożyska (P1), profil usztywniający płytę za łożyskiem (P2), centralną część płyty między otworem na wieżę oraz pod pokrywy włazów (P3), płytę po prawej stronie łożyska (P4) oraz lokalny układ współrzędnych, przedstawiono na rys. 10.2b.



Rys. 10.2. Rozmieszczenie: a) obszarów, dla których określano wytężenie konstrukcji górnej płyty transportera, b) punkty pomiaru ugięć dynamicznych konstrukcji górnej płyty transportera mierzonych w lokalnym układzie współrzędnych O<sub>1</sub>XYZ związanym z kadłubem.

# 10.3. Armata kalibru 30 mm

Badania modelowe wykonano dla transportera opancerzonego wyposażonego w system wieżowy z armatą kalibru 30 mm, przedstawiony na rys. 10.1. W trakcie badań modelowych czopy armaty obciążono siłą o wartości 35 kN i czasie trwania 20 ms, równoważnym impulsowi generowanemu podczas pojedynczego strzału. W podrozdziałach 10.3.1-10.3.3 zaprezentowano obliczenia dla pojedynczego strzału odpowiednio do przodu, w lewo oraz do tyłu. W podrozdziałe 10.3.4 przedstawiono wyniki badań modelowych dla serii trzech i siedmiu strzałów oraz podsumowanie dla systemu uzbrojenia z armatą kalibru 30 mm.

# 10.3.1. Pojedynczy strzał do przodu

Na rys. 10.3 przedstawiono przebiegi odkształceń konstrukcji w obszarach I, II, III. W obszarze I (rys. 10.3a), dla każdego rozważanego kąta elewacji armaty, bezpośrednio po obciążeniu konstrukcji zaobserwowano ściskanie jego powierzchni zewnętrznej. Największe odkształcenia, o wartości 84  $\mu$ m/m, wystąpiły dla kąta elewacji armaty 0°. Zmiana kąta elewacji (-10°) zmniejszyła je o 10  $\mu$ m/m. Najmniejsze odkształcenia wystąpiły dla kąta elewacji 60° osiągając wartość 41  $\mu$ m/m.

W obszarze II (rys. 10.3b), dla każdego rozważanego kąta elewacji armaty, bezpośrednio po obciążeniu konstrukcji zaobserwowano rozciąganie jej powierzchni wewnętrznej. Największe odkształcenia, podobnie jak w obszarze I, wystąpiły dla kąta elewacji armaty 0° osiągając wartość 59 µm/m. Dla kąta elewacji -10° osiągnięto odkształcenie osiągające wartość 44 µm/m,

natomiast najmniejsze wystąpiły dla kąta elewacji 60° osiągając dwukrotnie mniejszą wartość (22 μm/m).



Rys. 10.3. Odkształcenia: a) powierzchni zewnętrznej profilu wzmacniającego płytę za łożyskiem wieży (obszar I), b) powierzchni wewnętrznej płyty w obszarze między łożyskiem a kołnierzem lewego wspornika (obszar II) oraz c) prawego wspornika (obszar III) dla trzech kątów elewacji armaty: 0° (elew. 1), 60° (elew. 2), -10° (elew. 3)

W obszarze III (rys. 10.3c), dla każdego rozważanego kąta elewacji armaty, bezpośrednio po obciążeniu konstrukcji zaobserwowano rozciąganie jej wewnętrznej powierzchni. Największe odkształcenia, podobnie jak w obszarach I i II, wystąpiły dla kąta elewacji armaty 0° osiągając wartość 73 µm/m. Zmniejszenie kąta elewacji do wartości -10° przełożyło się na zmniejszenie maksymalnego odkształcenia osiągając wartość 60 µm/m. Najmniejsze odkształcenia powierzchni, o wartości 23 µm/m wystąpiły dla kąta elewacji 60°.

Największe wartości naprężeń spośród obszarów I-III, niezależnie od kąta elewacji armaty, wystąpiły po lewej stronie łożyska (obszar II). Największe, o wartości 53 MPa, dla kąta elewacji armaty 0°. Uwzględniając obszary płyty (A-D), największe wartości naprężeń występowały również po lewej stronie łożyska osiągając wartość 105 MPa, dla kąta elewacji armaty 60°. Dane dla wszystkich obszarów i kątów elewacji armaty zestawiono w tabeli 10.1.

Na rys. 10.4 przedstawiono mapę naprężeń powstałych w wyniku pojedynczego strzału do przodu dla kąta elewacji armaty 0° (dla chwili czasu t=0,137 s). Widoczne są spiętrzenia naprężeń występujące w płycie przede wszystkim w obszarze między łożyskiem, a kołnierzem lewego wspornika oraz przed łożyskiem.

W tabeli 10.2 zestawiono wartości maksymalnych ugięć dynamicznych występujących w konstrukcji płyty podwieżowej dla trzech kątów elewacji. Niezależnie od rozważanego punktu, największe wartości ugięć konstrukcji wystąpiły dla kąta elewacji armaty 0°. Dla tego

samego punktu (P2) uzyskano największe ugięcie konstrukcji dla kątów elewacji 0° oraz -10°. W przypadku kąta elewacji 60° maksymalne wartości ugięć wystąpiły dla płyty po lewej i prawej stronie łożyska.



*Rys.* 10.4. Mapa naprężeń zredukowanych występujących w konstrukcji płyty podwieżowej powstałych w wyniku pojedynczego strzału do przodu, kąt elewacji armaty 0°

Tabela 10.1. Wytężenie górnej płyty transportera, pojedynczy strzał do przodu w obszarach: I - profil za łożyskiem, II i III – płyta po lewej i prawej stronie łożyska, A i B – płyta przed i za łożyskiem, C i D – płyta między łożyskiem a kołnierzami lewego i prawego wspornika

Kąt elewacji	Naprężenia zredukowane [MPa]							
armaty	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	
[°]	Ι	II	III	А	В	С	D	
0	21	53	26	92	46	103	69	
60	11	46	15	84	27	105	56	
-10	18	51	23	34	42	100	52	

Na rys. 10.5 przedstawiono przebiegi sił przenoszonych przez wsporniki (oznaczono zielonym kolorem na rys. 10.5a) łączące górną płytę transportera z płytą dolną. W przypadku kąta elewacji 0° (rys. 10.5b), bezpośrednio po obciążeniu czopów impulsem siły, oba wsporniki są rozciągane. W przypadku lewego wspornika maksymalna wartość siły rozciągającej wyniosła 6,3 kN, a siły ściskającej 4,9 kN. Prawy wspornik przeniósł większe obciążenie, którego wartość siły rozciągającej osiągnęła 14 kN, natomiast ściskającej 11,5 kN. Dla kąta elewacji 60° (rys. 10.5c), bezpośrednio po obciążeniu czopów impulsem siły oba wsporniki są

ściskane. W przypadku lewego wspornika maksymalna wartość siły rozciągającej wyniosła 3,3 kN, a siły ściskającej 6,5 kN. Prawy wspornik przeniósł większe obciążenie, którego wartość siły rozciągającej osiągnęła 7,1 kN, natomiast ściskającej 8,1 kN. Dla kąta elewacji - 10° (rys. 10.5d) bezpośrednio po obciążeniu czopów impulsem siły oba wsporniki są ściskane. W przypadku lewego wspornika maksymalna wartość siły rozciągającej wyniosła 3,3 kN, a siły ściskającej 3,4 kN. Prawy wspornik przeniósł większe obciążenie, którego wartość siły rozciągającej osiągnęła 5,5 kN, natomiast ściskającej 5,1 kN.

Tabela 10.2. Ugięcia dynamiczne konstrukcji płyty podwieżowej mierzone w układzie współrzędnych związanym z kadłubem (P1 – płyta po lewej stronie łożyska, P2 – profil usztywniający płytę za łożyskiem, P3 – środek płyty między otworem na wieżę oraz otworem pod włazy, P4 – płyta po prawej stronie łożyska)

Kąt elewacji armaty [°]	Ugięcie dynamiczne [mm]						
	P1	Р2	Р3	P4			
0	0,55	0,79	0,4	0,71			
60	0,39	0,35	0,16	0,39			
-10	0,27	0,61	0,31	0,28			



Rys. 10.5. Siła przenoszona przez wsporniki: a) rozmieszczenie wsporników w przedziale desantu, b) przebiegi sił dla kąta elewacji armaty 0°, c) przebiegi sił dla kąta elewacji armaty 60°, d) przebiegi sił dla kąta elewacji armaty -10°

Na rys. 10.6 przedstawiono przemieszczenia kątowe kadłuba oraz wieży dla trzech kątów elewacji armaty. Pionową czerwoną linią kreskową zaznaczono moment, w którym impuls siły zaczyna oddziaływać na czopy armaty. Częstotliwość drgań swobodnych badanego układu wyniosła ok. 0,8 Hz. W przypadku wieży zaobserwowano również wyższe częstotliwości

o wartościach ok. 9 Hz oraz 15 Hz. Dla kąta elewacji 0° (rys. 10.6b) zaobserwowano wychylenie kadłuba (obrót wokół osi y, zgodnie z rys. 10.6a) osiągające maksymalnie wartość 2,4 mrad. Dla kąta elewacji 60° (rys. 10.6c) nieznacznie mniejsze, osiągając wartość 1,8 mrad, natomiast największe dla kąta elewacji armaty -10° (rys. 10.6d) osiągające maksymalnie wartość 2,7 mrad. Drgania kątowe wieży osiągnęły największe wartości dla kąta elewacji armaty 0°. Po ustaniu wymuszenia, badany obiekt powrócił do położenia równowagi.



Rys. 10.6. Drgania kątowe kadłuba i wieży: a) widok transportera ze zdefiniowanym dodatnim kierunkiem kąta obrotu b) drgania dla kąta elewacji armaty 0°, c) drgania dla kąta elewacji armaty 60°, d) drgania dla kąta elewacji armaty -10°

Na rys. 10.7-10.9 przedstawiono ugięcia dynamiczne zawieszeń po lewej oraz po prawej stronie kadłuba (odpowiednio lewy i prawy wykres). W żadnym przypadku ugięcie dynamiczne resorów hydropneumatycznych nie przekroczyło wartości 5 mm.



Rys. 10.7. Ugięcia dynamiczne zawieszeń kół (resorów HP): a) lewej (Z1L, ..., Z4L) oraz b) prawej (Z1P, ..., Z4P) strony dla kąta elewacji armaty 0°

Dla kąta elewacji 0° (rys. 10.7) w początkowym okresie po wystrzale resory hydropneumatyczne zawieszenia pierwszych, drugich i trzecich kół uległy rozprężaniu, natomiast czwartych sprężaniu. Obciążenie zawieszeń po obu stronach było porównywalne.

Największe obciążenie przenosiły zawieszenia kół pierwszych, a najmniejsze drugich i trzecich.

Dla kąta elewacji 60° (rys. 10.8) resory hydropneumatyczne zawieszeń wszystkich kół uległy sprężaniu. Ugięcia dynamiczne po obu stronach było porównywalne. Największe obciążenie przenosiły zawieszenia kół czwartych, natomiast najmniejsze zawieszenia pierwszych i drugich kół. W przypadku kąta elewacji -10° (rys 10.9) resory hydropneumatyczne zawieszeń pierwszych i drugich kół uległy rozprężaniu, a trzecich i czwartych sprężaniu.



Rys. 10.8. Ugięcia dynamiczne zawieszeń kół (resorów HP): a) lewej (Z1L, ..., Z4L) oraz b) prawej (Z1P, ..., Z4P) strony dla kąta elewacji armaty 60°



Rys. 10.9. Ugięcia dynamiczne zawieszeń kół (resorów HP): a) lewej (Z1L, ..., Z4L) oraz b) prawej (Z1P, ..., Z4P) strony dla kąta elewacji armaty -10°

Obciążenie zawieszeń po obu stronach było porównywalne. Największe wystąpiło dla zawieszeń kół czwartych, natomiast najmniejsze dla zawieszeń drugich i trzecich kół.

#### 10.3.2. Pojedynczy strzał w lewo

Na rys. 10.10 przedstawiono przebiegi odkształceń konstrukcji w obszarach I, II i III. W obszarze I (rys. 10.10a), dla kątów elewacji armaty 0° oraz -10°, bezpośrednio po obciążeniu konstrukcji, zaobserwowano rozciąganie powierzchni zewnętrznej profilu. Największe odkształcenie, osiągające wartość 140 µm/m wystąpiło dla kąta elewacji armaty 60°. Dla kątów 0° oraz -10°, odkształcenie osiągnęło wartość odpowiednio 129 µm/m oraz 49 µm/m.

W obszarze II (rys. 10.10b), dla kąta elewacji armaty 0° bezpośrednio po obciążeniu konstrukcji zaobserwowano rozciąganie, natomiast dla pozostałych kątów ściskanie wewnętrznej powierzchni płyty. Największe odkształcenie, osiągające wartość 55 µm/m

wystąpiło dla kąta elewacji 60°. Dla kątów elewacji -10° oraz 0° uzyskano odpowiednio wartości 44  $\mu$ m/m oraz 36  $\mu$ m/m.



Rys. 10.10. Odkształcenia: a) powierzchni zewnętrznej profilu wzmacniającego płytę za łożyskiem wieży (obszar I), b) powierzchni wewnętrznej płyty w obszarze między łożyskiem a kołnierzem lewego wspornika (obszar II) oraz c) prawego wspornika (obszar III) dla trzech kątów elewacji armaty: 0° (elew. 1), 60° (elew. 2), -10° (elew. 3)

W obszarze III (rys. 10.10c), dla kątów elewacji armaty 0° i -10° bezpośrednio po obciążeniu konstrukcji zaobserwowano rozciąganie jej wewnętrznej powierzchni. Dla kąta elewacji 0° wystąpiły największe odkształcenia osiągające wartość 87  $\mu$ m/m, natomiast najmniejsze, dla kąta elewacji -10°, osiągając wartość 43  $\mu$ m/m.

Największe wartości naprężeń spośród obszarów I-III, niezależnie od kąta elewacji armaty, wystąpiły po lewej stronie łożyska (obszar II). Największe, osiągające wartość 38,2 MPa dla kąta elewacji armaty 60°. Uwzględniając obszary płyty (A-D), największe wartości naprężeń występowały również po lewej stronie łożyska (obszar C) osiągając wartość 149 MPa dla tego samego kąta elewacji. Dane dla wszystkich obszarów i kątów elewacji armaty zestawiono w tabeli 10.3.

Na rys. 10.11 przedstawiono mapę naprężeń powstałych w wyniku pojedynczego strzału w lewo dla kąta elewacji armaty 0° (dla chwili czasu t=0,17 s). Podobnie jak w przypadku strzału do przodu, widoczne są spiętrzenia naprężeń występujące w płycie przede wszystkim w obszarze (między łożyskiem, a kołnierzem lewego wspornika oraz przed łożyskiem.

W tabeli 10.4 zestawiono wartości maksymalnych ugięć dynamicznych występujących w konstrukcji płyty podwieżowej dla trzech kątów elewacji. Największe wartości ugięć (dla

punktów P1 i P2) wystąpiły dla kątów elewacji armaty 0° oraz 60°. Najmniejsze ugięcia konstrukcji górnej płyty, niezależnie od rozważanego punktu, wystąpiły dla kąta elewacji -10°.



Rys. 10.11. Mapa naprężeń zredukowanych występujących w konstrukcji płyty podwieżowej powstałych w wyniku pojedynczego strzału w lewo, kąt elewacji armaty 0°

Tabela 10.3. Wytężenie górnej płyty transportera, pojedynczy strzał do przodu w obszarach: I - profil za łożyskiem, II i III – płyta po lewej i prawej stronie łożyska, A i B – płyta przed i za łożyskiem, C i D – płyta między łożyskiem a kołnierzami lewego i prawego wspornika

Kąt elewacji			Napręż	żenia zreduł [MPa]	lukowane		
armaty	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar
[°]	Ι	II	III	А	В	С	D
0	36	53	28	57	41	128	71
60	38	56	28	53	39	149	61
-10	20	50	27	27	39	102	67

Tabela 10.4. Ugięcia dynamiczne konstrukcji płyty podwieżowej mierzone w układzie współrzędnych związanym z kadłubem (P1 – płyta po lewej stronie łożyska, P2 – profil usztywniający płytę za łożyskiem, P3 – środek płyty między otworem na wieżę oraz otworem pod włazy, P4 – płyta po prawej stronie łożyska)

Kąt elewacji armaty [°]	Ugięcie dynamiczne [mm]					
	P1	P2	Р3	P4		
0	1,27	1,12	0,63	0,35		
60	1,18	1,16	0,63	0,32		
-10	0,28	0,35	0,21	0,16		

Na rys. 10.12 przedstawiono przebiegi sił przenoszonych przez wsporniki (oznaczono zielonym kolorem na rys. 10.12a) łączące górną płytę transportera z płytą dolną. W przypadku kąta elewacji 0° (rys. 10.12b), bezpośrednio po obciążeniu czopów impulsem siły, oba wsporniki są rozciągane. W przypadku lewego wspornika maksymalna wartość siły rozciągającej wyniosła 25,3 kN, a siły ściskającej 12,5 kN. Prawy wspornik przeniósł mniejsze obciążenie, którego wartość siły rozciągającej osiągnęła 5,3 kN, natomiast ściskającej 6,5 kN. Dla kąta elewacji 60° (rys. 10.12c), bezpośrednio po obciążeniu czopów impulsem siły oba wsporniki są ściskane.



Rys. 10.12. Sila przenoszona przez wsporniki: a) rozmieszczenie wsporników w przedziale desantu, b) przebiegi sił dla kąta elewacji armaty 0°, c) przebiegi sił dla kąta elewacji armaty 60°, d) przebiegi sił dla kąta elewacji armaty -10°

W przypadku lewego wspornika maksymalna wartość siły rozciągającej wyniosła 11,7 kN, a siły ściskającej 17,2 kN. Prawy wspornik przeniósł mniejsze obciążenie, którego wartość siły rozciągającej osiągnęła 3,5 kN, natomiast ściskającej 6,1 kN. Dla kąta elewacji -10° (rys. 10.5d) bezpośrednio po obciążeniu czopów impulsem siły lewy wspornik jest rozciągany, a prawy ściskany. W przypadku lewego wspornika maksymalna wartość siły rozciągającej wyniosła 7,2 kN, a siły ściskającej 1,9 kN. Prawy wspornik przeniósł większe obciążenie, którego wartość siły rozciągającej osiągnęła 2,5 kN, natomiast ściskającej 3 kN.

Na rys. 10.13 przedstawiono przemieszczenia kątowe kadłuba oraz wieży dla trzech kątów elewacji armaty. Pionową czerwoną linią kreskową zaznaczono moment, w którym impuls siły zaczyna oddziaływać na czopy armaty. Częstotliwość drgań swobodnych badanego układu wyniosła 0,6 Hz. W przypadku wieży zaobserwowano również wyższą częstotliwość o wartości 8,6 Hz. Dla kąta elewacji 0° (rys. 10.13b) wychylenie kadłuba (wokół osi y, zgodnie

z rys. 10.13a) osiągnęło maksymalnie 6,8 mrad. Zwiększenie kąta elewacji do 60° (rys. 10.13c) przełożyło się na zmniejszenie tej wartości osiągając 2,3 mrad. Największą wartość wychylenia obiektu z położenia równowagi zaobserwowano dla kąta elewacji armaty -10° (rys. 10.13d) osiągając 6 mrad. Drgania kątowe wieży osiągnęły największe wartości dla kąta elewacji armaty 0°. Po ustaniu wymuszenia, badany obiekt powrócił do położenia równowagi.



Rys. 10.13. Drgania kątowe kadłuba i wieży: a) widok transportera ze zdefiniowanym dodatnim kierunkiem kąta obrotu b) drgania dla kąta elewacji armaty 0°, c) drgania dla kąta elewacji armaty 60°, d) drgania dla kąta elewacji armaty -10°

Na rys. 10.14-10.16 przedstawiono ugięcia dynamiczne zawieszeń po lewej oraz po prawej stronie kadłuba (odpowiednio lewy i prawy wykres). W żadnym przypadku ugięcie dynamiczne resorów hydropneumatycznych nie przekroczyło wartości 7,5 mm.



Rys. 10.14. Ugięcia dynamiczne zawieszeń kół (resorów HP): a) lewej (Z1L, ..., Z4L) oraz b) prawej (Z1P, ..., Z4P) strony dla kąta elewacji armaty 0°

Dla kąta elewacji 0° (rys. 10.14) w początkowym okresie po wystrzale resory hydropneumatyczne zawieszeń kół po lewej stronie kadłuba uległy rozprężaniu, natomiast po prawej stronie kadłuba ściskaniu. Obciążenie zawieszeń po obu stronach było porównywalne.

W przypadku zawieszeń kół po lewej stronie największe ugięcie wystąpiło dla koła pierwszego, natomiast dla prawej strony – czwartego.

Dla kąta elewacji 60° (rys. 10.15) resory hydropneumatyczne zawieszeń wszystkich kół uległy sprężaniu. Ugięcia dynamiczne czwartego zawieszenia prawej strony w porównaniu do strony lewej było ponad dwukrotnie większe. Większe obciążenia przenosiły zawieszenia kół po prawej stronie kadłuba.



Rys. 10.15. Ugięcia dynamiczne zawieszeń kół (resorów HP): a) lewej (Z1L, ..., Z4L) oraz b) prawej (Z1P, ..., Z4P) strony dla kąta elewacji armaty 60°

W przypadku kąta elewacji -10° (rys 10.16) resory hydropneumatyczne zawieszeń kół po lewej stronie kadłuba uległy rozprężaniu, a po prawej sprężaniu. Większe obciążenie przeniosły zawieszenia kół prawej strony.



Rys. 10.16. Ugięcia dynamiczne zawieszeń kół (resorów HP): a) lewej (Z1L, ..., Z4L) oraz b) prawej (Z1P, ..., Z4P) strony dla kąta elewacji armaty -10°

# 10.3.3. Pojedynczy strzał do tyłu

Na rys. 10.17 przedstawiono przebiegi odkształceń konstrukcji w obszarach I, II i III. W obszarze I (10.17a), dla kątów elewacji armaty 0° oraz -10°, bezpośrednio po obciążeniu konstrukcji zaobserwowano rozciąganie jego powierzchni zewnętrznej. Największe odkształcenie, osiągające wartość 391 µm/m, wystąpiło dla kąt elewacji 0°. Najmniejsze odkształcenia wystąpiły w przypadku kąta elewacji -10°, dla którego odkształcenie osiągnęło wartość 121 µm/m. Dla kąta elewacji 60° odkształcenie osiągnęło wartość 267 µm/m.



Rys. 10.17. Odkształcenia: a) powierzchni zewnętrznej profilu wzmacniającego płytę za łożyskiem wieży (obszar 1), b) powierzchni wewnętrznej płyty w obszarze między łożyskiem a kołnierzem lewego wspornika (obszar II) oraz c) prawego wspornika (obszar III) dla trzech kątów elewacji armaty: 0° (elew. 1), 60° (elew. 2), -10° (elew. 3)

W obszarze II (rys. 10.17b), dla kątów elewacji armaty 0° oraz -10° bezpośrednio po obciążeniu konstrukcji zaobserwowano rozciąganie powierzchni wewnętrznej płyty. Największe odkształcenie osiągające wartość 340 µm/m wystąpiło dla kąta elewacji 0°, natomiast najmniejsze, osiągające wartość 109 µm/m, dla kąta elewacji -10°. Dla kąta elewacji 60° osiągnęło wartość 150 µm/m.

W obszarze III (rys. 10.17c), Dla kątów elewacji armaty 0° oraz -10°, bezpośrednio po obciążeniu konstrukcji zaobserwowano rozciąganie wewnętrznej powierzchni płyty. Największe odkształcenie, osiągające wartość 312 µm/m, wystąpiło dla kąta elewacji 0°, zaś najmniejsze, o wartości wystąpiły dla kąta elewacji -10° osiągając wartość 115 µm/m. Dla kąta elewacji 60° odkształcenie osiągnęło wartość147 µm/m.

Największe wartości naprężeń spośród obszarów I–III wystąpiły dla kąta elewacji armaty 0° na powierzchni zewnętrznej profilu usztywniającego płytę za łożyskiem (obszar I) osiągając wartość 81 MPa. Dla pozostałych katów elewacji maksymalne wartości, podobnie jak w przypadku strzałów do przodu i do tyłu, wystąpiły w obszarze II osiągając wartości 67 MPa oraz 48 MPa, odpowiednio dla kątów 60° i -10°. Uwzględniając obszary płyty (A-D), największe wartości naprężeń występowały również po lewej stronie łożyska (obszar C) osiągając wartość 159 MPa dla tego samego kąta elewacji 60°. Dane dla wszystkich obszarów i kątów elewacji armaty zestawiono w tabeli 10.5.

Na rys. 10.18 przedstawiono mapę naprężeń powstałych w wyniku pojedynczego strzału do tyłu dla kąta elewacji armaty  $0^{\circ}$  (dla chwili czasu t=0,127 s). Widoczne są spiętrzenia

naprężeń występujące w płycie przede wszystkim w obszarach między łożyskiem a kołnierzami obu wsporników (po lewej i prawej stronie łożyska) oraz w obszarze profilu usztywniający konstrukcję płyty za łożyskiem.



Rys. 10.18. Mapa naprężeń zredukowanych występujących w konstrukcji płyty podwieżowej powstałych w wyniku pojedynczego strzału do tyłu, kąt elewacji armaty 0°

Tabela 10.5. Wytężenie górnej płyty transportera, pojedynczy strzał do przodu w obszarach: I - profil za łożyskiem, II i III – płyta po lewej i prawej stronie łożyska, A i B – płyta przed i za łożyskiem, C i D – płyta między łożyskiem a kolnierzami lewego i prawego wspornika

Kąt elewacji	Naprężenia zredukowane [MPa]							
armaty	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	
[°]	Ι	II	III	А	В	С	D	
0	81	60	52	39	66	146	82	
60	56	67	36	25	62	159	101	
-10	25	48	18	30	55	102	47	

W tabeli 10.6 zestawiono wartości maksymalnych ugięć dynamicznych występujących w konstrukcji płyty podwieżowej dla trzech kątów elewacji. Niezależnie od kąta elewacji największe wartości ugięć wystąpiły dla profilu usztywniającego płytę za łożyskiem. Największa wartość ugięcia wystąpiła dla kąta elewacji armaty 0°. Zmiana kąta elewacji przełożyła się na zmniejszenie maksymalnych wartości ugięć dynamicznych w rozważanych czterech punktach.

Tabela 10.6. Ugięcia dynamiczne konstrukcji płyty podwieżowej mierzone w układzie współrzędnych związanym z kadłubem (P1 – płyta po lewej stronie łożyska, P2 – profil usztywniający płytę za łożyskiem, P3 – środek płyty między otworem na wieżę oraz otworem pod włazy, P4 – płyta po prawej stronie łożyska)

Kąt elewacji armaty [°]	Ugięcie dynamiczne [mm]					
	P1	Р2	Р3	P4		
0	1,72	3,57	2,47	1,23		
60	1,31	2,45	1,62	0,9		
-10	0,44	1,05	0,73	0,33		

Na rys. 10.19 przedstawiono przebiegi sił przenoszonych przez wsporniki (oznaczono zielonym kolorem na rys. 10.19a) łączące górną płytę transportera z płytą dolną. W przypadku kąta elewacji 0° (rys. 10.19b), bezpośrednio po obciążeniu czopów impulsem siły, oba wsporniki są rozciągane. W przypadku lewego wspornika maksymalna wartość siły rozciągającej wyniosła 23,7 kN, a siły ściskającej 16,1 kN. Prawy wspornik przeniósł porównywalne obciążenie rozciągające, którego wartość siły osiągnęła 21,4 kN, oraz mniejsze obciążenie ściskające, którego wartość siły osiągnęła 12,6 kN. Dla kąta elewacji 60° (rys. 10.19c), bezpośrednio po obciążeniu czopów impulsem siły oba wsporniki są ściskane.



Rys. 10.19. Siła przenoszona przez wsporniki: a) rozmieszczenie wsporników w przedziale desantu, b) przebiegi sił dla kąta elewacji armaty 0°, c) przebiegi sił dla kąta elewacji armaty 60°, d) przebiegi sił dla kąta elewacji armaty -10°

W przypadku lewego wspornika maksymalna wartość siły rozciągającej wyniosła 12,9 kN, a siły ściskającej 18,4 kN. Prawy wspornik przeniósł mniejsze obciążenie, którego wartość siły

rozciągającej osiągnęła 11,1 kN, natomiast ściskającej 16,3 kN. Dla kąta elewacji -10° (rys. 10.19d) bezpośrednio po obciążeniu czopów impulsem siły oba wsporniki są rozciągane. W przypadku lewego wspornika maksymalna wartość siły rozciągającej wyniosła 5,5 kN, a siły ściskającej 3,4 kN. Prawy wspornik przeniósł mniejsze obciążenie, którego wartość siły rozciągającej osiągnęła 5,1 kN, natomiast ściskającej 2,2 kN.

Na rys. 10.20 przedstawiono przemieszczenia kątowe kadłuba oraz wieży dla trzech kątów elewacji armaty. Pionową czerwoną linią kreskową zaznaczono moment, w którym impuls siły zaczyna oddziaływać na czopy armaty. Częstotliwość drgań swobodnych badanego układu wyniosła 0,8 Hz. W przypadku wieży zaobserwowano również wyższą częstotliwość o wartości 7,5 Hz. Największe wychylenie (obrót) badanego obiektu z położenia równowagi po wprowadzeniu wymuszenia wystąpiło dla kąta elewacji 0° (rys. 10.20b) osiągając maksymalnie wartość 3,7 mrad. Dla kąta elewacji 60° (rys. 10.20c) wystąpiło najmniejsze wychylenie osiągając wartość 0,35 mrad, natomiast dla kąta elewacji armaty -10° (rys. 10.20d) maksymalna wartość osiągnęła 2,8 mrad. Drgania kątowe wieży osiągnęły największe wartości dla kąta elewacji armaty 0°. Po ustaniu wymuszenia, badany obiekt powrócił do położenia równowagi.



Rys. 10.20. Drgania kątowe kadłuba i wieży: a) widok transportera ze zdefiniowanym dodatnim kierunkiem kąta obrotu b) drgania dla kąta elewacji armaty 0°, c) drgania dla kąta elewacji armaty 60°, d) drgania dla kąta elewacji armaty -10°

Na rys. 10.21-10.23 przedstawiono ugięcia dynamiczne zawieszeń po lewej oraz po prawej stronie kadłuba (odpowiednio lewy i prawy wykres). W żadnym przypadku ugięcie dynamiczne resorów hydropneumatycznych nie przekroczyło wartości 6,7 mm. Dla kąta elewacji 0° (rys. 10.21) w początkowym okresie po wystrzale resory hydropneumatyczne zawieszeń

pierwszych, drugich i trzecich kół uległy rozprężaniu, natomiast czwartych sprężaniu. Obciążenie zawieszeń po obu stronach było porównywalne. Największe obciążenie przenosiły zawieszenia kół pierwszych, a najmniejsze drugich i trzecich.



Rys. 10.21. Ugięcia dynamiczne zawieszeń kół (resorów HP): a) lewej (Z1L, ..., Z4L) oraz b) prawej (Z1P, ..., Z4P) strony dla kąta elewacji armaty 0°

Dla kąta elewacji 60° (rys. 10.22) resory hydropneumatyczne zawieszeń wszystkich kół uległy sprężaniu. Ugięcia dynamiczne po obu stronach było porównywalne. Największe obciążenie przenosiły zawieszenia kół pierwszych, natomiast najmniejsze zawieszenia kół czwartych.



Rys. 10.22. Ugięcia dynamiczne zawieszeń kół (resorów HP): a) lewej (Z1L, ..., Z4L) oraz b) prawej (Z1P, ..., Z4P) strony dla kąta elewacji armaty 60°

W przypadku kąta elewacji -10° (rys. 10.23) resory hydropneumatyczne zawieszeń trzecich i czwartych kół uległy rozprężaniu, a pierwszych i drugich sprężaniu. Obciążenie zawieszeń po obu stronach było porównywalne. Największe wystąpiło dla zawieszeń kół czwartych i pierwszych, natomiast najmniejsze dla zawieszeń drugich i trzecich kół.



Rys. 10.23. Ugięcia dynamiczne zawieszeń kół (resorów HP): a) lewej (Z1L, ..., Z4L) oraz b) prawej (Z1P, ..., Z4P) strony dla kąta elewacji armaty -10°

#### 10.3.4. Strzelanie seriami

Na rysunku 10.24 zestawiono wartości odkształceń w obszarze I (rys. 10.24a), obszarze II (rys. 10.24b) oraz obszarze III (rys. 10.24c) powstałe w następstwie pojedynczego strzału oraz w serii trzech i siedmiu strzałów. Armatę ustawiono w kierunku przodu kadłuba, kąt elewacji armaty 0°. Na podstawie analizy uzyskanych wyników stwierdzono, że maksymalne odkształcenia w rozważanych obszarach wystąpiły po pierwszym strzale. W okolicy trzeciego, czwartego strzału nastąpiło ustalenie charakteru drgań konstrukcji.



Rys. 10.24. Zestawienie odkształceń konstrukcji: a) obszar 1, b) obszar 2, c) obszar 3, dla pojedynczego strzału oraz trzech i siedmiu strzałów w serii do przodu przy kącie elewacji armaty 0°

Na rysunku 10.25 zestawiono wartości odkształceń w obszarze I (rys. 10.25a), obszarze II (rys. 10.25b) oraz obszarze III (rys. 10.25c) powstałych w następstwie pojedynczego strzału oraz w serii trzech i siedmiu strzałów. Armatę ustawiono w kierunku lewej burty kadłuba, kąt elewacji armaty 0°. Na podstawie analizy uzyskanych wyników stwierdzono, że maksymalne odkształcenia w rozważanych obszarach wystąpiły po drugim strzałe. W okolicy trzeciego, czwartego strzału nastąpiło ustalenie charakteru drgań konstrukcji.



Rys. 10.25. Zestawienie odkształceń konstrukcji: a) obszar 1, b) obszar 2, c) obszar 3, dla pojedynczego strzału oraz trzech i siedmiu strzałów w serii w lewo przy kącie elewacji armaty 0°

Na rysunku 10.26 zestawiono wartości odkształceń w obszarze I (rys. 10.26), obszarze II (rys. 10.26b) oraz obszarze III (rys. 10.26c) powstałych w następstwie pojedynczego strzału oraz w serii trzech i siedmiu strzałów. Wieżę z armatą obrócono w kierunku tyłu kadłuba, kąt elewacji armaty 0°. Na podstawie analizy uzyskanych wyników stwierdzono, że maksymalne

odkształcenia w rozważanych obszarach wystąpiły po drugim strzale. W okolicy czwartego strzału nastąpiło ustalenie charakteru drgań konstrukcji.



Rys. 10.26. Zestawienie odkształceń konstrukcji: a) obszar 1, b) obszar 2, c) obszar 3, dla pojedynczego strzału oraz trzech i siedmiu strzałów w serii do tyłu przy kącie elewacji armaty 0°

#### Podsumowanie

Po przeanalizowaniu wyników badań modelowych dla armaty kalibru 30 mm można stwierdzić, że:

- Największe wytężenie górnej płyty transportera podczas strzelania w kierunku na wprost występuje dla kąta elewacji 0°. Zmiana kąta elewacji zmniejsza odkształcenia i naprężenia w płycie podwieżowej.
- W przypadku strzału w lewo największe wytężenie górnej płyty wystąpiło dla kąta elewacji armaty 60°.
- Największe wytężenie górnej płyty wystąpiło podczas strzelania do tyłu przy kątach elewacji armaty 0° oraz 60°.
- Strzelanie seriami może zwiększać poziom wytężenia konstrukcji, przy czym po około
  3-4 strzałach obserwuje się jego ustalanie.
- 5. Największe wytężenie płyty wystąpiło w obszarze po lewej stronie łożyska osiągając wartość na poziomie 159 MPa nie stanowiąc zagrożenia dla użytkowania konstrukcji.

# 10.4. Armata kalibru 35mm

Badania modelowe wykonano dla kołowego transportera opancerzonego wyposażonego w system wieżowy z armatą kalibru 35 mm (rys. 10.27). W trakcie badań modelowych czopy armaty obciążono siłą o wartości 30 kN i czasie trwania 32 ms. Obliczenia wykonano dla pojedynczego strzału do przodu, dla kąta elewacji armaty 0°.

Na rys. 10.28 przedstawiono przebiegi odkształceń konstrukcji w obszarach I, II i III. Dla każdego rozważanego obszaru, bezpośrednio po obciążeniu konstrukcji zaobserwowano ściskanie powierzchni. W obszarze I wystąpiło największe odkształcenie osiągając wartość

184  $\mu$ m/m. Mniejsze odkształcenia o wartościach 130  $\mu$ m/m i 127  $\mu$ m/m wystąpiły odpowiednio w obszarze II i obszarze III.



*Rys.* 10.27. *KTO wyposażony w system wieżowy z armatą kalibru 35 mm oraz przyjęty dodatni kierunek kąta obrotu kadłuba i wieży* 



Rys. 10.28. Odkształcenia profilu wzmacniającego płytę za łożyskiem wieży (obszar I), obszarów między łożyskiem a kołnierzem lewego (obszar II) oraz prawego (obszar III) wspornika

Największe wartości naprężeń, zarówno wśród obszarów I-III oraz A-D, wystąpiły dla tych znajdujących się po lewej stronie łożyska. Dla obszaru II naprężenia zredukowane osiągnęły wartość 73 MPa, natomiast w obszarze C 200 MPa. Dane dla wszystkich obszarów i kątów elewacji armaty zestawiono w tabeli 10.7.

Na rys. 10.29 przedstawiono mapę naprężeń powstałych w wyniku pojedynczego strzału do przodu dla kąta elewacji armaty 0° (dla chwili czasu t=0,136 s). Widoczne są spiętrzenia naprężeń występujące w płycie przede wszystkim w obszarze przed łożyskiem oraz w obszarach płyty między łożyskiem a kołnierzami wsporników.


*Rys.* 10.29. Mapa naprężeń zredukowanych występujących w konstrukcji płyty podwieżowej powstałych w wyniku pojedynczego strzału do przodu, kąt elewacji armaty 0°

Tabela 10.7. Wytężenie górnej płyty transportera, pojedynczy strzał do przodu w obszarach: I - profil za łożyskiem, II i III – płyta po lewej i prawej stronie łożyska, A i B – płyta przed i za łożyskiem, C i D – płyta między łożyskiem a kolnierzami lewego i prawego wspornika

Kąt elewacji		Naprężenia zredukowane [MPa]									
armaty	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar				
11	Ι	II	III	A	В	С	D				
0	47	73	36	165	37	200	142				

Największe ugięcie dynamiczne konstrukcji wystąpiło dla profilu usztywniającego płytę za łożyskiem (P2) osiągając wartość 1,77 mm. Ugięcie płyty po lewej stronie łożyska (P1) osiągnęło wartość 1,6 mm. W przypadku centralnej części płyty między otworem na wieżę i otworem pod pokrywy włazów (P3) oraz dla płyty po prawej stronie łożyska (P4) osiągnęły mniejszą o ok. 0,8 mm wartość.

Na rys. 10.30 przedstawiono przebiegi sił przenoszonych przez wsporniki łączące górną płytę transportera z płytą dna. Bezpośrednio po obciążeniu czopów impulsem siły oba wsporniki są ściskane. W przypadku lewego wspornika maksymalna wartość siły rozciągającej wyniosła 19 kN, a siły ściskającej 18 kN. Prawy wspornik przeniósł mniejsze obciążenie, którego wartość siły rozciągającej osiągnęła 18 kN, natomiast ściskającej 17 kN.

Na rys. 10.31 przedstawiono przemieszczenia kątowe kadłuba oraz wieży. Pionową czerwoną linią kreskową zaznaczono moment, w którym impuls siły zaczyna oddziaływać na

czopy armaty. W wyniku obciążenia udarowego zaobserwowano wychylenie obiektu z położenia równowagi (wystąpił obrót kadłuba zgodnie z oznaczeniem na rys. 10.27) maksymalnie o wartość 3,6 mrad. Częstotliwość drgań swobodnych badanego układu wyniosła 0,6 Hz. W przypadku wieży zaobserwowano również wyższą częstotliwość o wartości 12 Hz.

Na rys. 10.32 przedstawiono ugięcia dynamiczne zawieszeń po lewej oraz po prawej stronie kadłuba (odpowiednio lewy i prawy wykres). W przypadku armaty kalibru 35 mm kolumny hydropneumatyczne zawieszenia pierwszych, drugich i trzecich kół uległy rozprężaniu, natomiast czwartego koła uległy sprężaniu. Obciążenie zawieszeń po obu stronach było porównywalne. Największą wartość ugięcia zaobserwowano dla pierwszego zawieszenia i wyniosła ok. 5 mm. Najmniejsze obciążenie przeniosły zawieszenia drugich i trzecich kół.







Rys. 10.31. Drgania kątowe kadłuba i wieży



Rys. 10.32. Ugięcia dynamiczne zawieszeń kół: a) lewej (Z1L, ..., Z4L) oraz b) prawej (Z1P, ..., Z4P) strony

#### Podsumowanie

Zastosowanie systemu wieżowego z armatą kalibru 35 mm przełożyło się na (por. z pojedynczym strzałem do przodu, armata kal. 30 mm, kąt elewacji 0°):

- 1. Zwiększenie o 79% maksymalnych wartości naprężeń w obszarze płyty przed łożyskiem.
- Dwukrotne zwiększenie maksymalnych wartości naprężeń w obszarach płyty po lewej i prawej stronie łożyska.
- 3. Zmniejszenie o 24% obciążenia przenoszonego przez płytę za łożyskiem.
- 4. Największe obciążenie płyty wystąpiło w obszarze po lewej stronie łożyska osiągając wartości na poziomie 200 MPa nie stanowiąc zagrożenia dla użytkowania konstrukcji.

## 10.5. Armata kalibru 105 mm

Badania modelowe wykonano dla transportera opancerzonego wyposażonego w system wieżowy z armatą kalibru 105 mm (rys. 10.33a). Przebiegi sił obciążających czopy armaty dla wariantu o standardowej sile odrzutu (105a) oraz zmniejszonej sile odrzutu przedstawiono na rys. 10.33b. W obu wariantach obliczenia wykonano dla pojedynczego strzału do przodu dla kąta elewacji armaty 0°.



Rys. 10.33. a) KTO z systemem wieżowym wyposażonym w armatę kalibru 105 mm oraz b) przebiegi sił obciążających czopy armaty, kaliber 105 mm o standardowej sile odrzutu (105a) oraz zmniejszonej sile odrzutu (105b)

Na rys. 10.34 przedstawiono przebiegi odkształceń dla trzech obszarów pomiarowych. W obszarze I (rys. 10.34a), dla obu wariantów, bezpośrednio po obciążeniu konstrukcji zaobserwowano, ściskanie powierzchni zewnętrznej profilu. Największe odkształcenia wystąpiły dla wariantu o standardowej sile odrzutu (105a) osiągając wartość 643 μm/m, natomiast dla wariantu ze zmniejszoną siłą odrzutu (105b) osiągając mniejszą wartość 582 μm/m.



Rys. 10.34. Odkształcenia: a) powierzchni zewnętrznej profilu wzmacniającego płytę za łożyskiem wieży (obszar I), b) powierzchni wewnętrznej płyty w obszarze między łożyskiem a kołnierzem lewego wspornika (obszar II), c) powierzchni wewnętrznej płyty w obszarze między łożyskiem a kołnierzem prawego wspornika (obszar III)

W obszarze II (rys. 10.34b), dla obu wariantów, bezpośrednio po obciążeniu konstrukcji zaobserwowano rozciąganie powierzchni wewnętrznej płyty. Największe odkształcenia wystąpiły dla wariantu o standardowej sile odrzutu (105a) osiągając wartość 562  $\mu$ m/m, natomiast dla wariantu ze zmniejszoną siłą odrzutu (105b) największe odkształcenie osiągnęło wartość 467  $\mu$ m/m.

W obszarze III (rys. 10.34c), podobnie jak w obszarze II, bezpośrednio po obciążeniu konstrukcji zaobserwowano rozciąganie powierzchni. Największe odkształcenia wystąpiły dla wariantu o standardowej sile odrzutu (105a) osiągając wartość 493 µm/m. Dla wariantu o zmniejszonej sile odrzutu (105b) największe odkształcenie osiągnęło wartość 378 µm/m.

Największe wartości naprężeń spośród obszarów I-III, dla wariantu o standardowej sile odrzutu, wystąpiły w obszarze II osiągając wartość 157 MPa. Dla wariantu o zmniejszonej sile odrzutu wystąpiły w obszarze I osiągając wartość 135 MPa. Uwzględniając obszary płyty (A-D), największe wartości naprężeń występowały w obszarze płyty przed łożyskiem (obszar A) osiągając wartości naprężeń 694 MPa oraz 538 MPa, odpowiednio dla wariantu o standardowej i zmniejszonej sile odrzutu. Dane dla wszystkich obszarów zestawiono w tabeli 10.8.

Na rys. 10.35 przedstawiono mapy naprężeń powstałych w wyniku pojedynczego strzału dla armaty o standardowej sile odrzutu (rys. 10.35a, dla chwili czasu t=0,162 s) oraz o zmniejszonej sile odrzutu (rys. 10.35b dla chwili czasu t=0,156 s) skierowanej do przodu dla kąta elewacji 0°. Widoczne są spiętrzenia naprężeń występujące w płycie przede wszystkim w obszarze przed łożyskiem oraz w obszarach płyty między łożyskiem, a kołnierzami obu wsporników. W przypadku armaty o standardowej sile odrzutu zwiększone wytężenie konstrukcji obejmuje większość rozpatrywanego obszaru.



Rys. 10.35. Mapa naprężeń zredukowanych występujących w konstrukcji płyty podwieżowej powstałych w wyniku pojedynczego strzału do przodu, kąt elewacji armaty 0°: a) armata 105 mm o standardowej sile odrzutu, b) armata 105 mm o zmniejszonej sile odrzutu

Tabela 10.8. Wytężenie górnej płyty transportera, pojedynczy strzał do przodu w obszarach: I - profil za łożyskiem, II i III – płyta po lewej i prawej stronie łożyska, A i B – płyta przed i za łożyskiem, C i D – płyta między łożyskiem a kołnierzami lewego i prawego wspornika

Armata	Naprężenia zredukowane								
kalibru	[MPa]								
105 mm,	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar		
wariant	I	II	III	A	B	C	D		
105a	147	157	108	694	250	420	372		
105b	135	131	82	538	115	372	316		

W tabeli 10.9 zestawiono wartości maksymalnych ugięć dynamicznych występujących w konstrukcji płyty podwieżowej dla wariantu armaty kalibru 105 mm ze standardową siłą odrzutu (105a) oraz o zmniejszonej sile odrzutu (105b). Największe ugięcie płyty o wartości 7,29 mm wystąpiło dla punktu P3. Zastosowanie armaty o zmniejszonej sile odrzutu przełożyło

się na dwukrotne zmniejszenie ugięcia w tym punkcie. Największe ugięcie o wartości 5,31 mm zaobserwowano dla punktu P2. W obu przypadkach najmniejsze ugięcia wystąpiły po prawej stronie łożyska (punkt P4).

Tabela 10.9. Ugięcia dynamiczne konstrukcji płyty podwieżowej mierzone w układzie współrzędnych związanym z kadłubem (P1 – płyta po lewej stronie łożyska, P2 – profil usztywniający płytę za łożyskiem, P3 – środek płyty między otworem na wieżę oraz otworem pod włazy, P4 – płyta po prawej stronie łożyska)

Wariant armaty	Ugięcie dynamiczne [mm]						
	P1	P2	Р3	P4			
105a	4,17	6,58	7,29	3,6			
105b	3,45	5,31	3,65	2,25			

Na rys. 10.36 przedstawiono przebiegi sił przenoszonych przez wsporniki łączące górną płytę transportera z płytą dolną. W przypadku wariantu referencyjnego (rys. 10.36a), bezpośrednio po obciążeniu czopów impulsem siły oba wsporniki są rozciągane. W przypadku lewego wspornika maksymalna wartość siły ściskającej wyniosła 56,3 kN, a siły rozciągającej 65,1 kN. Prawy wspornik przeniósł większe obciążenie, którego wartość siły ściągającej osiągnęła 61,9 kN, natomiast ściskającej 70,6 kN. W przypadku wariantu o zmniejszonej sile odrzutu (rys. 10.36b), bezpośrednio po obciążeniu czopów impulsem siły, oba wsporniki są rozciągane. W przypadku lewego wspornika maksymalna wartość siły ściskającej wyniosła 38,8 kN, a siły rozciągającej 37,6 kN. Prawy wspornik przeniósł porównywalne obciążenie, którego wartość siły rozciągającej osiągnęła 36,2 kN, natomiast ściskającej 41,2 kN.



*Rys.* 10.36. Siła przenoszona przez wsporniki dla: a) wariantu referencyjnego, b) armaty o zmniejszonej sile odrzutu

Na rys. 10.37 przedstawiono przemieszczenia kątowe kadłuba oraz wieży. Pionową czerwoną linią kreskową zaznaczono moment, w którym impuls siły zaczyna oddziaływać na czopy armaty. Na rys. 10.37a przedstawiono wyniki dla wariantu armaty bez zmniejszenia siły

odrzutu. W wyniku obciążenia udarowego badanej konstrukcji wystąpiło wychylenie (obrót zgodnie z oznaczeniem na rys. 10.33) kadłuba z położenia równowagi maksymalnie o 44 mrad, natomiast dla wariantu ze zmniejszoną siłą odrzutu (rys. 10.37b) o 45 mrad. Częstotliwość drgań swobodnych badanego układu wyniosła 0,7 Hz, natomiast w przypadku wieży zaobserwowano również wyższą częstotliwość o wartości 3,8 Hz.



*Rys.* 10.37. Drgania kątowe kadłuba i wieży: a) dla wariantu referencyjnego, b) dla wariantu o zmniejszonej sile odrzutu

Na rys. 10.38 przedstawiono ugięcia dynamiczne zawieszeń po lewej (rys. 10.38a) oraz po prawej (rys. 10.38b) stronie kadłuba dla wariantu referencyjnego. Resory hydropneumatyczne zawieszeń pierwszych, drugich i trzecich kół uległy rozprężaniu, natomiast czwartych kół sprężaniu. Obciążenie zawieszeń po obu stronach było porównywalne. Największą wartość ugięcia zaobserwowano dla pierwszego zawieszenia i wyniosła 86 mm. Najmniejsze ugięcia wystąpiły dla zawieszeń trzecich kół. W przypadku wariantu o zmniejszonej sile odrzutu nieznacznie zwiększyła się maksymalna wartość ugięcia resora hydropneumatycznego i wyniosła 91 mm.



Rys. 10.38. Ugięcia dynamiczne zawieszeń (resorów HP): kół lewej (Z1L, ..., Z4L) i prawej (Z1P, ..., Z4P) strony dla kąta elewacji armaty 0°

#### Podsumowanie

Zastosowanie systemu wieżowego z armatą kalibru 105 mm w wariancie o standardowej sile (wariant 105a) odrzutu wpłynęło na (por. z pojedynczym strzałem do przodu, armata kal. 30 mm, kąt elewacji 0°):

- 1. Ponad siedmiokrotne zwiększenie wartości naprężeń w obszarze między łożyskiem a profilem usztywniającym płytę w pobliżu przegrody przedziału silnikowego.
- 2. Ponad pięciokrotne zwiększenie maksymalnych wartości naprężeń w obszarze płyty między łożyskiem a występującym za nim profilem.
- 3. Obciążenie lewej strony wzrosło czterokrotnie, natomiast prawej ponad pięciokrotnie.
- 4. Największe obciążenie płyty wystąpiło w obszarze przed łożyskiem osiągając wartości na poziomie 700 MPa.

Zastosowanie systemu wieżowego z armatą kalibru 105 mm w wariancie o zmniejszonej sile odrzutu (wariant 105b) wskazują, że w porównaniu do armaty o standardowej sile odrzutu (wariant 105a) wskazuje na (por. z pojedynczym strzałem do przodu, armata kal. 30 mm, kąt elewacji 0°):

- Zmniejszenie wartości naprężeń (pierwszy wariant) w obszarze przed łożyskiem o 22,5%.
- Zmniejszenie wartości naprężeń dla pierwszego wariantu w obszarze za łożyskiem o 54%.
- Zmniejszenie wartości naprężeń dla wariantu podstawowego po lewej stronie o 11,4%, natomiast po prawej o 15,1%.
- 4. Największe obciążenie płyty wystąpiło w obszarze przed łożyskiem przekraczając wartość 500 MPa.

# 10.5.1. Strzał w lewo

Badania modelowe wykonano dla kołowego transportera opancerzonego wyposażonego w system wieżowy z armatą kalibru 105 mm (rys. 10.39) o zmniejszonej sile odrzutu. Siłę obciążającą czopy armaty przedstawiono na rys. 10.33b (przebieg "105b"). Obliczenia wykonano dla pojedynczego strzału w lewo, dla kąta elewacji armaty 0°.



Rys. 10.39. KTO wyposażony w system wieżowy z armatą kalibru 105 mm oraz przyjęty dodatni kierunek kąta obrotu kadłuba i wieży

Na rys. 10.40 zestawiono przebiegi odkształceń dla trzech obszarów pomiarowych. W obszarze I, bezpośrednio po obciążeniu konstrukcji, zaobserwowano odkształcenie rozciągające powierzchnię zewnętrzną profilu. W przypadku pozostałych obszarów zaobserwowano odkształcenie ściskające powierzchnię wewnętrzną płyty. Największe odkształcenia wystąpiły w obszarze I osiągając wartość 483 µm/m, natomiast najmniejsze w obszarze III osiągając wartość 151 µm/m.

Największe wartości naprężeń spośród obszarów I-III wystąpiły w obszarze I osiągając wartość 100 MPa. Uwzględniając obszary płyty (A-D), największe wartości naprężeń występowały po lewej stronie łożyska (obszar C) osiągając wartość 338 MPa. Dane dla wszystkich obszarów zestawiono w tabeli 10.10.



Rys. 10.40. Odkształcenia profilu wzmacniającego płytę za łożyskiem wieży (obszar I), obszarów między łożyskiem a kołnierzem lewego (obszar II) oraz prawego (obszar III) wspornika

Na rys. 10.41 przedstawiono mapy naprężeń powstałych w wyniku pojedynczego strzału dla armaty o zmniejszonej sile odrzutu skierowanej do przodu dla kąta elewacji 0° (dla chwili czasu t=0,198 s). Widoczne są spiętrzenia naprężeń występujące w płycie przede wszystkim w obszarach po lewej i prawej stronie łożyska obejmujące zarówno powierzchnię płyty (między łożyskiem, a kołnierzami obu wsporników) oraz profile usztywniające płytę podwieżową. Mniejsze wytężenie konstrukcji zaobserwowano w obszarach przed i za łożyskiem. oraz w drugim i trzecim obszarze. Zwiększone wytężenie konstrukcji obejmuje przede wszystkim obszary płyty w pobliżu profili zwiększających jej sztywność.



Rys. 10.41. Mapa naprężeń zredukowanych występujących w konstrukcji płyty podwieżowej powstałych w wyniku pojedynczego strzału w lewo, kąt elewacji armaty 0°

Tabela 10.10. Wytężenie górnej płyty transportera, pojedynczy strzał do przodu w obszarach: I - profil za łożyskiem, II i III – płyta po lewej i prawej stronie łożyska, A i B – płyta przed i za łożyskiem, C i D – płyta między łożyskiem a kołnierzami lewego i prawego wspornika

Armata kalibru	Naprężenia zredukowane [MPa]							
105 mm, wariant	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	
wariant	1	11	111	A	В	С	D	
105b	100	92	68	142	57	338	331	

Największe ugięcie dynamiczne wystąpiło dla płyty po lewej stronie łożyska (P1) osiągając wartość 4,61 mm. W przypadku profilu usztywniającego płytę za łożyskiem (P2) osiągnęło wartość 2,98 mm. Najmniejszą, dla centralnej części płyty między otworem na wieżę i otworem pod pokrywy włazów (P3) o wartości 1,62 mm, natomiast po prawej stronie łożyska (P4) ugięcie o wartości 2,77 mm.

Na rys. 10.42 przedstawiono przebiegi sił przenoszonych przez wsporniki łączące górną płytę transportera z płytą dna. Bezpośrednio po obciążeniu czopów impulsem siły oba wsporniki są rozciągane. W przypadku lewego wspornika maksymalna wartość siły rozciągającej wyniosła 96,8 kN, a siły ściskającej 37,8 kN. Prawy wspornik przeniósł mniejsze obciążenie rozciągające, którego wartość siły przy rozciąganiu osiągnęła 32,7 kN, oraz większe obciążenie ściskające o wartości 58 kN.

Na rys. 10.43 przedstawiono przemieszczenia kątowe kadłuba oraz wieży. Pionową czerwoną linią kreskową zaznaczono moment, w którym impuls siły zaczyna oddziaływać na

czopy armaty. W wyniku obciążenia udarowego wystąpiło wychylenie obiektu z położenia równowagi (obrót zgodnie z oznaczeniem na rys. 10.39) maksymalnie o 109 mrad. Częstotliwość drgań swobodnych badanego układu wyniosła 0,55 Hz. W przypadku wieży zaobserwowano również wyższą częstotliwość o wartości 2,7 Hz.



Rys. 10.42. Siła przenoszona przez wsporniki

Na rys. 10.44 przedstawiono ugięcia dynamiczne zawieszeń po lewej oraz po prawej stronie kadłuba (odpowiednio lewy i prawy wykres). W przypadku armaty kalibru 105 mm o zmniejszonej sile odrzutu kolumny hydropneumatyczne zawieszeń kół po lewej stronie kadłuba uległy rozprężaniu, natomiast zawieszenia kół prawych uległy sprężaniu.



Rys. 10.43. Drgania kątowe kadłuba i wieży



Rys. 10.44. Ugięcia dynamiczne zawieszeń kół: a) lewej (Z1L, ..., Z4L) oraz b) prawej (Z1P, ..., Z4P) strony

Obciążenie zawieszeń po obu stronach było porównywalne. Największą wartość ugięcia zaobserwowano dla czwartego zawieszenia po lewej stronie i wyniosła 117,5 mm, najmniejsze dla pierwszego o wartości 88,8 mm. W przypadku prawej strony największe ugięcie wystąpiło dla pierwszego zawieszenia osiągając wartość 70,8 mm, a najmniejsze dla czwartego o wartości 66,4 mm.

## 10.5.2. Modyfikacje struktury nośnej

Ze względu na wysokie wartości naprężeń oraz ugięć dynamicznych występujących w konstrukcji górnej płyty transportera zdecydowano się na sprawdzenie możliwości ich zmniejszenia. Badania modelowe wykonano dla kołowego transportera opancerzonego wyposażonego w system wieżowy z armatą kalibru 105 mm o zmniejszonej sile odrzutu (wariant "105b"). Obliczenia wykonano dla pojedynczego strzału do przodu, dla kąta elewacji armaty 0°. W celu dokonania oceny możliwości zmniejszenia poziomu wytężenia konstrukcji przeprowadzono badania modelowe z uwzględnieniem następujących modyfikacji:

- wprowadzenie trzeciego wspornika płyty podwieżowej, umieszczonego symetrycznie w obszarze za łożyskiem,
- zblokowanie zawieszeń na czas strzelania.



Rys. 10.45. KTO wyposażony w system wieżowy z armatą kalibru 120 mm oraz przyjęty dodatni kierunek kąta obrotu kadłuba i wieży

#### Instalacja trzeciego wspornika



Na rys. 10.46 zestawiono przebiegi odkształceń dla trzech obszarów pomiarowych.

Rys. 10.46. Odkształcenia profilu wzmacniającego płytę za łożyskiem wieży (obszar I), obszarów między łożyskiem a kołnierzem lewego (obszar II) oraz prawego (obszar III) wspornika

W obszarze I, bezpośrednio po obciążeniu konstrukcji zaobserwowano odkształcenie ściskające profil usztywniający płytę za łożyskiem. W przypadku pozostałych obszarów zaobserwowano odkształcenie rozciągające powierzchni wewnętrznej płyty. Największe odkształcenia, o porównywalnej wartości, wystąpiły dla obszarów I i II osiągając wartość 400 µm/m. W obszarze III odkształcenia osiągnęły wartość 340 µm/m.

Największe wartości naprężeń spośród obszarów I-III wystąpiły po lewej stronie łożyska (obszar II) osiągając wartość 127 MPa. Uwzględniając obszary płyty (A-D), największe wartości naprężeń występowały w obszarze płyyt przed łożyskiem (obszar A) osiągając wartość 538 MPa. Dane dla wszystkich obszarów, dla porównania zestawione z wariantem o zmniejszonej sile odrzutu (105b) przedstawiono w tabeli 10.11.

Na rys. 10.47 przedstawiono mapy naprężeń powstałych w wyniku pojedynczego strzału dla armaty o zmniejszonej sile odrzutu skierowanej do przodu dla kąta elewacji 0° (dla chwili czasu t=0,164 s). Widoczne są spiętrzenia naprężeń występujące w płycie przede wszystkim przed łożyskiem oraz między łożyskiem, a kołnierzami obu wsporników. Zwiększone wytężenie konstrukcji obejmuje przede wszystkim obszar płyty podwieżowej ograniczony usztywniającymi ją profilami.



Rys. 10.47. Mapa naprężeń zredukowanych występujących w konstrukcji płyty podwieżowej powstałych w wyniku pojedynczego strzału do przodu, kąt elewacji armaty 0°

Tabela 10.11. Wytężenie górnej płyty transportera, pojedynczy strzał do przodu w obszarach: I - profil za łożyskiem, II i III – płyta po lewej i prawej stronie łożyska, A i B – płyta przed i za łożyskiem, C i D – płyta między łożyskiem a kołnierzami lewego i prawego wspornika

Armata kalibru	Naprężenia zredukowane [MPa]								
105 mm, wariant	ObszarObszarObszarObszarObszarObszarIIIIIIABCI								
105b	135	131	82	538	115	372	316		
105c	114	127	80	533	155	342	292		

Na rys. 10.48 przedstawiono przebiegi sił przenoszonych przez wsporniki łączące górną płytę transportera z płytą dolną. Bezpośrednio po obciążeniu czopów impulsem siły lewy i prawy wspornik są rozciągane, natomiast środkowy jest ściskany. W przypadku lewego wspornika maksymalna wartość siły rozciągającej wyniosła 27 kN, a siły ściskającej 27,7 kN. Prawy wspornik przeniósł większe obciążenie, którego wartość siły rozciągającej osiągnęła 28,4 kN, natomiast ściskającej 34,7 kN. Środkowy (trzeci) wspornik przeniósł porównywalną wartość siły ściskającej (w porównaniu do wspornika po lewej stronie), oraz najmniejsze obciążenie rozciągające o wartości siły 21,4 kN.



Rys. 10.48. Siła przenoszona przez wsporniki

Na rys. 10.49 przedstawiono przemieszczenia kątowe kadłuba oraz wieży. Pionową czerwoną linią kreskową zaznaczono moment, w którym impuls siły zaczyna oddziaływać na czopy armaty. W wyniku obciążenia udarowego nastąpiło wychylenie (obrót zgodnie z oznaczeniem na rys. 10.45) z położenia równowagi maksymalnie o 45 mrad. Częstotliwość drgań swobodnych badanego układu wyniosła 0,7 Hz, natomiast w przypadku wieży zaobserwowano również wyższą częstotliwość o wartości 4 Hz.



Rys. 10.49. Drgania kątowe kadłuba i wieży

Na rys. 10.50 przedstawiono ugięcia dynamiczne zawieszeń po lewej oraz po prawej stronie kadłuba (odpowiednio lewy i prawy wykres). W przypadku armaty kalibru 105 mm o zmniejszonej sile odrzutu, badanego dla konstrukcji kadłuba uzupełnionej trzecim wspornikiem, kolumny hydropneumatyczne zawieszenia pierwszych, drugich i trzecich kół uległy rozprężaniu, natomiast kół czwartych uległy sprężaniu. Obciążenie zawieszeń po obu stronach było porównywalne. Największą wartość ugięcia zaobserwowano dla pierwszego zawieszenia i wyniosła 90,7 mm. Najmniejsze obciążenie przeniosły zawieszenia trzecich kół.



Rys. 10.50. Ugięcia dynamiczne zawieszeń kół: a) lewej (Z1L, ..., Z4L) oraz b) prawej (Z1P, ..., Z4P) strony

### Zblokowanie zawieszeń na czas strzału

Na rys. 10.51 zestawiono przebiegi odkształceń dla trzech obszarów pomiarowych. Dla obszaru I, bezpośrednio po obciążeniu konstrukcji, zaobserwowano odkształcenie ściskające powierzchnię zewnętrzną profilu. W przypadku pozostałych obszarów zaobserwowano odkształcenie rozciągające powierzchnię wewnętrzną płyty. Największe odkształcenia wystąpiły w obszarze I osiągając wartość 820 µm/m, natomiast najmniejsze w obszarze III osiągając wartość 551 µm/m.



Rys. 10.51. Odkształcenia profilu wzmacniającego płytę za łożyskiem wieży (obszar I), obszarów między łożyskiem a kołnierzem lewego (obszar II) oraz prawego (obszar III) wspornika

Największe wartości naprężeń spośród obszarów I-III wystąpiły w pierwszym osiągając wartość 157 MPa. Uwzględniając obszary płyty (A-D), największe wartości naprężeń wystąpiły w obszarze A osiągając wartość 615 MPa. Dane dla wszystkich obszarów, dla porównania zestawione z wariantem o zmniejszonej sile odrzutu (105b) przedstawiono w tabeli 10.12.

Tabela 10.12. Wytężenie górnej płyty transportera, pojedynczy strzał do przodu w obszarach: I - profil za łożyskiem, II i III – płyta po lewej i prawej stronie łożyska, A i B – płyta przed i za łożyskiem, C i D – płyta między łożyskiem a kolnierzami lewego i prawego wspornika)

Armata	Naprężenia zredukowane								
kalibru	[MPa]								
105 mm,	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar	Obszar		
wariant	I	II	III	A	B	C	D		
105b	135	131	82	538	115	372	316		
105d	157	133	99	615	180	418	365		

Na rys. 10.52 przedstawiono mapy naprężeń powstałych w wyniku pojedynczego strzału z armaty o zmniejszonej sile odrzutu, skierowanej do przodu dla kąta elewacji 0° (dla chwili czasu t=0,184 s). Zawieszenie transportera na czas strzału zostało zblokowane.



*Rys.* 10.52. Mapa naprężeń zredukowanych występujących w konstrukcji płyty podwieżowej powstałych w wyniku pojedynczego strzału do przodu, kąt elewacji armaty 0°

Widoczne są spiętrzenia naprężeń występujące w płycie przede wszystkim w obszarze przed łożyskiem oraz w drugim i w mniejszym stopniu trzecim obszarze (między łożyskiem, a kołnierzami obu wsporników). Zwiększone wytężenie konstrukcji obejmuje większość rozpatrywanego obszaru.

Na rys. 10.53 przedstawiono przebiegi sił przenoszonych przez wsporniki łączące górną płytę transportera z płytą dolną. Bezpośrednio po obciążeniu czopów impulsem oba wsporniki są rozciągane. W przypadku lewego wspornika maksymalna wartość siły rozciągającej wyniosła 79,4 kN, a siły ściskającej 55,9 kN. Prawy wspornik przeniósł większe obciążenie, którego wartość siły rozciągającej osiągnęła 90,3 kN, natomiast ściskającej 62 kN.

Na rys. 10.54 przedstawiono przemieszczenia kątowe wieży. Pionową czerwoną linią kreskową zaznaczono moment, w którym impuls siły zaczyna oddziaływać na czopy armaty. W wyniku obciążenia udarowego zaobserwowano wychylenie wieży z położenia równowagi (obrót zgodnie z oznaczeniem na rys. 10.45) maksymalnie o wartość 14,3 mrad. Częstotliwość drgań swobodnych badanego układu wyniosła 3,4 Hz.



Rys. 10.53. Siła przenoszona przez wsporniki

W tabeli 10.13 zestawiono wartości maksymalnych ugięć dynamicznych występujących w konstrukcji płyty podwieżowej dla wariantu armaty kalibru 105 mm ze zmniejszoną siłą odrzutu (105b) ze zmniejszoną siłą odrzutu z zainstalowanym trzecim wspornikiem (105c) oraz zblokowanym na czas strzelania zawieszeniem (105d). Niezależnie od badanego wariantu, największe ugięcia dynamiczne występowały dla punktu P2, natomiast najmniejsze dla punktu P4.



Rys. 10.54. Drgania kątowe kadłuba i wieży

Zblokowanie zawieszenia na czas strzelania przełożyło się na w skrajnym przypadku, dla punktu P3, na 2,2x większe ugięcie dynamiczne. Zainstalowanie trzeciego wspornika przełożyło się na zmniejszenie maksymalnej wartości ugięcia od 17,1% (punkt P1) do 46% (punkt P3).

Tabela 10.13. Ugięcia dynamiczne konstrukcji płyty podwieżowej mierzone w układzie współrzędnych związanym z kadłubem (P1 – płyta po lewej stronie łożyska, P2 – profil usztywniający płytę za łożyskiem, P3 – środek płyty między otworem na wieżę oraz otworem pod włazy, P4 – płyta po prawej stronie łożyska)

Wariant armaty	Ugięcie dynamiczne [mm]							
	P1	P2	Р3	P4				
105b	3,45	5,31	3,65	2,25				
105c	2,86	3,53	1,97	1,8				
105d	5,49	7,85	7,07	4,89				

## Podsumowanie

Badania armaty kalibru 105 mm o zmniejszonej sile odrzutu (wariant 105b) rozszerzono o dwie dodatkowe konfiguracje. Pierwszą (wariant 105c) stanowi rozbudowanie konstrukcji kadłuba w przedziale desantu poprzez wstawienie trzeciego wspornika (umieszczonego symetrycznie w obszarze profilu usztywniającego płytę za łożyskiem) części transportera za łożyskiem), natomiast drugą (wariant 105d) zblokowano zawieszenia KTO. Analiza wyników

badań modelowych pozwala stwierdzić, że w porównaniu do wariantu 105b (por. z pojedynczym strzałem do przodu, armata kal. 30 mm, kąt elewacji 0°):

- Dodanie trzeciego wspornika (wariant 105c) nie wpływa istotnie na poziom naprężeń występujących przed łożyskiem. Zblokowanie zawieszeń (wariant 105d) przekłada się na zwiększenie wartości naprężeń o 14,3%.
- Dodanie trzeciego wspornika zwiększyło wartości naprężeń w obszarze za łożyskiem o 34,7%. Zblokowanie zawieszeń (105d) przełożyło się na zwiększenie maksymalnych wartości naprężeń o 56,5%.
- 3. Dodanie trzeciego wspornika (wariant 105c) spowodowało zwiększenie wartości naprężeń w przypadku obszarów po lewej i prawej stronie łożyska o około 8%. Zblokowanie zawieszeń (wariant 105d) przełożyło się na zwiększenie wartości naprężeń o 12,4% (po stronie lewej) oraz 15,5 (po stronie prawej).
- Największe obciążenie płyty w obu wariantach wystąpiło w obszarze przed łożyskiem osiągając w przypadku wariantu 105c wartości na poziomie 533 MPa oraz przekraczając 600 MPa dla wariantu 105d.

## 10.6. Armata kalibru 120 mm

Badania modelowe wykonano dla kołowego transportera opancerzonego wyposażonego w system wieżowy z armatą kalibru 120 mm o zmniejszonej sile odrzutu (rys. 10.55). W trakcie badań modelowych czopy armaty obciążono siłą o wartości 300 kN i czasie trwania 80 ms. Obliczenia wykonano dla pojedynczego strzału do przodu, dla kąta elewacji armaty 0°.



*Rys.* 10.55. *KTO wyposażony w system wieżowy z armatą kalibru 120 mm oraz przyjęty dodatni kierunek kąta obrotu kadłuba i wieży* 

Na rys. 10.56 zestawiono przebiegi odkształceń dla trzech obszarów pomiarowych. W obszarze I, bezpośrednio po obciążeniu konstrukcji zaobserwowano odkształcenie rozciągające zewnętrzną powierzchnię profilu. W przypadku pozostałych obszarów zaobserwowano odkształcenia ściskające powierzchni wewnętrznej płyty. Największe odkształcenie wystąpiło dla obszaru I osiągając wartość 1993 µm/m, natomiast najmniejsze odkształcenie konstrukcji w obszarze III osiągając wartość 1196 µm/m.



Rys. 10.56. Odkształcenia profilu wzmacniającego płytę za łożyskiem wieży (obszar I), obszarów między łożyskiem a kołnierzem lewego (obszar II) oraz prawego (obszar III) wspornika

Największe wartości naprężeń spośród obszarów I-III wystąpiły w pierwszym osiągając wartość 430 MPa. Uwzględniając obszary płyty (A-D), największe wartości naprężeń, osiągające wartość 1045 MPa, występowały w obszarze płyty przed łożyskiem (obszar A). Dane dla wszystkich obszarów zestawiono w tabeli 10.14.

Tabela 10.14. Wytężenie górnej płyty transportera, pojedynczy strzał do przodu w obszarach: I - profil za łożyskiem, II i III – płyta po lewej i prawej stronie łożyska, A i B – płyta przed i za łożyskiem, C i D – płyta między łożyskiem a kołnierzami lewego i prawego wspornika

Armata kalibru	Naprężenia zredukowane [MPa]								
120 mm, kąt elewacji armaty [°]	Obszar I	Obszar II	Obszar III	Obszar A	Obszar B	Obszar C	Obszar D		
0	430	340	300	1045	285	850	897		

Na rys. 10.57 przedstawiono mapy naprężeń powstałych w wyniku pojedynczego strzału dla armaty o zmniejszonej sile odrzutu skierowanej do przodu dla kąta elewacji 0° (dla chwili czasu t=0,205 s). Widoczne są spiętrzenia naprężeń występujące w płycie przede wszystkim

w obszarze przed łożyskiem oraz w obszarach płyty między łożyskiem, a kołnierzami obu wsporników. Zwiększone wytężenie konstrukcji obejmuje całość rozpatrywanego obszaru.



*Rys.* 10.57. Mapa naprężeń zredukowanych występujących w konstrukcji płyty podwieżowej powstałych w wyniku pojedynczego strzału do przodu, kąt elewacji armaty 0°

Największe ugięcie dynamiczne konstrukcji wystąpiło dla profilu usztywniającego płytę za łożyskiem (P2) osiągając wartość 19,49 mm. Ugięcie płyty po lewej stronie łożyska (P1) osiągnęło wartość 13,45 mm. W przypadku centralnej części płyty między otworem na wieżę i otworem pod pokrywy włazów (P3) osiągnęło wartość 11 mm, natomiast po prawej stronie łożyska (P4) najmniejszą o wartości 9,95 mm.

Na rys. 10.58 przedstawiono przebiegi sił przenoszonych przez wsporniki łączące górną płytę transportera z płytą dolną.



Rys. 10.58. Siła przenoszona przez wsporniki

W przypadku kąta elewacji 0° (rys. 10.5a), bezpośrednio po obciążeniu czopów impulsem siły oba wsporniki są rozciągane. W przypadku lewego wspornika maksymalna wartość siły

rozciągającej wyniosła 104,5 kN, a siły ściskającej 132,2 kN. Prawy wspornik przeniósł większe obciążenie, którego wartość siły rozciągającej osiągnęła 119,4 kN, natomiast ściskającej 149,7 kN.

Na rys. 10.59 przedstawiono przemieszczenia kątowe kadłuba oraz wieży. Pionową czerwoną linią kreskową zaznaczono moment, w którym impuls siły zaczyna oddziaływać na czopy armaty. W wyniku obciążenia udarowego wystąpiło wychylenie badanego obiektu z położenia równowagi (obrót zgodnie z oznaczeniem na rys. 10.55) osiągając maksymalnie wartość 99,9 mrad. Częstotliwość drgań swobodnych badanego układu wyniosła 0,6 Hz, natomiast w przypadku wieży zaobserwowano również wyższą częstotliwość o wartości 3,7 Hz. Po ustaniu wymuszenia, badany obiekt powrócił do położenia równowagi.



Rys. 10.59. Drgania kątowe kadłuba i wieży

Na rys. 10.60 przedstawiono ugięcia dynamiczne zawieszeń po lewej oraz po prawej stronie kadłuba (odpowiednio lewy i prawy wykres).



Rys. 10.60. Ugięcia dynamiczne zawieszeń kół: a) lewej (Z1L, ..., Z4L) oraz b) prawej (Z1P, ..., Z4P) strony

W przypadku armaty kalibru 120 mm kolumny hydropneumatyczne zawieszenia pierwszych, drugich i trzecich kół uległy rozprężaniu, natomiast czwartego koła uległy sprężaniu. Obciążenie zawieszeń po obu stronach było porównywalne. Największą wartość ugięcia zaobserwowano dla pierwszego zawieszenia i wyniosła 125 mm. Najmniejsze obciążenie przeniosły zawieszenia drugich i trzecich kół.

### Podsumowanie

Przy zastosowaniu systemu wieżowego z armatą kalibru 120 mm ze zmniejszoną siłą odrzutu stwierdzono, że w porównaniu do armaty kalibru 30 mm wartości naprężeń wzrosły (por. z pojedynczym strzałem do przodu, armata kal. 30 mm, kąt elewacji 0°):

- 1. Dla obszaru płyty przed łożyskiem wieży ponad 11x.
- 2. Dla obszaru płyty za łożyskiem wieży ponad 6x.
- 3. Dla obszaru płyty po lewej stronie łożyska wieży 8x, natomiast po prawej stronie 13x.
- Największe obciążenia płyty wystąpiły w obszarze przed łożyskiem wieży osiągając poziom przekraczający 1000 MPa. Wytężenia konstrukcji stanowi zagrożenie dla bezpiecznego użytkowania transportera.

## 10.7. Moździerz kalibru 120 mm

Badania modelowe wykonano dla transportera opancerzonego wyposażonego w system wieżowy z moździerzem kalibru 120 mm (rys. 10.61). W trakcie badań modelowych czopy moździerza obciążono siłą o przebiegu funkcji pół-sinus z amplitudą 135,7 kN i czasie trwania 50 ms. Obliczenia wykonano dla kątów elewacji: 40° oraz 80°.



Rys. 10.61. KTO wyposażony w system wieżowy z uzbrojeniem w postaci moździerza kalibru 120 mm oraz przyjęty dodatni kierunek obrotu kadłuba i wieży

Na rys. 10.62 przedstawiono przebiegi odkształceń dla trzech obszarów pomiarowych. W obszarze I, dla obu kątów elewacji, bezpośrednio po obciążeniu konstrukcji zaobserwowano ściskanie powierzchni zewnętrznej profilu (rys. 10.62a). Największe odkształcenia wystąpiły dla kąta elewacji moździerza 40° (elew. 1) osiągając wartość 316 μm/m. Dla kąta elewacji 80° (elew. 2) odkształcenia były mniejsze i osiągnęły wartość 213 μm/m.



Rys. 10.62. Odkształcenia: a) powierzchni zewnętrznej profilu wzmacniającego płytę za łożyskiem wieży (obszar I), b) powierzchni wewnętrznej płyty w obszarze między łożyskiem a kołnierzem lewego wspornika (obszar II) i c) prawego wspornika (obszar III) dla kąta elewacji moździerza 40° (elew. 1) oraz 80° (elew. 2)

W obszarze II (rys. 10.62b), dla obu kątów elewacji, bezpośrednio po obciążeniu konstrukcji zaobserwowano rozciąganie wewnętrznej powierzchni płyty, jednakże w przypadku kąta elewacji 40° po 20 ms jest ściskana. Największe odkształcenia dla obu kątów elewacji osiągnęły podobne wartości: 187 µm/m i 192 µm/m odpowiednio dla kątów elewacji moździerza 40° (elew. 1) oraz 80° (elew. 2).

W obszarze III (rys. 10.62c), podobnie jak w obszarze II, w pierwszej fazie po obciążeniu konstrukcji zaobserwowano rozciąganie wewnętrznej powierzchni płyty. Największe odkształcenie osiągające wartość 216 µm/m wystąpiło dla kąta elewacji moździerza 80° (elew. 2). Zmniejszenie kąta elewacji moździerza do 40° (elew. 1) przełożyło się na zmniejszenie maksymalnej wartości odkształcenia osiągając 189 µm/m.

Największe naprężenia spośród obszarów I-III, niezależnie od kąta elewacji moździerza, wystąpiły po lewej stronie łożyska (obszar II) osiągając wartość 83 MPa dla kąta elewacji 80°. Uwzględniając obszary płyty (A-D), w zależności od kąta elewacji moździerza, największe wartości wystąpiły w różnych obszarach. Dla kąta elewacji 40°, o wartości 274 MPa, w obszarze C (płyta po lewej stronie łożyska), natomiast dla kąta elewacji 80° osiągając 371 MPa w obszarze A (płyta przed łożyskiem). Dane dla wszystkich obszarów i kątów elewacji moździerza zestawiono w tabeli 10.15.

Na rys. 10.63 przedstawiono mapy naprężeń powstałych w wyniku pojedynczego strzału dla moździerza kalibru 120 mm, dla kątów elewacji 40° (rys. 10.63a, dla chwili czasu t=0,136 s) oraz 80° (rys. 10.63b, dla chwili czasu t=0,134 s), skierowanego do przodu. Dla mniejszego kąta elewacji widoczne są spiętrzenia naprężeń występujące w płycie przede wszystkim w obszarze przed łożyskiem oraz w obszarach płyty między łożyskiem, a kołnierzami obu wsporników. W przypadku większego kąta elewacji zaobserwowano zwiększenie wartości naprężeń przede wszystkim w obszarze przed łożyskiem oraz profilach usztywniających płytę rozmieszczonych po jego lewej i prawej stronie.



Rys. 10.63. Mapa naprężeń zredukowanych występujących w konstrukcji płyty podwieżowej powstałych w wyniku pojedynczego strzału do przodu, kąt elewacji moździerza: a) 40°, b) 80°

Tabela 10.15. Wytężenie górnej płyty transportera, pojedynczy strzał do przodu w obszarach: I - profil za łożyskiem, II i III – płyta po lewej i prawej stronie łożyska, A i B – płyta przed i za łożyskiem, C i D – płyta między łożyskiem a kołnierzami lewego i prawego wspornika

Moździerz kalibru	Naprężenia zredukowane [MPa]								
120 mm, kąt elewacji [°]	Obszar I	Obszar II	Obszar III	Obszar A	Obszar B	Obszar C	Obszar D		
40	55	79	39	163	173	274	212		
80	74	83	46	371	162	254	221		

W tabeli 10.16 zestawiono wartości maksymalnych ugięć dynamicznych występujących w konstrukcji płyty podwieżowej dla moździerza kalibru 120 mm dla kątów elewacji 40° i 80°. Największe ugięcie, o wartości 3 mm wystąpiło w punkcie P2 dla kąta elewacji 40° osiągając wartość ugięcia 3 mm. Najmniejsze ugięcie dla tego kąta wystąpiło w punkcie P4. Zwiększenie

kąta elewacji do 80° przełożyło się na zmniejszenie wartości ugięć dynamicznych dla wszystkich punktów, z wyłączeniem punktu P4, dla którego ugięcie zwiększyło się o 0,32 mm.

Tabela 10.16. Ugięcia dynamiczne konstrukcji płyty podwieżowej mierzone w układzie współrzędnych związanym z kadłubem (P1 – płyta po lewej stronie łożyska, P2 – profil usztywniający płytę za łożyskiem, P3 – środek płyty między otworem na wieżę oraz otworem pod włazy, P4 – płyta po prawej stronie łożyska)

Kąt elewacji moździerza	Ugięcie dynamiczne [mm]						
	P1	P2	Р3	P4			
40	2,39	3	1,71	1,57			
80	2,2	2,09	1,43	1,89			

Na rys. 10.64 przedstawiono przebiegi sił przenoszonych przez wsporniki łączące górną płytę transportera z płytą dolną. W przypadku kąta elewacji 40° (rys. 10.64a), bezpośrednio po obciążeniu czopów impulsem siły oba wsporniki są ściskane. W przypadku lewego wspornika maksymalna wartość siły ściskającej wyniosła 28,9 kN, a siły rozciągającej 24,5 kN. Prawy wspornik przeniósł porównywalne obciążenie, którego wartość siły ściągającej osiągnęła 28,2 kN, natomiast ściskającej 24,7 kN.



Rys. 10.64. Siła przenoszona przez wsporniki dla kąta elewacji moździerza: a) 40°, b) 80°

Na rys. 10.65 przedstawiono przemieszczenia kątowe kadłuba oraz wieży. Pionową czerwoną linią kreskową zaznaczono moment, w którym impuls siły zaczyna oddziaływać na czopy moździerza. W przypadku kąta elewacji 40° (rys. 10.65a) zaobserwowano wychylenie badanego obiektu z położenia równowagi (obrót kadłuba zgodnie z oznaczeniem na rys. 10.61) maksymalnie o 21 mrad, natomiast dla kąta elewacji 80° (rys. 10.65b) o 17 mrad. Częstotliwość drgań swobodnych badanego układu osiągnęła wartość 0,7 Hz, natomiast w przypadku wieży zaobserwowano również wyższą częstotliwość o wartości 10,8 Hz.

Na rys. 10.66 przedstawiono ugięcia dynamiczne zawieszeń po lewej oraz po prawej stronie kadłuba (odpowiednio lewy i prawy wykres) dla kąta elewacji moździerza 40°. Resory

hydropneumatyczne zawieszeń pierwszych i drugich kół uległy rozprężaniu, natomiast trzecich i czwartych kół sprężaniu.

Na rys. 10.67 przedstawiono ugięcia dynamiczne zawieszeń po lewej oraz po prawej stronie kadłuba (odpowiednio lewy i prawy wykres) dla kąta elewacji moździerza 80°. Resory hydropneumatyczne zawieszeń pierwszych, drugich i trzecich kół uległy sprężaniu, natomiast czwartych kół rozprężaniu. Obciążenie zawieszeń po obu stronach było porównywalne, a maksymalna wartość ugięcia resora hydropneumatycznego kół czwartej osi przy kącie elewacji moździerza 40° nie przekroczyła 30 mm, natomiast dla kąta 80° osiągnęła 33 mm.



*Rys.* 10.65. Drgania kątowe kadłuba i wieży dla kąta elewacji moździerza: a) 40°, b) 80°



Rys 10.66. Ugięcia dynamiczne zawieszeń kół (resorów HP): a) lewej (Z1L, ..., Z4L) oraz b) prawej (Z1P, ..., Z4P) strony dla kąta elewacji moździerza 40°



Rys. 10.67. Ugięcia dynamiczne zawieszeń kół (resorów HP): a) lewej (Z1L, ..., Z4L) oraz b) prawej (Z1P, ..., Z4P) strony dla kąta elewacji moździerza 80°

## Podsumowanie

Analiza wyników badań modelowych systemu uzbrojenia z moździerzem kalibru 120 mm dla dwóch kątów elewacji (40° oraz 80°) pozwala stwierdzić, że w porównaniu do armaty 30 mm (strzał na wprost, kąt elewacji 0°) (por. z pojedynczym strzałem do przodu, armata kal. 30 mm, kat elewacji 0°):

- 1. Dla kąta elewacji moździerza 40° maksymalne wartości naprężeń najmniej wzrosły dla obszaru przed łożyskiem (1,65 razy). W obszarze za łożyskiem ponad trzykrotnie, a najwięcej dla obszaru z prawej strony łożyska (4,4 razy).
- 2. Zwiększenie kąta elewacji do 80° przełożyło się na bardziej równomierne obciążenie konstrukcji. W obszarach przed i za łożyskiem stwierdzono ok. trzyipółkrotny wzrost naprężeń. Maksymalne wartości naprężeń po prawej stronie, podobnie jak przy pierwszym ustawieniu zwiększyły się najbardziej (4,4 razy). Lewa strona była mniej obciążona (zwiększenie o ok. 2,8 razy).
- 3. Maksymalne wartości naprężeń zredukowanych osiągnęły 371 MPa nie stanowiąc zagrożenia dla bezpieczeństwa użytkowania konstrukcji.

# 10.8. Podsumowanie

W tabeli 10.17 zestawiono, dla wariantu z armatą kal. 30 mm, maksymalne wartości odkształceń, sił oraz obrotu kadłuba (wokół osi poprzecznej dla strzałów do przodu i do tyłu oraz wokół osi podłużnej dla strzału w lewo), z uwzględnieniem strzałów pojedynczych oraz w serii (trzech oraz siedmiu strzałów).

w: ka	sporniki ora: 1libru 30 mm	z kątów c	obrotu ka	dłuba, po	wstałych	przy strz	elaniu z armaty
Kierunek strzału	Kąt elewacji	O Obszar	dkształcer [µm/m] Obszar	nie Obszar	Siła wsporni	ı we iku [kN]	Obrót kadłuba [mrad]

Tabela 10.17. Zestawienie maksymalnych wartości odkształceń, sił przenoszonych przez

Vienen els starsels	Kąt	0	[µm/m]			ku [kN]	Obrót kadłuba
Klerunek strzału	armaty [°]	Obszar I	Obszar II	Obszar III	lewy	prawy	[mrad]
Do przodu	-10	73,9	44,2	61,1	3,4	5,5	4,1
	0	84,1	58,8	72,7	6,4	14	3,8
	60	40,5	20,3	20,7	6,5	8,1	2,7
	-10	53,2	39,3	49,5	25,3	6,6	11
W lewo	0	137	66,7	108	17,2	6,6	12,7
	60	149	65	54,9	7,2	3	3,9
Do tyłu	-10	173	132	135	7,4	6,7	4,3
	0	514	409	363	29,7	25,1	5,7
	60	314	170	171	21,4	17,9	0,5

Największe wartości odkształceń płyty, jak również sił osiowych przenoszonych przez wsporniki, zaobserwowano dla wieży obróconej w kierunku tyłu transportera. Dla tego wariantu przy kącie elewacji 0° odkształcenie osiąga, w skrajnym przypadku, 6x większą wartość w porównaniu do wariantu z armatą ustawioną do przodu odkształcenia oraz ponad 3,5x większą wartość siły przenoszonej przez lewy wspornik. Najmniejszy obrót kadłuba wystąpił w przypadku strzału do tyłu przy kącie elewacji armaty 60° i osiągnął wartość 0,5 mrad. Największy obrót kadłuba wystąpił w przypadku strzału w lewo przy kącie elewacji armaty 0° i osiągnął wartość 12,7 mrad.

W tabeli 10.18 zestawiono, dla wariantu z armatą kal. 30 mm, wartości naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera-Misesa, powstających w konstrukcji górnej płyty transportera w następstwie pojedynczych strzałów oraz strzałów w serii (trzy oraz siedem) w kierunkach: do przodu, w lewo oraz do tyłu przy kątach elewacji armaty -10°, 0°, 60°.

Kierunek strzału	Kąt elewacji armaty [°]	Obszar A, σ [MPa]			Obszar B, σ [MPa]			Obszar C, σ [MPa]			Obszar D, σ [MPa]		
		x1	x3	x7	x1	x3	x7	x1	x3	x7	x1	x3	x7
Do przodu	-10	34	34	34	42	42	42	100	100	100	52	52	52
	0	92	92	92	46	46	46	103	106	106	69	69	69
	60	84	84	84	27	27	27	105	105	105	56	56	56
W lewo	-10	27	28	28	39	41	41	102	102	102	67	69	69
	0	57	57	57	41	45	45	128	128	128	71	75	75
	60	53	53	53	39	42	42	149	152	152	61	62	62
Do tyłu	-10	30	32	32	55	59	59	102	102	102	47	52	52
	0	39	39	39	66	89	89	146	162	162	82	96	96
	60	25	25	25	62	62	62	159	159	159	101	101	101

Tabela 10.18. Zestawienie maksymalnych wartości naprężeń  $\sigma$  [MPa] powstałych w górnej płycie dla pojedynczego strzału oraz strzałów seriami z armaty kalibru 30 mm

W przypadku strzałów realizowanych do przodu, niezależnie od ich liczby i kąta elewacji armaty, największe naprężenia wystąpiły w obszarze C. Najmniejsze zróżnicowanie obciążenia przenoszonego przez prawą stronę (w porównaniu do lewej) wystąpiło dla kąta elewacji 0° osiągając wartości mniejsze o 35%, natomiast największe dla kąta elewacji -10°, dla którego były one mniejsze o 48%. Największe wartości (poza obszarem B dla kąta elewacji -10° oraz obszarem C przy kącie elewacji 0°) występowały po pierwszym strzale. Sumarycznie największe obciążenie górnej płyty wystąpiło w przypadku kąta elewacji 0°. Jego zwiększenie lub zmniejszenie przełożyło się przede wszystkim na zmniejszenie naprężeń w obszarach przed, za łożyskiem oraz w obszarze prawego wspornika. Nie zaobserwowano istotnej zmiany naprężeń w płycie po lewej stronie łożyska. W przypadku strzałów realizowanych w lewo, niezależnie od kąta elewacji oraz liczby oddanych strzałów najbardziej obciążonym był obszar po lewej stronie łożyska. Prawa strona była obciążona w mniejszym stopniu, osiągając zależenie od kąta elewacji od 32% (elewacja -10°) do 59 % (elewacja 60°) mniejsze wartości naprężeń w porównaniu do płyty po prawej stronie łożyska. Maksymalne wartości naprężeń ustalały się po trzecim, czwartym strzale.

Dla armaty obróconej w kierunku tyłu transportera, podobnie jak w przypadku strzału w lewo, maksymalne wartości naprężeń ustalały się po trzecim i czwartym strzale. Zmiana kąta elewacji najbardziej wpłynęła na naprężenia w obszarach po lewej i prawej stronie łożyska. Największe obciążenie płyty wystąpiło przy kącie elewacji armaty 60, przede wszystkim dla obszaru C (po lewej stronie łożyska) osiągając wartości większe o 57% (w porównaniu do strony prawej) oraz o 5x i 1,5x większe odpowiednio dla obszarów przed i za łożyskiem. Wraz ze zwiększeniem kąta elewacji armaty lewa strona płyty była bardziej obciążana. Jest to wynikiem asymetrii konstrukcji kadłuba. Zmniejszenie kąta elewacji do wartości -10° najbardziej wpłynęło na zmniejszenie obciążeń płyty po lewej (o 36%) i prawej stronie łożyska (o 49%).

W tabeli 10.19 zestawiono wartości odkształceń oraz siły przenoszonej przez wsporniki dla pojedynczego strzału do przodu, przy kącie elewacji armaty 0°, dla armat kalibru 30-120 mm oraz dla moździerza kalibru120 mm przy kątach elewacji 40° i 80°.

Zwiększenie wartości impulsu siły o 40% (armata o kal. 35 mm) spowodowało wzrost maksymalnej wartości odkształceń o 119, 120 i 74 % (odpowiednio dla obszarów I, II, III). W przypadku wsporników, lewy przeniósł 3x większe obciążenie niż prawy, dla którego maksymalna wartość zwiększyła się o 30%.

Zastosowanie armaty kalibru 105 mm (wariant 105a, szesnastokrotnie większy impuls siły) spowodowało zwiększenie odkształceń i sił przenoszonych przez wsporniki o rząd wielkości. Zastosowanie wariantu o zmniejszonej sile odrzutu wpłynęło na zmniejszenie maksymalnej wartości odkształcenia o 9% dla pierwszego obszaru oraz 16% i 23% dla obszaru drugiego i trzeciego. Oba wsporniki przeniosły o 40% mniejsze obciążenie.

Montaż trzeciego wspornika wpłynął na zmniejszenie maksymalnych wartości odkształceń o 37%, 26% i 31% (odpowiednio dla obszarów I, II, III). W przypadku wsporników zaobserwowano zmniejszenie siły przenoszonej przez lewy wspornik o 57% oraz 51% w przypadku prawego wspornika. Dodatkowy, umieszczony symetrycznie wspornik przeniósł obciążenie porównywalne do wspornika zainstalowanego po lewej stronie łożyska.

Zablokowanie zawieszeń transportera spowodowało znaczne zwiększenie zarówno odkształceń (od 8,5-22%), jak i siły (18% dla lewego wspornika oraz 22% dla wspornika prawego).

Kaliber [mm],	Kąt elewacji	Odksz	tałcenie [	µm/m]	Siła osiowa we wsporniku [kN]			
	[°]	pkt 1	pkt 2	pkt 3	lewym	środkowym	prawym	
armata 30	0	84	59	73	6,3	-	14	
armata 35	0	184	130	127	19	-	18,2	
armata 105a	0	642	548	486	65,1	-	70,7	
armata 105b	0	582	458	372	38,8	-	41,2	
armata 105c	0	406	405	335	27,7	27,9*	34,7	
armata 105d	0	820	652	531	79,4	-	90,3	
armata 120	0	1989	1272	1151	132	-	150	
moździerz 120	40	316	180	187	28,9	-	28,2	
moździerz 120	80	213	192	216	29,9	-	36,5	

Tabela 10.19. Zestawienie maksymalnych wartości odkształceń powstałych w górnej płycie, sił przenoszonych przez wsporniki kołowego transportera opancerzonego dla pojedynczego strzału z armat kalibru 30, 35, 105 i 120 mm dla kąta elewacji 0° oraz moździerza kalibru 120 mm dla kątów elewacji 40° i 80°

\* - występuje tylko w tym wariancie

105a – wariant o standardowej sile odrzutu 105b – wariant o zmniejszonej sile odrzutu 105c – wariant o zmniejszonej sile odrzutu z dodatkowym wspornikiem górnej płyty 105d – wariant o zmniejszonej sile odrzutu ze zblokowanym zawieszeniem

Uzbrojenie obiektu badań w armatę kalibru 120 mm spowodowało wzrost wartości maksymalnych odkształceń, jak i sił przenoszonych przez wsporniki o dwa rzędy (względem wariantu z armatą kalibru 30 mm) osiągając wartość 1989 µm/m dla profilu usztywniającego płytę za wieżą oraz wartości sił z zakresu 132-150 kN.

Badania modelowe dla moździerza kalibru 120 mm wykonano dla dwóch kątów elewacji 40° oraz 80°. Maksymalne wartości sił przenoszone przez wsporniki były porównywalne z tymi uzyskanymi dla armaty 105 mm o zmniejszonej sile odrzutu (105c) osiągając przy tym wartości odkształceń mniejsze o 100-200 µm/m. Zwiększenie kąta elewacji spowodowało zmniejszenie o ok. 100 µm/m odkształceń powierzchni zewnętrznej profilu usztywniającego płytę za łożyskiem (obszar I) oraz zwiększenie maksymalnych wartości odkształceń dla obszaru drugiego (o 12 µm/m) oraz trzeciego (o 29 µm/m). Siła przenoszona przez lewy wspornik zwiększyła się o 1 kN, natomiast prawy przeniósł obciążenie większe o 8,3 kN.

Na rys. 10.68a-b przedstawiono przykładowe mapy napreżeń zredukowanych wg hipotezy Hubera-Misesa, występujących w górnej płycie kadłuba kołowego transportera obciążanej pojedynczym strzałem na wprost dla armat kalibru 30 mm (rys. 10.68a) i 105 mm o standardowej sile odrzutu (rys. 10.68b) przy kącie elewacji armaty 0° oraz dla moździerza kalibru 120 mm przy kącie elewacji 80°. Mapy przygotowano dla wspólnej skali. Szarym kolorem wyróżniono obszary konstrukcji, w których naprężenia nie przekraczają wartości 50 MPa, natomiast od wartości 500 MPa (i większych) kolorem czerwonym.



Rys. 10.68. Mapy naprężeń w konstrukcji górnej płyty transportera powstałych po pojedynczym strzale na wprost z: a) armaty kalibru 30 mm, b) armaty kalibru 105 mm (kąty elewacji 0°) oraz moździerza kalibru 120 mm (kąt elewacji 80°)

W przypadku armaty kalibru 30 mm (rys. 10.68a) spiętrzenia naprężeń wystąpiły w obszarze płyty przed łożyskiem, między profilem usztywniającym górną płytę a łożyskiem oraz między łożyskiem i kołnierzem lewego wspornika górnej płyty transportera.

Dla armaty kalibru 105 mm (rys. 10.68b) ze standardową siłą odrzutu widoczne są naprężenia o wartości powyżej 50 MPa występujące w zasadzie na większości jej obszaru. Podobnie jak w przypadku podstawowego uzbrojenia, spiętrzenia naprężeń widoczne są między łożyskiem a profilem usztywniającym płytę przed łożyskiem i kołnierzem lewego wspornika. Konstrukcja przenosi obciążenie asymetrycznie, prawa strona jest obciążana w mniejszym stopniu. Jest to wynikiem wspomnianej wcześniej asymetrii konstrukcji kadłuba.

W przypadku moździerza kalibru 120 mm (rys. 10.68c), przy kącie elewacji 80°, obciążenia przenoszą przede wszystkim profile usztywniające górną płytę transportera znajdujące się przed łożyskiem oraz po jego lewej i prawej stronie. Spiętrzenia naprężeń występują w obszarach płyty między łożyskiem, a profilami znajdującymi się przed i za nim, jak również w obszarach płyty między łożyskiem, a kołnierzami wsporników po obu stronach transportera.

W tabeli 10.20 zestawiono wartości naprężeń, zredukowanych wg hipotezy Hubera-Misesa, występujących w wyżej omawianych obszarach. Wartości naprężeń uzyskanych dla armaty kalibru 35 mm, 105 mm (zwłaszcza wariant o zmniejszonej sile odrzutu z zainstalowanym trzecim wspornikiem) nie powinny generować obciążeń zagrażających konstrukcji górnej płyty transportera. Naprężenia występujące w górnej płycie dla moździerza kalibru 120 mm również nie stanowią nadmiernego obciążenia dla płyty. Największe wartości naprężeń wystąpiły w przypadku systemu z armatą kalibru 120 mm przekraczając wartość 1000 MPa w obszarze przed łożyskiem oraz powyżej 800 MPa dla obszarów płyty między łożyskiem a kołnierzami wsporników.

Tabela 10.20. Zestawienie maksymalnych wartości naprężeń σ[MPa] powstałych w górnej płycie kołowego transportera opancerzonego dla pojedynczego strzału z armat kalibru 30, 35, 105 i 120 mm dla kąta elewacji 0° oraz moździerza kalibru120 mm dla kątów elewacji 40° i 80°

Kaliber [mm], kąt elewacji	Obszar A, σ [MPa]	Obszar B, σ [MPa]	Obszar C, σ [MPa]	Obszar D, σ [MPa]	
armata 30, 0°	92,5	46	103	69	
armata 35, 0°	165	37	200	142	
armata 105a, 0°	694	250	420	372	
armata 105b, 0°	538	115	372	316	
armata 105c, 0°	533	155	342	292	
armata 105d, 0°	615	180	418	365	
armata 120, 0°	1045	285	850	897	
moździerz 120, 40°	163	173	274	212	
moździerz 120, 80°	371	162	254	221	

105a - wariant o standardowej sile odrzutu

105b - wariant o zmniejszonej sile odrzutu

105c - wariant o zmniejszonej sile odrzutu z dodatkowym (trzecim) wspornikiem górnej płyty

105d - wariant o zmniejszonej sile odrzutu ze zblokowanym zawieszeniem

Tego typu system, ze względu na nadmierne naprężenia występujące w strukturze górnej płyty, może doprowadzić do bezpośredniego uszkodzenia konstrukcji. Wieża z armatą takiego kalibru nie powinna być montowana na rozważanym kadłubie transportera bez wprowadzenia istotnych zmian wzmacniających jego konstrukcję.

#### **11. Podsumowanie i wnioski końcowe**

W pracy zaprezentowano wyniki badań eksperymentalnych i modelowych struktury nośnej kołowego transportera opancerzonego. Badania eksperymentalne obejmowały analize modalną oraz badania obciążeń udarowych konstrukcji. Badania modelowe obejmowały rozwiązanie zagadnienia na wartości własne oraz odpowiedź dynamiczną konstrukcji na obciążenia udarowe. W efekcie analizy modalnej wyznaczono częstotliwości i postacie drgań własnych płyty podwieżowej kadłuba transportera opancerzonego (podstawowa konfiguracja), kadłuba rozbudowanego o dwa wsporniki płyty podwieżowej (pierwsza konfiguracja), o łożysko (druga konfiguracja) oraz wieżę (trzecia konfiguracja). Wyniki badań eksperymentalnych dla kolejnych stopni kompletacji konstrukcji obiektu porównano z wynikami badań modelowych uzyskując dobrą zgodność zarówno w przypadku postaci drgań jak i odpowiadającym im częstotliwościom. Dla rozpatrywanych konfiguracji, względna różnica częstotliwości pomiędzy wynikami badań eksperymentalnych i modelowych w większości przypadków nie przekracza 3%. Maksymalna różnica osiąga wartość 6,1%. Praktycznie dla wszystkich postaci drgań wskaźnik MAC osiągnął wartości powyżej 0,9. Wyjątkiem jest jedynie czwarta postać w konfiguracji z wieżą posadowioną poprzez łożysko na kadłubie poprzez łożysko wieżą. Dla niej wskaźnik MAC osiągnął wartość 0,86.

Analiza modalna wykonywana z wykorzystaniem młotka modalnego B&K, typ 8200, wykazała pewne ograniczenia polegające na ograniczonej możliwości wzbudzenia drgań złożonych konstrukcji o znacznych masach. Ze względu na zbyt małą wartość impulsu siły przekazywanej w wyniku pojedynczego uderzenia, analiza modalna nie wykazała drgań własnych z częstotliwością ok. 13 Hz. W badaniach modelowych występuje ona dla wariantu obejmującego kadłub ze wspornikami, łożyskiem oraz wieżą. Postać ta jest związana z ruchem wieży i drganiami płyty dolnej wieży.

Przeprowadzone z zachowaniem bezpieczeństwa badania, o znacznym stopniu złożoności, obejmujące impulsowe obciążenie wieży poruszającą się masą, wykazało występowanie częstotliwości drgań ok. 13 Hz (zarówno w zarejestrowanych przebiegach odkształceń w trzech obszarach (I, II, III) pomiarowych, jak również w przebiegach siły we wspornikach). Porównanie wyników badań uzyskanych w drodze eksperymentalnej oraz modelowej pozwala stwierdzić, że opracowany model numeryczny w dużym stopniu odzwierciedla konstrukcję rzeczywistego obiektu.

Dla kompletnego modelu kołowego transportera opancerzonego uwzględniającego interakcję płyta-łożysko-wieża, wykonano szereg badań modelowych dla armat o kalibrach: 30 mm, 35 mm, 105 mm, 120 mm oraz moździerza kalibru 120 mm.

Wielowariantowe badania modelowe wskazują, że:

- przy armacie kalibru 30 mm największe obciążenie płyty wystąpiło w obszarze po lewej stronie łożyska osiągając wartości na poziomie 160 MPa nie stanowiąc zagrożenia dla użytkowania konstrukcji,
- przy armacie kalibru 35 mm największe obciążenie płyty wystąpiło w obszarze po lewej stronie łożyska osiągając wartości na poziomie 200 MPa nie stanowiąc zagrożenia dla użytkowania konstrukcji,
- przy moździerzu kalibru 120 mm maksymalne wartości naprężeń zredukowanych osiągnęły 371 MPa nie stanowiąc zagrożenia dla użytkowania konstrukcji,
- przy armacie kalibru 105 mm w wariancie o zmniejszonej sile odrzutu największe obciążenie płyty wystąpiło w obszarze przed łożyskiem przekraczając wartości 500 MPa,
- przy armacie kalibru 105 mm w wariancie o standardowej sile odrzutu największe obciążenie płyty wystąpiło w obszarze przed łożyskiem osiągając wartości na poziomie 700 MPa. Osiągnięte wyniki wskazują na rozważenie możliwości wzmocnienia struktury nośnej pojazdu,
- przy armacie kalibru 120 mm w wariancie o zmniejszonej sile odrzutu największe obciążenie płyty wystąpiło w obszarze przed łożyskiem osiągając wartości przekraczające 1000 MPa. Osiągnięte wyniki wskazują na konieczność wzmocnienia struktury nośnej pojazdu.

Opracowana metodyka badań pozwala na:

- określenie struktury częstotliwościowej oraz stowarzyszonych z nimi postaci drgań własnych złożonych konstrukcji mechanicznych,
- określenie rozkładów wytężenia elementów składowych lub całych obiektów badań,
- ocenę odporności udarowej nadwozi pojazdów specjalnych,
- ocenę efektów działania obciążeń już na etapie projektowania lub podczas modernizacji (modyfikacji) pojazdu,
- identyfikację słabych węzłów konstrukcji, podjęcie działań zmniejszających skutki jakie wywołują lub ich eliminację.
Wyniki przeprowadzonych badań i analiz pozwalają jednoznacznie stwierdzić, że przyjęta i zaproponowana metodyka badań pozwala na budowanie złożonych modeli numerycznych, które z dużą dokładnością odwzorowują obiekty rzeczywiste, dając gwarancję osiągania w badaniach modelowych wyników o dużej wiarygodności. Biorąc pod uwagę koszt przygotowywania prototypów i potencjalnie niszczących badań eksperymentalnych, badania z wykorzystaniem modelu numerycznego, który poddano walidacji z pozytywnym skutkiem (na podstawie badań eksperymentalnych obiektu rzeczywistego) daje możliwość prowadzenia wielowariantowych i wieloaspektowych badań modelowych.

Według autora rozprawy do najważniejszych, oryginalnych osiągnięć pracy można zaliczyć:

- identyfikację, z wykorzystaniem eksperymentalnej analizy modalnej metodą ruchomego młotka, podstawowych częstotliwości oraz skojarzonych z nimi postaci drgań własnych płyty podwieżowej dużego i złożonego obiektu jakim jest kadłub kołowego transportera opancerzonego,
- porównywanie i ocena zgodności podstawowych postaci drgań własnych modelu i obiektu rzeczywistego o różnej liczbie węzłów pomiarowych,
- przygotowanie i wykonanie badań eksperymentalnych obciążania konstrukcji udarem obejmujące:
  - zaprojektowanie i wykonanie hamulca tarciowego przenoszącego obciążenie udarowe na konstrukcję kadłuba transportera (poprzez wieżę i łożysko),
  - wykonanie i montaż wsporników umożliwiających pomiar sił osiowych przenoszonych z płyty podwieżowej na płytę dna kadłuba,
- opracowanie modelu numerycznego złożonej konstrukcji z uwzględnieniem interakcji wieża-łożysko-płyta podwieżowa i jego pozytywną walidację w zakresie zgodności podstawowych postaci i częstotliwości drgań własnych oraz odpowiedzi dynamicznej konstrukcji obciążanej udarem,
- oszacowanie wartości obciążeń impulsowych, działających na wieżę, generowanych przez armaty podczas strzelania dla różnych systemów uzbrojenia stosowanych w wozach bojowych,
- wykonanie wielowariantowych badań modelowych kołowego transportera opancerzonego dla różnych systemów uzbrojenia oraz ocena wytężenia górnej płyty kadłuba (podwieżowej),

- wstępną ocenę wpływu blokowania zawieszenia na czas strzału na poziom wytężenia górnej płyty struktury nośnej kołowego transportera opancerzonego,
- wstępną ocenę wpływu montażu dodatkowego podparcia płyty podwieżowej na poziom wytężenia górnej płyty struktury nośnej kołowego transportera opancerzonego.

Opracowana metodyka badań ma charakter utylitarny i może być wykorzystywana do analizy dynamicznej innych złożonych obiektów.

Przewidywane kierunki dalszych prac będą obejmowały:

- badania obciążeń struktury nośnej transportera z opisanymi systemami uzbrojenia podczas jazdy po różnym podłożu,
- optymalizacja rozmieszczenia i dobór geometrii elementów zwiększających odporność struktury nośnej na zwiększone obciążenia podczas strzelania i ruchu,
- analiza stateczności KTO podczas strzelania na zboczach wzniesień,
- oszacowanie obciążeń działających na członków załogi (po uzupełnieniu modelu o manekiny, np. Hybrid III) i elementy wyposażenia wewnętrznego.

## LITERATURA

- 1. Antal J.: Superior Mobility for Armoured Fighting Vehicles Tracks, Wheels or Hybrid Systems?, 2018.
- 2. Aparow V.R., Hudha K., Kadir Z.A., Ahmad M.M.H.M., Abdullah S.: Modeling, validation, and control of electronically actuated pitman arm steering for armored vehicle. Int. J. Veh. Technol. 1–12, 2016. https://doi.org/10.1155/2016/2175204.
- 3. Aparow V.R., Hudha K., Hamdan M.M., Abdullah S.: Study on dynamic performance of armoured vehicle in lateral direction due to firing impact. Adv. Mil. Technol. 10(2): 5–20, 2015.
- 4. Army Technology R.: SEP Modular Armoured Tactical System. www: https://www.army-technology.com/projects/sep/, last accessed 27.02.2018.
- 5. Balla J.: Dynamics of mounted automatic cannon on track vehicle. Int. J. Math. Model. Methods Appl. Sci. 5(3): 423–432, 2011.
- Baltzer M.C.A., Rudolph C., López D., Flemisch F.: Cooperative Guidance and Control in Highly Automated Convoys—StrAsRob. Advances in Human Aspects of Transportation. Advances in Intelligent Systems and Computing. pp. 547–559 Springer, Cham 2017. https://doi.org/10.1007/978-3-319-41682-3\_46.
- 7. Baranowski P., Damaziak K.: Numerical simulation of vehicle–lighting pole crash tests: Parametric study of factors influencing predicted occupant safety levels. Materials (Basel). 14(11): 2021. https://doi.org/10.3390/ma14112822.
- 8. Barnat W., Niezgoda T., Panowicz R.: Analysis of a Light Caterpillar Vehicle Loaded with Blast Wave from Detonated IED. J. KONES. 17(4): 27–34, 2010.

- 9. Barnat W.: Analysis of IED Sidebar Explosion Influence on Hull of Light Fighting Vehicle. J. KONES. 20(1): 7–14, 2013. https://doi.org/10.5604/12314005.1135301.
- 10. Barnat W.: Numerical Simulation of High Strain Rate Test of Steel Materials. Model. Inżynierskie. 14(45): 232–240, 2012.
- 11. Barnat W.: Numeryczna analiza wpływu rodzaju kadłuba na dynamikę pojazdu gąsienicowego na przykładzie BWP i lekkiego pojazdu opancerzonego wojsk aeromobilnych. Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe. 22(1): 12, 2007.
- 12. Barnat W.: Numeryczne badanie wpływu zastosowania zagłówka na ciało żołnierza znajdującego się w pojeździe obciążonym ładunkiem bocznym 25 kg. Ekspoloatacja i Niezawodn. 17(4): 513–518, 2015.
- 13. Barnat W., Panowicz R., NIezgoda T.: The Influence of the Flat Bottom of a Military Vehicle on Crew with Regards to the Soil Described with the Mie-Gruneisen Model. Model. Inżynierskie. 1(42): 27–35, 2011.
- 14. Barnat W.: Wpływ wielkości ładunku bocznego na zachowanie się pojazdu. Model. Inżynierskie. 47(16): 15–22, 2013.
- 15. Barnat W.: Wybrane zagadnienia oddziaływania wybuchu min i improwizowanych urządzeń wybuchowych (IED) na załogę pojazdów specjalnych. Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa 2016.
- 16. Belabend S., Paunoiu V., Baroiu N., Khelif R., Iacob I.: Static Structural Analysis Analytical and Numerical of Ball Bearings. IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng. 968(1): 2020. https://doi.org/10.1088/1757-899X/968/1/012026.
- 17. Berman M.: Modal Analysis of the Prototype Heavy Composite Hull (HCH). 1998.
- 18. Bianchi F.: Light Tanks and Heavy Armoured Cars: Wheeled and/or Tracked Vehicles for Armoured Recce and Fire Support Roles., 2009.
- 19. Borkowski W., Rybak P., Hryciów Z.: A combat vehicle in stabilizing operations. J. KONES. 13(1): 73–81, 2006.
- 20. Borkowski W., Rybak P., Hryciów Z., Wysocki J., Michałowski B.: Combat vehicle dynamic load tests in the aspect of the operation safety. J. Konbin. 13(1): 65–78, 2010. https://doi.org/10.2478/v10040-008-0137-0.
- 21. Borkowski W., Rybak P., Hryciów Z., Wysocki J., Michałowski B.: Influence of Operation Conditions on the Wheeled Armoured Carrier Characteristics. J. KONES. 17(1): 59–65, 2010.
- 22. Borkowski W., Rybak P., Michałowski B., Wiśniewski A.: Numerical Research on Dynamic Loads of Wheeled Armoured Personnel Carrier During Overcoming Terrain Obstacles. J. KONES. 19(4): 83–92, 2012. https://doi.org/10.5604/12314005.1138311.
- 23. Borkowski W., Rybak P., Hryciów Z., Wysocki J.: Studies on Possibilities of Increasing the Impact Resistance of KTO Rosomak. J. KONES. 19(4): 101–110, 2012. https://doi.org/10.5604/12314005.1138314.
- 24. Borkowski W., Figurski J., Walentynowicz J., Hryciów Z.: The Impact Of The Cannon On The Combat Vehicle Chassis. J. KONES. 14(1): 49–61, 2007.
- 25. Borkowski W., Hryciów Z.: Preliminary Investigation of Dynamic Loads of The Crew of The Armoured Personnel Carrier During Frontal Crash. J. KONES. 15(4): 57–62, 2008.

- Burkacki M., Suchoń S., Joszko K., Gzik-Zroska B., Wojtkowski M., Wolański W., Gzik M.: Impact of soldiers' inventories on the risk of injury during IED blast under a light armored vehicle. Eng. Trans. 65(4): 579–585, 2017.
- 27. Carlucci D., Jacobson S.: Ballistics Theory and Design of Guns and Ammunition, Third Edition. Taylor & Francis Group, LLC 2018.
- 28. DEWESoft Knowedle Base: MIF Calculation. www: support.dewesoft.com/en/support/solutions/articles/14000094962-mif-calculation, last accessed 08.09.2020.
- 29. DEWESoft User Manual: Solution User Manual. www: Download.dewesoft.com/download-file/dewesoft-modal-test-analysis-manual-enpdf, last accessed 08.09.2020.
- 30. Dursun T., Büyükcivelek F., Utlu Ç.: A review on the gun barrel vibrations and control for a main battle tank. Def. Technol. 13(5): 353–359, 2017. https://doi.org/10.1016/j.dt.2017.05.010.
- 31. Erdik A., Kilic S.A., Kilic N., Bedir S.: Numerical simulation of armored vehicles subjected to undercarriage landmine blasts. Shock Waves. 26(4): 531, 2016. https://doi.org/10.1007/s00193-016-0678-4.
- Esen I., Koç M.A.: Dynamic response of a 120 mm smoothbore tank barrel during horizontal and inclined firing positions. Lat. Am. J. Solids Struct. 12(8): 1462–1486, 2015. https://doi.org/10.1590/1679-78251576.
- 33. Evans G.: Driverless vehicles in the military will the potential be realised? Army Technology. www: https://www.army-technology.com/features/driverless-vehicles-military/, last accessed 27.02.2018.
- 34. Figurski J., Rybak P.: Badanie środków bojowych jako źródeł obciążeń udarowych wozów bojowych. J. KONES. 14(1): 199–208, 2007.
- 35. Foss C.F.: Jane's Armour and Artillery 2009-2010. IHS Limited 2009.
- 36. Foss C.F.: Wheeled artillery the way ahead?(july): 12–16, 2022.
- 37. Gajek A. ed: Badania eksperymentalne i symulacyjne dynamiki pojazdu wieloosiowego w warunkach uszkodzenia ogumienia. Politechnika Krakowska, Kraków 2012.
- 38. Gupta A.D., Santiago J.M., Meyer C.: Comparison of computational and experimental modal analyses of an armored vehicle hull with multiple access openings. Comput. Struct. 56(2–3): 411–414, 1995. https://doi.org/10.1016/0045-7949(95)00033-D.
- 39. Gupta A.D.: Evaluation of a fully assembled armored vehicle hull-turret model using computational and experimental modal analyses. Comput. Struct. 72(1): 177–183, 1999. https://doi.org/10.1016/S0045-7949(99)00024-3.
- Gzik M., Wolański W., Gzik-Zroska B., Joszko K., Burkacki M., Suchoń S.: Analysis of Various Factors Impact on Safety of Armored Vehicle Crew During an IED Explosion. Advances in Intelligent Systems and Computing. pp. 294–303 2018. https://doi.org/10.1007/978-3-319-66905-2.
- 41. Gzik M., Wolański W., Gzik-Zroska B., Joszko K., Burkacki M., Suchoń S.: Risk Factors Influencing Lower Limbs Injuries During IED Blast. Advances in Intelligent Systems and Computing. pp. 299–305 2016. https://doi.org/10.1007/978-3-319-39904-1\_27.
- 42. Hallquist J.O.: LS-Dyna Theory Manual. Livemore Software Technology Corporation,

California 2006.

- 43. Hoenlinger M., Glauch U., Steger G.: Modelling and Simulation in the Design Process of Armored Vehicles. 2002.
- 44. Hosseinloo A.H., Vahdati N., Yap F.F.: A parametric shock analysis of spade-less, lightweight, wheeled, military vehicles subjected to cannon firing impact: A feasibility study of spade removal. Int. J. Acoust. Vib. 18(4): 183–191, 2013.
- 45. Hosseinloo A.H., Vahdati N., Yap F.F.: Performance of spade-less wheeled military vehicles with passive and semi-active suspensions during mortar firing. Veh. Syst. Dyn. 50(10): 1515–1537, 2012. https://doi.org/10.1080/00423114.2012.675076.
- 46. Howard E.: Upgrading combat vehicles with versatile vetronics., 2012.
- 47. Howle D., Kraytermann D., Pritchett J.E., Sorenson R.: Validating a Finite Element Model of a Structure Subjected to Mine Blast with Experimental Modal Analysis. 2017.
- 48. Hryciów Z.: Analysis of Dynamic Loads of the Armoured Personnel Carrier Crew During Frontal Crash. J. KONES. 19(4): 223–230, 2012. https://doi.org/10.5604/12314005.1138347.
- 49. Hryciów Z., Wiśniewski A., Rybak P.: Experimental and numerical modal analysis of the military vehicle hull. Adv. Mil. Technol. 15(2): 379–391, 2020. https://doi.org/10.3849/aimt.01427.
- 50. Hryciów Z., Małachowski J., Rybak P., Wiśniewski A.: Research of Vibrations of an Armoured Personnel Carrier Hull with FE Implementation. Mater. 2021, Vol. 14, Page 6807. 14(22): 6807, 2021. https://doi.org/10.3390/MA14226807.
- 51. Hryciów Z., Sławiński G.: Investigation of armoured personnel carrier crew subjected to impact load. AIP Conf. Proc. 2078 20013, 2019. https://doi.org/10.1063/1.5092016/FORMAT/PDF.
- 52. Hua H., Liao Z., Song J.: Vibration reduction and firing accuracy improvement by natural frequency optimization of a machine gun system. J. Mech. Sci. Technol. 29(9): 3635–3643, 2015. https://doi.org/10.1007/s12206-015-0807-5.
- 53. Iluk A.: Investigation of passive safety aspects for vehicle subjected to mine blast. Arch. Motoryz. 70(4): 47–58, 2015.
- 54. Iluk A.: Method of evaluating the stiffness of a vehicle with respect to the risk of explosion. Eksploat. i Niezawodn. Maint. Reliab. 16(2): 224–228, 2014.
- 55. Jambovane S.R., Kalsule D.J., Athavale S.M.: Validation of FE Models Using Experimental Modal Analysis. SAE Tech. Pap. 2001-Janua(January): 2001. https://doi.org/10.4271/2001-26-0042.
- 56. Jamroziak K., Bocian M., Pyka D., Kulisiewicz M.: Numerical Analysis of the Dynamic Impact of a Gun Barrel During Firing. Springer International Publishing 2019. https://doi.org/10.1007/978-3-030-15857-6\_17.
- 57. Johnson G.R., Cook W.H.: A Constitutive Model and Data for Metals Subjected to Large Strain, High Strain Rates and High Pressures. Seventh Int. Symp. Ballist. 541–547, 1983.
- 58. Kadir Z.A., Zamzuri H., Hudha K., Mazlan S.A., Amer N.H., Murrad M.: Optimisation of yaw rejection control for armoured vehicle using Taguchi method. Int. J. Heavy Veh. Syst. 23(1): 60–80, 2016. https://doi.org/10.1504/IJHVS.2016.074627.
- 59. Kania L., Krynke M., Mazanek E.: A catalogue capacity of slewing bearings. Mech.

Mach. Theory. 58 29-45, 2012. https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2012.07.012.

- 60. Kari A., Jovanović D., Jerković D., Hristov N.: Stress Analysis of Integrated 12.7 mm Machine Gun Mount. Sci. Tech. Rev. 66(4): 47–51, 2016.
- 61. KELLER J.: Pentagon to hike spending for military armored combat vehicles., 2017.
- 62. Kosmol J.: An extended model of angular bearing Influence of fitting and predeformation. Eksploat. i Niezawodn. 21(3): 493–500, 2019. https://doi.org/10.17531/ein.2019.3.16.
- 63. Krynke M., Selejdak J.: Evaluation of Carrying Capacity Three Row Slewing Roller Bearing. VI(2): 98–105, 2011.
- 64. Krzeszowiec M., Małachowski J.: Badanie wpływu sformułowania elementu skończonego oraz schematu rozwiązywania równania ruchu na wyniki analizy MES na przykładzie niesymetrycznie obciążonej płyty. Bull. Mil. Univ. Technol. 64(1): 135–157, 2015. https://doi.org/10.5604/12345865.1145498.
- Li Y., Jiang D.: Strength check of a three-row roller slewing bearing based on a mixed finite element model. Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci. 231(18): 3393– 3400, 2017. https://doi.org/10.1177/0954406216644267.
- 66. Lozia Z., Guzek M., Pieniążek W., Zdanowicz P.: Metodyka i przykładowe wyniki badań symulacyjnych ruchu wieloosiowego pojazdu specjalnego w warunkach eksplozyjnego uszkodzenia opon. Zesz. Nauk. Inst. Pojazdów. 4(90): 19–42, 2012.
- 67. Mackiewicz A., Sławiński G., Niezgoda T., Będziński R.: Numerical analysis of the risk of neck injuries caused by IED explosion under the vehicle in military environments. Acta Mech. Autom. 10(4): 258–264, 2016. https://doi.org/10.1515/ama-2016-0039.
- 68. bin Mansor M., Hudha K., Kadir Z., Hafiza N., Besi K.S.: Active Front Wheel Steering System for 14 DOF Armoured Vehicle Model due to Firing Force Disturbance. Asian Control Conf. 1–6, 2015. https://doi.org/10.1109/ASCC.2015.7244493.
- 69. Mazurkiewicz Ł., Małachowski J., Baranowski P.: Optimization of protective panel for critical supporting elements. Compos. Struct. 134 493–505, 2015. https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2015.08.069.
- 70. Merklinghaus D.-P.: The Global Armoured Vehicles Market., 2018.
- 71. Mikulic D.: Design of Mine Protected Vehicles. Design of Demining Machines. pp. 153– 168 2013. https://doi.org/10.1007/978-1-4471-4504-2.
- 72. Miller S.W.: Class war. Armada Int.(1): 14–18, 2017. https://doi.org/10.1136/bmj.332.7556.1499.
- 73. Miller S.W.: Future Directions for Armoured Fighting Vehicles., 2017.
- 74. Nilsson M.: Constitutive Model for Armox 500T and Armox 600T at Low and Medium Strain Rates. Weapons Prot. SE-147/25(December): 1–76, 2003.
- 75. Pankowski Z., Kuśnierz T.: Oddziaływanie wystrzału z broni pokładowej na wóz bojowy. 2005.
- Panowicz R., Niezgoda T., Sybilski K.: Computer Modelling of Complex Action System of Blast Wave Arising From Mine or Ied Explosion on Light Armoured Vehicle. J. KONES. 17(4): 385–390, 2010.
- 77. Panowicz R., Barnat W., Sybilski K., Niezgoda T.: Numerical Analysis of a

Lightarmoured Vehicular Personnel Carrier Loaded with a Mine or IED Explosion on a Human Transported in it. J. KONES. 17(3): 355–360, 2010.

- 78. Panowicz R., Sybilski K., Kołodziejczyk D., Niezgoda T., Barnat W.: Numerical Analysis of Effects of IED Side Explosion On Crew of Light Armoured Wheeled Vehicle. J. KONES. 18(4): 331–339, 2011.
- 79. Park C.Y.: Numerical study on determining design parameters of wheeled armored vehicles. J. Mech. Sci. Technol. 31(12): 5785–5799, 2017. https://doi.org/10.1007/s12206-017-1121-1.
- 80. Pastor M., Binda M., Harčarik T.: Modal assurance criterion. Procedia Eng. 48 543–548, 2012. https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.09.551.
- Petraeus S., Reynolds D.: Strykers on the Mechanized Battlefield. Mil. Rev. 97(6): 60– 69, 2017.
- Prochowski L., Wach W., Jackowski J.: Experimental and model studies on the influence of the run flat tire damage on braking dynamics of the multi-axial special purpose vehicle. Eksploat. i Niezawodn. – Maint. Reliab. 17(1): 118–128, 2015. https://doi.org/10.17531/ein.2015.1.16.
- 83. Pyka D., Jamroziak K., Blazejewski W., Bocian M.: Calculations with the Finite Element Method during the Design Ballistic Armour. Proc. 13th Int. Sci. Conf. Comput. Aided Eng. 451–459, 2017. https://doi.org/10.1007/978-3-319-50938-9.
- 84. Rezvani S.S., Kiasat M.S.: Analytical and experimental investigation on the free vibration of a floating composite sandwich plate having viscoelastic core. Arch. Civ. Mech. Eng. 18(4): 1241–1258, 2018. https://doi.org/10.1016/j.acme.2018.03.006.
- 85. Ross S.M.: Introduction to Probability and Statistics for Engineers and Scientists. Academic Press 2021. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-824346-6.00005-3.
- 86. Rusinski E., Dragan S., Moczko P., Pietrusiak D.: Implementation of experimental method of determining modal characteristics of surface mining machinery in the modernization of the excavating unit. Arch. Civ. Mech. Eng. 12(4): 471–476, 2012. https://doi.org/10.1016/j.acme.2012.07.002.
- 87. Rusinski E., Czmochowski J., Ietrusiak D.: Problems of steel construction modal models identification. Maint. Reliab. 14(1): 54–61, 2012.
- Rybak P., Hryciów Z., Michałowski B., Wiśniewski A.: Assessment of the Impact of Wear and Tear of Rubber Elements in Tracked Mechanism on the Dynamic Loads of High-Speed Tracked Vehicles. Acta Mech. Autom. 17(1): 85–97, 2023. https://doi.org/10.2478/ama-2023-0010.
- 89. Rybak P.: Kształtowanie odporności udarowej stuktur nośnych wozów bojowych. Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa 2013.
- 90. Simiński P.: Wojskowe pojazdy kołowe. Bel Studio, Wojskowy Instytut Techniki Pancernej i Samochodowej, Sulejówek/Warszawa 2015.
- 91. Simiński P.: Wpływ niesprawności układu hamulcowego na zachowanie się transportera opancerzonego w czasie hamowania. Zesz. Nauk. WSOWL. 4(4): 79–91, 2013.
- 92. Simiński P., Zając M.: Simulation Model for Testing Wheleed Armour Fighting Vehicle. J. KONES. 15(3): 479–486, 2008.

- 93. Sławiński G., Malesa P., Świerczewski M.: Analysis regarding the risk of injuries of soldiers inside a vehicle during accidents caused by improvised explosive devices. Appl. Sci. 9(19): 2019. https://doi.org/10.3390/app9194077.
- 94. Sławiński G., Świerczewski M., Malesa P.: Modelling and Numerical Analysis of Explosion Underneath the Vehicle. J. KONES. 24(4): 279–286, 2017. https://doi.org/10.5604/01.3001.0010.3146.
- 95. Sławiński G., Dziewulski P., Niezgoda T., Malesa P.: Numerical Study on the Modification Effect of the Seat Load Acting on a Soldier During the Blast Wave Derived from IED Explosion. J. KONES. 23(3): 465–472, 2016. https://doi.org/10.5604/12314005.1.
- 96. Smolnicki T., Rusiński E.: Superelement-based modeling of load distribution in largesize slewing bearings. J. Mech. Des. Trans. ASME. 129(4): 459–463, 2007. https://doi.org/10.1115/1.2437784.
- 97. Starczewski L., Szczęch S., Tudyka D.: Tests of Armour Steels in View of Their Protective Efficiency. Inst. Metal. Żelaza. 1 110–117, 2010.
- 98. Suhaimi K., Risby M.S., Tan K.S., Knight V.F.: Simulation on the shock response of vehicle occupant subjected to underbelly blast loading., http://dx.doi.org/10.1016/j.procs.2016.05.488, 2016. https://doi.org/10.1016/j.procs.2016.05.488.
- 99. Šulka P., Sapietová A., Dekýš V., Sapieta M.: Static structural analysis of rolling ball bearing. MATEC Web Conf. 244 2018. https://doi.org/10.1051/matecconf/201824401023.
- 100. Technologies A.: The Fundamentals of Modal Testing. Appl. Note 243 3. 1–56, 2000.
- 101. Toussaint G., Durocher R.: Finite Element Simulation using SPH Particles as Loading on typical Light Armoured Vehicles. 10th Int. LS-DYNA® Users Conf. 11–18, 2010.
- 102. Transactions T., Techniczne C.: Numerical Analysis of Bolts Loading in Slewing Bearing. Tech. Trans. Mech. 89–94, 2016. https://doi.org/10.4467/2353737XCT.16.237.5986.
- 103. Wach W., Prochowski L.: Analysis of a special purpose vehicle's behaviour after an edge drop-off onto a soft shoulder. Int. J. Automot. Technol. 18(1): 55–67, 2017. https://doi.org/10.1007/s12239-017-0006-8.