

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Војна академија Универзитета одбране у Београду

Нина Ј. Живановић

**ИНТЕГРАЦИЈА АУТОМАТСКОГ БАЦАЧА
ГРАНАТА НА ЛАКУ МОБИЛНУ ТОЧКАШКУ
ПЛАТФОРМУ**

Мастер рад

Крагујевац, 2017.

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Војна академија Универзитета одбране у Београду



Назив студијског програма: Војноиндустријско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Наоружање

Предмет: Интеграција наоружања на мобилне платформе

Број индекса: 346/2016

Нина Ј. Живановић

**ИНТЕГРАЦИЈА АУТОМАТСКОГ БАЦАЧА
ГРАНАТА НА ЛАКУ МОБИЛНУ ТОЧКАШКУ
ПЛАТФОРМУ**

Мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Доцент др Александар Кари дипл. инж. - ментор
2. Проф. др Богдан Недић дипл. инж. - председник
3. Доцент др Гордана Богдановић дипл. инж. - члан

Датум

одбране:_____

Оцена:_____

ИНТЕГРАЦИЈА АУТОМАТСКОГ БАЦАЧА ГРАНАТА НА ЛАКУ МОБИЛНУ ТОЧКАШКУ ПЛАТФОРМУ

Тезе:

1. Уводна разматрања начина интеграције наоружања на копнене мобилне платформе
2. УБ прорачун БГА 30 mm
3. Прорачун силе трзања БГА 30 mm
4. Предлог начина интеграције БГА 30 mm на избрану лаку мобилну точкaшку платформу
5. Математичко-механички модел осциловања мобилне платформе под дејством силе опаљења
6. Симулација осциловања мобилне платформе
7. Анализа добијених резултата и правци даљег рада

Препоручена литература:

- [1] М. Петровић, *Механика аутоматског оружја*, Војноиздавачки завод, Београд, 2009.
- [2] *Упутство за коришћење и одржавање – 30 mm бацач граната аутоматски*, Застава оружје.
- [3] М. Калезић, *Пројектовање артиљеријских система*, Књига ЈЕДАН, Београд, 2010.

Крагујевац, 16.06.2017.

Ментор:
доцент
др Александар Кари, дипл. инж.

САДРЖАЈ

РЕЗИМЕ	1
1. УВОД.....	3
2. МОГУЋИ НАЧИНИ ИНТЕГРАЦИЈЕ НАОРУЖАЊА НА КОПНЕНЕ МОБИЛНЕ ПЛАТФОРМЕ	4
3. УНУТРАШЊЕ БАЛИСТИЧКИ ПРОРАЧУН	9
3.1. Унутрашње-балистички циклус и систем једначина	11
3.2. Прорачун методом Дроздова	12
4. ПРИНЦИП РАДА АУТОМАТСКОГ БАЦАЧА ГРАНАТА 30 mm M93.....	17
4.1. Прорачун силе која се преноси на платформу	22
5. ПРЕДЛОГ НАЧИНА ИНТЕГРАЦИЈЕ БГА 30 mm НА ИЗАБРАНУ ЛАКУ МОБИЛНУ ТОЧКАШКУ ПЛАТФОРМУ	29
6. МАТЕМАТИЧКО-МЕХАНИЧКИ МОДЕЛ ОСЦИЛОВАЊА МОБИЛНЕ ПЛАТФОРМЕ ПОД ДЕЈСТВОМ СИЛЕ ОПАЉЕЊА	35
7. СИМУЛАЦИЈА ОСЦИЛАЦИЈА МОБИЛНЕ ПЛАТФОРМЕ И АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА.....	41
ЗАКЉУЧАК	53
ЛИТЕРАТУРА	55
ПРИЛОГ 1.....	56
ПРИЛОГ 2.....	60
ПРИЛОГ 3.....	62
ПРИЛОГ 4.....	69

ABSTRACT

Master thesis is based on oscillations of light vehicle with wheels mounting an automatic grenade launcher in one of the possible ways of connection. Different ways of weapon integration on mobile platforms are shown, with emphasis on wheeled vehicles and heavy infantry weapons. Serbian automatic grenade launcher 30 mm M93 and ammunition used by it, HE M93 P1, are described and shown, as are their technical specifications. Cycle that occurs within the barrel when firing a weapon is described, a system of equations that can be solved by Drozdov method in MATLAB is set and results that include propellant pressures and projectile velocity along the barrel and in time are shown. Working principle of AGL 30 mm M93 is explained along with schematic diagrams of mechanism and its subassemblies and parts. Based on the weapon data resistance force that transfers to the vehicle is calculated and its values with respect to time are graphically shown.

As wheeled vehicle Land Rover Defender 110 is chosen, a turret above back seats is selected as mount type and a dynamical model of system is shown in two planes to study vertical, longitudinal and transversal dynamics. For simplified system with three degrees of freedom under the influence of weapon recoil energy, a mathematical model of oscillations is defined using the Lagrange's equations of second order. System of differential equations is numerically solved in MATLAB for real firing conditions and vehicle configuration. Coordinates of weapon mount and elevation and azimuth angles are varied and results are analyzed to determine how platform oscillations affect accuracy and precision of weapon.

Key words: *oscillations, mount, automatic grenade launcher, wheeled vehicle, mathematical model.*

РЕЗИМЕ

Мастер рад је базиран на интеграцији аутоматског бацача граната на лако точкашко возило на један од могућих начина. Приказани су различити начини интеграције наоружања на копнене мобилне платформе, са акцентом на точкашким платформама и тешком стрељачком наоружању. Приказан је и описан српски аутоматски бацач граната 30 mm M93, као и муниција коју користи HE M93 P1, и дати су њихови технички подаци. Описан је унутрашње-балистички циклус, дат је систем једначина који се решава методом Дроздова у програму МАТЛАБ и добијени резултати притиска барутних гасова и брзине пројектила дуж канала цеви и у току времена процеса опаљења. Објашњен је принцип рада БГА 30 mm M93 уз шематске приказе механизма и његових подсклопова и делова. На основу података о деловима оружја, прорачуната је сила отпора трзања која се преноси на мобилну платформу услед опаљења и графички је приказана у току времена.

За точкашко возило је изабран Ленд Ровер Дефендер 110, као начин интеграције наоружања је изабрана турела на крову изнад задњег седишта возила и у две равни је приказан динамички модел система, у којима се проучава вертикална, уздужна и бочна динамика. За упрошћени систем са три степена слободе побуђеног силом услед опаљења

помоћу Лагранжевих једначина друге врсте дефинисан је математичко-механички модел слободног пригушеног осцилаторног кретања. Систем диференцијалних једначина је нумерички решен у програму МАТЛАБ за конкретне податке о условима паљбе и конструктивне податке о возилу. Вариране су координате места интеграције оружја и углови елевације и азимута и анализирани су добијени резултати са циљем да се утврди како осцилације платформе утичу на тачност и прецизност оружја.

Кључне речи: *осцилације, интеграција, аутоматски бацач граната, точишка платформа, математички модел.*

1. УВОД

Савремени ратови траже од војске да у свом систему наоружању има и лака комерцијална возила, опремљена мањим оружјем, са неколико чланова посаде, која су ефикасна и не превише скупа. Одговарајућа ватрена моћ, велика покретљивост и нешто слабија заштита карактеришу системе возило-наоружање који су све атрактивнији последњих година. Борбена возила са точковима се данас развијају упоредо са гусеничним борбеним возилима, са намером да се прошири подручје њихове примене у циљу извршавања борбених задатака ван непосредног додира и специјалних задатака у насељеним местима [1].

Као интегрисано оружје на лаке мобилне платформе најчешће се користе тешка аутоматска стрелачка оружја, па су проблеми који се при томе јављају углавном везани за издржљивост конструкције комерцијалног возила које треба, осим класичних оптерећења, да прихвати и оптерећење које је последица дејства силе трзања оружја. За овакав случај, најбитнији делови склопа возила су рам и систем еластичног ослањања који треба да има адекватну крутост, апсорбује побуду, сведе осцилације на најмању могућу меру и спречи појаву резонанције.

Да би овакав систем био изведен на задовољавајући и сврсисходан начин, најпре је потребно поставити и анализирати теоријски модел који би био увод у коначан производ. За изабрано наоружање и конкретно моторно возило треба прибавити и одредити потребне податке, што је у овом раду и урађено. Унутрашње-балистичким прорачуном се одређује расподела притиска у цеви у току времена и његова максимална вредност, као и почетна брзина пројектила остварена на устима цеви. Прорачунава се сила трзања оружја услед опаљења и адекватна сила отпора трзања која се преноси на платформу. За познате конструктивне податке о возилу, његовом систему еластичног ослањања и изабраном месту интеграције наоружања поставља се динамички модел уз усвајање одређених упрошћења.

Помоћу класичних приступа за проучавање динамичких особина возила може се поставити математичко-механички модел осциловања система и извести диференцијалне једначине кретања. На основу прикупљених и прорачунатих података, решавањем диференцијалних једначина могу се добити конкретне једначине осциловања платформе, односно промена генералисаних координата у току времена. Овакав, сложен систем се најчешће не може решити аналитички, већ је потребно његово нумеричко решавање помоћу савремених софтвера намењених за то.

Симулација, односно решавање постављеног система једначина се може извршити у програмском пакету МАТЛАБ, који даје и графички приказ добијених резултата, у овом случају осцилација система. Варирањем почетних параметара брзо се може сагледати тренд осциловања система и његова стабилност. На основу добијених резултата може се кориговати постављени математички модел, место интеграције, начин везе, карактеристике система еластичног ослањања, одговарајућа брзина паљбе са циљем да се одреди конфигурација система возило-наоружање који је у стању да издржи настала оптерећења.

2. МОГУЋИ НАЧИНИ ИНТЕГРАЦИЈЕ НАОРУЖАЊА НА КОПНЕНЕ МОБИЛНЕ ПЛАТФОРМЕ

Развијање тешког наоружања увек прати адекватан начин интеграције на мобилну платформу како би се остварила што већа тактичка покретљивост, стална готовост за промену ватреног положаја и могућност заузимања што бољег положаја у односу на циљ. Наоружање се може интегрисати на копнене стационарне и мобилне платформе, бродове и ваздухоплове. У овом раду се анализира интеграција наоружања на лаку точкашку платформу, па су од интереса једино копнене мобилне платформе. Коначан изглед једног оваквог система зависи од врсте и димензија наоружања, начина уградње, врсте кретања, степена оклопне заштите и других карактеристика које су све условљене постављеним захтевима које систем треба да задовољи.

Самоходна артиљеријска оруђа представљају наоружање интегрисано на мобилну платформу, које према начину уградње може бити потпуно или делимично оклопљено са покретном или непокретном куполом и откривено. Овакви системи могу имати гусеничну или точкашку конструкцију ходног дела, а некада и њихову комбинацију. Тешко стрелачко оружје такође може бити интегрисано на различите платформе, као допунско или једино наоружање. Данас углавном постоји груба представа о начину уградње у зависности од врсте наоружања које се уграђује.

На слици 2.1 је приказана самоходна хаубица 155 mm AS90. Наоружање је смештено у потпуно оклопљену и затворену куполу у задњем делу возила, а оклопно тело има гусеничну шасију. Погонска група је у смештена у предњем делу, а изнад се налази инсталација за прихватање цеви приликом транспорта.



Слика 2.1: Самоходна хаубица 155 mm AS90, куполне уградње са гусеницама [11]

Када се као основа за уградњу оружја користи точкашка шасија, могућа је куполна и отворена уградња наоружања. На слици 2.2 је приказан самоходни минобацач 120 mm AMS, куполно уграђен на оклопно возило са точкашком шасијом.



Слика 2.2: Самоходни минобацач 120 mm AMS, куполна уградња, точкашка шасија [12]

Код отворене уградње (слика 2.3) се најчешће користе дорађене шасије стандардног камиона 8x8 или 6x6 одговарајуће носивости, а наоружање се поставља у средини или изнад задњих погонских мостова [7].



Слика 2.3: Самоходна топ-хаубица 155 mm T5-52 [13]

Борбена возила се још користе и као оклопни транспортери, који служе за превоз већег броја војника и њихову заштиту од дејства мањег оружја, али већина противтенковских оруђа га може уништити јер возило није намењено да учествује у директној борби. За одбрану возила се уграђује слабије наоружање, као што су митраљези, аутоматски топови мањег калибра (највише 20 mm), лакши минобацачи, а неки модели имају лансер противтенковских ракета. На слици 2.4 је оклопни транспортер Patria AMV са интегрисаним митраљезом 12,7 mm (може бити и бацач граната 40 mm), на точкашкој платформи са погоном типа 8x8.



Слика 2.4: Оклопно возило Patria AMV са интегрисаним митраљезом 12,7 mm [14]

Добро опремљене војске поседују у свом арсеналу и мања борбена возила, на точкашким шасијама 4x4, заштићена јаким оклопом и наоружана стрелачким оружјем, која се користе за борбу у тежим вантеренским условима. Међутим, сиромашније опремљене војске и нерегуларне војске које не поседују оваква возила, последњих година стварају импровизована борбена возила за сличну намену. На лака точкашка комерцијална возила, као што су „pick up“ возила и теренска возила интегришу се различите врсте наоружања која као предност имају велике брзине и добре маневарске способности, малу потрошњу горива у односу на већа и тежа оклопна возила, као и мањи профил, што је такође важно. Оваква возила се користе за извиђачка и препадна дејства, као и за неутрализацију изненадних претњи и тренутно спречавање напредовања непријатеља. Изазов је изабрати конкретно наоружање и возило који би као систем били ефикасни у погледу ватрене моћи, покретљивости и заштите, уз што мање реконструисање возила.

Наоружање у општем случају може бити интегрисано на више места на возилу. На слици 2.5 је јеменско борбено возило, Toyota Land Cruiser наоружано совјетским тешким митраљезом ДШК калибра 12,7 mm. Возило је типа „пикап“ и у задњем делу има интегрисано наоружање помоћу постоља у виду вертикалне осовине, што представља један од најједноставнијих начина везе између возила и наоружања. Оваква веза дозвољава померање оружја по елевацији и правцу, док је само оружје све време фиксирано на истом месту на возилу. Војник углавном има веома малу или никакву заштиту.



Слика 2.5: Борбено возило типа пикап са интегрисаним митраљезом 12,7 mm [15]

Знатно флексибилније померање омогућава такозвани „swing arm“ механизам који је углавном са више осовина („рука“) помоћу ког се лако покрива лук од 180° (слика 2.6).



Слика 2.6: Оружје монтирано на возило помоћу „swing arm“ механизма [16]

Оружје може бити причвршћено за ојачање у задњем делу возила, тј. за неку од шипки за ојачање, између седишта, изнад мото-простора, испред сувозачевог седишта или на неко друго место одакле чланови посаде могу да рукују оружјем. Постоје и механизми као што је турела који омогућавају ротацију за 360° и монтирају се у пределу крова возила (слика 2.7).



Слика 2.7: Land Rover Defender модификован за војну употребу, са митраљезом монтираним помоћу туреле и пушком помоћу „swing arm“ механизма [17]

Сложеније је имати оружје измештено у односу на уздужну вертикалну раван симетрије возила, па се најчешће системи изводе тако да је оружје на средини возила гледано спреда, односно у вертикалној равни симетрије или што ближе њој, како би дестабилишући моменти били што мањи. Са интегрисаним наоружањем, пред возило се поставља специфичан захтев – осим неравнина тла по ком се креће, оно мора да издржи и оптерећења која су последица дејства оруђа. Главни проблеми који се при томе јављају јесу недовољна или превелика крутост носеће конструкције возила, неповољне осцилације, смањена прецизност наоружања и слично. Да би постављени захтев био испуњен, а наведени проблеми решени, најбитније је да се наоружање интегрише на адекватном месту, а возило да поседује одговарајући систем еластичног ослањања који ће апсорбовати побуду, редуковати осцилације и спречити појаву резонанције [2].

3. УНУТРАШЊЕ БАЛИСТИЧКИ ПРОРАЧУН

Аутоматски бацачи граната (БГА) су тешка стрељачка оружја за подршку пешадије која представљају еволуцију у конструкцији бацача граната и решење које се по својој улози налази између тешких аутоматских оружја и минобацача. Једним делом аутоматски бацачи граната преузимају место и улогу од минобацача малог калибра класичне конструкције, велике масе и малих домета [7]. БГА обједињује предности аутоматских оружја као што су прецизност, велика брзина гађања, посредно гађање, непостојање минималне даљине гађања, кратко време реакције, брз пренос ватре са једног циља на други и могућност праћења циља, а са друге стране непосредно гађање и гађање релативно великих просторних циљева, које може вршити као и минобацач. Главни циљеви аутоматских бацача граната су трупе изван заклона или иза лако заклоњени циљеви, као и лако оклопљена возила. Погодни су за монтирање на борбена возила, чамце и хеликоптере помоћу постоља, а ако их користи пешадија постављају се на треношце и захтевају бар два војника за руковање самим оружјем, муницијом и опремом [9].

БГА 30 mm M93 је развијен на бази руског AGS-17 (слика 3.1). Оружје ради на принципу чистог гасног потиска, храњење се врши редеником са 29 метака или из добоша и могу гађати циљеве директном и индиректном ватром. Маса празног оружја је 35 kg, ефективни домет 1700 метара за живе мете, а 1000 метара приликом паљбе на лако оклопљена возила и неборбена возила. Максимална брзина гађања је $350 \div 400$ мет/мин, а минимална (борбена) је $65 \div 70$ мет/мин. Вертикално поље дејства је $(-5^\circ) \div (+70^\circ)$, а хоризонтално поље дејства без померања треношца је 30° , док је са померањем треношца 360° [4]. Ови углови су подложни одступањима при монтирању оружја на платформу у зависности од начина интеграције. БГА M93 војник може да носи и да гађа са треношца или да буде монтирано на борбено возило, чамац или хеликоптер.



Слика 3.1: Аутоматски бацач граната 30 mm M93 [18]

Муниција коју користи БГА M93 је метак 30 mm HE M93 P1 који садржи нитроглицерински барут NGB-021. На слици 3.2 је приказан пресек пројектила на коме се виде чаура са иницијалном капислом, барутна комора, експлозивно пуњење унутар кошуљице гранате и упаљач.



Слика 3.2: Пресек метка HE M93 P1 [4]

Чаура је израђена од поцинкованог конструктивног челика, са слободно насутим барутом, чија су зрна облика квадратне плочице. Иницијална каписла на дну чауре је испуњена иницијалном смешом. Кошуљица гранате је направљена од челика, са једним центрирајућим и два водећа прстена, а експлозивно пуњење се пресовањем утискује у њу. Са предње стране кошуљице налази се навој намењен за увртање упаљача ударног типа [4]. Технички подаци за овај метак су дати у табели 3.1. Осим бојеве муниције, БГА M93 користи и вежбовну муницију VG M93 и муницију са маркерима VMG M93 које не садрже експлозивне материје, већ служе за тестирање оружја и проверу обучености војника.

Табела 3.1: Технички подаци за метак 30 mm HE M93 P1 [4]

Податак	HE M93 P1
Маса метка	0,360 kg
Маса пројектила	0,280 kg
Маса експлозива	0,045 kg
Дужина метка	0,135 m
Почетна брзина	185 m/s
Максимални притисак б/г	$150 \cdot 10^6$ Pa
Даљина активирања упаљача	(10 ÷ 60) m
Прецизност на вертикалној мети, на даљини од 100 метара	$V_p \leq 0,008$ m, $V_v \leq 0,008$ m
Максимални домет	1700 m
Смртоносни радијус	6 m
Радна температура	(-30) ÷ (+50) °C

3.1. Унутрашње-балистички циклус и систем једначина

Цео процес почиње ударом ударне игле у иницијалну капислу и активирањем иницијалне смеше. Пламен припаљује барутно пуњење у барутној комори и почиње његово сагоревање у константној запремини, при чему се стварају барутни гасови и расте притисак иза пројектила. Ширењем барутних гасова повећава се притисак, а када се достигне вредност притиска форсирања (p_0) почиње урезивање водећег прстена у жлебове цеви. Тада пројектил почиње да се креће у цеви бацача, завршен је претходни период процеса опаљења, а почиње први период. Са кретањем пројектила почиње да се повећава запремина иза њега, али спорије него што се барутни гасови шире, па притисак наставља да расте. У тренутку када се изједначе прираштај запремине у јединици времена створен кретањем пројектила и запремина потребна за смештај новонасталих барутних гасова остварује се максимални притисак б/г. Након достизања максималног притиска, он почиње да опада. Са завршетком сагоревања барута завршава се и први период процеса опаљења. У другом периоду пројектил наставља своје кретање дуж цеви под дејством притиска б/г, запремина иза њега расте, као и његова брзина. Излетањем пројектила се завршава други период, а његова брзина на устима цеви се назива почетном брзином. Периодом накнадног дејства се назива период у току ког се пројектил креће кроз ваздух, а истекли барутни гасови иза њега делују на дно пројектила повећавајући му брзину. Када се изједначе сила притиска б/г на дно пројектила и сила отпора ваздуха на врх пројектила остварује се стварна максимална брзина и завршава се унутрашње-балистички циклус [5].

Одређене претпоставке се усвајају како би се математички могао записати процес опаљења. У елементарној запремини важи геометријски закон сагоревања, пре покретања пројектила смеша барутних гасова и барутних зрна је непокретна и равномерно распоређена дуж барутне коморе, покретање пројектила се остварује у тренутку достизања притиска форсирања, не узима се у обзир губитак енергије услед загревања цеви, занемарује се отпор ваздуха у цеви испред пројектила, сматра се да је цев константног попречног пресека целом дужином, посматра се само релативно кретање пројектила у односу на цев. Такође, проблем се разматра у координатном систему везаном за дно цеви, почетак решавања је у моменту покретања пројектила, а почетни услови се одређују на основу решења класичне теорије унутрашње балистике.

С обзиром да су барутна зрна у метку који користи БГА М93 облика квадратне плочице, који спада у дегресивне облике барутних зрна, прорачун којим се добијају подаци о почетној брзини пројектила и максималном притиску б/г у цеви се изводи коришћењем методе Дроздова. У систем једначина које ће се решавати овом методом улазе следеће једначине:

1. Једначина биланса енергије:

$$p \cdot S_c \cdot (X_\psi + X) = f_b \cdot m_b \cdot \psi - \frac{k-1}{2} \cdot \varphi \cdot m \cdot v^2 \quad (3.1.1)$$

2. Једначина кретања пројектила:

$$\varphi \cdot m \cdot \frac{dv}{dt} = p \cdot S_c \quad (3.1.2)$$

3. Дефиниција брзине пројектила:

$$v = \frac{dX}{dt} \quad (3.1.3)$$

4. Брзина сагоревања барута:

$$u_z = u_{z0} \cdot p, \quad \frac{dy}{dt} = \frac{u_{z0}}{r_0} \cdot p \quad (3.1.4)$$

5. Релативна сагорела барута:

$$\psi = \kappa \cdot y \cdot (1 + \lambda \cdot y + \mu \cdot y^2) \quad (3.1.5)$$

$$\psi = \kappa_1 \cdot (1 + \lambda_1 \cdot y) \quad (3.1.6)$$

6. Релативна сагоревајућа површина барутног зрна:

$$\sigma = 1 + 2 \cdot \lambda \cdot y + 3 \cdot \mu \cdot y^2 \quad (3.1.7)$$

$$\sigma = 1 + 2 \cdot \lambda_1 \cdot y \quad (3.1.8)$$

7. Сведена дужина слободне запремине:

$$X_\psi = \frac{W_\psi}{S_c} = \frac{1}{S_c} \cdot \left[W_0 - \frac{m_b}{\rho_b} \cdot (1 - \psi) - \alpha \cdot m_b \cdot \psi \right] \quad (3.1.9)$$

Где су означене следеће величине:

p [Pa] – притисак барутних гасова;

W_0 [m³] – запремина барутне коморе;

S_c [m²] – површина попречног пресека цеви;

X [m] – пут пројектила у цеви;

f_b [J/kg] – специфичан рад, тј. сила барута;

m_b, m [kg] – маса барутног пуњења, маса пројектила, респективно;

r_0 [m] – половина дебљине барутног зрна;

u_z [m/s] – брзина сагоревања барута;

u_{z0} [m/s·Pa] – јединична брзина сагоревања или константа у закону сагоревања;

v [m/s] – брзина пројектила;

y – релативна сагорела дебљина барутног зрна; k – однос специфичних топлота; φ – коефицијент фиктивности; κ, λ, μ – коефицијенти облика барутног зрна.

3.2. Прорачун методом Дроздова

Када су вредности свих величина у једначинама (3.1.1) до (3.1.9) познате, методом Дроздова може се решити представљени систем и добити вредности притиска б/г и брзине пројектила дуж канала цеви и у току времена, за претходни, први и други период процеса опаљења. Прорачун се реализује за барутно зрно познатог облика и димензија и барутну комору одређеног оружја. У овом случају, то је аутоматски бацач граната БГА М93 и његов метак са барутом чија су зрна облика квадратне плочице.

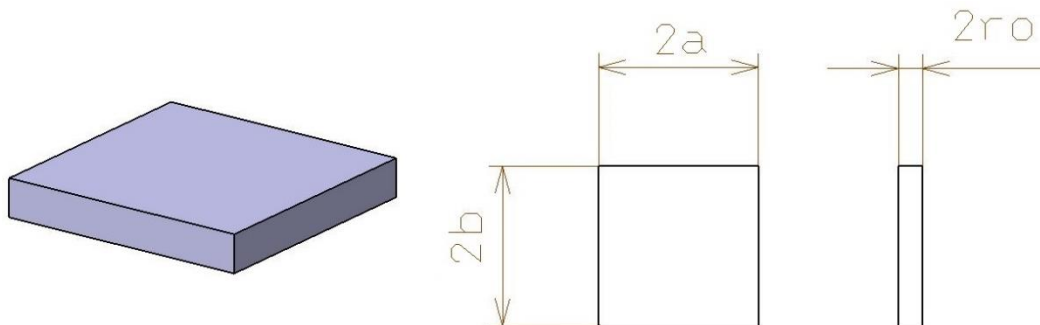
Подаци о цеви и метку:

- запремина барутне коморе $W_0 = 0,000005 \text{ m}^3$,
- површина попречног пресека канала цеви $S_c = 0,0007065 \text{ m}^2$,
- укупни пут пројектила у цеви $X_u = 0,28 \text{ m}$,
- маса пројектила $m = 0,273 \text{ kg}$,
- притисак форсирања $p_0 = 26 \cdot 10^5 \text{ Pa}$,
- коефицијент фиктивности $\varphi = 1,073$.

Подаци о баруту:

- маса барута $m_b = 0,0024 \text{ kg}$,
- запреминска маса барута $\rho_b = 1600 \text{ kg/m}^3$,
- ковољумен барутних гасова $\alpha = 0,000868 \text{ m}^3/\text{kg}$,
- однос специфичних топлота $k = 1,2545$,
- јединична брзина сагоревања барута $u_{z0} = 1,24 \cdot 10^{-9} \text{ m/s}$,
- специфичан рад барутних гасова $f_b = 1016806 \text{ J/kg}$.

Потребно је још одредити коефицијенте облика κ_1 и λ_1 који су потребни за даљи прорачун, што је веома једноставно када је познат барут и димензије барутног зрна. На слици 3.3 је тродимензионални приказ барутног зрна облика квадратне плочице које се користи код метка HE M93 P1 са означеним димензијама.



Слика 3.3: Барутно зрно облика квадратне плочице са димензијама за метак HE M93 P1

Ознаком $2r_0$ је означена најмања димензија барутног зрна, док су друге две димензије, $2 \cdot a$ и $2 \cdot b$, једнаке јер је у питању квадратна основа. Димензије барутног зрна су:

- странице квадрата $2 \cdot a = 2 \cdot b = 0,00113 \text{ m}$ и
- дебљина зрна $2 \cdot r_0 = 0,00017 \text{ m}$.

Одавде се може одредити и половина најмање димензије барутног зрна, односно $r_0 = 0,000085 \text{ m}$. Прорачун коефицијената облика почиње од следећих формула, према литератури [5]:

$$\begin{aligned}
\kappa &= 1 + \beta + \gamma \\
\lambda &= -\frac{\beta + \gamma + \beta \cdot \gamma}{\kappa} \\
\mu &= \frac{\beta \cdot \gamma}{\kappa}
\end{aligned}
\tag{3.2.1}$$

Односи димензија барутног зрна су:

$$\begin{aligned}
\beta &= \frac{2 \cdot r_0}{2 \cdot b} \\
\gamma &= \frac{2 \cdot r_0}{2 \cdot a}
\end{aligned}
\tag{3.2.2}$$

Пошто су димензије $2 \cdot a$ и $2 \cdot b$ једнаке, релације (3.2.2) се изједначавају:

$$\beta = \gamma = \frac{0,17}{1,13} = 0,15044$$

Формуле за израчунавање коефицијената облика (3.2.1) су сада поједностављене:

$$\begin{aligned}
\kappa &= 1 + 2 \cdot \beta = 1 + 0,30087 = 1,30087 \\
\lambda &= -\frac{2 \cdot \beta + \beta^2}{\kappa} = -\frac{0,30087 + 0,02263}{1,30087} = -0,24869 \\
\mu &= \frac{\beta^2}{\kappa} = \frac{0,02263}{1,30087} = 0,01739
\end{aligned}$$

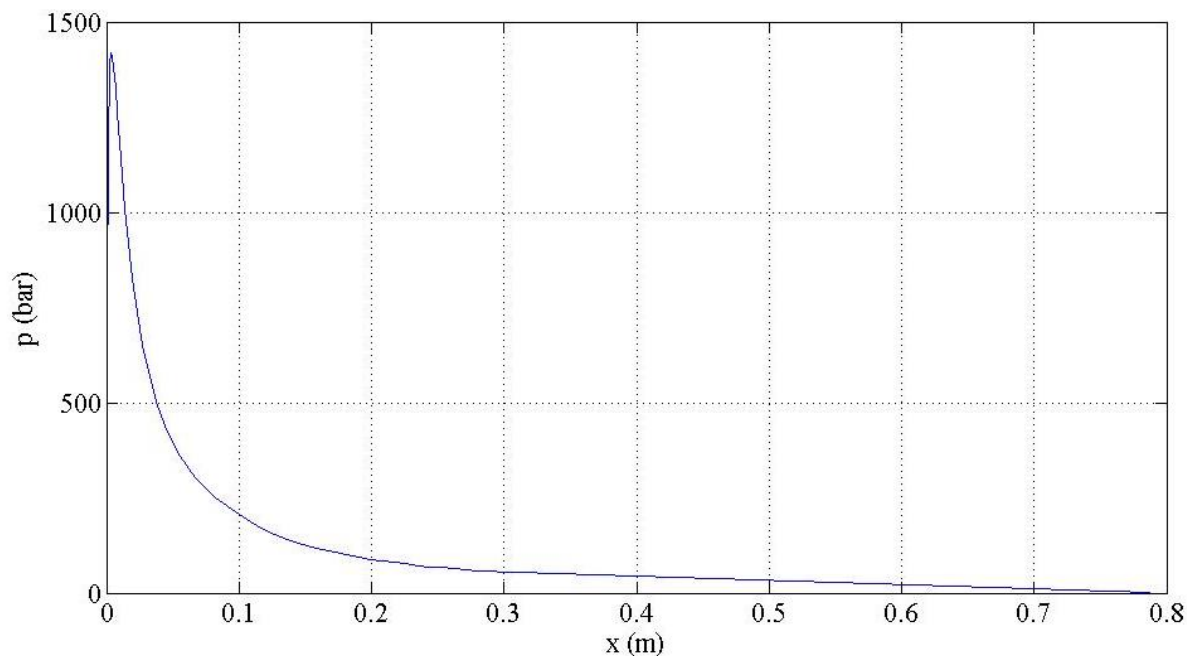
На основу ових вредности израчунавају се коначне вредности коефицијената облика који су потребни за прорачун:

$$\begin{aligned}
\kappa_1 &= \kappa \cdot \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) = 1,30087 \cdot 0,99131 = 1,28956 \\
\lambda_1 &= \frac{1}{\kappa_1} - 1 = -0,22454
\end{aligned}
\tag{3.2.3}$$

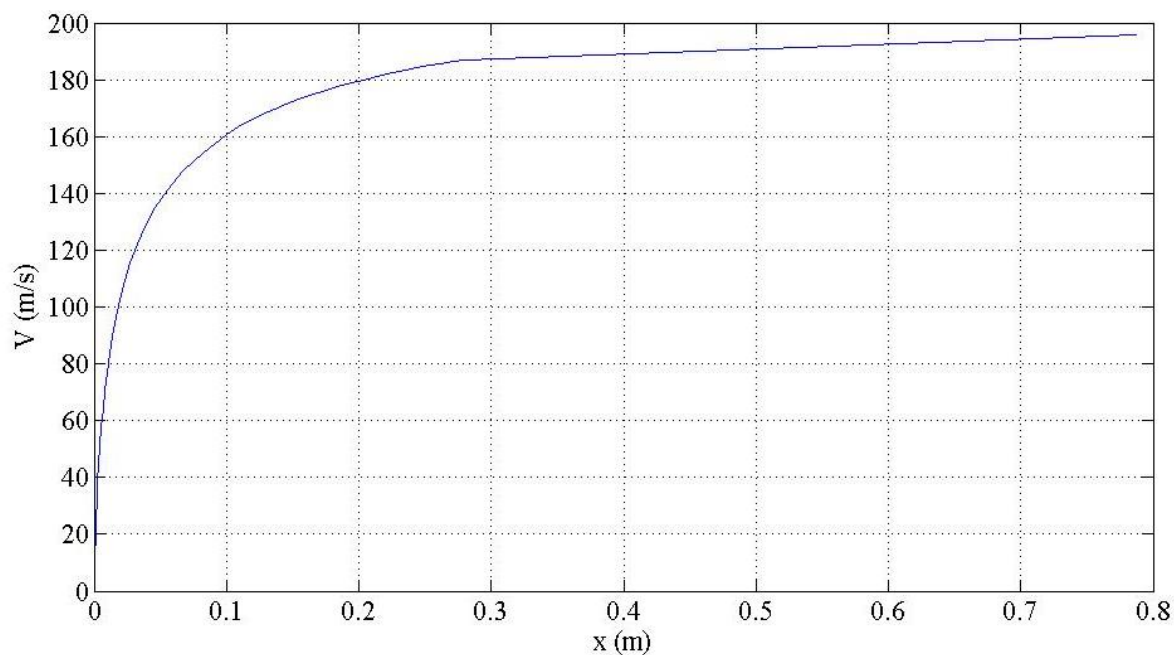
Овим су израчунати потребни подаци који су недостајали за спровођење даљег прорачуна методом Дроздова. Улазна датотека која се користи у методи Дроздова, поред података о цеви, метку и баруту, садржи и број тачака за које се прорачунавају подаци у првом периоду и укупан број тачака за први и други период. Симулација опаљења представља пуштање у рад програмског решења у програму МАТЛАБ који врши прорачун по методи Дроздова, за податке о барутном зрну и барутној комори који се налази у улазној датотеци. Програмско решење је дато у прилогу 1.

За претходни период су израчунате вредности релативне сагореле дебљине b/z y_0 , релативне сагореле масе барута ψ_0 и релативне сагоревајуће површине σ_0 у простору константне запремине, тј. док се пројектил не креће. Са почетком кретања пројектила почиње први период у току ког долази до потпуног сагоревања барута, па се у одређеном броју корака добијају вредности брзине пројектила, притиска b/g , релативне сагореле дебљине b/z u , релативне сагореле масе ψ , пута пројектила и времена. У овом периоду се остварује максимални притисак барутних гасова иза пројектила p_{max} , а вредности u и ψ су на крају једнаке јединици. У другом периоду се наставља кретање пројектила под дејством оствареног притиска b/g и његова брзина се повећава док не достигне максимум

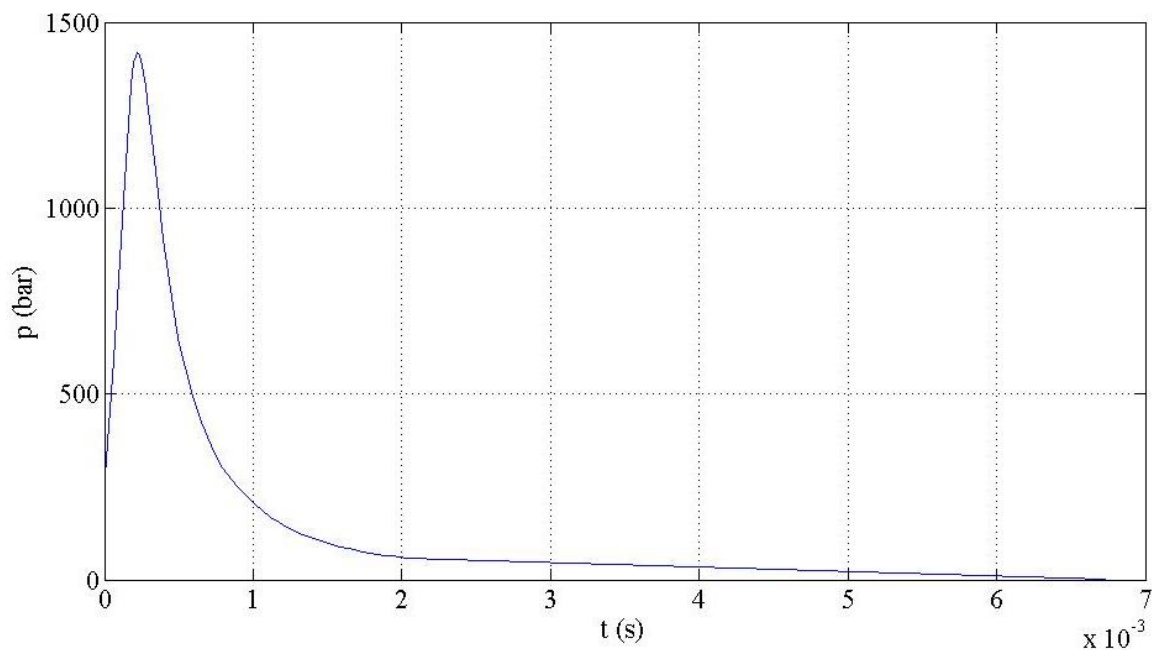
на устима цеви, што представља почетну брзину пројектила v_0 . Након тога следи период истицања барутних гасова из цеви у коме се остварује максимална брзина пројектила, незнатно већа од оне а устима цеви. Излазна датотека је дата у прилогу 2, а на сликама (3.4) до (3.7) су графички приказани добијени резултати у облику зависности притиска барутних гасова и брзине пројектила од пута пројектила у цеви и времена.



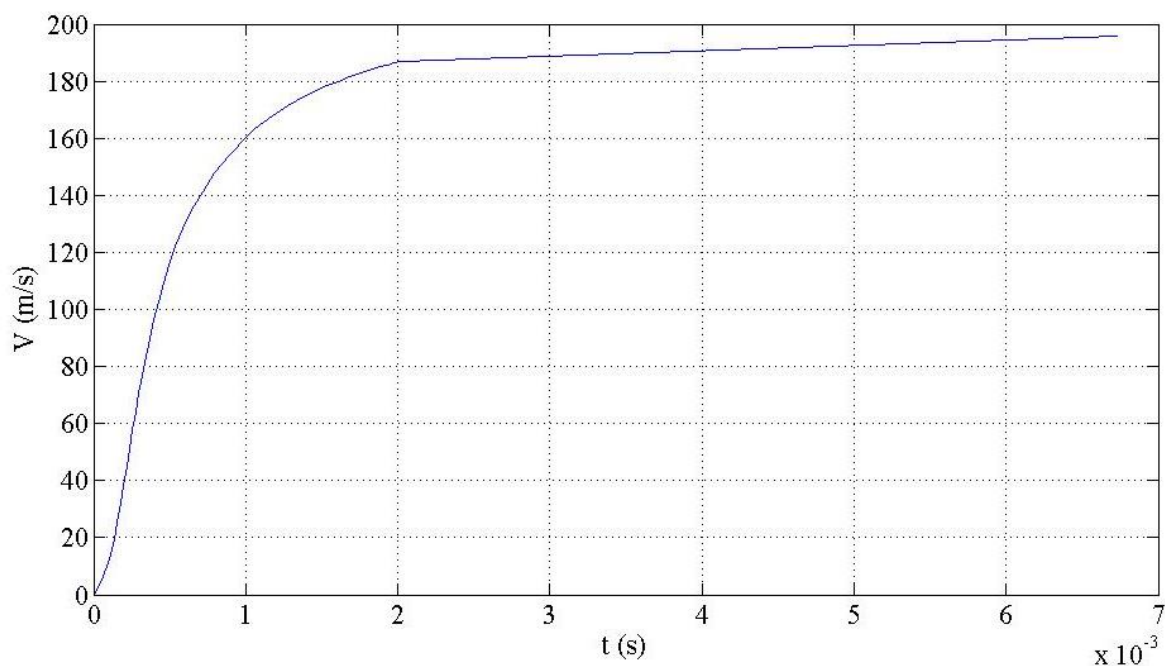
Слика 3.4: Зависност притиска барутних гасова од пута пројектила у цеви



Слика 3.5: Зависност брзине пројектила од пута пројектила у цеви



Слика 3.6: Зависност притиска барутних гасова од времена



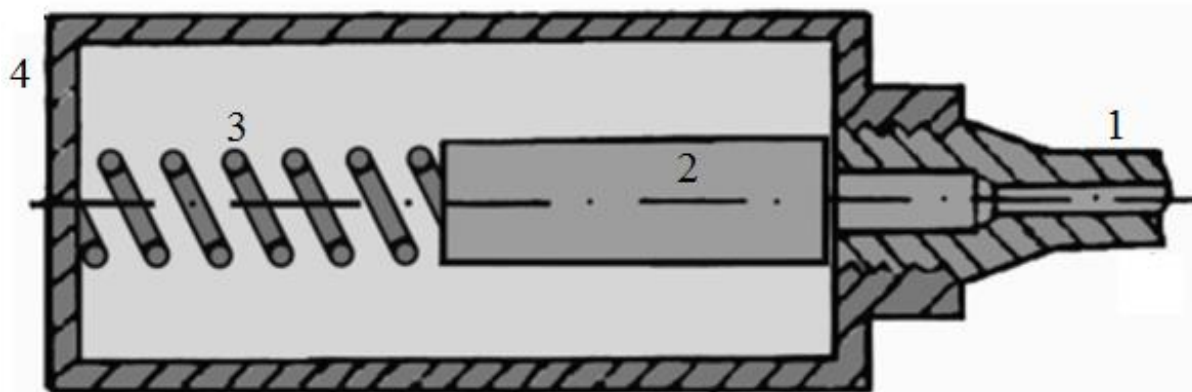
Слика 3.7: Зависност брзине пројектила од времена

Прорачуном методом Дроздова за оружје БГА М93 калибра 30 mm, метак НЕ М93 Р1 и барутно зрно облика квадратне плочице, добија се максимални притисак барутних гасова $p_{max} = 1417 \text{ bar} = 141,7 \text{ МПа}$ и брзина пројектила на устима цеви $v_0 = 186,4 \text{ m/s}$. Укупна дужина трајања процеса опаљења, укључујући и период истицања барутних гасова је $t = 0,00673 \text{ s}$. Максимална брзина пројектила која се остварује у том тренутку је $v_{max} = 195,6 \text{ m/s}$. Добијене вредности се минимално разликују од реалних.

4. ПРИНЦИП РАДА АУТОМАТСКОГ БАЦАЧА ГРАНАТА 30 mm M93

БГА 30 mm M93 ради на принципу чистог гасног потиска, односно спада у групу аутоматског оружја која за рад користе трзање затварача. Код оваквих система је цев непокретна, а затварач се не забрављује за цев или сандук за време опаљења, па је систем са тзв. слободним трзањем затварача. Чист гасни потисак је систем у коме се сва радна енергија изводи из повратне силе резидуалног притиска барутних гасова, а померање чела затварача и чауре уназад код таквих система се кочи силом инерције велике масе затварача (инерционо брављење) и силом отпора повратне опруге. Овај принцип се користи код релативно кратких чаура, како не би дошло до њиховог кидања, а такав метак има мало пуњење, па зато и малу почетну брзину, као што је случај са аутоматским бацачем граната M93 [3].

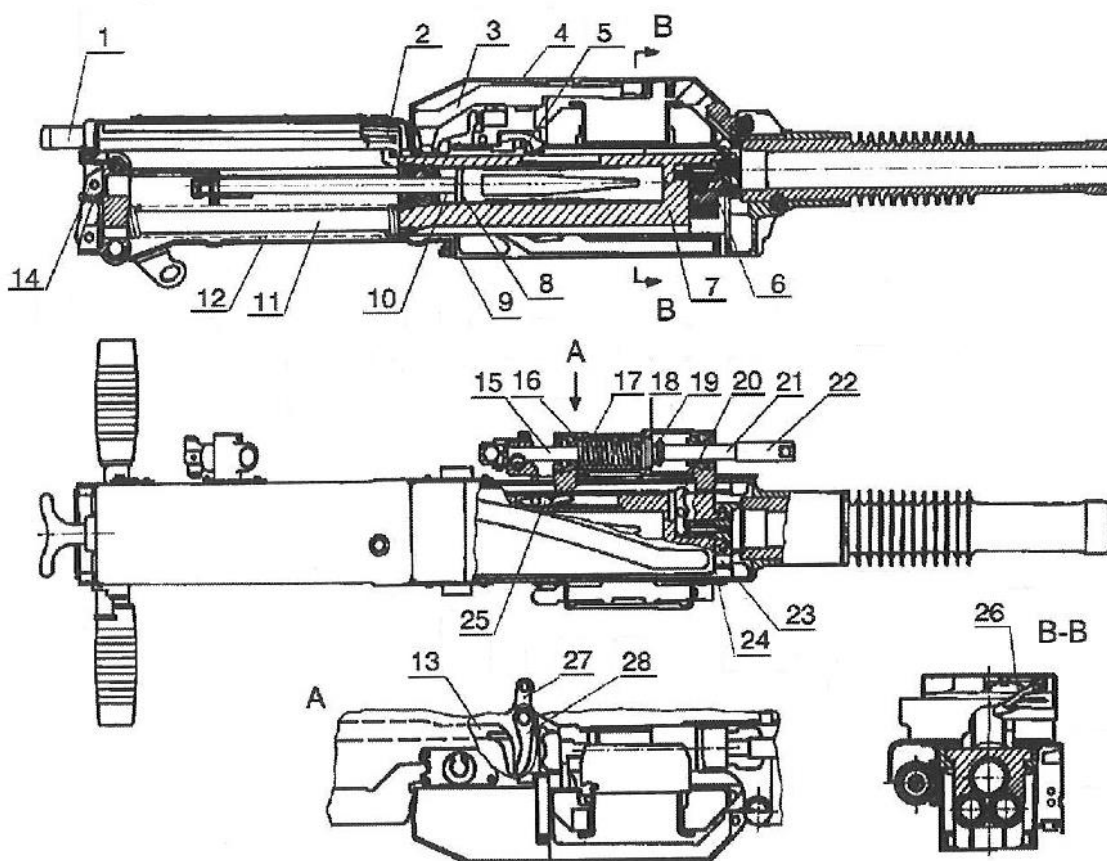
Предности система са принципом рада на бази чистог гасног потиска су једноставна конструкција, непокретна цев, једноставна употреба и одржавање, непостојање посебних склопова за забрављивање, као ни гасног цилиндра, ни отвора за позајмицу. Недостаци се огледају у великој маси затварача, мањој брзини гађања са већим калибрима и могућности одбрављивања док је зрно/граната још у цеви. На слици 4.1 је дат шематски приказ механизма чистог гасног потиска где су обележене цев (1) фиксирана навојном везом, слободни затварач (2), повратна опруга (3) и сандук (4) оружја.



Слика 4.1: Шематски приказ механизма чистог гасног потиска; 1 – цев, 2 – затварач, 3 – повратна опруга, 4 – сандук [3]

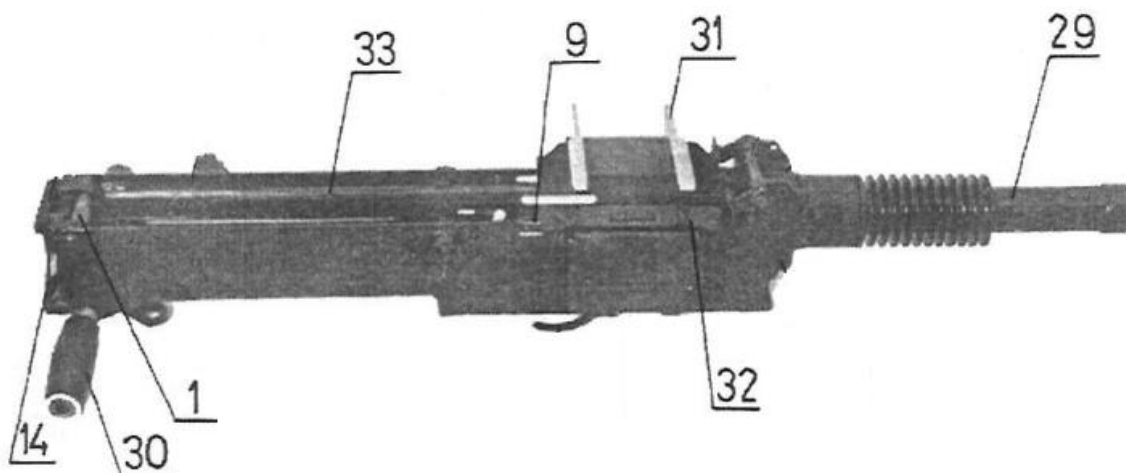
Ограничавајуће компоненте механизма су затварач и повратна опруга. Отпор који пружа повратна опруга кретању чауре је занемарљив, па је затварачу препуштено да задржи чауру док притисак барутних гасова не опадне толико да не може доћи до распрскавања чауре. Велике димензије и маса затварача треба да обезбеде да његово убрзање буде мало. Под дејством истог импулса који делује и на пројектил, затварач велике масе ће развити исту количину кретања, али ће његова брзина и одговарајућа кинетичка енергија бити знатно мање. Затварач који се споро креће ограничава оружје на малу брзину гађања [3].

Аутоматски бацач граната 30 mm M93 се састоји од следећих подсклопова: сандука, поклопца са деловима за запињање, механизма за храњење, затварача, ударног механизма и две повратне опруге. На слици 4.2 је приказан попречни пресек и делимични пресек аутоматског бацача граната M93 са обележеним компонентама подсклопова.



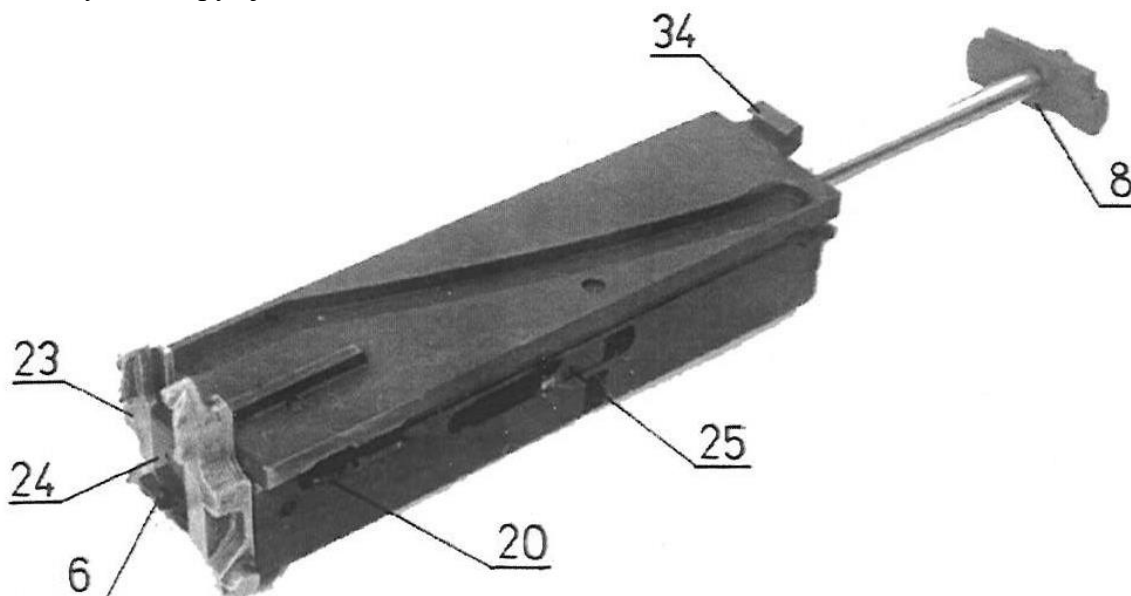
Слика 4.2: БГА 30 мм М93; 1 – ручица, 2 – носач точкића, 3 – разводна рука, 4 – доносач, 5 – избацач, 6 – извлакач, 7 – затварач, 8 – спојница, 9 – лева и десна вођица, 10 – рукав ХК, 11 – клипњача ХК, 12 – повратна опруга, 13 – водећа полука, 14 – папучица за окидање, 15 – клипњача регулатора паљбе, 16 – ударац, 17 – опруга удараца, 18 – вентил, 19 – опруга вентила, 20 – преносна полука, 21 – продужетак клипњаче регулатора, 22 – ручица регулатора, 23 – вертикални доносач, 24 – ударна игла, 25 – запињача, 26 – хоризонтални доносач, 27 – обарача, 28 – полука обараче [4]

Сандук (слика 4.3) служи за смештај осталих подсклопова бацача и вођење затварача при његовом кретању. Са предње стране је помоћу навојне везе причвршћена цев (29), изнутра хромирана, са 12 жлебова и десним смером увијања. На сандуку се са унутрашње стране налазе вођице дуж којих се креће затварач (33) и вођице вертикалног доносача муниције (9). Са горње стране се налази раздвајач чланака реденика (31), са десне вођице реденика (32), на задњем делу леве и десне стране су рукохвати (30) и са задње стране је папучица за окидање (14).



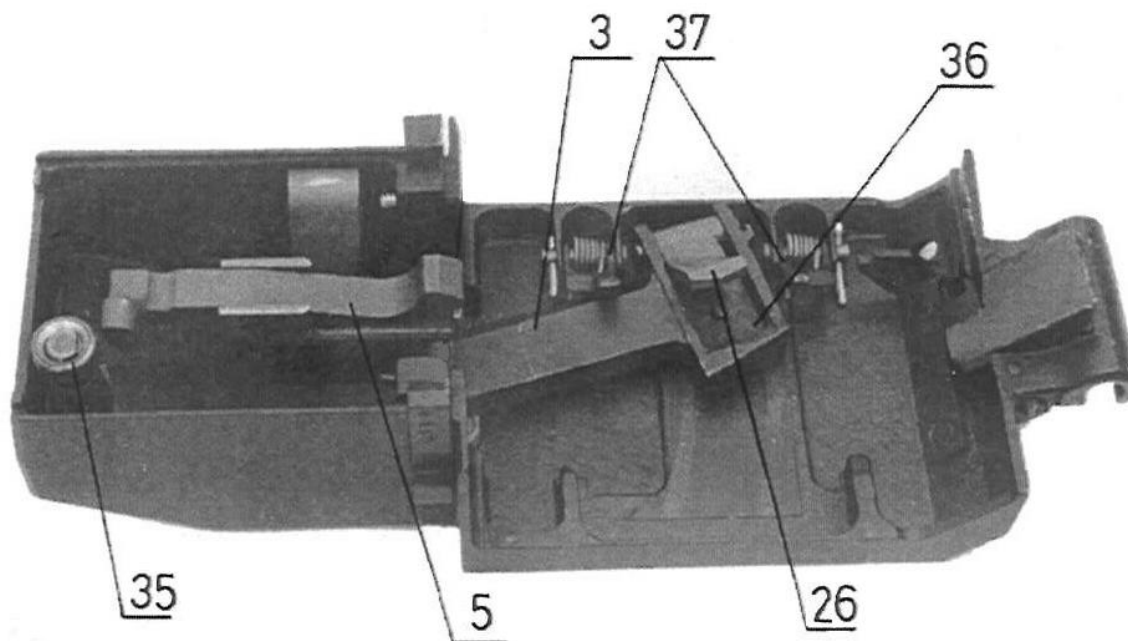
Слика 4.3: Подсклоп сандука и цеви; 1 – ручица, 9 – вертикални доносач муниције, 14 – папучица за окидање, 29 – цев, 30 – рукохват, 31 – раздвајач чланака реденика, 32 – вођице реденика, 33 – вођице затварача [4]

Затварач (слика 4.4) служи да сигурно затвори задњи крај цеви при опаљењу, учествује у раду механизма за храњење, ударног механизма и при извлачењу чауре из цеви. Са горње стране постоји жлеб по ком се креће ролер разводне руке приликом кретања затварача. На затварачу постоје три слепа отвора – у два улазе повратне опруге (12) приликом трзања, а у трећем је хидраулична кочница која акумулира вишак енергије трзања затварача и кочи његово кретање приликом трзања и враћања у предњи положај. Клип хидрауличне кочнице је повезан са клипњачом и спојницом (8) који се налазе са задње стране затварача. Са предње стране се налази отвор кроз који излази врх ударне игле при опаљењу (24), зуб извлакача (6), вертикални доносач метка (23), а са леве зуб запињаче (25) и преносна полуга (20). Преносна полуга са спољашње стране прима ударац удараचे и преноси импулс до ударне игле смештене унутар затварача. Са задње стране налази се и кука (34) преко које се затварач држи у задњем положају приликом ручног пуњења оружја.



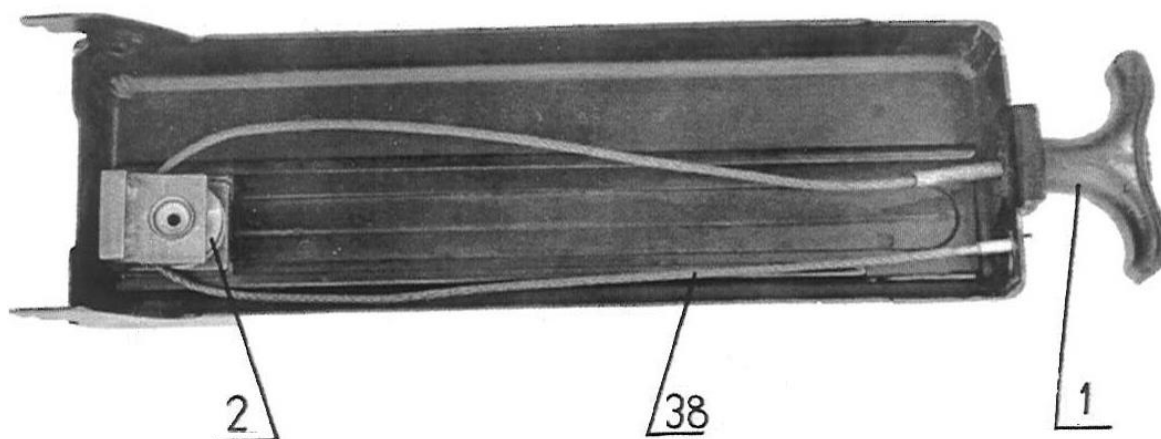
Слика 4.4: Затварач; 6 – извлакач, 8 – клипњача и спојница, 20 – преносна полуга, 23 – вертикални доносач метка, 24 – отвор за ударну иглу, 25 – запињача, 34 – кука [4]

Механизам за храњење се налази изнад предњег дела и поставља се у виду поклопца на оружје, а његови главни делови су разводна рука, ролер и хоризонтални доносач (слика 4.5). На једном крају разводне руке (3) налази се ролер (35) који се креће по жлебу са горње стране затварача, а на другом је хоризонтални доносач (26) са лиснатом опругом (36). Разводна рука преводи уздужно кретање затварача у попречно кретање хоризонталног доносача који повлачи реденик са новим метком. Поред механизма за храњење овде се налази и избацач чауре (5) који осцилује око своје чивије у вертикалној равни.



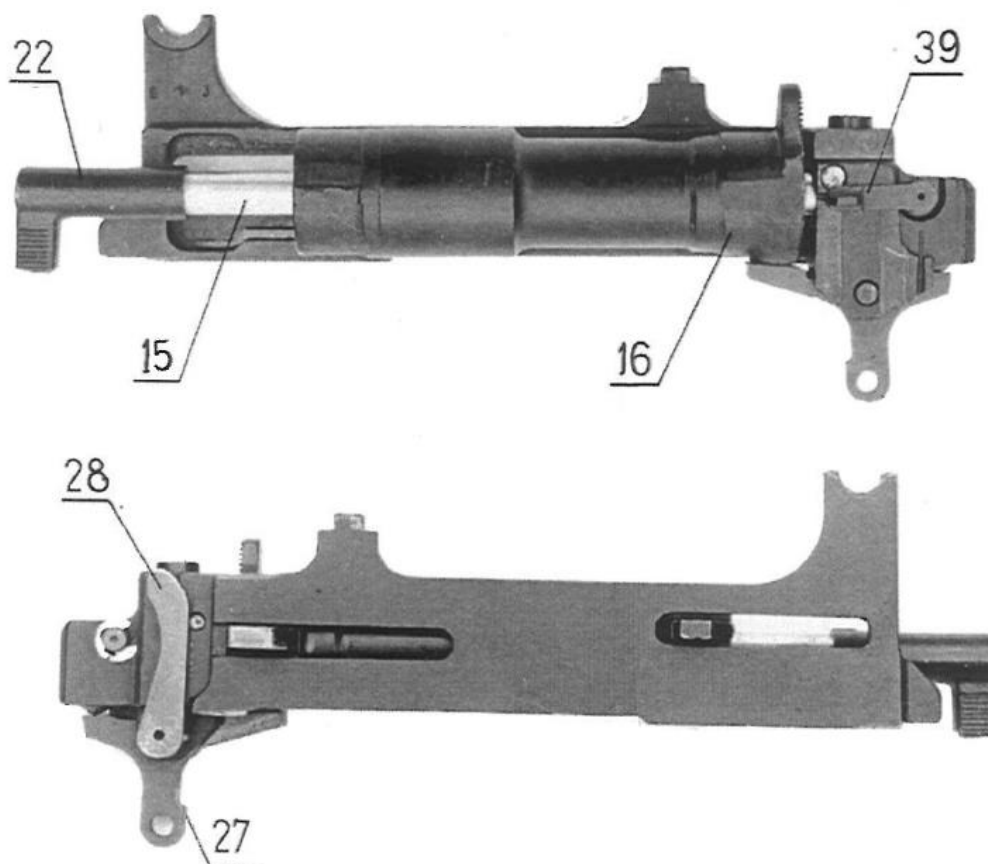
Слика 4.5: Механизам за храњење; 3 – разводна рука, 5 – избацач, 26 – хоризонтални доносач, 35 – ролер, 36 – лисната опруга, 37 – одстојници [4]

Механизам за ручно пуњење и пражњење оружја представља задњи поклопац оружја који са унутрашње стране има вођице за носач точкића преко ког прелази челично уже (38) једним крајем везано за задњу страну поклопца, а другим за ручицу (слика 4.6). Носач точкића (2) има истурен део који хвата куку на затварачу приликом запињања снажним повлачењем ручице (1). Са горње стране поклопца одштампана је таблица гађања.



Слика 4.6: Поклопац са механизмом за запињање; 1 – ручица, 2 – носач точкића са точкићем, 38 – челично уже [4]

Ударни механизам је смештен на левој страни сандука, у виду цилиндричног регулатора палбе хидрауличног типа, са клипњачом и обарачем на заједничком носачу (слика 4.7). Сам цилиндар хидрауличног регулатора палбе је испуњен петролејом и представља ударачу која клизи дуж жлебова свог носача фиксiranог за сандук. Клипњача регулатора (15) је фиксирана за носач, један њен део је задебљан у виду клипа, а на њој се унутар цилиндра налази вентил (18) са опругом (19). Притиском папучице за окидање, преко водеће полуге активира се обарача (27) и полуга обараче (28), а ударача се ослобађа да преко преносне полуге активира ударну иглу. Услед опаљења затварач трза уназад, а при враћању у предњи положај запињача (25) захвата задњи зуб удараче (16) и запиње је, сабијајући опругу (17) удараче. Када стигне до крајњег предњег положаја веза између затварача и удараче се раскида ротацијом запињаче. Након тога ударача се креће уназад под дејством своје опруге и удара преносну полугу (20) својим предњим зубом, што доводи до опаљења.



Слика 4.7: Ударни механизам; 15 – клипњача регулатора, 16 – ударача, 22 – ручица регулатора, 27 – обарача, 28 – полуга обараче, 39 – сигурносна брава [4]

Померањем ручице регулатора (22) између положаја „мин“ и „макс“ мења се величина отвора за проток флуида унутар регулатора палбе и трајање кретања удараче (16) чиме се постиже промена брзине гађања. Подешен на минимум, вентил (18) ограничава протицање флуида унутар цилиндра кроз мале отворе у клипу и клипњачи (15) из предњег у задњи део цилиндра. Подешен на максимум, флуид протиче кроз велики централни отвор у клипњачи, што омогућава бржи рад делова механизма.

Пре него што се први метак унесе у лежиште цеви, затварач (7) се налази у крајњем предњем положају, као и точкић (2) механизма за запињање, ударача је запета и држи је

обарача (27). Након постављања реденика, први метак се уводи повлачењем ручице (1) и затварача до краја уназад и отпуштањем. При кретању затварача унапред вертикални доносач (23) захвата метак, вади га из реденика и спушта га у осу цеви. Такође, запињача (25) захвата задњи зуб удараца (16), гура је унапред и запиње, сабијајући опругу (17). Када стигне до крајњег предњег положаја затварач и удараца се раздвајају услед ротације запињаче, а удараца се креће уназад под дејством своје опруге и зауставља се на обарачи. Притиском папучице за окидање (14), преко водеће полуге (13) активира се обарача (27) и полуга обараче (28), а удараца се ослобађа да преко преносне полуге (20) активира ударну иглу (24). Долази до опаљења и док се граната креће кроз цев, затварач трза уназад под дејством силе притиска барутних гасова. Након што граната напусти цев, затварач се креће по инерцији.

Зуб извлакача (6) са предње стране затварача закачен је за обод чауре и крећући се уназад извлачи је из лежишта. При трзању затварач сабија повратне опруге (12) у којима се акумулира енергија за његово враћање. Такође, клипњача хидрауличне кочнице (11) се креће заједно са затварачем док спојница (8) не дође у крајњи задњи положај, када почиње истискивање течности кроз 4 варијабилна отвора у рукаву ХК (10) и кочење трзања. Даљим трзањем вертикални доносач (23) ослобађа чауру са горње стране, а предњи део избацача (5) удара чауру и избацује је напоље.

Враћање затварача у предњи положај се врши енергијом акумулираном у повратним опругама. У току враћања вертикални доносач захвата метак и спушта га испред чела затварача, а клипњача хидрауличне кочнице се на почетку креће заједно са затварачем. Даљим враћањем зауставља се кретање клипњаче ХК, а течност се сабија у задњем делу рукава и истискује ка предњем делу. На крају враћања запињача (25) запиње ударацу (16) док затварач не стигне у предњи положај, када је ослобађа да под дејством своје опруге (17) удари у преносну полугу (20) и покрене ударну иглу (24), а хоризонтални доносач (26) захвата следећи метак. Овај рад се понавља све док корисник држи притиснуту папучицу за окидање или док има метака, што је карактеристика рада аутоматског оружја [4].

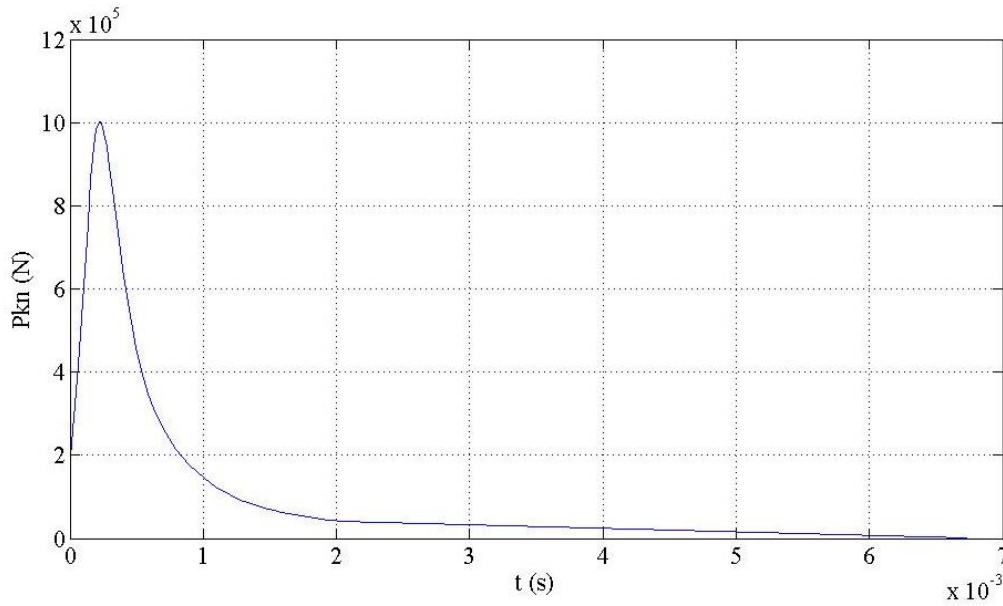
4.1. Прорачун силе која се преноси на платформу

Приликом опаљења, иза пројектила се стварају барутни гасови и одређена количина енергије која се делом троши на покретање пројектила, а делом на трзање делова оружја. Сила притиска створених барутних гасова покреће пројектил и дејствује на зидове цеви и дно чауре, а тиме и на чело затварача тежећи да га покрене уназад. Ова сила P_{kn} [N] се рачуна преко притиска p [Pa] који делује иза пројектила, добијеног као резултат унутрашње-балистичких прорачуна. Притисак p [Pa] у току времена t [s] је добијен у претходном поглављу методом Дроздова, а следећом једначином се добија сила притиска б/г у току времена:

$$P_{kn}(t) = p(t) \cdot S_c \quad (4.1.1)$$

$$S_c = 0,0007065 \text{ m}^2$$

У једначини 4.1.1 S_c [m²] је површина попречног пресека дна канала цеви. Дијаграм зависности $P_{kn}(t)$ је дат на слици 4.8, а максимална вредност силе притиска износи $P_{kn} = 100220 \text{ N}$.



Слика 4.8: Сила притиска барутних гасова на чело затварача у току времена

Услед дејства силе притиска барутних гасова P_{kn} на дно чауре и чело затварача настаје импулс ове силе, тј. импулс трзања I_t [N·s] који је главни узрок динамичког понашања делова оружја. Импулс трзања представља површину испод графика (слика 4.8), односно промену силе P_{kn} у времену [10]:

$$I_t = \int_0^{t_k} P_{kn} dt \quad (4.1.2)$$

Где је t_k [s] време завршетка дејства барутних гасова. Овај импулс делује на трзајућу масу, покреће је из стања мировања и убрзава је. Скоро цео импулс се предаје трзајућим деловима до тренутка када се пројектил нађе на устима цеви. Јавља се сила инерције која је дефинисана следећом релацијом [10]:

$$m_t \cdot \ddot{x} = m_t \cdot a = P_{kn} - \sum_{i=1}^n F_i = P_{kn} - R \quad (4.1.3)$$

Где је m_t [kg] трзајућа маса, $\ddot{x} = a$ [m/s²] убрзање те масе, n број сила које делују на оружје, $\sum_{i=1}^n F_i$ је њихова сума, а R [N] је укупна сила отпора трзања. Трзајућа маса је маса свих делова који се крећу приликом опаљења, а код БГА 30 mm M93 ту масу чине затварач, трећина масе две опруге са својим носачима, хидраулична кочница са радном течностју, доносач метка и чаура. Сила укупног отпора трзања је сила кочења трзања настала од укупног успорења кочењем кретања трзајућих делова.

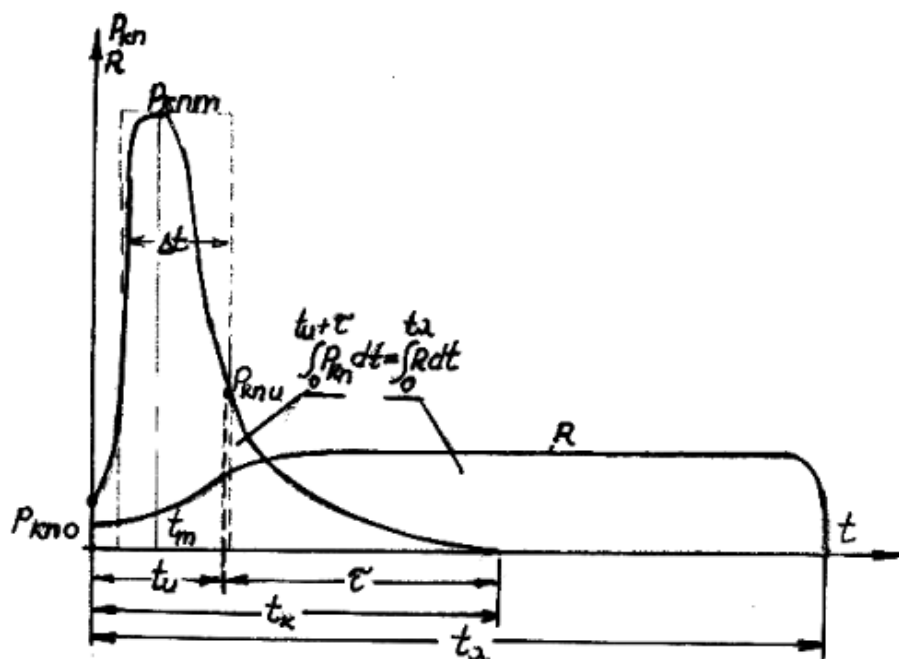
Код аутоматског бацача граната 30 mm M93, који ради на принципу чистог гасног потиска, приликом опаљења, кретању затварача се супротставља сила трења на контактним површинама делова који се крећу (око 5%), сила отпора повратних опруга (око 15%) и сила хидрауличног отпора (око 80%) које заједно чине силу отпора R [10]:

$$R = F_{tr} + 2 \cdot F_{op} + F_{hk} - m_t \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (4.1.4)$$

Последњи део у једначини (4.1.4) се односи на компоненту тежине трзајуће масе која, при елевацији цеви оружја за угао α , умањује дејство силе отпора трзања.

Ови механизми имају улогу да трансформишу краткотрајни, али велики импулс силе трзања I_t у дуготрајни импулс силе отпора I_R која је знатно мања (слика 4.9):

$$I_R = \int_0^{\tau_\lambda} R dt \quad (4.1.5)$$



Слика 4.9: Дијаграм једнакости импулса [10]

Сила трења F_{tr} [N] се супротставља кретању трзајуће масе и смањује брзину трзања. Удео ове силе је најмањи, али се може узети у обзир и израчунати на следећи начин:

$$F_{tr} = m_t \cdot g \cdot (\mu_{tr} \cdot \cos \alpha + \eta) \quad (4.1.6)$$

Где је $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ убрзање Земљине теже, $\mu_{tr} = 0,16$ је коефицијент трења за челик по челику, $\eta = 0,18$ је коефицијент пропорционалности за силу трења, а α [°] се односи на угао елевације оружја који доприноси повећању силе трења. Компоненте које чине трзајућу масу бацача М93 су дате у табели 4.1.

Табела 4.1: Компоненте трзајуће масе оружја БГА 30 mm М93

Компонента	Маса [kg]
Затварач (m_z)	4,296
Повратна опруга (m_{op})	0,218
Вођица повратне опруге (m_v)	0,1
Чаура (m_ξ)	0,085
Вертикални доносач (m_d)	0,324
Клипњача (m_k)	0,205
Хидраулична течност (m_{ht})	0,071
Спојница са навртком (m_s)	0,074

БГА 30 mm има две повратне опруге у свом саставу и у трзајућу масу се урачунава једна трећина њихове масе. Свака од опруга има своју вођицу, па треба урачунати двоструку вредност горе наведене масе:

$$m_t = m_z + \frac{1}{3} \cdot 2 \cdot m_{op} + 2 \cdot m_v + m_{\xi} + m_d + m_k + m_{ht} + m_s = 5,4 \text{ kg} \quad (4.1.7)$$

Повратне опруге својим сабијањем при трзању акумулирају енергију трзајућих делова коју затим користе да врате затварач у крајњи предњи положај и задрже га у том положају. Сила отпора опруге се одређује према следећој зависности [10]:

$$F_{op} = F_0 + k_{op} \cdot x \quad (4.1.8)$$

Сила F_0 [N] је почетна сила повратне опруге, k_{op} [N/m] је крутост опруге, а x [m] је деформација опруге. За БГА 30 mm M93 у радионици су измерени преднапон опруге $F_0=140$ N и крајњи напон опруге $F_{\lambda}=260$ N. Максимална деформација опруге $x_{\lambda}=0,216$ m се остварује при крајњем напону. Крутост опруге k_{op} се рачуна као:

$$k_{op} = \frac{F_{\lambda} - F_0}{x_{\lambda}} = 555,5 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (4.1.9)$$

И овде треба напоменути да се измерени преднапон односи на једну опругу и да у прорачуну треба узети у обзир укупан број опруга. У овом случају постоје две опруге, дакле користи се двострука вредност силе отпора опруге, као што је приказано у једначини (4.1.4).

Хидраулична кочница (ХК) апсорбује кинетичку енергију трзајуће масе при трзању и враћању потискивањем течности помоћу клипа кроз проточне канале из једне своје коморе у другу. За прорачун хидрауличног отпора је разматрана кочница трзања упрошћене конструкције код које се сматра да се протицање течности кроз отворе одвија само у једном смеру [10]:

$$F_{hk} = \frac{k_k}{2} \cdot \rho \cdot \frac{(S_k + a_x)^2}{a_x^2} \cdot S_k \cdot v^2 \quad (4.1.10)$$

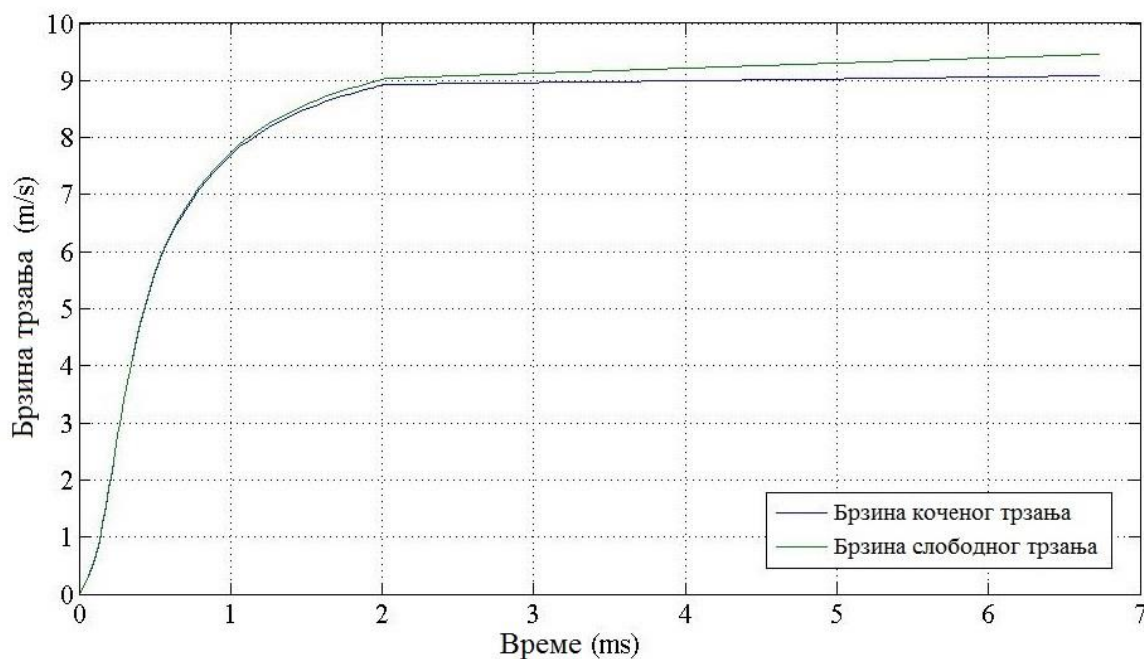
Где је $k_k=1,4$ коефицијент хидрауличног отпора, $\rho=800 \text{ kg/m}^3$ густина хидрауличне течности, v [m/s] је брзина кретања клипаче ХК, а радна површина клипа S_k [m²] и укупна површина попречних пресека проточних канала a_x [m²] се рачунају као [10]:

$$S_k = (D_k^2 - d_k^2) \cdot \frac{\pi}{4} \quad (4.1.11)$$

$$a_x = a_0 + a_k \quad (4.1.12)$$

Где су D_k [m] и d_k [m] пречници клипа и клипаче кочнице (респективно), a_0 [m²] и a_k [m²] су површине попречних пресека отвора на клипу и отвора на кошуљици ХК (респективно).

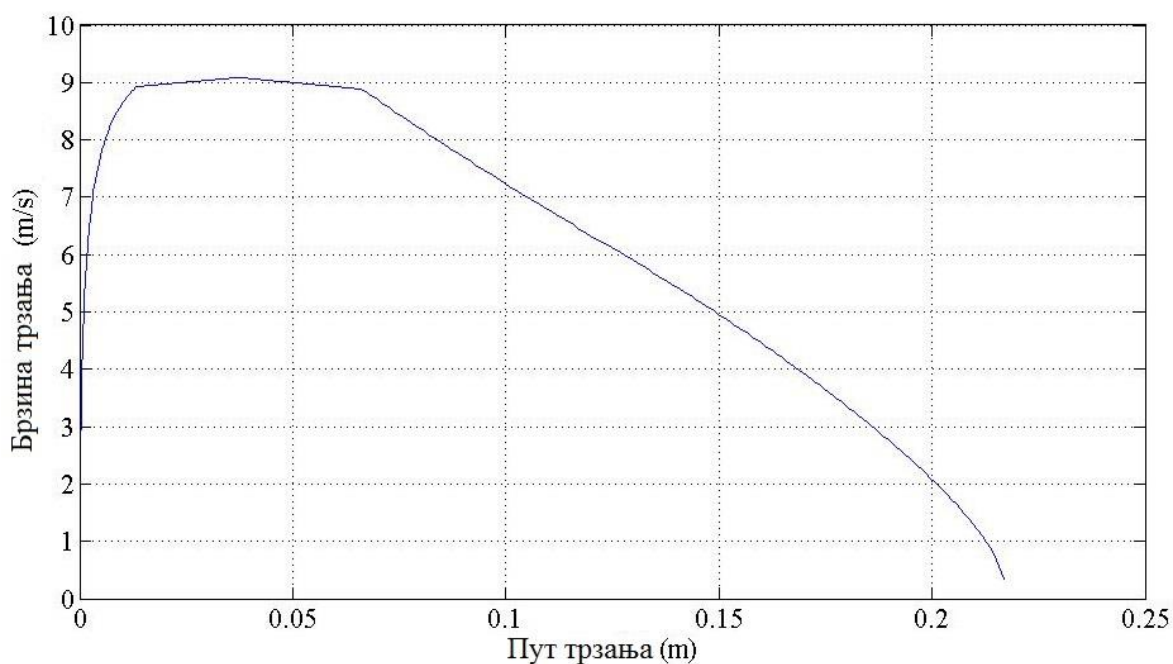
У програму МАТЛАБ је направљено програмско решење које прорачунава све ове силе отпора у току времена и пређеног пута и даје графичке приказе свих прорачунатих функција (прилог 3). Брзина слободног трзања и брзина коченог трзања у току времена приказане су на слици 4.10, где се види дејство сила отпора које успоравају кретање трзајуће масе. Слободно трзање представља кретање трзајуће масе само под утицајем силе P_{kn} и без кочења, док је кочено трзање реално кретање трзајуће масе у току процеса опалења када се узима у обзир резултујућа сила отпора трзања R .



Слика 4.10: Промена брзине слободног и коченог трзања у току времена

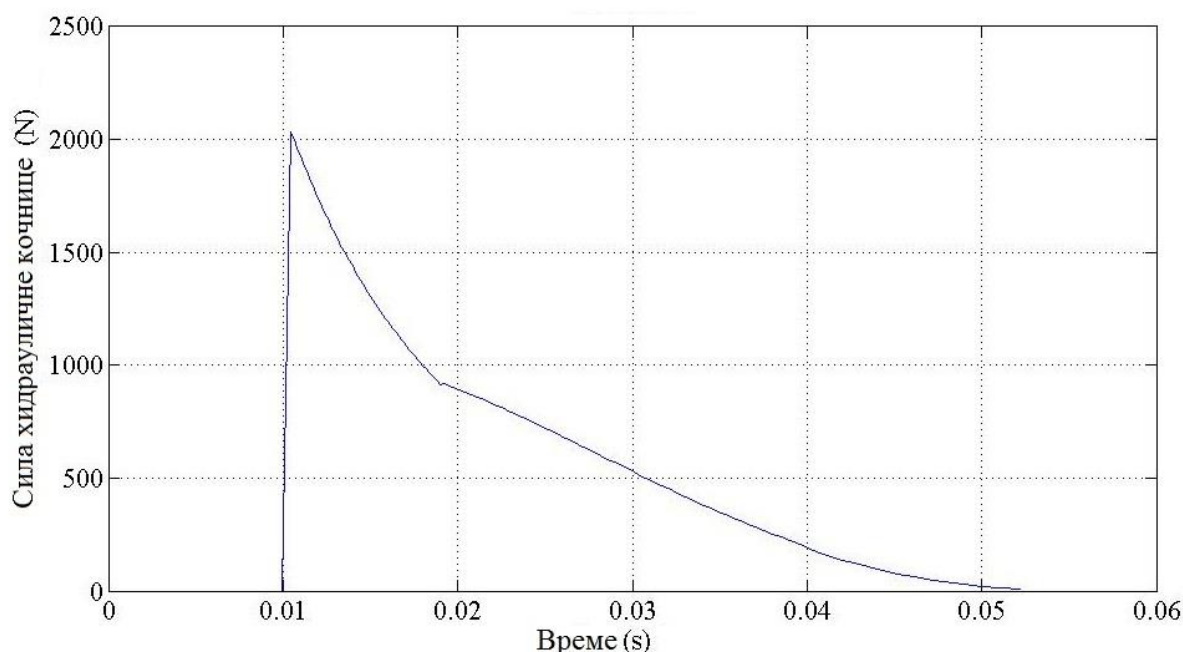
Максимална вредност брзине слободног трзања износи $V_{str} = 9,45 \text{ m/s}$, а услед дејства сила отпора кочи се трзајућа маса и максимална вредност брзине њеног кретања тада износи $V_{ktr} = 9,087 \text{ m/s}$.

На слици 4.11 приказана је брзина коченог трзања у току пута трзања. Пут трзања који се оствари представља укупан ход трзајућих делова и код оружја БГА 30 mm M93 износи $\lambda = 0,216 \text{ m}$. Брзина трзајуће масе на крају пута трзања, при удару у задњи део оружја износи $V_{kraj} = 0,334 \text{ m/s}$.



Слика 4.11: Промена брзине коченог трзања у зависности од пређеног пута трзајуће масе

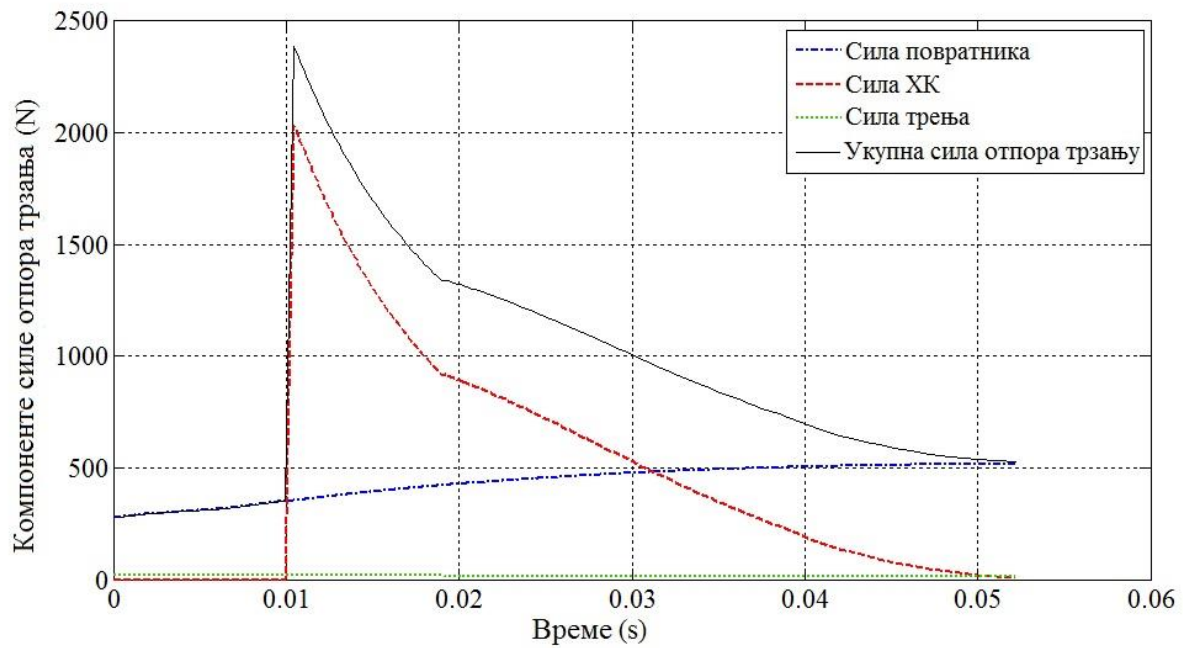
Промена силе хидрауличне кочнице у току времена дата је на слици 4.12. Ова сила је на почетку једнака нули, јер кочење не почиње истовремено са процесом опаљења. Након што дође до одбрављивања, затварач започиње своје кретање уназад и када пређе одређени пут активира се хидраулична кочница. Пут који је потребно да затварач пређе да би почело кочење је дефинисан конструкцијом оружја. Скок на приказаном дијаграму означава почетак дејства ХК. На закон промене силе ХК највише утиче величина попречног пресека проточних отвора и густина радне течности. Смањење површине пресека проточних отвора и повећање густине радне течности повећавају хидраулични отпор који се јавља у кочници и обрнуто. Максимална вредност силе хидрауличне кочнице код БГА 30 mm M93 износи $F_{hk} = 2033,5 \text{ N}$. Сила ХК делује док траје трзање оружја, што је у овом случају укупно 0,0522 s од тренутка опаљења.



Слика 4.12: Промена силе хидрауличне кочнице у току времена

На слици 4.13 су приказане све силе отпора у току времена које се јављају за време процеса трзања, као и резултујућа сила отпора. Сила трења је константна у току времена и у зависности од дужине трзања, али јој се вредност мења са променом угла елевације цеви оружја. Сила отпора опруге, односно повратника, има линеарну зависност од дужине трзања, али у току времена није линеарна, што се види на слици. Њена вредност ни на почетку није једнака нули, јер су опруге монтиране на оружје преднапрегнуте, односно сабијене у одређеној мери. Код БГА 30 mm M93 почетна сила повратника који чине две опруге износи $F_0 = 280 \text{ N}$.

Укупна сила отпора трзања се прорачунава према једначини (4.1.4) и обухвата претходно дефинисане компоненте – силу трења, силу отпора опруга и силу отпора хидрауличне кочнице. Највећи удео, а самим тим и утицај на закон промене силе R , има сила отпора хидрауличне кочнице. Максимална вредност укупне силе отпора трзања је $R_{max} = 2385,9 \text{ N}$.



Слика 4.13: Компоненте силе отпора трзања и укупна сила отпора

На платформу се преноси прорачуната резултујућа сила отпора трзања R , стварајући принудне осцилације система. Када сила постане једнака нули систем наставља кретање које има карактер пригушених сопствених осцилација све док се потпуно не заустави у равнотежном положају.

Након завршетка трзања делова оружја следи њихово враћање у крајњи предњи положај силом повратника (повратних опруга). Период враћања траје отприлике два пута дуже од периода трзања, односно брзина кретања делова је знатно мања. У овом раду је проучаван само процес трзања и његов утицај на осцилације мобилне платформе са еластичним системом ослањања и точковима.

5. ПРЕДЛОГ НАЧИНА ИНТЕГРАЦИЈЕ БГА 30 mm НА ИЗАБРАНУ ЛАКУ МОБИЛНУ ТОЧКАШКУ ПЛАТФОРМУ

Систем возило-наоружање је сложен динамички систем и његов реални осцилаторни модел је такође веома сложен, са великим бројем елемената, међусобних веза и степени слободе. Модел који се поставља мора бити поједностављена, али довољно тачна замена за сложени систем, стога се врши редукција броја степени слободе кретања система. У овом раду је представљен и анализиран упрошћени динамички модел система, са три степена слободе кретања. Вертикална, уздужна и бочна динамика возила, односно система, се проучава у две равни, чиме су обухваћена кретања која су од највећег значаја за анализу осцилација конструкције.

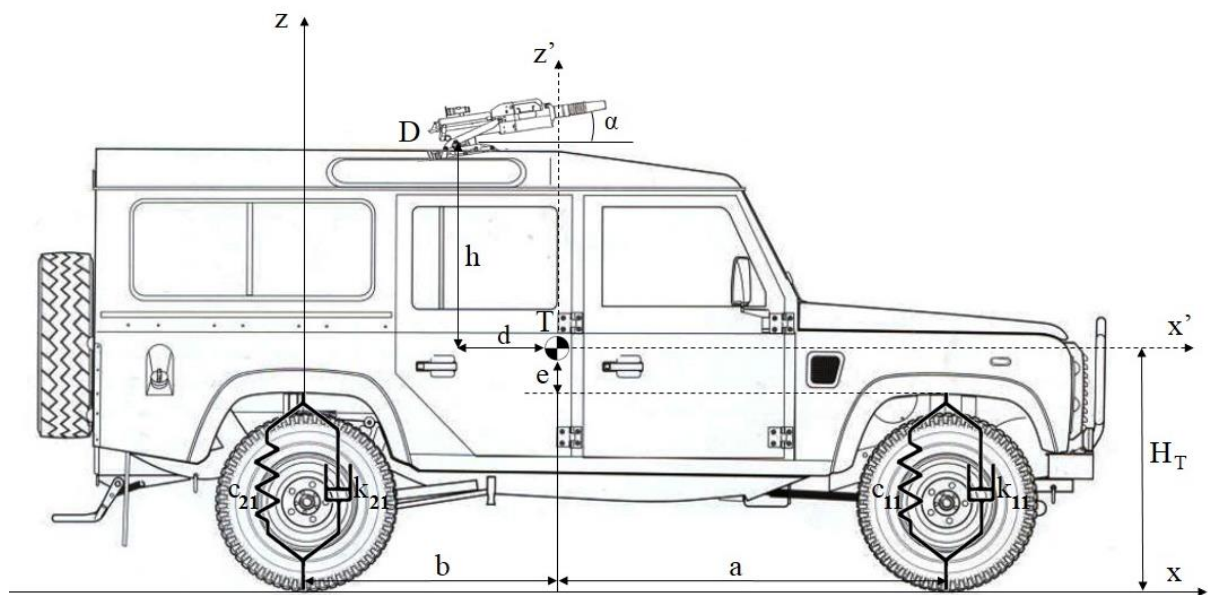
Систем који се посматра чине мобилна платформа са точковима и на њу интегрисано наоружање, при чему је изабрано да веза између наоружања и платформе буде у виду туреле на крову изнад задњег седишта возила. Са конструктивне стране систем је упрошћен тако што се сматра да је оружје интегрисано на уздужној оси возила па систем има вертикалну раван симетрије, веза између њих се сматра крутом, а конструкција се сматра недеформабилном. Ослањање возила је изведено као независно еластично ослањање, са амортизерима који пригушују осцилације опруга, међутим, пошто побудна сила делује одозго на платформу, померања ослонаца су ипак међусобно зависна.

Померање сваке масе се може посматрати одвојено – овешане масе система (маса конструкције изнад еластичних елемената и половина масе еластичних елемената), неовешане масе (маса делова испод еластичних елемената и половина масе еластичних елемената), као и сваке додатне масе која се налази у или на возилу (путници, опрема, наоружање...). Пошто је веза наоружања и платформе крута, оно не представља масу која има сопствене осцилације, већ се креће заједно са платформом, а масе неовешаних делова се могу занемарити, па се систем посматра као једна маса.

Осцилације система изазива сила отпора трзања R која се преноси од оружја приликом опаљења на еластично ослоњену платформу. Ова сила представља побуду (поремећај) система изводећи га из равнотежног стања и изазивајући принудне осцилације еластичних ослонаца које се пригушују помоћу амортизера. Реакција система се разлаже на шест основних померања – транслације у правцима уздужне, попречне и вертикалне осе (T_x , T_y , T_z) и ротације око тих оса (R_x , R_y , R_z).

Могу се занемарити транслације платформе у правцу уздужне осе (T_x) због мировања возила и активних кочница и оне у бочном правцу (T_y) због отпора који се јављају услед контакта точкова са подлогом. Ротација око вертикалне осе (R_z) се такође не разматра, тј. може се сматрати немогућом ако се не улази у проучавање деформација платформе, због тога што ову ротацију спречавају реакције тла, сила тежине конструкције и карактеристике материјала. Систем остаје са три степена слободе – транслацијом тежишта у правцу вертикалне z осе (T_z) и ротацијама око уздужне x и бочне y осе (ваљање R_x и галопирање R_y).

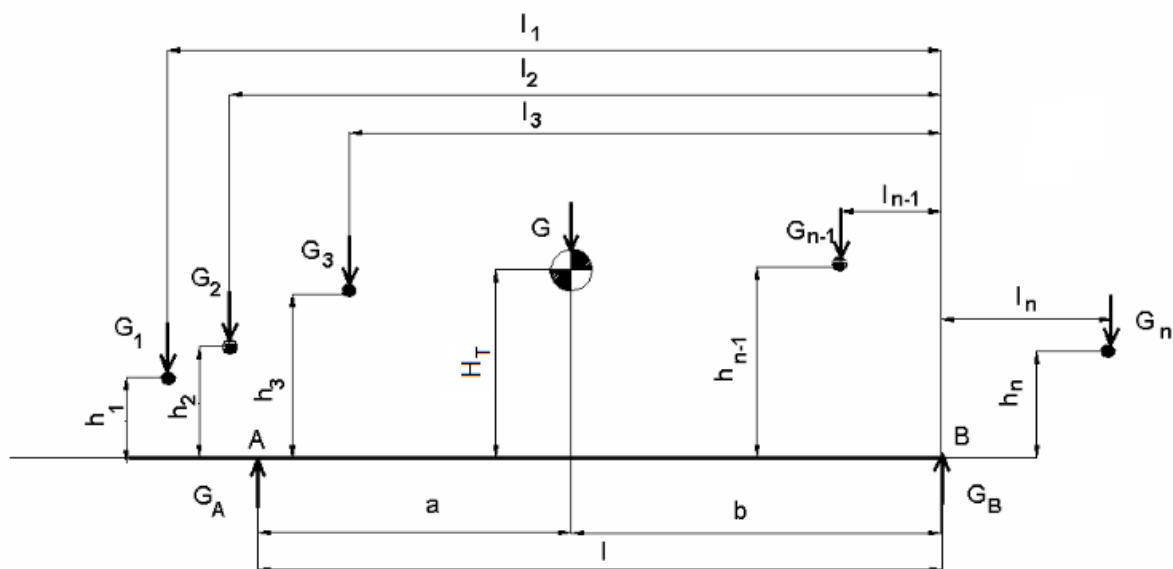
На слици 5.1 је приказана скица система, посматраног у равни xz , у непокретном десно оријентисаном правоуглом координатном систему везаном за тло (xuz). Постављен је још један десни правоугли координатни систем везан за тежиште система T , који се, при кретању система, креће заједно са њим ($x'y'z'$).



Слика 5.1: Шема упрошћеног модела система у равни xz [измењено, 19]

Тачке T_1 и T_2 су тежишта мобилне платформе (возила) и интегрисаног наоружања, респективно. Пошто се систем посматра као јединствено тело, одређено је тежиште читавог система T , које дефинишу означена растојања a и b од вертикалних оса предње и задње осовине возила и висина од подлоге H_T .

Координате тежишта (a , b и H_T) се врло лако одређују аналитичким поступком када су познате тежине појединих агрегата и склопова и положаја њихових тежишта. Возило се посматра као проста греда са препустима (слика 5.2), а тачке А и В одговарају тачкама ослањања возила о тло.



Слика 5.2: Одређивање тежишта возила [8]

У уздужном правцу, у односу на тачку В за коју је везан координатни почетак важи:

$$G = M_v \cdot g = \sum_{i=1}^n G_i \quad (5.1)$$

Где је G [N] тежина возила, M_v [kg] маса возила, g [m/s²] је убрање Земљине теже, а n је укупан број агрегата и склопова чије су тежине укључене у прорачун, где спада и интегрисано наоружање. Следећим једначинама се одређују уздужне координате тежишта T [8]:

$$b \cdot G = b \cdot \sum_{i=1}^n G_i = \sum_{i=1}^n G_i \cdot l_i \quad (5.2)$$

$$b = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot l_i}{\sum_{i=1}^n G_i} = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot l_i}{G} \quad (5.3)$$

$$a = l - b \quad (5.4)$$

Где је a [m] растојање тежишта од предње осовине, b [m] је растојање тежишта од задње осовине, l [m] је међуосовинско растојање, а l_i [m] се односи на хоризонтално растојање појединог агрегата од вертикалне координатне осе. Висинска координата тежишта се добија из једначина:

$$H_T \cdot G = \sum_{i=1}^n G_i \cdot h_i \quad (5.5)$$

$$H_T = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot h_i}{G} \quad (5.6)$$

Где је H_T [m] тежишта од подлоге и хоризонталне координатне осе, а h_i [m] се односи на вертикално растојање појединог агрегата од подлоге. У другој равни зу, посматрано са предње стране возила, хоризонтално одступање тежишта од уздужне осе возила се рачуна према следећим једначинама:

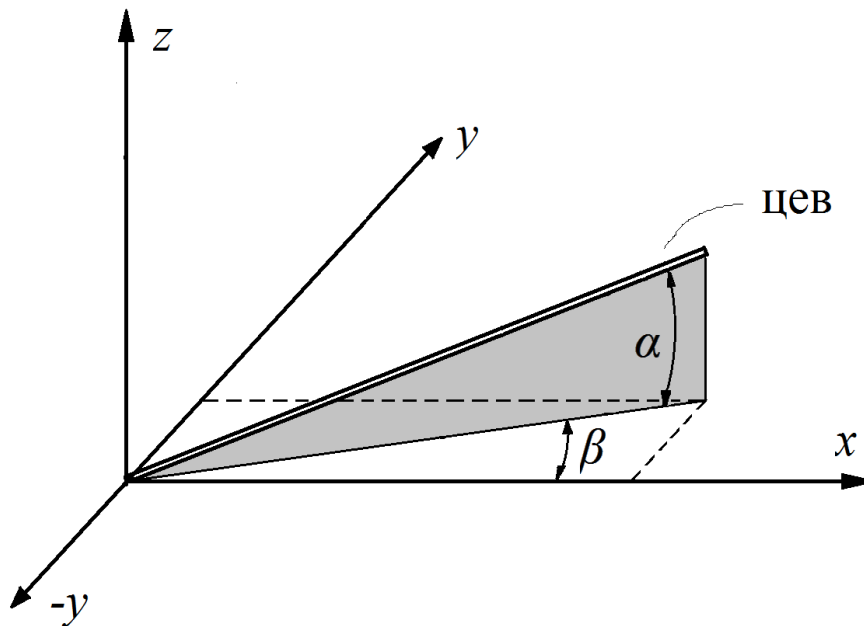
$$y_T \cdot G = \sum_{i=1}^n G_i \cdot y_i \quad (5.7)$$

$$y_T = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot y_i}{G} \quad (5.8)$$

При конструисању возила се тежи да координата y_T буде што мања, односно да тежиште возила не одступа од уздужне осе возила. Већ је напоменуто да се као упрошћење сматра да је оружје интегрисано на уздужној оси возила па систем има вертикалну раван симетрије, тј. $y_T = 0$.

Положај тежишта се може одредити и мерењем оптерећења осовина помоћу ваге. Хоризонталне координате тежишта се добијају на основу оптерећења предње и задње осовине, помоћу моментних једначина око ослоних тачака возила. Висина тежишта се одређује подизањем једног краја возила на одређену висину, тј. под одређеним углом у односу на подлогу и накнадним мерењем оптерећења. Уколико је значајно одстојање тежишта од уздужне осе возила, ова координата се може одредити мерењем оптерећења левих и десних тачкова.

Сила побуде делује у тачки D , чији је положај дефинисан растојањима d и h у односу на тежиште система T у равни $z'x'$ (додатна растојања d_D и e су потребна за касније постављање једначина). Посматра се случај паљбе из оружја док возило мирује, са унапред одређеном елевацијом и азимутом различитим од нуле (цев оружја није хоризонтална, нити је у вертикалној равни симетрије возила). Угао α представља угао елевације цеви оружја од хоризонталне равни и позната је величина коју сматрамо константном у току прорачуна осцилација. Азимут β , угао који се дефинише у хоризонталној равни као одступање по правцу од вертикалне равни симетрије је такође позната величина (слика 5.3).

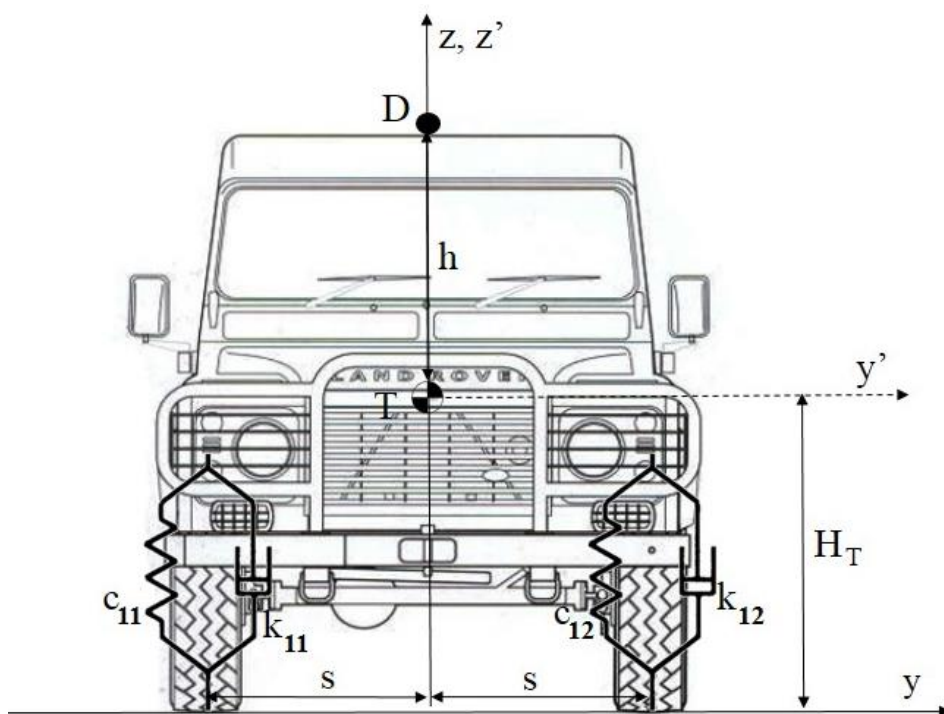


Слика 5.3: Приказ углова елевације α и азимута β

Учестаност или фреквенција деловања ове силе за оружје представља број пуних циклуса кретања, односно број метака који се испали у јединици времена (секунди или минути), што је по дефиницији брзина гађања.

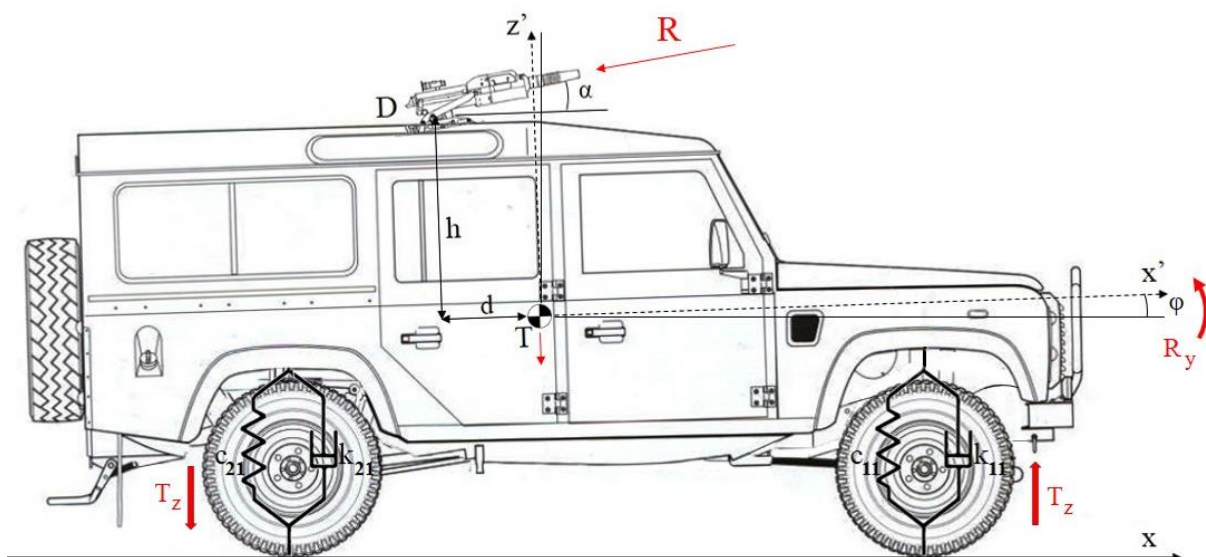
Еквивалентна крутост опруга c_{ij} и коефицијент пригушења амортизера k_{ij} ($i = 1, 2$ за предњу и задњу осовину, респективно; $j = 1, 2$ за десни и леви ослонац, респективно) су познате вредности које могу, а не морају бити исте за предње и задње ослањање, али морају бити исте за леви и десни ослонац исте осе (осовине). У овом, поједностављеном представљању система, ове крутости и пригушења имају еквивалентне вредности за све еластичне и елементе пригушивања од подлоге до везе са шасијом (пнеуматици, опруге, амортизери).

На слици 5.4 је приказан исти систем посматран са предње стране у равни $z'y'$. Означени су коефицијенти крутости опруга c_{ij} и коефицијент пригушења амортизера k_{ij} ($i = 1, 2$ за предњу и задњу осовину, респективно; $j = 1, 2$ за десни и леви ослонац, респективно) који морају имати исте вредности. Ознакама s су представљена растојања од тежишта система T до вертикалне осе левог и десног ослонца.

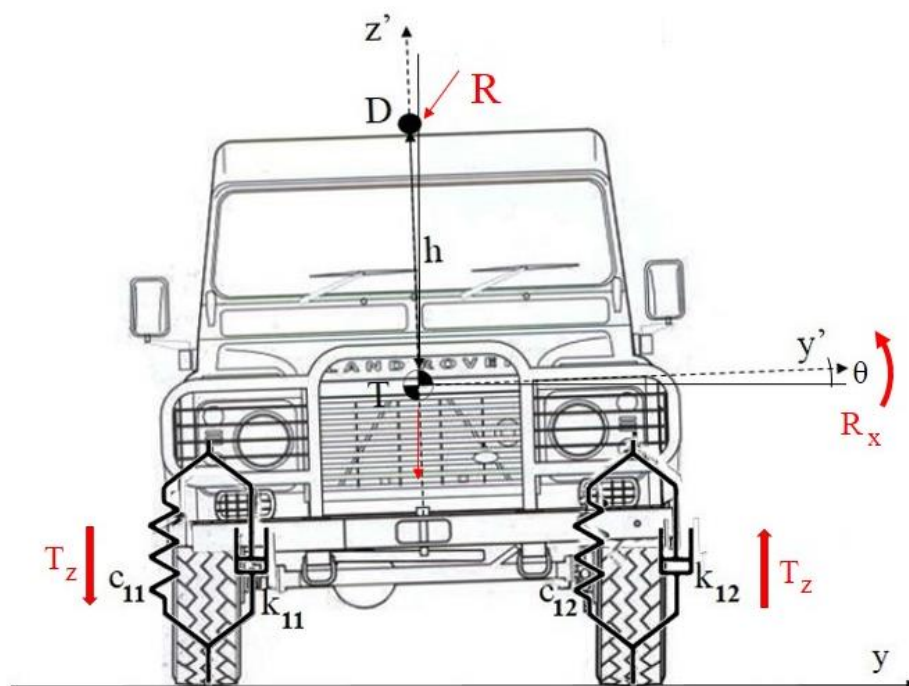


Слика 5.4: Модел система посматран са предње стране, у равни zy [измењено, 19]

У $z'x'$ равни (слика 5.5) се посматра бочна страна система, транслација система у правцу осе z' , једног предњег и једног задњег ослоња, и ротација око осе y' (галомирање) за угао φ , у произвољном тренутку. У $z'y'$ равни (слика 5.6) се посматра систем са предње стране, вертикална транслација и ротација око x' осе (ваљање) за угао θ , такође у произвољном тренутку. У ове две равни се проучава вертикална, уздужна и бочна динамика возила, односно система.



Слика 5.5: Модел система у произвољном тренутку након дејства силе у равни zx [измењено, 19]



Слика 5.6: Модел система у произвољном тренутку након дејства силе у равни zy
[измењено, 19]

За упрошћени модел могу се поставити математичке једначине које описују његово кретање у току времена. Тачност резултата зависи од квалитета упрошћеног модела реалног система. Уз познате експерименталне резултате може се извршити упоређивање са теоријским и оценити упрошћени модел. На крају, подаци из практичних испитивања могу помоћи да се теоријски модел коригује тако да буде веродостојнији.

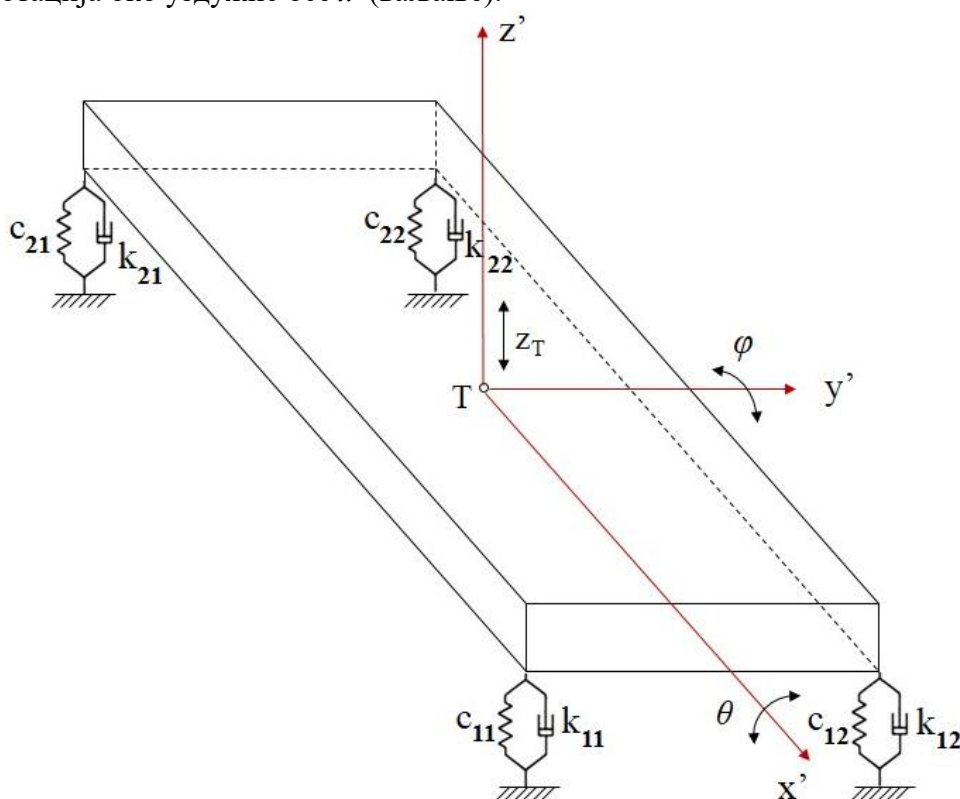
6. МАТЕМАТИЧКО-МЕХАНИЧКИ МОДЕЛ ОСЦИЛОВАЊА МОБИЛНЕ ПЛАТФОРМЕ ПОД ДЕЈСТВОМ СИЛЕ ОПАЉЕЊА

Математичко-механички модел служи да математички представи кретање физичког система обухватајући све утицајне параметре, задржавајући једноставност применом упрошћења. Модел је формиран на основу класичних принципа теорије динамике возила. Уз усвојена упрошћења, систем са бесконачно много степени слободe је сведен на систем са три степена слободe (слика 6.1), а као генералисане координате су изабране следеће величине:

z_T – вертикални положај тежишта система T (растојање од подлоге),

φ – ротација око попречне осе y' (галомирање),

θ – ротација око уздужне осе x' (ваљање).



Слика 6.1: Тродимензионални приказ динамичког модела платформе

Лагранжевим једначинама друге врсте ће бити описано кретање модела платформе са интегрисаним наоружањем, побуђене силом услед опаљења:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} = - \frac{\partial E_p}{\partial q_i} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + Q'_{q_i} \quad (6.1)$$

Где је $i = 1, n$, а n је број степени слободe кретања система (у овом случају $n = 3$),

E_k – кинетичка енергија система,

E_p – потенцијална енергија система,

Φ – функција дисипације,

$\left(-\frac{\partial E_p}{\partial q_i}\right)$ – генералисана конзервативна сила (негативни парцијални извод потенцијалне енергије по i -тој генералисаној координати),

$\left(-\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i}\right)$ – генералисана дисипативна сила (негативни парцијални извод функције дисипације по i -тој генералисаној брзини),

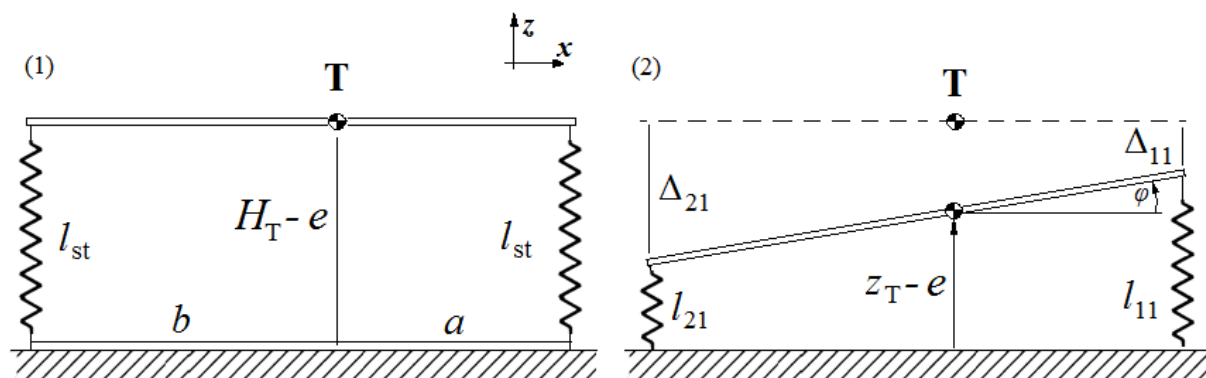
Q'_{q_i} - произвољна неконзервативна генералисана сила.

Пошто се посматра систем као целина, укупна кинетичка енергија модела се састоји од кинетичких енергија транслације центра масе и ротације око центра масе система:

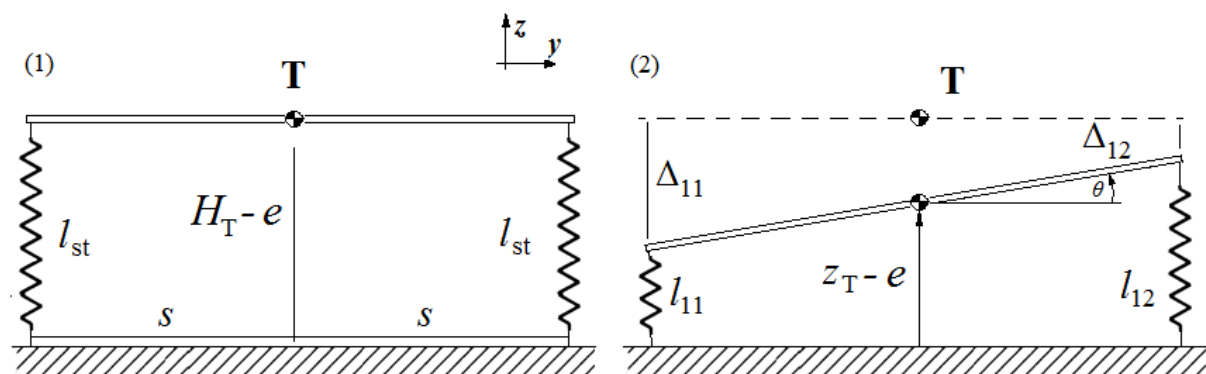
$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{z}_T^2 + \frac{1}{2} \cdot J_y \cdot \dot{\phi}^2 + \frac{1}{2} \cdot J_x \cdot \dot{\theta}^2 \quad (6.2)$$

У претходној једначини J_y је момент инерције масе система у односу на уздужну осу y' , а J_x је момент инерције масе система у односу на попречну осу x' .

За дефинисање потенцијалне енергије потребно је геометријски одредити изразе за релативне деформације опруга, пнеуматика и померања клипова амортизера. Једно од упрошћења еластичног система ослањања је коришћење еквивалентне крутости ослањања која урачунава крутост пнеуматика. Сматра се и да су померања опруга и амортизера једнака. На слици 6.2 је приказана скица ослањања платформе у равнотежном (1) и произвољном положају (2) за систем посматран са бочне стране, а на слици 6.3 са предње стране, на начин објашњен у литератури [6]. Ознака l_{st} представља дужину ослоњаца који се деформише у почетном тренутку, а l_{kj} у произвољном тренутку ($k = 1, 2$ за предњу и задњу осовину, респективно; $j = 1, 2$ за десни и леви точак, респективно).



Слика 6.2: (1) – равнотежни положај еластичног ослањања и (2) – произвољни положај након дејства силе, поглед са бочне стране



Слика 6.3: (1) – равнотежни положај еластичног ослањања и (2) – произвољни положај након дејства силе, поглед са предње стране

На основу представљених скица, крајње деформације се могу написати као разлике дужина ослонаца у почетном и крајњем положају, узимајући у обзир померања у обе равни ($H_T = z_{Tst} = \text{const}$):

$$\begin{aligned}\Delta_{11} &= l_{st} - l_{11} = (H_T - e) - (z_T - e + a \cdot \varphi - s \cdot \theta) = H_T - z_T - a \cdot \varphi + s \cdot \theta \\ \Delta_{12} &= l_{st} - l_{12} = (H_T - e) - (z_T - e + a \cdot \varphi + s \cdot \theta) = H_T - z_T - a \cdot \varphi - s \cdot \theta \\ \Delta_{21} &= l_{st} - l_{21} = (H_T - e) - (z_T - e - b \cdot \varphi - s \cdot \theta) = H_T - z_T + b \cdot \varphi + s \cdot \theta \\ \Delta_{22} &= l_{st} - l_{22} = (H_T - e) - (z_T - e - b \cdot \varphi + s \cdot \theta) = H_T - z_T + b \cdot \varphi - s \cdot \theta\end{aligned}\quad (6.3)$$

Израз за потенцијалну енергију система гласи:

$$E_p = \frac{1}{2} \cdot c_{11} \cdot \Delta_{11}^2 + \frac{1}{2} \cdot c_{12} \cdot \Delta_{12}^2 + \frac{1}{2} \cdot c_{21} \cdot \Delta_{21}^2 + \frac{1}{2} \cdot c_{22} \cdot \Delta_{22}^2 \quad (6.4)$$

На крају, за исте вредности крутости левих и десних еластичних елемената исте осовине, следи:

$$\begin{aligned}c_{11} &= c_{12} = c_1, & c_{21} &= c_{22} = c_2 \\ E_p &= \frac{1}{2} \cdot c_1 \cdot (\Delta_{11}^2 + \Delta_{12}^2) + \frac{1}{2} \cdot c_2 \cdot (\Delta_{21}^2 + \Delta_{22}^2)\end{aligned}\quad (6.5)$$

Изводи релативних померања (релативне брзине клипова у односу на цилиндричне амортизере) и дисипативна функција имају следеће изразе:

$$\begin{aligned}\dot{\Delta}_{11} &= -\dot{z}_T - a \cdot \dot{\varphi} + s \cdot \dot{\theta} \\ \dot{\Delta}_{12} &= -\dot{z}_T - a \cdot \dot{\varphi} - s \cdot \dot{\theta} \\ \dot{\Delta}_{21} &= -\dot{z}_T + b \cdot \dot{\varphi} + s \cdot \dot{\theta} \\ \dot{\Delta}_{22} &= -\dot{z}_T + b \cdot \dot{\varphi} - s \cdot \dot{\theta}\end{aligned}\quad (6.6)$$

$$\Phi = \frac{1}{2} \cdot k_{11} \cdot \dot{\Delta}_{11}^2 + \frac{1}{2} \cdot k_{12} \cdot \dot{\Delta}_{12}^2 + \frac{1}{2} \cdot k_{21} \cdot \dot{\Delta}_{21}^2 + \frac{1}{2} \cdot k_{22} \cdot \dot{\Delta}_{22}^2 \quad (6.7)$$

За исте вредности пригушења левих и десних амортизера исте осовине, следи:

$$\begin{aligned}k_{11} &= k_{12} = k_1, & k_{21} &= k_{22} = k_2 \\ \Phi &= \frac{1}{2} \cdot k_1 \cdot (\dot{\Delta}_{11}^2 + \dot{\Delta}_{12}^2) + \frac{1}{2} \cdot k_2 \cdot (\dot{\Delta}_{21}^2 + \dot{\Delta}_{22}^2)\end{aligned}\quad (6.8)$$

За писање Лагранжевих једначина потребно је одредити изводе постављених израза за кинетичку и потенцијалну енергију, као и за дисипативну функцију. За кинетичку енергију, према једначини (6.2) важи:

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_k}{\partial \dot{z}_T} &= m \cdot \dot{z}_T; & \frac{\partial E_k}{\partial \dot{\varphi}} &= J_y \cdot \dot{\varphi}; & \frac{\partial E_k}{\partial \dot{\theta}} &= J_x \cdot \dot{\theta} \\ \frac{\partial E_k}{\partial z_T} &= 0; & \frac{\partial E_k}{\partial \varphi} &= 0; & \frac{\partial E_k}{\partial \theta} &= 0 \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{z}_T} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial z_T} &= m \cdot \ddot{z}_T \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial \varphi} &= J_y \cdot \ddot{\varphi} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial \theta} &= J_x \cdot \ddot{\theta}\end{aligned}\quad (6.9)$$

Генералисане конзервативне силе се добијају као парцијални изводи израза за потенцијалну енергију (6.5) по генералисаним координатама:

$$\begin{aligned} -\frac{\partial E_p}{\partial z_T} &= -(2 \cdot c_1 + 2 \cdot c_2) \cdot z_T - (2 \cdot c_1 \cdot a - 2 \cdot c_2 \cdot b) \cdot \varphi + 2 \cdot H_T \cdot (c_1 + c_2) \\ -\frac{\partial E_p}{\partial \varphi} &= -(2 \cdot c_1 \cdot a^2 + 2 \cdot c_2 \cdot b^2) \cdot \varphi - (2 \cdot c_1 \cdot a - 2 \cdot c_2 \cdot b) \cdot z_T - 2 \cdot H_T \\ &\quad \cdot (-c_1 \cdot a + c_2 \cdot b) \\ -\frac{\partial E_p}{\partial \theta} &= -(2 \cdot c_1 \cdot s^2 + 2 \cdot c_2 \cdot s^2) \cdot \theta \end{aligned} \quad (6.10)$$

Генералисане дисипативне силе се добијају као парцијални изводи функције дисипације (6.8) по генералисаним координатама:

$$\begin{aligned} -\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{z}_T} &= -(2 \cdot k_1 + 2 \cdot k_2) \cdot \dot{z}_T - (2 \cdot k_1 \cdot a - 2 \cdot k_2 \cdot b) \cdot \dot{\varphi} \\ -\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}} &= -(2 \cdot k_1 \cdot a^2 + 2 \cdot k_2 \cdot b^2) \cdot \dot{\varphi} - (2 \cdot k_1 \cdot a - 2 \cdot k_2 \cdot b) \cdot \dot{z}_T \\ -\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\theta}} &= -(2 \cdot k_1 \cdot s^2 + 2 \cdot k_2 \cdot s^2) \cdot \dot{\theta} \end{aligned} \quad (6.11)$$

У цеви оружја се за време процеса опаљења образују барутни гасови који стварају велики притисак на чело затварача оружја, а остварена сила се може апроксимовати следећом функцијом:

$$P_{kn}(t) = C \cdot t \cdot e^{-B \cdot t} \quad (6.12)$$

Где су C и B константе које се могу одредити за конкретне вредности P_{kn} и t . Међутим, овој сили се супротстављају сила хидрауличног отпора, сила отпора повратних опруга и сила трења које чине силу отпора трзању $R(t)$, па на возило и његов систем еластичног ослањања делује та сила. У делу 4.1 је у програму МАТЛАБ је прорачуната сила отпора трзања која се преноси на платформу, а за даљи прорачун се користи њена максимална вредност R_{max} . Пошто су оружју задати углови елевације и азимута, компоненте ове силе у правцу три осе су:

$$\begin{aligned} R_x(t) &= R \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha \\ R_y(t) &= R \cdot \sin \beta \cdot \cos \alpha \\ R_z(t) &= R \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha \end{aligned} \quad (6.13)$$

Генералисане неконзервативне силе које дејствују на систем се могу добити помоћу принципа виртуалног померања тачке D у којој делује спољашња побудна сила. Израз за виртуални рад је следећи:

$$\delta A = (R_x(t) \cdot h + R_z(t) \cdot d) \cdot \delta \varphi + (R_y(t) \cdot h) \cdot \delta \theta + (-R_z(t)) \cdot \delta z_T \quad (6.14)$$

Генералисане неконзервативне силе сада су:

$$\begin{aligned} Q'_{z_T} &= -R_z(t) \\ Q'_\varphi &= R_x(t) \cdot h + R_z(t) \cdot d \\ Q'_\theta &= R_y(t) \cdot h \end{aligned} \quad (6.15)$$

Диференцијалне једначине кретања система се постављају користећи претходне изразе (6.9), (6.10), (6.11), (6.15), за сваку од генерализаних координата.

За вертикално померање тежишта система T , z_T :

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{z}_T} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial z_T} &= - \frac{\partial E_p}{\partial z_T} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{z}_T} + Q'_{z_T} \\ m \cdot \ddot{z}_T + (2 \cdot k_1 + 2 \cdot k_2) \cdot \dot{z}_T + (2 \cdot k_1 \cdot a - 2 \cdot k_2 \cdot b) \cdot \dot{\varphi} + (2 \cdot c_1 + 2 \cdot c_2) \cdot z_T \\ + (2 \cdot c_1 \cdot a - 2 \cdot c_2 \cdot b) \cdot \varphi - 2 \cdot H_T \cdot (c_1 + c_2) &= -R_z(t) \end{aligned} \quad (6.16)$$

За ротацију око попречне осе y' (галомирање), φ :

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial \varphi} &= - \frac{\partial E_p}{\partial \varphi} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}} + Q'_\varphi \\ J_y \cdot \ddot{\varphi} + (2 \cdot k_1 \cdot a^2 + 2 \cdot k_2 \cdot b^2) \cdot \dot{\varphi} + (2 \cdot k_1 \cdot a - 2 \cdot k_2 \cdot b) \cdot \dot{z}_T \\ + (2 \cdot c_1 \cdot a^2 + 2 \cdot c_2 \cdot b^2) \cdot \varphi + (2 \cdot c_1 \cdot a - 2 \cdot c_2 \cdot b) \cdot z_T + 2 \\ \cdot H_T \cdot (-c_1 \cdot a + c_2 \cdot b) &= R_x(t) \cdot h + R_z(t) \cdot d \end{aligned} \quad (6.17)$$

За ротацију око уздужне осе x' (ваљање), θ :

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial \theta} &= - \frac{\partial E_p}{\partial \theta} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\theta}} + Q'_\theta \\ J_x \cdot \ddot{\theta} + (2 \cdot k_1 \cdot s^2 + 2 \cdot k_2 \cdot s^2) \cdot \dot{\theta} + (2 \cdot c_1 \cdot s^2 + 2 \cdot c_2 \cdot s^2) \cdot \theta &= R_y(t) \cdot h \end{aligned} \quad (6.18)$$

Систем диференцијалних једначина (6.16), (6.17), (6.18) се може написати у матричном облику:

$$\begin{aligned} [A]\{\ddot{q}\} + [B]\{\dot{q}\} + [C]\{q\} &= \{Q\} \\ \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & J_y & 0 \\ 0 & 0 & J_x \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{z}_T \\ \ddot{\varphi} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} \\ + \begin{bmatrix} 2 \cdot k_1 + 2 \cdot k_2 & 2 \cdot k_1 \cdot a - 2 \cdot k_2 \cdot b & 0 \\ 2 \cdot k_1 \cdot a - 2 \cdot k_2 \cdot b & 2 \cdot k_1 \cdot a^2 + 2 \cdot k_2 \cdot b^2 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \cdot k_1 \cdot s^2 + 2 \cdot k_2 \cdot s^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{z}_T \\ \dot{\varphi} \\ \dot{\theta} \end{Bmatrix} \\ + \begin{bmatrix} 2 \cdot c_1 + 2 \cdot c_2 & 2 \cdot c_1 \cdot a - 2 \cdot c_2 \cdot b & 0 \\ 2 \cdot c_1 \cdot a - 2 \cdot c_2 \cdot b & 2 \cdot c_1 \cdot a^2 + 2 \cdot c_2 \cdot b^2 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \cdot c_1 \cdot s^2 + 2 \cdot c_2 \cdot s^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} z_T \\ \varphi \\ \theta \end{Bmatrix} \\ = \begin{Bmatrix} -R_z(t) + 2 \cdot H_T \cdot (c_1 + c_2) \\ R_x(t) \cdot h + R_z(t) \cdot d - 2 \cdot H_T \cdot (-c_1 \cdot a + c_2 \cdot b) \\ R_y(t) \cdot h \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (6.19)$$

Где је $[A]$ матрица инерције или матрица маса, $[B]$ матрица пригушења, $[C]$ матрица крутости, а $\{Q\}$ је вектор сила побуде. Постављена матрица (6.19) важи за период времена $t = [0; 0,0522 \text{ s}]$ док делује побудна сила отпора трзања $R(t)$ и док је осцилаторно кретање платформе са наоружањем принудно-пригушеног карактера.

Након престанка деловања свих сила, систем наставља кретање које има карактер сопствених (слободних) пригушених осцилација све док се потпуно не заустави у равнотежном положају. Матрица слободног пригушеног осцилаторног кретања точкашке платформе са интегрисаним наоружањем, са три степена слободе је:

$$\begin{aligned}
& \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & J_y & 0 \\ 0 & 0 & J_x \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{z}_T \\ \ddot{\varphi} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} \\
& + \begin{bmatrix} 2 \cdot k_1 + 2 \cdot k_2 & 2 \cdot k_1 \cdot a - 2 \cdot k_2 \cdot b & 0 \\ 2 \cdot k_1 \cdot a - 2 \cdot k_2 \cdot b & 2 \cdot k_1 \cdot a^2 + 2 \cdot k_2 \cdot b^2 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \cdot k_1 \cdot s^2 + 2 \cdot k_2 \cdot s^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{z}_T \\ \dot{\varphi} \\ \dot{\theta} \end{Bmatrix} \\
& + \begin{bmatrix} 2 \cdot c_1 + 2 \cdot c_2 & 2 \cdot c_1 \cdot a - 2 \cdot c_2 \cdot b & 0 \\ 2 \cdot c_1 \cdot a - 2 \cdot c_2 \cdot b & 2 \cdot c_1 \cdot a^2 + 2 \cdot c_2 \cdot b^2 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \cdot c_1 \cdot s^2 + 2 \cdot c_2 \cdot s^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} z_T \\ \varphi \\ \theta \end{Bmatrix} \\
& = \begin{Bmatrix} 2 \cdot H_T \cdot (c_1 + c_2) \\ -2 \cdot H_T \cdot (-c_1 \cdot a + c_2 \cdot b) \\ 0 \end{Bmatrix}
\end{aligned} \tag{6.20}$$

Решавањем диференцијалних једначина, за конкретне податке о условима паљбе (угао елевације, азимут, силу притиска барутних гасова и силу отпора трзања) и конструктивне податке о возилу/платформи (коефицијенте крутости и пригушења, координате тежишта и моменте инерција) могу се добити конкретне једначине осциловања платформе и за њих, у току времена, промена генералисаних координата и брзине тих промена.

7. СИМУЛАЦИЈА ОСЦИЛАЦИЈА МОБИЛНЕ ПЛАТФОРМЕ И АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА

Решавање претходно дефинисаног система диференцијалних једначина је извршено нумерички у програму МАТЛАБ, помоћу кода који је приказан у прилогу 4. Улазни подаци могу бити разврстани у неколико група:

- подаци о возилу – технички подаци, положај тежишта возила, карактеристике система еластичног ослањања возила, моменти инерције;
- подаци о оружју – маса оружја, положај интеграције у односу на тежиште система, углови елевације и азимута;
- подаци о побудној сили – вредности прорачунате силе отпора R у току времена.

Прибављени подаци [20] о изабраном возилу Ленд Ровер Дефендер 110 дати су у табели 7.1.

Табела 7.1: Подаци о возилу [20]

Ленд Ровер Дефендер 110	
Маса возила, m_v [kg]	2125
Висина возила, H_v [m]	2,033
Дужина возила, L_v [m]	1,79
Ширина возила, B_v [m]	4,639
Међуосовинско растојање, L [m]	2,974
Ширина трага точкова, $2 \cdot s$ [m]	1,486
Вертикално растојање тежишта возила од подлоге, H_{Tv} [m]	1
Хоризонтално растојање тежишта возила од предње осовине, a_v [m]	1,4
Момент инерције ваљања, J_x [kg·m ²]	744
Момент инерције галопирања, J_y [kg·m ²]	2440
Момент инерције вијугања, J_z [kg·m ²]	2478
Коефицијент пригушења амортизера, $k_1 = k_2 = k$ [N·s/m ²]	5700
Коефицијент крутости опруга, $c_1 = c_2 = c$ [N/m]	56506

За место постављања оружја је изабрана позиција на крову возила, у пределу изнад задње клупе, као што је већ приказано на сликама 5.1 и 5.5 у петом поглављу. На поменутим сликама је обележено хоризонтално d и вертикално h растојање места интеграције оружја од тежишта система возило-наоружање. Такође, маса оружја и углови елевације α и азимута β се задају на почетку прорачуна. У табели 7.2 приказане су вредности ових података за основну поставку система према којој се врши прорачун.

Табела 7.2: Подаци о оружју

БГА 30 mm M93	
Маса оружја са муницијом, m_o [kg]	38
Хоризонтално растојање оружја од тежишта система, d [m]	0,929
Вертикално растојање оружја од тежишта система, h [m]	1,033
Угао елевације, α [°]	30
Угао азимута, β [°]	45

Као побудна сила у прорачуну се узима само максимална вредност укупне силе отпора трзању која је прорачуната у поглављу 4. У оквиру математичког модела су постављене две матрице које описују кретање система у току времена при извођењу система из равнотежног положаја побудном силом. Матрица (6.19) се односи на период док делује побудна сила R , а матрица (6.20) на период када је $R = 0$ и систем слободно осцилује до заустављања.

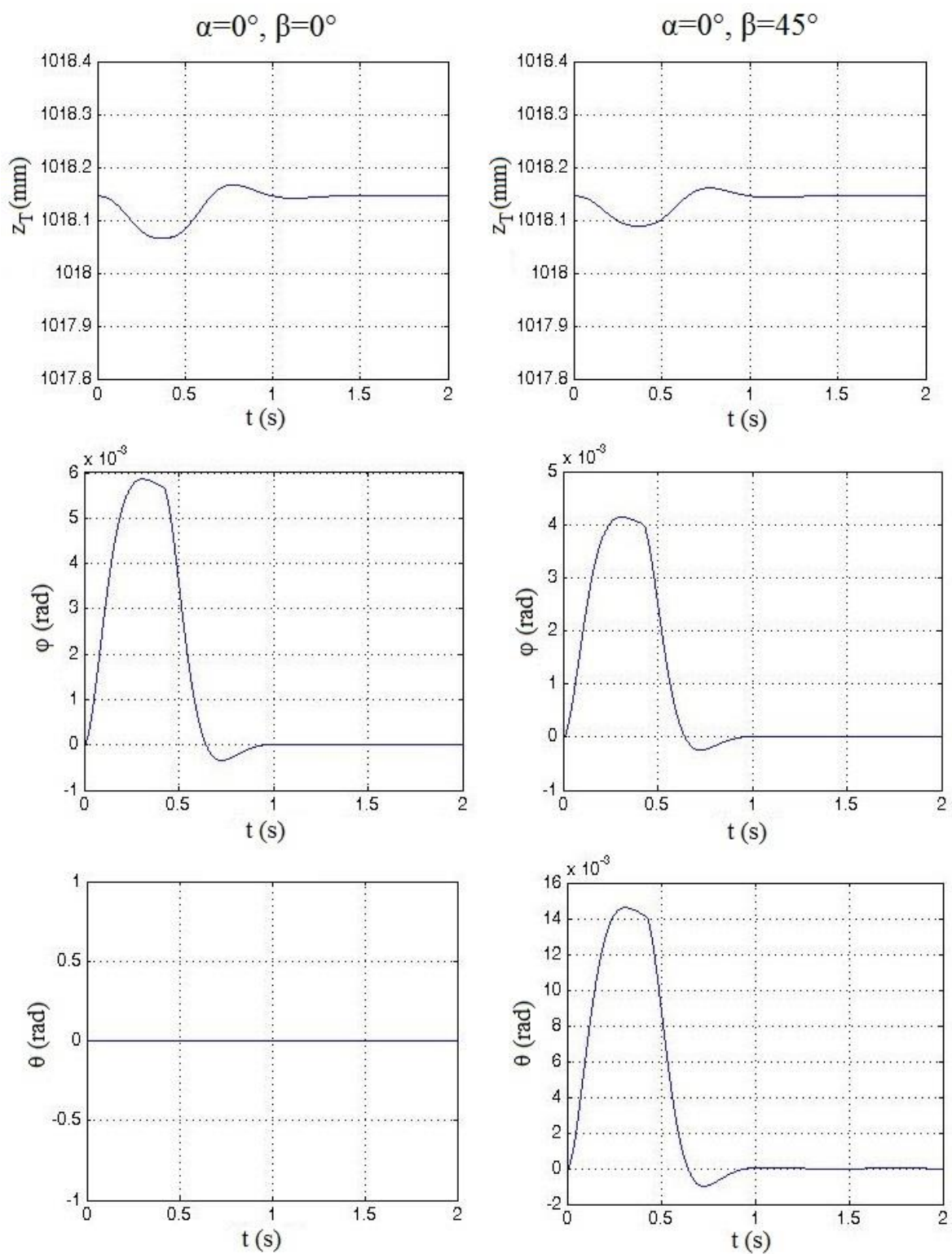
Програмско решење уз све ове податке прорачунава тежиште система и решава поменуте матрице при чему се добијају вредности генералисаних координата у току времена и графички прикази осцилација система – транслаторно померање тежишта и угаона померања система. Ради анализе утицаја процеса трзања на осцилације платформе у различитим условима паљбе, варирани су углови елевације и азимута, као и положај оружја на возилу.

Изабране вредности углова за које ће бити спроведени прорачуни обухватају граничне углове при којима може да се врши паљба из аутоматског бадача монтираног на изабрано возило, као и један угао између њих. Углови елевације су $\alpha = [0^\circ, 30^\circ, 60^\circ]$, а углови азимута $\beta = [0^\circ, 45^\circ, 90^\circ]$.

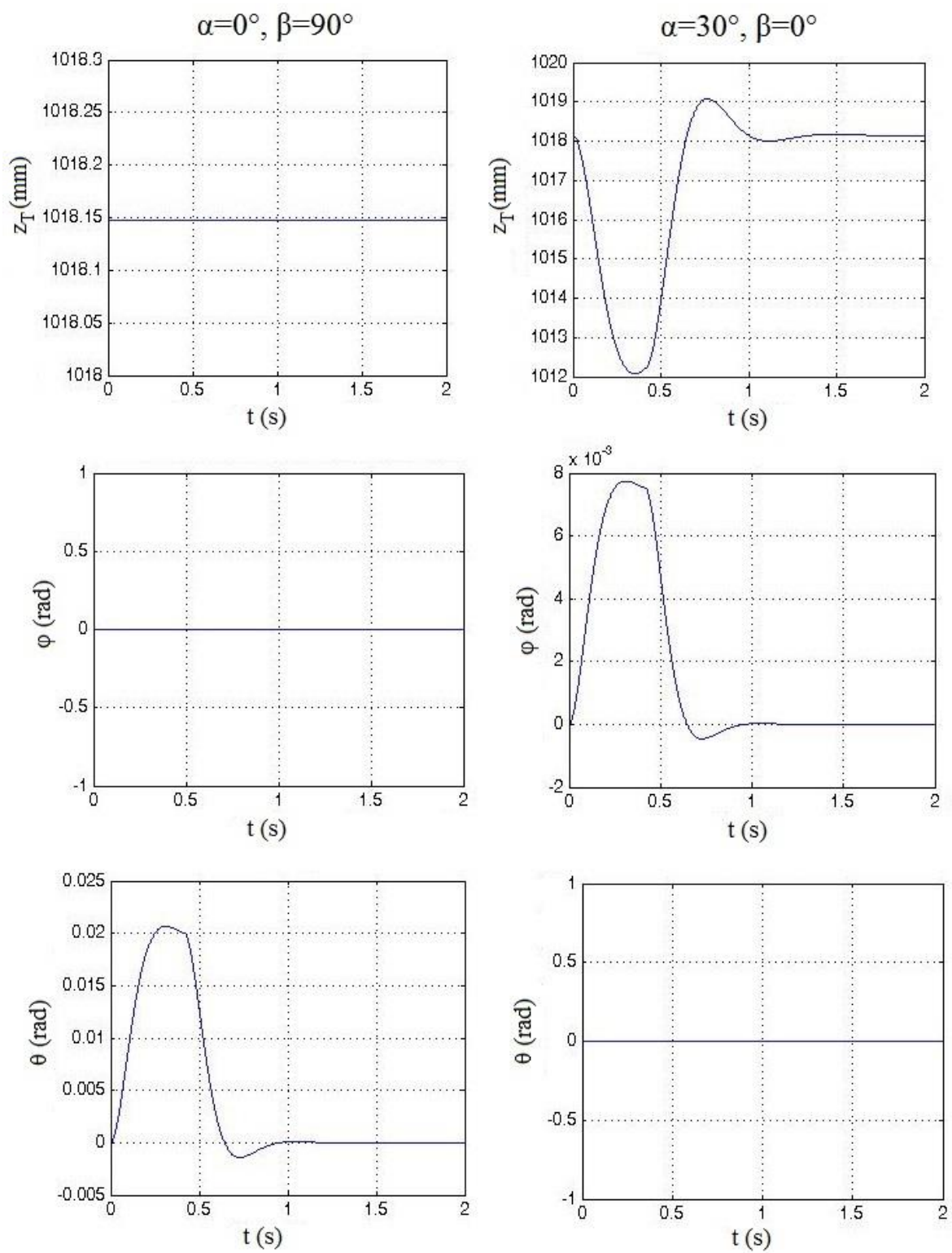
На сликама 7.1 ÷ 7.5 су приказане добијене промене генералисаних координата за различите комбинације ових углова. Дијаграми $z_T(t)$ представљају транслаторно померање тежишта система у односу на почетни положај, у току времена. Дијаграми $\varphi(t)$ представљају угаоно померање система око тежишта у равни хз, такозвано галопирање, у односу на почетни положај у току времена. Дијаграми $\theta(t)$ представљају угаоно померање система око тежишта у равни уз, такозвано ваљање, у односу на почетни положај у току времена. Почетни вредности генералисаних координата су:

- $z_T(0) = H_T = 1,018 \text{ m}$
- $\varphi(0) = 0^\circ$
- $\theta(0) = 0^\circ$

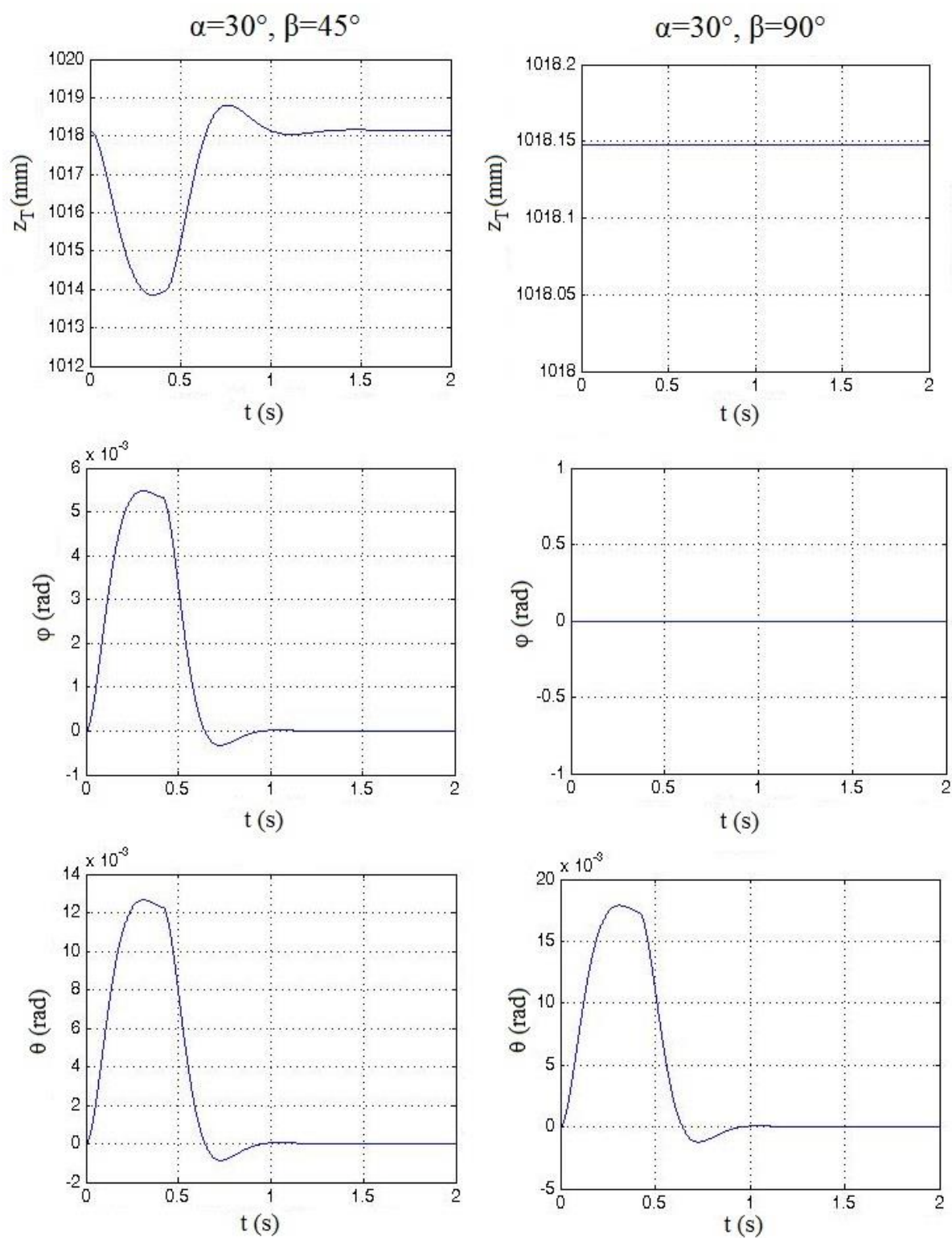
Наведена вредност H_T односи на вертикално растојање тежишта система од подлоге, тј. резултати $z_T(t)$ приказују промену ове висине, а не чисто померање. Такође, ради веће прегледности ова промена је приказана у милиметрима.



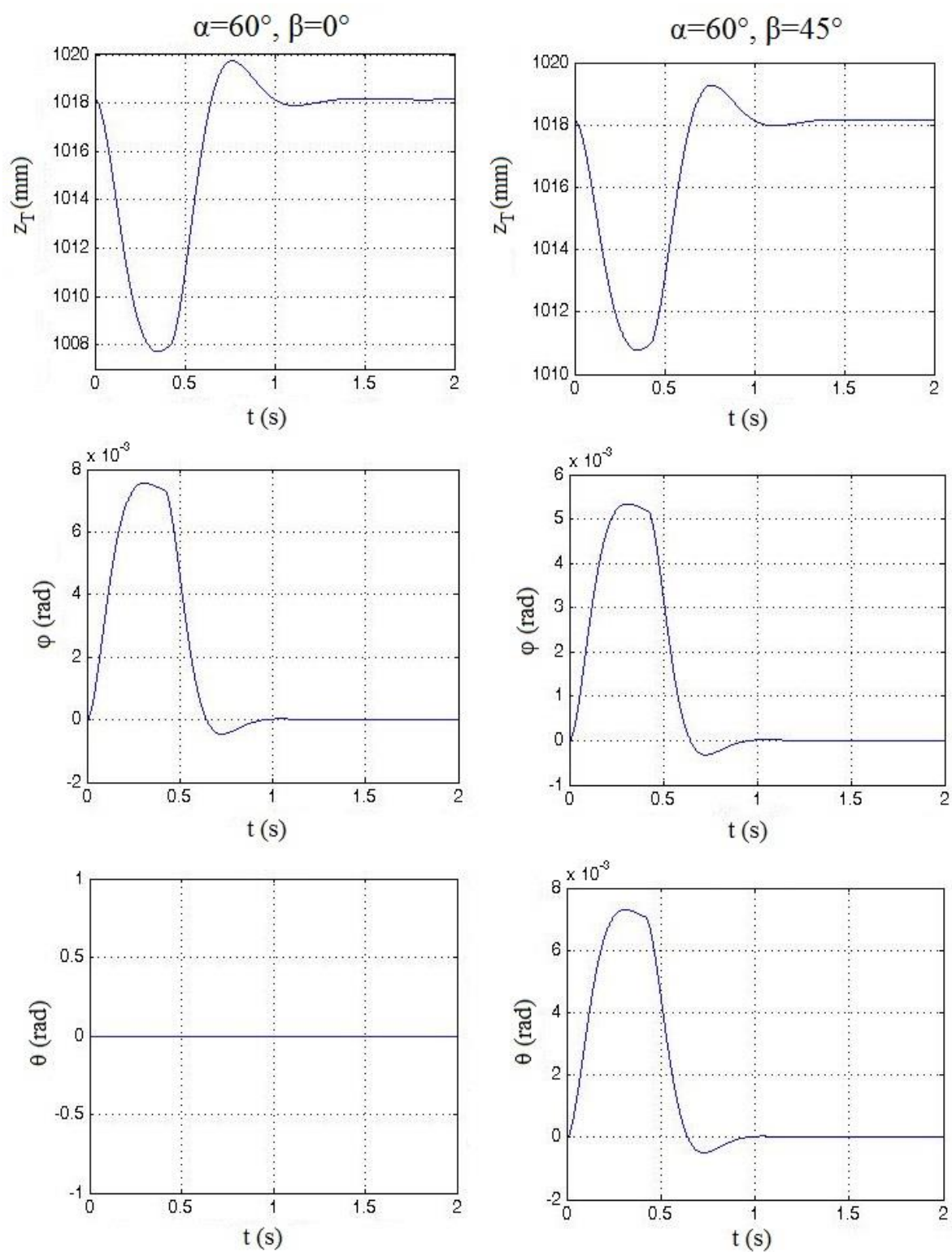
Слика 7.1: Промена одабраних генерализаних координата z_T, φ, θ у току времена за углове $(\alpha = 0^\circ, \beta = 0^\circ)$ и $(\alpha = 0^\circ, \beta = 45^\circ)$



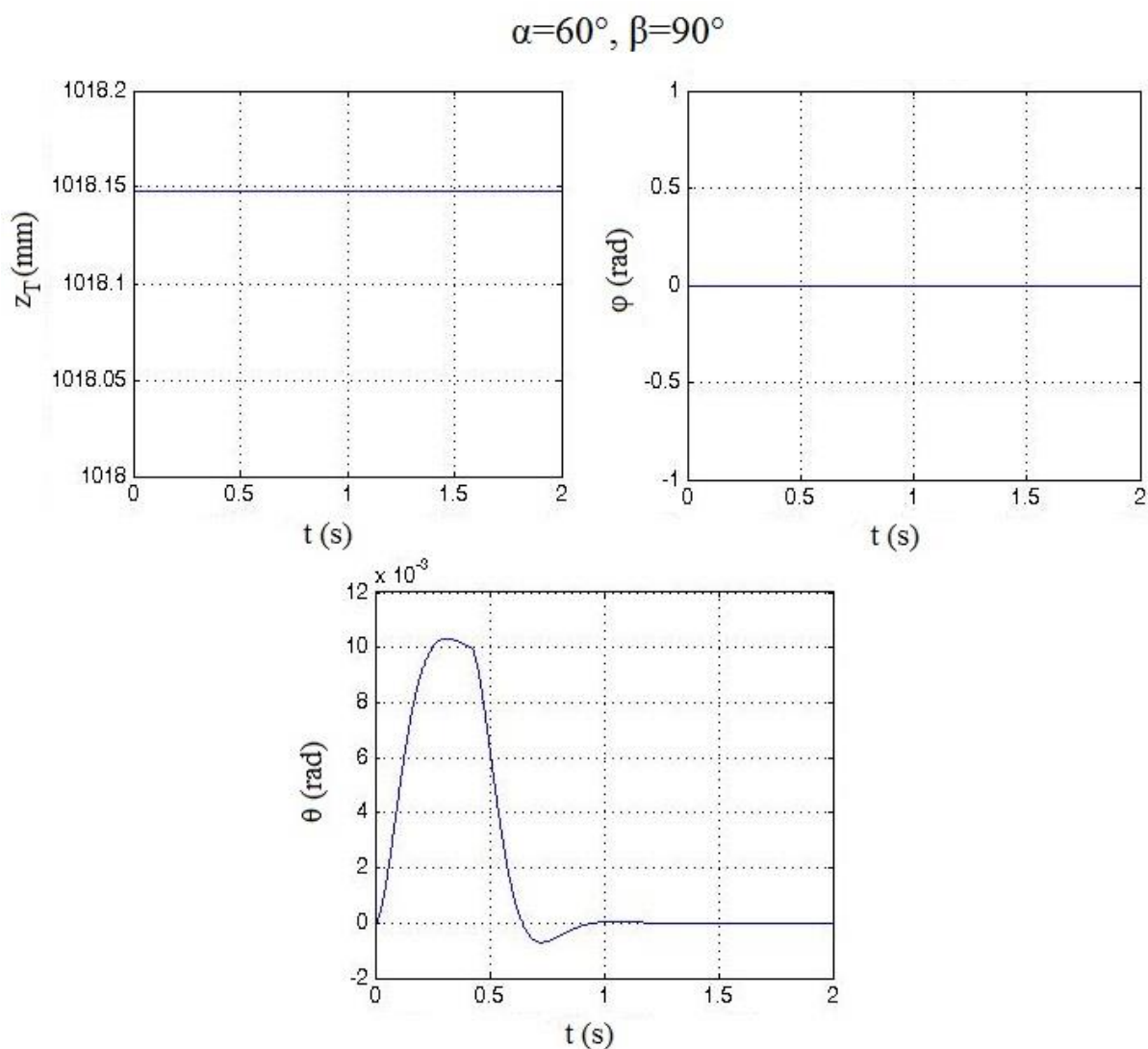
Слика 7.2: Промена одабраних генерализаних координата z_T, φ, θ у току времена за углове $(\alpha = 0^\circ, \beta = 90^\circ)$ и $(\alpha = 30^\circ, \beta = 0^\circ)$



Слика 7.3: Промена одабраних генерализаних координата z_T, φ, θ у току времена за углове ($\alpha = 30^\circ, \beta = 45^\circ$) и ($\alpha = 30^\circ, \beta = 90^\circ$)



Слика 7.4: Промена одабраних генерализаних координата z_T, φ, θ у току времена за углове ($\alpha = 60^\circ, \beta = 0^\circ$) и ($\alpha = 60^\circ, \beta = 45^\circ$)



Слика 7.1: Промена одабраних генералисаних координата z_T, φ, θ у току времена за углове ($\alpha = 60^\circ, \beta = 90^\circ$)

Са дијаграма се уочава да се за различите комбинације углова елевације и азимута добијају различите величине промена генералисаних координата, да се време достизања амплитуда, максималних отклона од равнотежног положаја, незнатно разликује и да период до коначног заустављања у почетном положају није исти за трансляторно и угаоно померање.

Неколико битних параметара је издвојено из резултата и дато табеларно (табела 7.3) ради приказа и упоређивања бројчаних вредности. Издвојени параметри су амплитуда генералисаних координата, време достизања амплитудне вредности (t_A) и време потребно да се систем заустави у почетном положају (t_S).

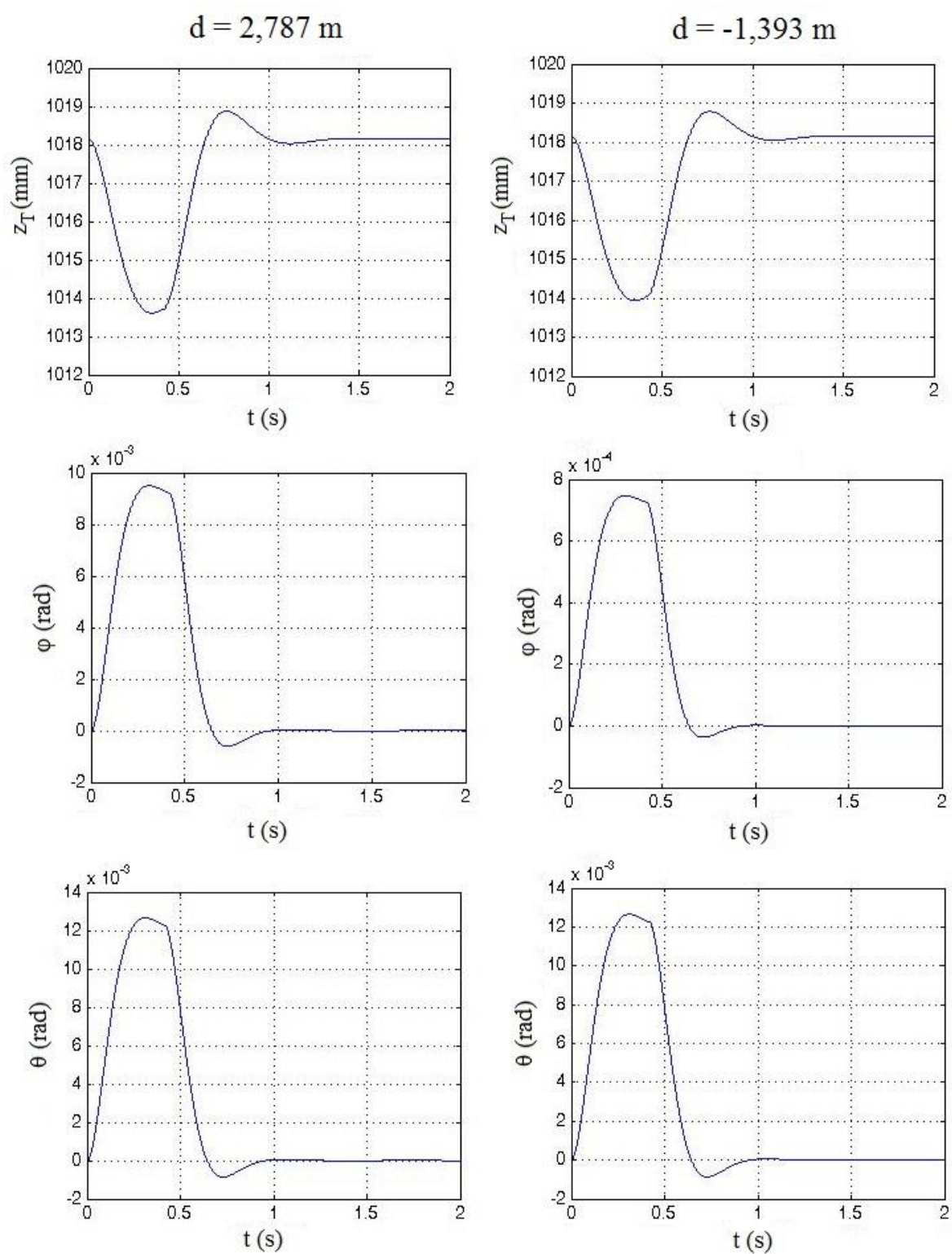
Табела 7.3: Резултати прорачуна осцилација система за различите углове елевације и азимута

α	β	Координата	Амплитуда	t_A [s]	t_S [s]
0°	0°	z_T [mm]	1018,11	0,36	1,5
		φ [mrad]	5,86	0,31	1,26
		θ [mrad]	0	0	0
	45°	z_T [mm]	1018,09	0,36	1,4
		φ [mrad]	4,14	0,31	1,35
		θ [mrad]	14,61	0,31	1,35
	90°	z_T [mm]	1018	0	0
		φ [mrad]	0	0	0
		θ [mrad]	20,66	0,31	1,35
30°	0°	z_T [mm]	1012,1	0,35	1,82
		φ [mrad]	7,75	0,31	1,35
		θ [mrad]	0	0	0
	45°	z_T [mm]	1013,9	0,35	1,72
		φ [mrad]	5,48	0,32	1,28
		θ [mrad]	14,61	0,32	1,28
	90°	z_T [mm]	1018	0	0
		φ [mrad]	0	0	0
		θ [mrad]	17,89	0,32	1,25
60°	0°	z_T [mm]	1007,7	0,35	1,95
		φ [mrad]	7,56	0,31	1,25
		θ [mrad]	0	0	0
	45°	z_T [mm]	1010,8	0,36	1,65
		φ [mrad]	5,34	0,31	1,25
		θ [mrad]	7,31	0,31	1,25
	90°	z_T [mm]	1018	0	0
		φ [mrad]	0	0	0
		θ [mrad]	10,33	0,31	1,25

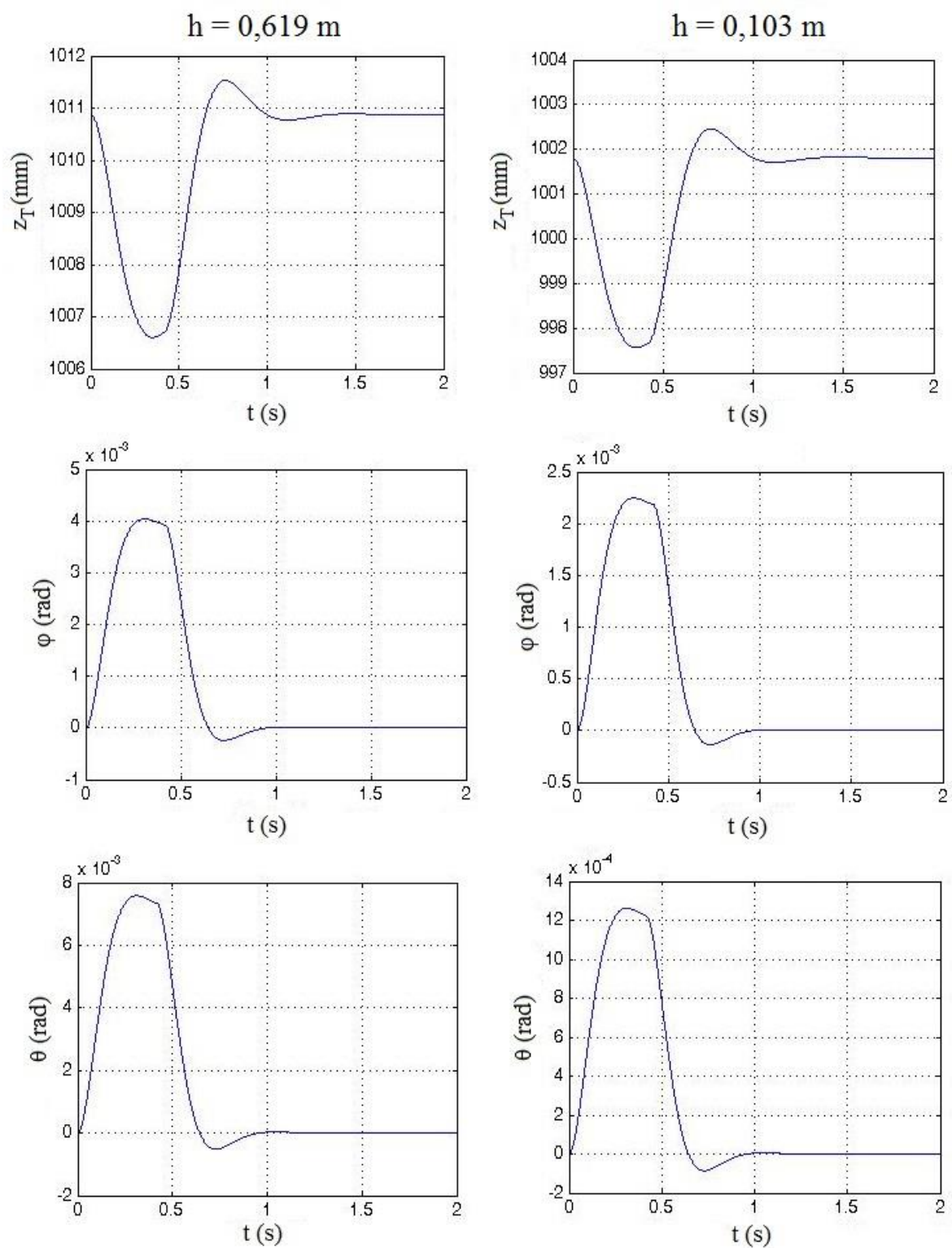
Бројчани подаци јасније показују утицај углова елевације и азимута на осцилације система. Са повећањем угла азимута, за константан угао елевације повећавају се вредности угаоног померања θ (ваљање), док се угаоно померање φ (галомирање) и translација тежишта z_T смањују. Тренутак у коме се достиже амплитуда свих генерализаних координата је приближно и износи око 0,33 секунде. Време које је потребно да се систем заустави у почетном положају је најдуже за генерализану координату z_T , а за угаона померања је краће и вредности су приближне у оквиру једног прорачуна.

Величина вертикалног померања и угаоног померања у xz равни (галомирање) значајно утиче на прецизност оружја. На 1000 m, цев оружја померена за 1 mrad доводи по одступања поготка на циљу за 1 m. Из података у табели 7.3 се види да су амплитуде посматраних померања велике са аспекта прецизности на циљу уколико би уследио још један процес опаљења. Угаоно померање у yz равни доводи до закошења равни гађања, али не до губитка прецизности. Треба напоменути да су ове вредности веће од реалних јер је за прорачун усвојена максимална сила која се преноси на платформу. Брзина паљбе из оружја директно зависи од времена које је потребно да се систем смири у почетном положају, јер свако одступање почетног положаја за гађање од предвиђеног неће дати задовољавајуће резултате на циљу. Из претходног се може закључити да, за овакав случај интеграције бацача на возило, није пожељно користити рафалну паљбу.

Осим варирања углова елевације и азимута, вариран је и положај интеграције оружја на возило. За даљи прорачун одабране су средње вредности углова $\alpha = 30^\circ$ и $\beta = 45^\circ$, а за хоризонтално (d) и вертикално (h) растојање положаја интеграције оружја на возило изабране су вредности $d = [0,929 \text{ m}; 2,787 \text{ m}; -1,393 \text{ m}]$ и $h = [1,033 \text{ m}; 0,619 \text{ m}; 0,103 \text{ m}]$. У току варирања хоризонталног растојања, за вредност вертикалног растојања је узета основна вредност (табела 7.2) и обрнуто. Треба напоменути да се са променом вертикалног растојања мења и вертикални положај тежишта система, што треба узети у обзир при читању и тумачењу резултата. На сликама 7.6 и 7.7 су приказане добијене промене генералисаних координата за различита места интеграције оружја, а у табели 7.4 су приказани бројчани подаци претходно одабраних параметара.



Слика 7.6: Промена одабраних генералисаних координата z_T, φ, θ у току времена при промени положаја оружја у хоризонталном правцу



Слика 7.6: Промена одабраних генерализаних координата z_T, φ, θ у току времена при промени положаја оружја у вертикалном правцу

Табела 7.4: Резултати прорачуна осцилација система за различите положаје оружја на платформи

Растојање	Координата	Амплитуда	t_A [s]	t_S [s]
$d = 2,787$ m	z_T [mm]	1013,6	0,35	1,62
	φ [mrad]	9,49	0,31	1,3
	θ [mrad]	12,65	0,32	1,28
$d = -1,393$ m	z_T [mm]	1013,9	0,35	1,62
	φ [mrad]	0,75	0,29	1,12
	θ [mrad]	12,65	0,32	1,21
$h = 0,619$ m ($H_T = 1010,9$ m)	z_T [mm]	1006,6	0,35	1,71
	φ [mrad]	4,04	0,31	1,09
	θ [mrad]	7,58	0,31	1,21
$h = 0,103$ m ($H_T = 1001,8$ m)	z_T [mm]	997,56	0,35	1,85
	φ [mrad]	2,25	0,32	1,11
	θ [mrad]	1,26	0,32	1,21

Уочава се да услед померања оружја ка задњем делу возила значајно повећава амплитуда угаоног померања φ (галомирање), а остали параметри се практично не мењају. Померањем оружја ка предњем делу возила, пак, ова појава се драстично смањује.

Са променом вертикалног растојања, мењају се и координате тежишта система, али се може извући закључак да се приближавањем места интеграције оружја тежишту система значајно смањује вредност амплитуде угаоног померања θ (ваљање). Такође се смањује и амплитуда угаоног померања φ , као и време које је потребно да се систем смири у почетном положају, за угаоне координате.

ЗАКЉУЧАК

Да би сложен систем возило-наоружање адекватно испуњавао борбене задатке потребно је да се ускладе све појаве које прате његов рад и одабере оптимална конфигурација. Конструкција возила са својим еластичним системом ослањања и монтирано наоружање треба да буду интегрисани тако да међусобно не ремете рад другог система. Циљ овог рада је поставка упрошћеног модела оваквог система како би се могли проучавати утицаји рада оружја на лаку мобилну платформу са точковима.

На лака точкашка теренска возила се интегришу различите врсте наоружања, а коначан систем као предност има велику брзину кретања и добре маневарске способности, малу потрошњу горива у односу на већа и тежа оклопна возила, као и мањи профил, што је такође важно. Изазов је изабрати конкретно наоружање и возило који би као систем били ефикасни у погледу ватрене моћи, покретљивости и заштите, уз што мање реконструисање возила. За овај рад је изабрано лако возило са точковима Ленд Ровер Дефендер 110 и аутоматски бацач граната БГА 30 mm M93 као оружје за интеграцију. Наоружање у општем случају може бити интегрисано на више места на возилу, а за овај рад је изабрана монтажа у виду туреле на крову возила.

Са интегрисаним наоружањем, пред возило се поставља специфичан захтев – осим неравнина тла по ком се креће, оно мора да издржи и оптерећења која су последица дејства оруђа. Приликом опаљења, иза пројектила се стварају барутни гасови и услед дејства силе притиска тих гасова на дно чауре и чело затварача настаје импулс трзања који делује на трзајућу масу, покреће је из стања мировања и убрзава је. Код аутоматског бацача граната 30 mm M93 приликом опаљења, кретању трзајуће масе се супротставља сила трења, сила отпора повратних опруга и сила хидрауличног отпора које заједно чине укупну силу отпора трзања, тј. силу која делује на платформу. Главни проблеми који се при томе јављају јесу неповољне осцилације и смањена прецизност оружја. Због тога је важно интегрисати наоружање на одговарајућем месту и изабрати (или подесити) систем еластичног ослањања возила који ће апсорбовати побуду, редуковати осцилације и спречити појаву резонанције. У прилогу 3 је дато програмско решење направљено у програму МАТЛАБ које прорачунава укупну силу отпора трзања у току времена и пређеног пута, а резултати су приказани у четвртном поглављу. У овом раду је проучаван само процес трзања и његов утицај на осцилације система.

Дефинисани упрошћени модел система обухвата три степена слободе, транслацију тежишта у правцу вертикалне z осе и ротације око уздужне x и бочне y осе. Вертикална, уздужна и бочна динамика система се проучава у две равни, чиме су обухваћена кретања која су од највећег значаја за анализу осцилација. Веза наоружања и платформе је крута, и систем се посматра као једна маса, а коефицијенти крутости и пригушења имају еквивалентне вредности за све еластичне и елементе пригушивања од подлоге до везе са шасијом. За дефинисане претпоставке и упрошћења, у шестом поглављу је постављен математички модел који описује кретање система услед рада интегрисаног наоружања. Постављене су две матрице, прва важи док делује побудна сила отпора трзања и док је осцилаторно кретање платформе са наоружањем принудно-пригушеног карактера. Након престанка деловања ове силе, систем наставља кретање које има карактер слободних пригушених осцилација све док се потпуно не заустави у равнотежном положају и то кретање описује друга матрица.

Диференцијалне једначине кретања система су нумерички решене у програму МАТЛАБ за познате податке о возилу, месту интеграције оружја, условима гађања и при дејству максималне побудне силе. Добијене су вредности генералисаних координата у току времена и графички прикази осцилација система – трансляторно померање тежишта и угаона померања система. Дијаграми $z_T(t)$ представљају трансляторно померање тежишта система у односу на почетни положај, у току времена. Дијаграми $\varphi(t)$ представљају угаоно померање система око тежишта у равни хз, такозвано галопирање, у односу на почетни положај у току времена. Дијаграми $\theta(t)$ представљају угаоно померање система око тежишта у равни уз, такозвано ваљање, у односу на почетни положај у току времена.

Ради анализе утицаја процеса трзања на осцилације платформе у различитим условима паљбе, варирани су углови елевације и азимута, као и положај оружја на возилу. Величина вертикалног померања и угаоног померања у хз равни (галопирање) значајно утиче на прецизност оружја, док угаоно померање у уз равни доводи до закошења равни гађања, али не до губитка прецизности. Брзина паљбе из оружја директно зависи од времена које је потребно да се систем смири у почетном положају, јер свако одступање почетног положаја за гађање од предвиђеног неће дати задовољавајуће резултате на циљу. Треба напоменути да су амплитудне вредности свих померања веће од реалних, јер је за прорачун усвојена максимална сила која се преноси на платформу. Померањем места интеграције оружја ближе тежишту система може се постићи значајно смањење вредности амплитуда угаоних померања. Опсежнијим варирањем података се може одредити најповољније место интеграције наоружања на мобилну платформу како би се испунили сви захтеви постављени пред систем возило-наоружање.

Тачност резултата зависи од квалитета упрошћеног модела реалног система. Уз познате експерименталне резултате може се извршити упоређивање са теоријским и оценили упрошћени модел. На крају, подаци из практичних испитивања могу помоћи да се теоријски модел коригује тако да буде веродостојнији.

Први корак ка реалнијем систему је да се у оквиру прорачуна користи стварна промена силе која се преноси на платформу, а не само њена максимална вредност, као и да се укључи процес враћања трзајуће масе оружја у предњи положај. Наставак овог рада може ићи у смеру стварања реалнијег математичког модела са више степени слободе и кретањем већег броја маса. За систем еластичног ослањања се такође може узети сложенији модел, или усвојити нека постојећа конструкција, а могу се варирати и коефицијенти крутости и пригушења како би се уочио и њихов утицај на осцилације система возило-наоружање. Овакав модел, уз мање прилагођавање се може користити и за друга оружја и оруђа, као и за различите моделе платформи.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Муждека С., Ракић С. *Конструкција борбених возила*, Војна академија, Београд, 2008.
- [2] Донеvски Д. *Методологија избора наоружања за примену на лаким теренским точкашким возилима*, Војнотехнички гласник, вол. 59, бр. 2, стр. 29-40, ISSN 0042-8469, Београд, 2011.
- [3] Петровић М. *Механика аутоматског оружја*, Војноиздавачки завод, Београд, 2009.
- [4] *Упутство за коришћење и одржавање – 30 mm бацач граната аутоматски*, Застава оружје.
- [5] Цветковић М. *Унутрашња балистика*, Војноиздавачки завод, Београд, 1998.
- [6] Јанковић А. *Динамика аутомобила*, Машински факултет Универзитета у Крагујевцу, 2008.
- [7] Калезић М. *Пројектовање артиљеријских система*, Књига ЈЕДАН, Београд, 2010.
- [8] Симић Д. *Моторна возила*, треће издање, ИРО „Научна књига“, Београд, 1988.
- [9] Јарамаз С., Мицковић Д. *Примена принципа коморе високог/ниског притиска на оптимизацију погона муниције за аутоматски бацач граната*, Машински факултет, Београд, 2001.
- [10] Ристић З., Јаковљевић М. *Основи наоружања – конструкција артиљеријског оруђа*, Војна академија Београд, Београд 2001.
- [11] *155 mm Self Propelled Howitzer AS90*, интернет адреса: <http://www.arcaneafvs.com/as90.html>, приступљено 01.08.2017.
- [12] *AMS 120-mm self-propelled mortar system*, интернет адреса: http://www.military-today.com/artillery/ams_mortar_system.htm, приступљено 01.08.2017.
- [13] *T5-52 155-mm self-propelled gun-howitzer*, интернет адреса: http://www.military-today.com/artillery/t5_52.htm, приступљено 01.08.2017.
- [14] *Patria AMV*, интернет адреса: http://www.military-today.com/apc/patria_amv.htm, приступљено 23.11.2016.
- [15] *YEMENI MILITARY TOYOTA TECHNICALS*, интернет адреса: <https://milinme.wordpress.com/2013/04/14/yemeni-military-toyota-technicals/>, приступљено 01.08.2017.
- [16] *VWERKS Recon – Military Buildup*, интернет адреса: <http://www.recoilweb.com/preview-transport-15607.html>, приступљено 01.08.2017.
- [17] *Land Rover Defender/Series*, интернет адреса: <https://landie-universe.tumblr.com/post/109273948698/zainisaari-land-rover-defender-xd110-mrcv-4x4>, приступљено 01.08.2017.
- [18] *Automatski bacač granata M93*, интернет адреса: <http://www.zastava-arms.rs/sr/militaryproduct/automatski-baca%C4%8D-granata-m93>, приступљено 07.04.2017.
- [19] *Land Rover Defender 110 Blueprint*, интернет адреса: <http://drawingdatabase.com/land-rover-defender-110/>, приступљено: 24.09.2017.
- [20] Khetrou N. *Istraživanje terenskih vozila točkaša za primenu nadgradnji različitih namena*, doktorska disertacija, Univerzitet odbrane u Beogradu, Vojna akademija, Beograd, 2017.

ПРИЛОГ 1

```

% *****
%
%      UNUTRASNJE BALISTICKI PRORACUN ZA BGA PO METODI
%      DROZDOVA, SA POLAZNIM PODACIMA ZA BGA 30 MM
%
% *****

clc;
clear all;
close all;

d=0.03;           %KALIBAR, m
SC=d*d*pi/4;      %POPRECNJ PRESEK CEVI
W0=0.000005;      %ZAPREMINA BARUTNE KOMORE
XU=0.28;          %UKUPNI PUT PROJEKTILA U CEVI
FI=1.073;         %KOEFIKIJENT FIKTIVNOSTI
ALFA=0.000868;    %KOVOLUMEN B/G OSNOVNOG PUNJENJA
ROB=1600;         %ZAPREMINSKA MASA BARUTA
UZ0=1.24E-09;     %JEDINICNA BRZINA SAGOREVANJA BARUTA
AK=1.2545;        %ODNOS SPECIFICNIH TOPLOTA
R0=0.000085;      %POLOVINA DEBLJINE BARUTNOG ZRNA
AKAPA1=1.28957;   %KOEFIKIJENT OBLIKA "KAPA-1"
ALAMB1=-0.22455;  %KOEFIKIJENT OBLIKA "LAMBDA -1"
AMB=0.00244;      %MASA BARUTA OSNOVNOG PUNJENJA
K1P=25;           %BROJ TACAKA U PRVOM PERIODU
K2P=45;           %UKUPNI BROJ TACAKA
FB=1016806;       %SPECIFICNI RAD B/G
EM=0.273;         %MASA PROJEKTILA
P0=26000000;      %PRITISAK FORSIRANJA

% *****
%      KONSTANTE I PRETHODNI PERIOD
% *****

PSI0=(W0/AMB-1/ROB) / (FB/P0+ALFA-1/ROB) ;
SIG0=sqrt (1+4*ALAMB1/AKAPA1*PSI0) ;
Y0=(SIG0-1) /2/ALAMB1;
K1=SIG0*AKAPA1;
IK=R0/UZ0;
VK=SC/FI*IK/EM;
B=SC*SC*IK*IK/FI/EM/FB/AMB;
B1=B/2*(AK-1)-AKAPA1*ALAMB1;
GAMA=B1*PSI0/K1/K1;
DEL=sqrt (1+4*GAMA) ;
X1=(W0-ALFA*AMB) /SC;
V1=sqrt (2/FI*FB/EM*AMB/ (AK-1)) ;

% *****
%      PRVI PERIOD
% *****

H=(1-Y0) /K1P;
VP=0;

```

```

XP=0;
TP=0;
KP=0;
P1=P0/100000;    %bar
PMAX=P1;    %bar

XM=H;
Y=Y0+XM;
PSI=PSI0+K1*XM+AKAPA1*ALAMB1*XM*XM;

Rezultat(1,1)=1;
Rezultat(1,6)=PSI;
Rezultat(1,7)=XM;
Rezultat(1,2)=VP;
Rezultat(1,3)=XP;
Rezultat(1,4)=P1;
Rezultat(1,5)=TP;

for I=1:K1P
    XM=H*I;
    Y=Y0+XM;
    PSI=PSI0+K1*XM+AKAPA1*ALAMB1*XM*XM;
    PSISR=(PSI+PSI0)/2;
    XPSI=(W0-AMB/ROB-AMB*(ALFA-1/ROB)*PSI)/SC;
    XPSIS=(W0-AMB/ROB-AMB*(ALFA-1/ROB)*PSISR)/SC;
    BETA=B1/K1*XM;
    ZED1=exp((DEL-1)/2/DEL*log(1+2/(DEL-1)*BETA));
    ZED2=exp((DEL+1)/2/DEL*log(1-2/(DEL+1)*BETA));
    ZED=ZED1*ZED2;
    X=XPSIS*(1/exp(B/B1*log(ZED))-1);
    V=VK*XM;
    P=FB*AMB/SC*(PSI-V/V1*V/V1)/(X+XPSI);
    P1=P/100000;    %bar

    if I==1
        T=3*X/V*(P0+P)/(2*P0+P);
    else
        T=TP+(1/V+1/VP)/2*(X-XP);
    end

    if PMAX<P1
        PMAX=P1;
    end

    VP=V;
    XP=X;
    TP=T;
    YK=Y;
    Rezultat(I+1,1)=I+1;
    Rezultat(I+1,6)=PSI;
    Rezultat(I+1,7)=XM;
    Rezultat(I+1,2)=V;
    Rezultat(I+1,3)=X;
    Rezultat(I+1,4)=P1;

```

```

        Rezultat(I+1,5)=T;
end

% *****
%                               DRUGI PERIOD
% *****

if XP<XU
    H=(XU-XP)/(K2P-K1P);
    K2PP=K1P+1;
    X2P=XP;
    V2P=VP;
    P2P=P;
    YK=Y;

for I=K2PP:K2P
    X=X2P+H*(I-K1P);
    V=V1*sqrt(1-exp((AK-1)*log((X1+X2P)/(X1+X)))*(1-
V2P/V1*V2P/V1));
    P=P2P*exp(AK*log((X1+X2P)/(X1+X)));
    P1=P/100000; %bar
    T=T+(1/V+1/VP)/2*H;
    VP=V;
    Rezultat(I+1,1)=I+1;
    Rezultat(I+1,2)=V;
    Rezultat(I+1,3)=X;
    Rezultat(I+1,4)=P1; %bar
    Rezultat(I+1,5)=T;
end
end

% *****
%                               PERIOD ISTICANJA
% *****

Vp0=V;
pu=P1;
beta=1275/Vp0;
b=(beta-0.5)*AMB*Vp0/(pu*100000*SC);
tau=b*log(0.5*pu);
korakPI=tau/5;

while P1>1.75
    I=K2P+1;
    T=T+korakPI;
    pu=pu*exp(-tau/(K2P-I+10)/b);
    V=V+(pu*100000*SC*tau/(K2P-I+10))/EM;
    X=X+V*tau/(K2P-I+10);
    P1=pu; %bar
    Rezultat(I+1,1)=I+1;
    Rezultat(I+1,2)=V;
    Rezultat(I+1,3)=X;
    Rezultat(I+1,4)=P1; %bar
    Rezultat(I+1,5)=T;
end

```

```
end
```

```
dlmwrite('UBABG.txt',Rezultat,'delimiter','\t')
```

```
figure(1)
plot (Rezultat(:,5),Rezultat(:,4));
title('Promena pritiska u cevi')
xlabel('t (s)')
ylabel('p (bar)')
grid on
```

```
figure(2)
plot (Rezultat(:,5),Rezultat(:,2));
title('Promena brzine projektila')
xlabel('t (s)')
ylabel('V (m/s)')
grid on
```

```
figure(3)
plot (Rezultat(:,3),Rezultat(:,4));
title('Promena pritiska u cevi')
xlabel('x (m)')
ylabel('p (bar)')
grid on
```

```
figure(4)
plot (Rezultat(:,3),Rezultat(:,2));
title('Promena brzine projektila')
xlabel('x (m)')
ylabel('V (m/s)')
grid on
```

ПРИЛОГ 2

УНУТРАШЊЕ БАЛИСТИЧКИ ПРОРАЧУН ЗА БГА 30 ММ М93 ПО МЕТОДИ ДРОЗДОВА

ИЗЛАЗНА ТАБЕЛА

i	v (m/s)	x (m)	p (bar)	t (s)	psi	sig
1	0	0	260	0	0,08524	0,03887
2	6,4	0,0002	590,91	0,000065	0,08524	0,03887
3	12,9	0,0005	861,47	0,000106	0,13342	0,07774
4	19,3	0,0010	1071,75	0,000134	0,18072	0,11661
5	25,7	0,0015	1226,37	0,000158	0,22715	0,15548
6	32,1	0,0021	1331,34	0,000179	0,27270	0,19435
7	38,6	0,0028	1393,04	0,000199	0,31738	0,23322
8	45,0	0,0036	1417,84	0,000218	0,36118	0,27209
9	51,4	0,0045	1411,78	0,000237	0,40411	0,31096
10	57,9	0,0055	1380,53	0,000256	0,44616	0,34983
11	64,3	0,0067	1329,25	0,000275	0,48734	0,38870
12	70,7	0,0081	1262,62	0,000296	0,52764	0,42757
13	77,2	0,0097	1184,75	0,000318	0,56707	0,46644
14	83,6	0,0116	1099,25	0,000341	0,60562	0,50531
15	90,0	0,0138	1009,24	0,000366	0,64330	0,54418
16	96,4	0,0163	917,35	0,000394	0,68010	0,58305
17	102,9	0,0194	825,77	0,000424	0,71603	0,62192
18	109,3	0,0230	736,29	0,000458	0,75108	0,66079
19	115,7	0,0273	650,33	0,000496	0,78526	0,69966
20	122,2	0,0324	568,98	0,000540	0,81856	0,73853
21	128,6	0,0387	493,03	0,000590	0,85099	0,77740
22	135,0	0,0463	423,03	0,000648	0,88254	0,81627
23	141,5	0,0557	359,28	0,000716	0,91322	0,85515
24	147,9	0,0673	301,91	0,000796	0,94302	0,89402
25	154,3	0,0818	250,88	0,000892	0,97195	0,93289
26	160,7	0,1002	206,03	0,001008	1,00000	0,97176
27	163,4	0,1091	185,71	0,001064	0	0
28	165,7	0,1181	168,73	0,001119	0	0
29	167,8	0,1271	154,35	0,001172	0	0
30	169,7	0,1361	142,04	0,001226	0	0
31	171,4	0,1451	131,38	0,001278	0	0
32	173,0	0,1541	122,08	0,001331	0	0
33	174,5	0,1631	113,90	0,001382	0	0
34	175,9	0,1721	106,65	0,001434	0	0
35	177,1	0,1811	100,20	0,001485	0	0

36	178,3	0,1901	94,41	0,001535	0	0
37	179,4	0,1991	89,20	0,001586	0	0
38	180,5	0,2081	84,48	0,001636	0	0
39	181,5	0,2171	80,19	0,001685	0	0
40	182,4	0,2260	76,28	0,001735	0	0
41	183,3	0,2350	72,70	0,001784	0	0
42	184,1	0,2440	69,41	0,001833	0	0
43	184,9	0,2530	66,38	0,001882	0	0
44	185,7	0,2620	63,58	0,001930	0	0
45	186,4	0,2710	60,98	0,001978	0	0
46	187,1	0,2800	58,57	0,002027	0	0
47	195,6	0,7867	1,37	0,006730	0	0

ПРИЛОГ 3

```
%*****
%                                PRORACUN TRZANJA
%*****

RUB=dlmread('UBABG.txt');
v=RUB(:,2); %relativna brzina projektila po UB proracunu, m/s
x=RUB(:,3); %relativni put projektila po UB proracunu, m/s
p=RUB(:,4); %pritisak u cevi po UB proracunu, Pa
t=RUB(:,5); %vreme kretanja projektila po UB proracunu, s
n=length(t);

vp0=v(K2P+1); %pocetna brzina projektila, m/s
vpm=max(v); %maksimalna brzina projektila, m/s
pu=p(K2P+1); %pritisak na ustima cevi, Pa
pm=max(p); %maksimalni pritisak u cevi, Pa
Pkn=p*10e+5*d*d*pi/4; %Sila trzanja, N

mz=4.296; %masa zatvaraca, kg
mv=0.1; %masa vodjice povratne opruge, kg
mpo=0.218; %masa jedne povratne opruge, kg
mch=0.085; %masa caure, kg
mm=0.356; %masa metka, kg
md=0.324; %masa vertikalnog donosaca, kg
mht=0.071; %masa hidraulicne tecnosti, kg
ms=0.074; %masa spojnice sa navrtkom, kg
mk=0.205; %masa klipnjace, kg

mt=mz+2*mv+2*mpo/3+mch+md+mht+ms+mk; %ukupna masa trzajuće mase, kg

% *****
% *  PARAMETRI SLOBODNOG TRZANJA *
% *****
for i=1:n
    W(i)=( (EM+0.5*AMB) / (mt+EM+AMB) ) *v(i); %brzina trzanja za vreme
    dok je projektil u cevi, m/s
    L(i)=( (EM+0.5*AMB) / (mt+EM+AMB) ) *x(i); %put trzanja za vreme dok
    je projektil u cevi, m
    if L(i)<0.065
        mt=mz+2*mv+2*mpo/3+mch+md+mht+ms+mk;
    else
        mt=mz+2*mv+2*mpo/3+mch+md+mht+ms;
    end
    if L(i)>0.163
        mt=mz+2*mv+2*mpo/3+md+mht+ms;
    end
end

figure(3)
plot(t*1000,W)
grid on
title('Promena brzine slobodnog trzanja')
xlabel('Vreme, ms')
```

```

ylabel('Brzina slobodnog trzanja, m/s')

figure(4)
plot(t*1000,L)
grid on
title('Promena puta slobodnog trzanja')
xlabel('Vreme, ms')
ylabel('Put slobodnog trzanja, m')

n1=n;
V(1)=0;
R(1)=R0;
X(1)=0;

% *****
% *   PARAMETRI KOCENOG TRZANJA *
% *****

ro=800; %specificka masa tecnosti u HK (petrolej), kg/m3
g=9.806; %ubrzanje Zemljine teze, m/s2
ni=0.18; %koeficijent proporcionalnosti za silu trenja
mil=0.16; %koeficijent trenja
fi=20*pi/180; %ugao elevacije, rad
mt=mz+2*mv+2*mpo/3+mch+md+mht+ms+mk;
Qt=mt*g; %Sila tezine trzajuće mase, N
k1=1.3; %parametar HK
c=550; %koeficijent krutosti opruge, N/m

Fk0=0; %Pocetna sila HK, N
Fp0=140; %Pocetna sila jedne opruge, N
Ftr=Qt*(mil*cos(fi)+ni); %sila trenja za ugao elevacije fi, N
Ak=(0.014*0.014-0.0025*0.0025)*pi;

% *****
% *****   PRVI PERIOD TRZANJA   *****
% *****

Ftr(1)=Ftr;
Fk(1)=Fk0;
Fp(1)=2*Fp0;

R(1)=Fk(1)+Fp(1)+Ftr(1)-Qt*sin(fi);

V(1)=0;
Xt(1)=0;
prototvor(1)=0;

for j=1:1:(n1-1)

    if Xt(j)<0.065
        mt=mz+2*mv+2*mpo/3+mch+md+mht+ms+mk;
    else
        mt=mz+2*mv+2*mpo/3+mch+md+mht+ms;
    end
    if Xt(j)>0.163
        mt=mz+2*mv+2*mpo/3+md+mht+ms;

```

```

end
Qt=mt*g;
Ftr(j+1)=Qt*(mil*cos(fi)+ni); %sila trenja za ugao elevacije fi,
N
deltat(j)=t(j+1)-t(j);
V(j+1)=W(j+1)-(W(j)-V(j))-R(j)*deltat(j)/mt;
Xt(j+1)=Xt(j)+(L(j+1)-L(j))-(W(j)-V(j))*deltat(j)-
R(j)*deltat(j)*deltat(j)/(2*mt);
if Xt(j+1)<0.065
    Fk(j+1)=0;
else
    if Xt(j+1)<0.085
        ark=0;
        ar0=0.0025*0.0025*pi;
        ar=ark+ar0;
        prototvor(j+1)=ar;
        Fk(j+1)=(k1*ro/2)*Ak*Ak*Ak/(ar*ar)*V(j+1)*V(j+1);
    else
        if Xt(j+1)<0.128
            ark=2*(0.015-0.014)*(0.015+0.014)*pi/4;
            ar0=0.0025*0.0025*pi;
            ar=ark+ar0;
            prototvor(j+1)=ar;
            Fk(j+1)=(k1*ro/2)*Ak*Ak*Ak/(ar*ar)*V(j+1)*V(j+1);
        else
            if Xt(j+1)<0.2
                ark=2*((Xt(j+1)-0.128)*(0-
((0.001*0.029*pi)/8))/(0.2-0.128)))+(0.001*0.029*pi)/4;
                ar0=0.0025*0.0025*pi;
                ar=ark+ar0;
                prototvor(j+1)=ar;
            Fk(j+1)=(k1*ro/2)*Ak*Ak*Ak/(ar*ar)*V(j+1)*V(j+1);
        else
            ark=1.5e-5;
            ar0=0.0025*0.0025*pi;
            ar=ark+ar0;
            prototvor(j+1)=ar;
        Fk(j+1)=(k1*ro/2)*Ak*Ak*Ak/(ar*ar)*V(j+1)*V(j+1);
    end
end

end
ar0=0.0025*0.0025*pi;
ar=ark+ar0;
prototvor(j+1)=ar;
Fk(j+1)=(k1*ro/2)*Ak*Ak*Ak/(ar*ar)*V(j+1)*V(j+1);
end
Fp(j+1)=2*(Fp0+c*Xt(j+1));
R(j+1)=Fk(j+1)+Fp(j+1)+Ftr(j+1)-Qt*sin(fi);

end

j=j+1;

```

```

figure(5)
plot(t*1000,V,t*1000,W)
grid on
title('Promena brzine slobodnog i kocnog trzanja u 1. periodu')
xlabel('Vreme, ms')
ylabel('Brzina trzanja, m/s')
legend('Brzina kocnog trzanja','Brzina slobodnog trzanja')

figure(6)
plot(t*1000,Xt,t*1000,L)
grid on
title('Promena puta slobodnog i kocnog trzanja u 1. periodu')
xlabel('Vreme, ms')
ylabel('Put trzanja, m')
legend('Put kocnog trzanja','Put slobodnog trzanja')

% *****
% ***** DRUGI PERIOD TRZANJA *****
% *****

deltaXt=0.001; %Korak trzanja u drugom periodu, m

while Xt(j)<0.216
    Xt(j+1)=Xt(j)+deltaXt;
    if Xt(j)<0.065
        mt=mz+2*mv+2*mpo/3+mch+md+mht+ms+mk;
        Qt=mt*g;
        Ftr(j+1)=Qt*(mil*cos(fi)+ni); %sila trenja za ugao elevacije
fi, N
        Fp(j+1)=2*(Fp0+c*Xt(j+1));
        ark=0;
        ar0=0.0025*0.0025*pi;
        ar=ark+ar0;
        prototvor(j+1)=ar;
        VTK(j)=(V(j)*V(j))-(R(j)+Fp(j)+Ftr(j)-
Qt*sin(fi))/(mt/deltaXt);
        Fk(j+1)=0;
        V(j+1)=sqrt(VTK(j));
        R(j+1)=Fk(j+1)+Fp(j+1)+Ftr(j+1)-Qt*sin(fi);
        deltat=abs(2*mt*(V(j+1)-V(j))/(R(j)+R(j-1)));
        t(j+1)=t(j)+deltat;
    end

    if (Xt(j)>0.065)&(Xt(j)<0.085)
        mt=mz+2*mv+2*mpo/3+mch+md+mht+ms;
        Qt=mt*g;
        Ftr(j+1)=Qt*(mil*cos(fi)+ni); %sila trenja za ugao elevacije
fi, N
        Fp(j+1)=2*(Fp0+c*Xt(j+1));
        ark=2*(0.015-0.014)*(0.015+0.014)*pi/4;
        ar0=0.0025*0.0025*pi;
        ar=ark+ar0;
        prototvor(j+1)=ar;
        Fkpom=(kl*ro/2)*Ak*Ak*Ak/(ar*ar);

```

```

        VTK(j)=(V(j)*V(j))-(R(j)+Fp(j+1)+Ftr(j+1)-
Qt*sin(fi)+Fkpom*(V(j)*V(j)))/(mt/deltaXt+Fkpom);
        Fk(j+1)=Fkpom*VTK(j);
        V(j+1)=sqrt(VTK(j));
        R(j+1)=Fk(j+1)+Fp(j)+Ftr(j)-Qt*sin(fi);
        deltat=abs(2*mt*(V(j+1)-V(j))/(R(j)+R(j-1)));
        t(j+1)=t(j)+deltat;
    end

    if (Xt(j)>0.085)&(Xt(j)<0.128)
        mt=mz+2*mv+2*mpo/3+mch+md+mht+ms;
        Qt=mt*g;
        Ftr(j+1)=Qt*(mil*cos(fi)+ni); %sila trenja za ugao elevacije
fi, N
        Fp(j+1)=2*(Fp0+c*Xt(j+1));
        ark=2*(0.015-0.014)*(0.015+0.014)*pi/4;
        ar0=0.0025*0.0025*pi;
        ar=ark+ar0;
        prototvor(j+1)=ar;
        Fkpom=(k1*ro/2)*Ak*Ak*Ak/(ar*ar);
        VTK(j)=(V(j)*V(j))-(R(j)+Fp(j+1)+Ftr(j+1)-
Qt*sin(fi)+Fkpom*(V(j)*V(j)))/(mt/deltaXt+Fkpom);
        Fk(j+1)=Fkpom*VTK(j);
        V(j+1)=sqrt(VTK(j));
        R(j+1)=Fk(j+1)+Fp(j+1)+Ftr(j+1)-Qt*sin(fi);
        deltat=abs(2*mt*(V(j+1)-V(j))/(R(j+1)+R(j)));
        t(j+1)=t(j)+deltat;
    end

    if (Xt(j)>0.128)&(Xt(j)<0.163)
        mt=mz+2*mv+2*mpo/3+md+mht+ms;
        Qt=mt*g;
        Ftr(j+1)=Qt*(mil*cos(fi)+ni); %sila trenja za ugao elevacije
fi, N
        Fp(j+1)=2*(Fp0+c*Xt(j+1));
        ark=2*((Xt(j+1)-0.128)*(0-((0.001*0.029*pi)/8)))/(0.2-
0.128))+((0.001*0.029*pi)/2);
        ar0=0.0025*0.0025*pi;
        ar=ark+ar0;
        prototvor(j+1)=ar;
        Fkpom=(k1*ro/2)*Ak*Ak*Ak/(ar*ar);
        VTK(j)=(V(j)*V(j))-(R(j)+Fp(j+1)+Ftr(j+1)-
Qt*sin(fi)+Fkpom*(V(j)*V(j)))/(mt/deltaXt+Fkpom);
        Fk(j+1)=Fkpom*VTK(j);
        V(j+1)=sqrt(VTK(j));
        R(j+1)=Fk(j+1)+Fp(j+1)+Ftr(j+1)-Qt*sin(fi);
        deltat=abs(2*mt*(V(j+1)-V(j))/(R(j+1)+R(j)));
        t(j+1)=t(j)+deltat;
    end

    if (Xt(j)>0.163)&(Xt(j)<0.2)
        mt=mz+2*mv+2*mpo/3+md+mht+ms;
        Qt=mt*g;
        Ftr(j+1)=Qt*(mil*cos(fi)+ni); %sila trenja za ugao elevacije
fi, N
        Fp(j+1)=2*(Fp0+c*Xt(j+1));

```

```

        ark=2*((Xt(j+1)-0.128)*(0-((0.001*0.029*pi)/8))/(0.2-
0.128)))+(0.001*0.029*pi)/2;
        ar0=0.0025*0.0025*pi;
        ar=ark+ar0;
        prototvor(j+1)=ar;
        Fkpom=(k1*ro/2)*Ak*Ak*Ak/(ar*ar);
        VTK(j)=(V(j)*V(j))-(R(j)+Fp(j+1)+Ftr(j+1)-
Qt*sin(fi)+Fkpom*(V(j)*V(j)))/(mt/deltaXt+Fkpom);
        Fk(j+1)=Fkpom*VTK(j);
        V(j+1)=sqrt(VTK(j));
        R(j+1)=Fk(j+1)+Fp(j+1)+Ftr(j+1)-Qt*sin(fi);
        deltat=abs(2*mt*(V(j+1)-V(j))/(R(j+1)+R(j)));
        t(j+1)=t(j)+deltat;
    end

    if Xt(j)>0.2
        mt=mz+2*mv+2*mpo/3+md+mht+ms;
        Qt=mt*g;
        Ftr(j+1)=Qt*(mil*cos(fi)+ni); %sila trenja za ugao elevacije
fi, N
        Fp(j+1)=2*(Fp0+c*Xt(j+1));
        ark=2.2e-5;
        ar0=0.0025*0.0025*pi;
        ar=ark+ar0;
        prototvor(j+1)=ar;
        Fkpom=(k1*ro/2)*Ak*Ak*Ak/(ar*ar);
        VTK(j)=(V(j)*V(j))-(R(j)+Fp(j+1)+Ftr(j+1)-
Qt*sin(fi)+Fkpom*(V(j)*V(j)))/(mt/deltaXt+Fkpom);
        Fk(j+1)=Fkpom*VTK(j);
        V(j+1)=sqrt(VTK(j));
        R(j+1)=Fk(j+1)+Fp(j+1)+Ftr(j+1)-Qt*sin(fi);
        deltat=abs(2*mt*(V(j+1)-V(j))/(R(j+1)+R(j)));
        t(j+1)=t(j)+deltat;
    end
    j=j+1;

end

izlazABG=[t Xt' V' Fp' Fk' R'];

dlmwrite('izlazABG.txt',izlazABG, 'delimiter','\t','precision',6);

figure(7)
plot(Xt,prototvor)
title('Promena površine protocnih otvora u HK')
xlabel('Put trzanja, m')
ylabel('Površina protocnih otvora, m^2')
grid on

figure(8)
plot(Xt,Fp,'-.b',Xt,Fk,'--r',Xt,Ftr,':g',Xt,R,'-k')
title('Promena sile otpora trzanju')
xlabel('Put trzanja, m')
ylabel('Sila trzanja sa komponentama, N')

```

```

legend('Sila povratnika','Sila HK','Sila trenja','Ukupna sila otpora
trzanju')
grid on

figure(9)
plot(Xt,V)
title('Promena brzine trzanja')
xlabel('Put trzanja, m')
ylabel('Brzina trzanja, m/s')
grid on

figure(10)
plot(t,Fk)
title('Promena sile HK')
xlabel('Vreme trzanja, s')
ylabel('Sila hidraulicke kocnice, N')
grid on

figure(11)
plot(Xt,Fp)
title('Promena sile opruga')
xlabel('Put trzanja, m')
ylabel('Sila povratnog mehanizma, N')
grid on

figure(12)
plot(t,Fp,'-.b',t,Fk,'--r',t,Ftr,':g',t,R,'k')
title('Promena sile otpora trzanju')
xlabel('Vreme trzanja, s')
ylabel('Sila trzanja sa komponentama, N')
legend('Sila povratnika','Sila HK','Sila trenja','Ukupna sila otpora
trzanju')
grid on

figure(13)
plot(Rezultat(:,5),Rezultat(:,4)*100000*d*d*pi/4,t,R)
title('Dijagram jednakosti impulsa')
xlabel('Vreme trzanja, s')
ylabel('Sila trzanja i sila otpora trzanju, N')
legend('Sila trzanja','Ukupna sila otpora trzanju')
grid on

Rm=max(R)
tprin=max(t)

```

ПРИЛОГ 4

```
% *****
% PRORACUN OSCILACIJA SISTEMA VOZIL0-NAORUZANJE
% *****

clc;close all;clear all;

mv=2125; % masa vozila, kg
mo=38; % masa oruzja, kg
m=mv+mo; % masa sistema, kg
Jy=2440; % moment inercije, kg*m2
Jx=744; % moment inercije, kg*m2
Htv=1; % visina tezista, m
av=1.4; % rastojanje od prednje osovine, m
bv=1.394; % rastojanje od zadnje osovine, m
s=0.743; % polovina medjuosovinskog rastojanja; m
k=5700; % koeficijent prigusenja, N*s/m2
Fp=1520; %N sila na oprugu
f1=0.0263; %m ugib
alfa=20*pi/180; %ugao elevacije, rad
beta=10*pi/180; %azimut, rad
c=Fp/f1; % koeficijent krutosti opruga, N/m
R=2336.3; % N sila otpora trzanju koja se prenosi
h=1.033; %vertikalno rastojanje do oruzja, m
d=0.929; %horizontalno rastojanje do oruzja, m

b=(mv*bv+mo*(bv-d))/m;
Ht=(mv*Htv+mo*(Htv+h))/m;
a=2.794-bv;

k11=4*k;
k12=2*k*a-2*k*b;
k21=2*k*a-2*k*b;
k22=2*k*(a^2)+2*k*(b^2);
k33=2*k*(s^2)+2*k*(s^2);
c11=4*c;
c12=2*c*a-2*c*b;
c21=2*c*a-2*c*b;
c22=2*c*(a^2)+2*c*(b^2);
c33=2*c*(s^2)+2*c*(s^2);

Q1=-R*(cos(beta))*(sin(alfa))+4*Ht*c;
Q2=R*(cos(beta))*(cos(alfa))*h+R*(cos(beta))*(sin(alfa))*d-2*Ht*(-
c*a+c*b);
Q3=R*(sin(beta))*(cos(alfa))*h;

tspan=0:0.0001:0.419;
F=@(t,y) [y(4);y(5);y(6);-(k11/m)*y(4)-(k12/m)*y(5)-(c11/m)*y(1)-
(c12/m)*y(2)+Q1/m;...
-(k21/Jy)*y(4)-(k22/Jy)*y(5)-(c21/Jy)*y(1)-
(c22/Jy)*y(2)+Q2/Jy;...
-(k33/Jx)*y(6)-(c33/Jx)*y(3)+Q3/Jx];

y0=[Ht;0;0;0;0;0];
```

```

[t,y]=ode45(F,tspan,y0);

y1=y(:,1);
y1k=y1(end)
y2=y(:,2);
y2k=y2(end)
y3=y(:,3);
y3k=y3(end)
y4=y(:,4);
y4k=y4(end)
y5=y(:,5);
y5k=y5(end)
y6=y(:,6);
y6k=y6(end)

figure(1)
plot(t,y(:,1))
title('Pomeranje tezista po visini')
xlabel('Vreme(s)')
ylabel('Pomeranje(m)')
grid on
hold on

figure(2)
plot(t,y(:,2))
title('Galopiranje')
xlabel('Vreme(s)')
ylabel('Ugao(rad)')
grid on
hold on

figure(3)
plot(t,y(:,3))
title('Valjanje')
xlabel('Vreme(s)')
ylabel('Ugao(rad)')
grid on
hold on

R=0;
Q1=-R*(cos(beta))*(sin(alfa))+4*Ht*c;
Q2=R*(cos(beta))*(cos(alfa))*h+R*(cos(beta))*(sin(alfa))*d-2*Ht*(-
c*a+c*b);
Q3=R*(sin(beta))*(cos(alfa))*h;

tspan=0.419:0.0001:2;
F=@(t,y) [y(4);y(5);y(6);-(k11/m)*y(4)-(k12/m)*y(5)-(c11/m)*y(1)-
(c12/m)*y(2)+Q1/m;...
-(k21/Jy)*y(4)-(k22/Jy)*y(5)-(c21/Jy)*y(1)-
(c22/Jy)*y(2)+Q2/Jy;...
-(k33/Jx)*y(6)-(c33/Jx)*y(3)+Q3/Jx];

y0=[y1k;y2k;y3k;y4k;y5k;y6k];
[t,y]=ode45(F,tspan,y0);

```

```
figure(1)
plot(t,y(:,1))
title('Pomeranje tezista po visini')
xlabel('Vreme(s) ')
ylabel('Pomeranje(m) ')
grid on
```

```
figure(2)
plot(t,y(:,2))
title('Galopiranje')
xlabel('Vreme(s) ')
ylabel('Ugao(rad) ')
grid on
```

```
figure(3)
plot(t,y(:,3))
title('Valjanje')
xlabel('Vreme(s) ')
ylabel('Ugao(rad) ')
grid on
```