

**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: 310/2016

Милан Ј. Чукановић

**ОПТЕРЕЋЕЊЕ ЛЕЖАЈА КУПОЛЕ ТЕНКА М 84
мастер рад**

Комисија за преглед и одбрану:

1. доц. др Александар Кари – ментор

2. _____

3. _____

Датум

одбране: _____

Оцена: _____

Крагујевац, новембар, 2017.

Извршити анализу утицаја силе отпора трзању на оптерећење лежаја куполе тенка М 84. Претходно одрадити унутрашње балистички прорачун за топ 125 mm. Након тога на основу силе трзања одредити укупну силу отпора трзању. На основу познатог постављеног теоријског модела извршити прорачун оптерећења лежаја куполе тенка. Оптерећење лежаја разматрати са променљивом силом отпора трзању и приказати зависнот сила које делују на лежај у односу на силу отпора трзању и одредити контактни напон на површински притисак најоптерећеније куглице. Све добијене резултате приказати табеларно и графички и извршити упоредну анализу добијених резултата.

Препоручена литература:

1. Зоран Ристић: *Конструкција артиљеријског наоружања*, необјављена књига.
2. Љубиша Танчић: *Унутрашње балистичко пројектовање*, Београд 2014. год.
3. Александар Кари: *Проблеми куполне уградње оруђа*, презентација Бг. – Кг. 2015. год.
4. Др Зоран Ристић: *Инверзни поступак прорачуна кретања трзајуће масе оруђа помоћу рачунара*, Секција за штампање и умножавање ЦВШ ВЈ, Београд,
5. Анастас Палигорић: *Пројектовање наоружања самоходних артиљериских оруђа и тенкова*, Београд, март 1985. год.
6. Техничко упуство за тенковски топ 125 mm 2А46, 1984. год.

Крагујевац, новембар 2017.

Ментор:

Доцент др Александар Кари

РЕЗИМЕ

Основни циљ рада је да се анализира утицај сила које делују на лежај куполе тенка М 84, а које су настале пре свега као последица деловања силе барутних гасова али и тежине саме куполе са основним и помоћним наоружањем. Прво је из унутрашње балистичког прорачуна одређена сила трзања барутних гасова. Након тога је израчуната сила отпора трзању, која настаје као директна последица силе трзања. Сила отпора трзању се прорачунава на основу инверзног прорачуна који обухвата два периода. Са добијеном вредношћу ове силе и уз додавање осталих сила које делују за време опаљења улази се у прорачун оптерећења лежаја. На крају је израчунато максимално оптерећење куглице и контактни напон на површински притисак најоптерећеније куглице.

Кључне речи: **топ, лежај, оптерећење, сила отпора, тенк**

ABSTRACT

The main objective of the paper is to analyze impact of forces acting on the tank dome bearing M84, which were created primarily as a result of the action of the gunpowder gases and weight of the dome with basic and auxiliary weapons. First, the force of the firing gunpowder gases is determined from the internal ballistic calculation. After that, the force of the resistance of the recoil is calculated, which arises as a direct consequence of the force of recoil. The force of truncation is calculated on basis of an inverse budget that trains two periods. With the obtained value of this force and with the addition of other forces that act during the incineration, it enters the bearing load. In the end, the maximum load of the bead and the contact voltage in the surface pressure of the most loaded ball.

Key words: **cannon, bearing, freightage, resistance, tank**

Садржај

Садржај.....	4
1. УВОДНА РАЗМАТРАЊА.....	5
1.1. Тенк	5
1.1.1. Историјски развој тенкова.....	5
1.1.2. Историјски развој тенка М 84	8
1.1.3. Карактеристике тенка М 84.....	9
1.2. Противтрзајући уређај код тенка М 84	13
1.2.1. Рад противтрзајућег уређаја	17
2. УНУТРАШЊЕ БАЛИСТИЧКИ ПРОРАЧУН ТОПА 125 mm	20
3. ИНВЕРЗНИ ПОСТУПАК ПРОРАЧУНА КРЕТАЊА ПРИ ТРЗАЊУ	25
3.1. Први период трзања.....	25
3.2. Други период трзања	29
3.3 Одређивање силе отпора трзању	31
4. ОПТЕРЕЋЕЊЕ ЛЕЖАЈА КУПОЛЕ ТЕНКА	33
4.1. Прорачун оптерећења лежаја куполе тенка М 84	36
ЗАКЉУЧАК	45
Литература	47
Прилози	48
Прилог 1	48
Прилог 2	49
Прилог 3	50

1. УВОДНА РАЗМАТРАЊА

Циљ рада је одређивање оптерећења куполе лежаја тенка М 84. У овом делу рада биће дат опис поменутог тенка, његов историски развој и историски развој тенкова уопште. У даљем тексту биће представљене основне карактеристике тенка, његова намена и улога. Затим ће се говорити о противтрзајућем уређају, његовој намени и улози. Даће се детаљан опис конкретног противтрзајућег уређаја код тенка М 84 и принцип његовог рада.

1.1. Тенк

Комбинацијом артиљериског оруђа са погонском групом која је гусанична добија се борбено возило под називом тенк. Тенк је тешко оклопљено и добро наоружано гусенично борбено возило намењено за уништавање непријатељске пешадије, оклопних возила и утврђених положаја. Искуства стечена у досадашњим ратовима потврђују да су тенкови универзално борбено средство копнене војске способно да решава разноврсне задатке. Тенк служи као подршка пешадији или делује самостално. Савремени тенкови имају главни топ великог калибра који се налази у покретној куполи, а поред тога имају и помоћно наоружање.

Својим оклопом штите посаду, а имају могућност кретања по тешко приступачним теренима. Поуздана заштита тенка од основног личног наоружања углавном се обезбеђује одговарајућим прорачунима и конструкцијом оклопних делова тела и куполе, али то још више зависи од усвојених решења за општу концепцију тенка, а посебно његове висине и површине његове чеоне силуете отежава откривање тенка на бојишту, смањује вероватноћу директних погодака пројектила у тенк и чини га отпорнијим на превртање од дејства ударног таласа нуклеарне експлозије. Велика покретљивост тенка је омогућена његовом брзином, добром проходношћу, лако променом правца кретања и великим радијусом кретања. Велика брзина се постиже уграђивањем снажног мотора и економичне трансмисије, са сервоуређајима за управљање и уградњом еластичног система ослањања са добрим амортизерима. Ради побољшања проходности тенка приликом стварања концепције се тежи да се снизи средиште масе возила, а да се повећа површина налегања гусеница да би се умањио специфични притисак тенка на тло, [1].

Тенкови су борбени системи сложеније грађе у односу на оруђа класичне концепције и поред тога имају бројне предности. Тенкови имају следећа борбена својства, [1]:

- могућност широког маневра (тактичка покретљивост)
- брза припрема или стална готовост за отварање ватре и брзу промену ватреног положаја,
- способност да заузму најповољнији положај у односу на циљ,
- мања осетљивост оруђа и посаде (велика моћ преживљавања на бојишту) од дејства пројектила непријатеља.

1.1.1. Историски развој тенкова

Тенкови су први пут употребљени 15. септембра 1916. године у битки на реци Соме у Француској. Ангажовани су као оклопна, наоружана борбена возила, која се крећу помоћу гусеница, што је дало предност офанзивним дејствима над позиционом одбраном. Од Соме, све до краја рата, тенкови су учествовали у свим биткама на Западном фронту. Они су знатно допринели победама сила Антанте и рађању нових начела напада и новог рода копнене војске – тенковских јединица, [2].

Ако се после сто година реално цени допринос тенкова у операцијама на Западном фронту у јесен 1916. године, може се рећи да је био скроман. У неким случајевима значајан, али не у ширем смислу за операцију. Тенкови су имали мање успеха од могућности, иако су били технички недовољно поуздани, јер су коришћени у малим групама или појединачно, на терену који је превазилазио могућности кретања ван путева. Осим тога, пешадија је била неприпремљена за садејство, артиљерија је имала тешкоће да прати тенкове на таквом земљишту, а нису постојала ни одговарајућа специјална возила за извлачење тенкова и других чинилаца, укључујући и проблематичну везу између тенкова и команди јединица којима су придавани. Међутим, уопштени закључак водио би ка уверењу да су тенкови, и тако малобројни и технички неусавршени, били охрабрујуће борбено средство за сопствену пешадију, а врло опасан противник за непријатељску пешадију и ватрене тачке на положајима одбране са ефикасним дејством. Сем тога, губици сопствене пешадије били су далеко мањи него у претходним борбама прве две ратне године, када су напади извођени без тенкова (када је прелазак жичаних препрека за пешадију био неизводљив задатак). Приближавање пешадије нападача предњем крају одбране непријатеља било је подложно убитачној ватри немачких митраљеза, јер се због дуготрајне ватрене припреме напада, некада и вишедневне, по њеном престанку очекивао напад пешаде, а то је био сигнал за браниоца да је дочека најжешћом ватром из свих расположивих оружја. Прва појава тенкова изазвала је код немачких војника панику и страх, [2].

У првој битки на Соми 1916. године Британци су употребили прве серијски произведене тенкове „марк-1“ (слика 1.1) (произведено 150 тенкова, од тога 75 „мушких“ и 75 „женских“), који су имали масу од 28 и 27 t, бројали осам чланова посаде, имали оклоп дебљине 6–12 mm и ромбоидни облик са гусеницама, које су се вертикално обмотавале око тела тенка. Димензије тенка и гломазна конструкција (дужина 8,06 m или 9,91 m са „репом“) два управљајућа точка позади омогућила им је савлађивање широких ровова (3,5–4 m), које не би били у стању да савладају ни савремени тенкови у 21. веку. „Мушки“ тенк био је наоружан са два топа 57 mm (332 гранате) и четири митраљеза 7,7 mm (6.072 метка), а „женски“ са пет митраљеза 7,7 mm (30.080 метака). Имали су бензински мотор од 105 KS, специфичну снагу 3,7 KS/t, резервоаре са 230 литара бензина. Брзина кретања била је до 6 km/h на путу, а аутономија 38 километра. Ходни део био је без огибљења, [2].



Слика 1.1 Тенк „Марк-1“ [2]

У раздобљу између Првог светског и Другог светског рата настављен је даљи развој тенкова. Јављају се прве војно-теоријске претпоставке о самосталној употреби тенкова, без садејства са пешадијом. Сви су дошли до сличног закључка, али у Другом светском рату Немачка је прва успела ту теорију да уведе и у пракси. Први пут је деловање тенковских јединица, тешке артиљерије и јаке ваздушне подршке спојено у једну тактику.

Током овог раздобља развијају се квалитетнији и јачи тенкови који су имали већу поузданост од својих претходника у Првом светском рату. Почиње производња тенкова као што су совјетски Т 26, њемачки Панцер I и Панцер II, француски Рено R35, а у производњу и развој тенкова су се укључиле САД, Јапан и Италија. Тенкови су добили коначну концепцију, која се до данас није много променила. Ходни део су чиниле гусенице, састојали су се од оклопног тела, покретне куполе и топа које је монтиран у куполу, а додат је и спрегнути митраљез (митраљез који је по хоризонталној и вертикалној елевацији везан односно спрегнут са главним наоружањем и налази се у његовој непосредној близини, најчешће у самој главчини топа). Оклоп предњег дела је био дебљи од стражњег, [2].

Током Другог светског рата све важније зарађене стране су производиле своје тенкове. Квалитет тих производа је веома варирао што се најбоље уочавало при њиховим сусретима на бојном пољу. Непобитно најбоље тенкове је производила Немачка, док се на супротној страни квалитета налазио Јапан. Тенк је масовно употребљаван и постао је главно оружје у копненој војсци.

За време овог рата тенкови су знатно побољшани. Повећана је оклопна заштита, ватрена моћ и покретљивост. Са повећањем оклопне заштите повећавала се и тежина тенка. Даљим убрзаним развојем тежина тенка се стално повећавала тако да је до краја рата досегла тежину од преко 60 тона у серијској производњи. Крајем рата у тенкове се почео уграђивати дизел-мотор који је због мање потрошње знатно повећао домет тенка. Повећан је калибар главног топа па је знатно побољшана ватрена моћ.



Слика 1.2 Тенк Т 34

Данашњи савремени тенкови су високо софистицирана борбена средства која имају вишеструку улогу на савременом ратишту. Ниво оклопне заштите је вишеструко

повећан нарочито употребом вишеслојног и реактивног оклопа. Задњих година масовно се почиње користити активна заштита која има намену пресретања или ометања граната или ракета упућених на сам тенк. Само главно оружје (топ) поред своје намене може да се користи као лансер противоклопних вођених ракета. Нишански и осматрачки уређаји са компјутерском обрадом података су вишеструко повећале могућности погађања циљева и дању и ноћу. Ту спада употреба термовизије, балистичког рачунара, ласерског даљиномера, жироустављивања топа, ГПС-а и савремених средстава везе. Термовизија даје посади могућност употребе тенка у свим временским приликама. Ласерски даљиномер прецизно одређује даљину до циља. Балистички рачунар обрађује све податке које могу да утичу на лет гранате од даљине, бочног ветра, температуре, да ли се циљ креће или мирује, врста гранате коју је нишанџија или командир изабрао. Након тога топ заузима положај за гађање и нишанџији остаје да изврши опаљење. ГПС показује тачан положај, а дигитална повезаност између више оруђа смањује могућност појаве пријатељске ватре и олакшава праћење тактичке ситуације на терену.



Слика 1.3 Тенк Т-90

1.1.2. Историјски развој тенка М 84

Седамдесетих година прошлог века војни врх је донео одлуку да се започне производња првог домаћег тенка. Због недостатка искуства у пројектовању и производњи тенкова одлучено је да као основа за израду домаћег тенка послужи неки од постојећих модела тенкова треће генерације. Одлучено је да то буде совјетски тенк Т 72, који је у то време сврстан међу најбоље тенкове на свету. Од Совјетског Савеза је купљена лиценца за производњу Т 72. Паралелно са почетком производње анализирани су све предности и недостаци овог модела како би стечена искуства била искоришћена приликом израде домаћег тенка. Прототип тенка М 84 произведен је 1983. године, а серијска производња је почела 1984. године. М 84 је пројектован и произведен у рекордном времену за само пет година. Поред основне верзије М 84 и М 84А, развијено је и више посебних верзија као

што су М-84К (командни тенк), М-84АБ (извозна варијанта), М-84АБК (извозни командни тенк), М-84АБН (извозни тенк са навигационим системом Телдикс), М-84АИ и М-84АБИ (тенкови за извлачење).

М-84 је имао топ калибра 125 mm, када су остали тенкови имали топове калибра 115 и 120 mm, пред тога и аутомат за пуњење оруђа, када други тенкови то нису имали. Маса тенка је била 41 t, у односу на монго већу масу Леопарда 2 и М1 Абрамса од 60 t, имао је већу покретљивост, и за 50% већу аутономију кретања. За два квадратна метра мању чеону површину и мању мету. Специфична снага возила изражена кроз однос масе возила и снаге мотора код тенка била је знатно повољнија. Брзина поткалибарног пројектила 1800 m/s, пробијао све оклопе савремених тенкова на удаљености од 2000 m. Такве могућности нису имали западни тенкови. СУВ био је савременији од западних тенкова за више од десет година старости, а тенк Т 72 га није ни имао, већ је морао да стане да би гађао противнички тенк. По свим битним параметрима ватрене моћи, оклопне заштите и покретљивости тај тенк је, у то време, био испред свих савремених тенкова у свету. То је потврђено кроз упоредна испитивања са најсавременијим тенковима у Кувајту и Пакистану, и на основу чињенице да се после испитивања Кувајт одлучио за овај тенк, [2].



Слика 1.4 Тенк М 84 [2]

1.1.3. Карактеристике тенка М 84

Основно оруђе тенка М 84 (и осталих верзија) је топ 2А46, калибра 125 mm, дужине 50 калибара, односно 6,250 m. Овај топ у комбинацији са домаћим СУВ-ом омогућава вероватноћу погађања од 60 процената првим пројектилом, за циљ висине 2 m на даљини до 2100 m, а за циљ висине 2,5 m (просечна висина западних тенкова) на даљини до 2.500 m. Цев је заштићена термо-изолационом облогом са одводником барутних гасова на средини цеви. Аутомат за пуњење топа, смештен је испод куполе на поду (ово решење је осетљиво на ПО нагазне мине). То је обртни транспортер, брзине окретања 70 степени у секунди и прима 22 метка; 10 тренутно-фугасних, 8 поткалибарно-панцирних и 4 кумулативна. Остатак борбеног комплекта од 20 метака распоређен је у борбеном и

управном одељењу. Аутомат за пуњење топа омугућава брзину паљбе од 8 метака у минути. Након опаљења аутомат сам избацује полусагорљиву чауру кроз отвор на куполи. Број и врста метака региструје се у програматору приликом попуне тенка.



Слика 1.5 Поткалибарно-панцирни, тренутно-фугасни и кумулативни пројектил [2]

Ватрену моћ чини и ефикасна муниција. Користе се две врсте поткалибарних пројектила: БМ9 и БМ12 (у употреби је и нешто бољи БМ-15, на основу којег је урађен наш пројектил М-88), тренутно-фугасни пројектил ОФ-19 (наша ознака М86П1) и кумулативно-обележавајући ЗБК14М (наша ознака КОП М88). Искуства из борбене употребе су потврдила да поткалибарни пројектил ефикасно пробија оклоп еквивалента дебљине хомогеног челика од 350 mm на 2.000 m. У развоју је био домаћи поткалибарни пројектил од тешког метала, који би знатно увећао пробојну моћ, мада су овакви пројектили због великог односа дужине и пречника осетљиви на промену густине оклопа, те су подложни ломљењу. Поткалибарни пројектил БМ12 има однос пречник/дужина 12,4:1 и тежину језгра од 3,617 kg. Почетна брзина на устима цеви је 1.800 m/s. Растурање на 2.000 m износи само 0,054 m.

Кумулативно-обележавајући пројектил ЗБК14М, има могућност пробоја хомогеног челичног оклопа од 475 mm (500-550 mm) на даљинама до 4.000 m. Почетна брзина овог пројектила је 905 m/s. Међутим примена савремених оклопа, комбинованих са активно-реактивним оклопом даје предност оклопу у односу на кумулативне пројектиле. У плану је био развој новог кумулативног пројектила за тенк М-84, који би имао тандем-кумулативну бојеву главу.

Тренутно-фугасни пројектил ОФ-19 је намењен уништавању живе силе и утврђених тачака, али у крајњој нужди и за дејство по другим тенковима, по принципу Хопкинсовог ефекта. У питању је метак укупне масе 32 kg, од чега на пројектил отпада 19 kg, експлозивно пуњење 3,418 kg и барутно пуњење 5.885 kg, [2].

Од помоћног наоружања М 84 располаже са спрегнутим митраљезом 7,62 mm (М-86), који ефикасно дејствује до даљина од 800 m (600 m за појединачне циљеве), са практичном брзином паљбе од 250 метака у минути. Борбени комплет од 2.000 метака чини пет врста метака са: обичним, лаким, тешким, обележавајућим и панцирно-запаљивим зрном. На куполи је монтиран ПАМ НСВ (М-87), калибра 12,7 mm. Ефикасни дOMET за циљеве у ваздуху је 1.500 m, а за копнене до 2.000 m и лакооклопљене до 800 m. Практична брзина паљбе је 150 метака/мин, а борбени комплет 5 реденика са по 60 метака. Вертикално поље дејства је -5 до +75 степени.

Систем за управљање ватром (СУВ), је модуларног типа, аутоматски са стабилизацијом у обе равни, електрохидраулички, интегрисан са балистичким рачунаром и ласерским даљиномером, дневно-ноћном нишанском справом и аутоматским пуњачем топа. Могућа су три режима рада: Ручни (гађање непокретних циљева из места), полустабелисани (гађање покретних и непокретних циљева из места) и стабелисани (гађање покретних и непокретних циљева из покрета). Систем је спреман за рад 0,5-2 мин по укључењу, на температурама -40 до +50 °C. СУВ обезбеђује тачност стабилизације 0,2 по висини и 0,25 хиљадитих по правцу, што практично значи да растурање погодака на 1.000 m не прелази површину папира А4 формата, [2].

СУВ тенка М-84 обезбеђује:

- стабилизацију топа и спрегнутог митраљеза у задатом положају при кретању тенка,
- навођење топа и спрегнутог митраљеза у вертикалној и хоризонталној равни са континуалном променом брзине навођења,
- избор приоритетних циљева од стране командира нишанџији,
- осматрање дању и ноћу помоћу нишанске справе ДНС-2,
- могућност да једини нишанџија контролише нишанску линију на коју не утиче ни покретање топа ни тела тенка,
- мерење даљине до циља и утврђивање метеоролошких података,
- уношење података за гађање аутоматски или ручно ради израчунавања балистике и претицања,
- принудно окретање куполе од стране возача у случају опасности, у ситуацијама када цев блокира излазни отвор возача.

Табела 1.1 *Тактичко-техничке карактеристике тенка М 84 [2]*

Тип	М 84 (М 84А)
Посада	3
Борбена маса	41,4 (42) t
Дужина са топом	9,53 m
Дужина тела	6,96 m
Ширина	3,46 m
Висина	2,19 m
Мотор	V-46-ТК, 12-цилиндара
Снага мотора	574 kW (735kW)
Брзина на путу	60 km/h
Брзина ван путева	50 km/h
Борбени радијус	460-700 km
Запремина резервоара	1200 + 400 l

Наоружање	топ 2А46 калибра 125 mm, спрегнути митраљез РКТ (М-86) калибра 7,62 mm и РАМ NSV (М-87) калибра 12,7 mm
Борбени комплет	42 x 125 mm, 2.000 x 7,62 mm и 300 x 12,7 mm
Оклоп	- тело, вишеслојни напред, заварени: 215 (231) mm са слојем ПНЗ 105 mm - купола ливена: напред вишеслојни до 410 mm (130 mm међуслој спец. песка)

М 84 је тенк стандардне концепције и веома ниске силуете што га чини изузетно тешком метом. Са максималном висином од 2,19 m, од М 84 је нижи само шведски тенк типа С који нема куполу. У управном и борбеном одељењу има места за три члана посаде (послужилац топа је замењен системом за аутоматско пуњење), док се мототрансмисионо одељење налази у задњем делу тенка. У управном одељењу налази се возач који је смештен централно у односу на уздужну осу тенка, док су у борбеном одељењу смештени нишанџија и командир.

Тело тенка је састављено од варених вишеслојних оклопних плоча. Ова врста оклопна се популарно назива сендвич оклоп зато што се оклопне плоче састоје из више слојева различитих материјала који треба да пружи додатну заштиту од дејства различитих типова противоклопних средстава. Најчешће се у сендвич оклоп уграђује керамички слој који смањује ефекте дејства кумулативних пројектила као и други неметали који оклоп чине еластичнијим.

Табела 1.2 Карактеристике тенкова у свету [7]

Тенкови треће генерације	М1 АBRAMS (САД)	LEOPARD 2 (Немачка)	CHELLENGER (В. Британија)	AMX-32 (Француска)	T-72 (СССР)	VICKERS VALIANT (В. Британија)
маса тенка (t)	53,4/54,4	55,12	60	38/48	41	43,6
дужина са топом (mm)	9766	9668	11550	9480/9880	9200	9530
дужина оклопног дела (mm)	7918	7722	7150	6590	6400	7520
висина (mm)	2895	2790	2890	2960	2300	3240
ширина (mm)	3655	3700	3510	3240	3600	3030
снага мотора (kW)	1104	1104	883	530	580	746
специфична снага (kW/t)	20,29	20	14,72	13,95/13,25	14,14	17,11
калибар топа (mm)	105/120	120	120	105/120	125	105/120

борбени комплет топа	55	42	48 до 52	47/38	40	60/42
помоћно наоружање	спрег. митр. 7,62 mm, ПАМ 12,7 mm	спрег. митр. 7,62 mm, ПАМ 7,62 mm	спрег. топ 20 mm, ПАМ 7,62 mm	спрег. митр. 7,62 mm, ПАМ 12,7 mm	спрег. митр. 7,62 mm, ПАМ 12,7 mm	спрег. митр. 7,62 mm, ПАМ 7,62 mm
број чланова посаде	4	4	4	4	3	4
година увођења у наоружање	1980	1979	1985	/	1974	/

Табелом 1.2 дат је приказ неких од тенкова у свету, где се могу видети њихове карактеристике и упоредити са домаћим тенком. Из чега се могу приметити бројне предности домаћег тенка у односу на тенкове који су се тада производили у свету, као и његови недостатци.

1.2. Противтрзајући уређај код тенка М 84

Противтрзајући уређај обезбеђује еластичну везу између цеви и лафета артиљеријског оруђа, у циљу смањења дејства опаљења на лафет.

Противтрзајући уређај је намењен за, [7]:

- апсорбовање енергије кретања трзајућих делова топа при опаљењу метка;
- враћање трзајућих делова у почетни положај после опаљења метка;
- задржавање трзајућих делова у почетном положају при било ком углу елевације цеви;

Без обзира на тип конструкције, противтрзајући уређај мора да задовољи следеће опште захтеве, [7]:

- деловање уређаја мора да буде аутоматско и поуздано;
- енергија трзања мора да буде апсорбована у потпуности до краја трзања, чија је дужина одређена;
- враћање мора бити континуирано, мирно и краткотрајно, при свим условима гађања;
- противтрзајући уређај не сме, својим деловањем, да узрокује настајање недопустиво високих напрезања у елементима лафета;
- конструкција уређаја треба да омогући једноставно извођење "вештачког трзања" (трзање без опаљења), једноставно регулисање, једноставну замену појединих оштећених делова и, уопште, лако одржавање у исправном стању.

Противтрзајући уређај (ПТУ) се састоји од хидрауличне кочнице трзања и пнеуматског повратника. Према начину уградње у односу на цев оруђа ПТУ може се поделити у две групе, [3]:

- прва, код које су кочница и повратник постављени симетрично у односу на осу цеви,
- друга, код које кочница и повратник нису симетрично постављени у односу на осу цеви.

Кочница трзања служи за апсорбовање енергије кретања трзајућих делова при трзању и кочење њиховог повратка у првобитни положај. Кочница трзања састоји се од: цилиндара кочнице (32, слика 1.6) клипњаче (8), контарклипњаче (9), заптивача и компензатора.

Цилиндар кочнице трзања (32) – налази се у десном отвору задњака и ослања се венцем на унутрашње проширење у задњаку. Поклопац онемогућава померање цилиндара уназад. Поклопац се учвршћује на задњаку вијцима. Једна страна цилиндра кочнице трзања сужена је и служи за смештај заптивача, а на другој страни цилиндра смештен у компензатор. На задњем делу цилиндара кочнице трзања постоји отвор за доливање течности. Отвор се затвара навојним чепом (2, слика 1.6) са заптивним прстеном, [3].

Клипњача (8) кочнице је шупља. На њеним унутрашњим површинама постоје проточни канали промењиве дебљине (с) за кочење враћања цеви. Клипњача се учвршћује у огрлици колевке помоћу навртке (20) са расцепком (21). Својим предњим венцем ослања се при враћању цеви преко подложне плочице (24) на огрлицу колевке. Подложна плочица својим зубом улази у канал на клипњачи и тиме осигурава клипњачу од одвијања.

На крају клипњаче постоји задебљање које представља клип клипњаче. На клипу је избушено шест косих проточних отвора (d) кроз које пролази течност за време трзања и враћања цеви. На клип је пресовањем навучена месингана кошуљица клипњаче у коју својим венцем упире прстен за регулисање протока течности (7). Прстен је уврнут у клип и осигуран вијком (5) на кошуљци клипњаче постоје четири попречна заптивајућа канала, а на њеном горњем делу један уздужни канал за излазак ваздуха из клипног простора цилиндра кочнице (b) при пуњењу кочнице течношћу. У предњи део клипњаче уврнут је навојни чеп (23) са залемљеним заптивним прстеном.

Контарклипњача (9) промењљивог је попречног пресека и служи да за време трзања створи промењљиви прстенсти зазор између прстена (7) за регулисање протока течности и контарклипњаче.

Један крај контарклипњаче уврнут је у тело компензатора (4) и осигуран чивијом (34). На други крај контарклипњаче наврната је кошуљица клипа кочнице враћања (10) која има осам косих отвора за пролаз течности у простор иза кочнице враћања (e). Кошуљица клипа кочнице враћања (10) осигурана је чивијом (33).

Унутрашњост кошуљице клипа кочнице враћања затворена је вентилом кочнице враћања који је навучен на испуст краја цилиндричног дела контарклипњаче. Опруга (11) потискује вентил кочнице враћања ка зиду кошуљице клипа кочнице враћања. Опругу потискује навртка (12), која је осигурана расцепком (3).

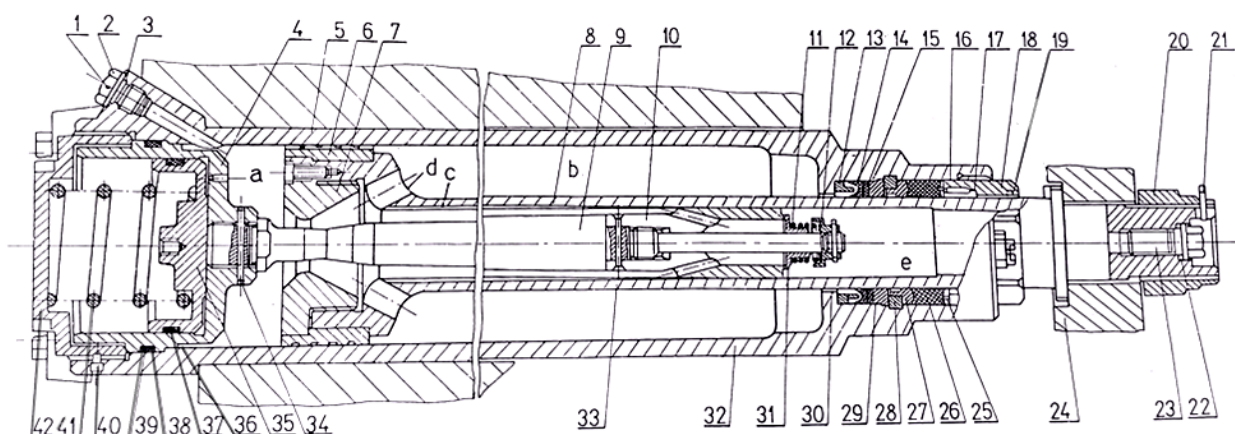
Заптивачи спречавају истицање течности из цилиндра кочнице. Заптивачи су смештени у суженом делу цилиндра кочнице трзања (32) и састоје се од: стезног трстена (13), заптивног прстена (14), заптивног прстена (15), стезног прстена (29), уметка заптивача (28) – састављеног од три дела, стезног прстена (27), набоја заптивача (26) од асбестног канапа који је натопљен церезиновом смешом (церезин 75%, технички везелин 15% колоидни графит (10), ослоног прстена (25) и навртке заптивача (18) са заптивним прстеном (19), [3].

Уметак заптивача (28) служи као основа стезног прстена (27), који заједно са ослоним прстеном (25), при притезању заптивача навртком (18), растеже набој заптивача (26) и чврсто га притиска ка површинама кочнице (8) и цилиндра кочнице трзања (32).

На ослоном прстену (25) постоје два отвора са навојима за увртање металног прстена помоћу кога се вади ослони прстен при расклапању противтрзајућег уређаја.

Месингана чаура (17) служи за усмеравање клипњаче (8). Заптивни прстен (19) смешта се у прстенасато удубљење навртке заптивача (18) и спречава продор прљавштине у заптиваче. Кочница трзања пуни се специјалном течношћу НТА.

Компензатор је намењен да искључи утицај топлотног ширења течности на нормалан рад кочнице трзања у условима интензивног гађања из топа. Састоји се од: тела (4), клипа (35), опруге (41) и навртке цилиндра кочнице трзања (42), [3].



Слика 1.6 Кочница трзања: 1 – челична жица, 2 – навојни чеп, 3, 14, 15, 19, 22, 37, 39 – заптивни прстен, 4 – тело компензатора, 5, 40 – вијак, 6 – кошуљица клипњаче, 7 – прстен за регулисање протока течности, 8 – клипњача, 9 – контраклипњача, 10 – кошуљица клипа кочнице враћања, 11, 41 – опруга, 12 – навртка, 13, 27, 29 – стезни прстен, 16 – чивија, 17 – чаура, 18 – навртка заптивача, 20 – навртка клипњаче, 21 – расцепка, 23 – навојни чеп, 24 – подложна плочица, 25 – ослони прстен, 26 – набој заптивача, 28 – уметак заптивача, 30 – расцепка, 31 – вентил кочнице враћања, 32 – цилиндар кочнице трзања, 33, 34 – чивија, 35 – клип, 36, 38 – заштитна плочица, 42 – навртка цилиндра кочнице трзања. [3]

Повратник је намењен за враћање трзајућих делова топа, после опаљења, у почетни положај и за њихово задржавање у том положају при било ком углу елевације коју омогућава конструкција топа.

Повратник се састоји од следећих главних делова: склопа спољњег цилиндра (12), (слика 1.7) склопа средњег цилиндра (13) унутрашњег цилиндра (9), клипњаче повратника (33) са клипом, заптивача и склопа вентила.

Повратник је смештен у леви отвор задњака и венцем склопа спољњег цилиндра ослања се на површине проширења у задњаку. Вијци и плочице за осигурање вијака учвршћују повратник од радијалног и аксијалног померања. Вијци се осигуравају челичном жицом. Повратник се пуни специјалном течношћу НТА у количини 4,6 – 4,8 литара и азотом или ваздухом под притиском 61,8 – 65,7 daN/cm² (63 – 67 kp/cm²), [3].

Склоп спољњег цилиндра (12, слика 1.7) на предњем делу има навоје и сптепенасти отвор, а на задњем делу је затворено данце спољњег цилиндра (2) са

коленастом цеви вентила (4). Тиме је обезбеђено хидраулично заптивање азота (ваздуха) у повратнику.

На средини данцета налази се отвор са навојем и испустом за увртање унутрашњег цилиндра (9). У горњем делу данцета избушена су два отвора, која су међусобно спојена попречним каналом. Излаз канала на спољњу површину данцета ја заварен.

Леви отвор је повезан са простором у цилиндру помоћу коленасте цеви вентила (4), која је заварена са унутрашње стране вентила данцета.

Отвори су у данцету спољњег цилиндра затворени поклопцем вентила. На доњем делу данцета постоји трећи отвор који је затворен навојним чепом са шестостраном главом (41) и заптивним прстеном (39). Отвор је каналом повезан са простором у цилиндру и служи за изливање течности из повратника приликом његовог расклапања. У предњем делу склопа спољњег цилиндра утиснута је чивија (30) која служи за учвршћивање средњег цилиндра приликом склапања повратника.

За склоп средњег цилиндра повратника заварени су: тело заптивача, клипњача (14) и глава цилиндра (10). У жљебу главе смешта се заптивни прстен (11). Са доње стране цилиндра постоји отвор елипсастог облика који повезује простор унутрашњег и средњег цилиндра са простором спољњег цилиндра. При томе се обезбеђује потпуно прекривање заптивача течношћу при било ком елевационом углу топа (+40° до -30°, узимајући у обзир нагиб тела тенка). Склоп средњег цилиндра ставља се у спољни цилиндар тако да елипсasti отвор буде наниже и у таквом положају треба да се учврсти тело заптивача клипњаче (14), помоћу чивије (30). Између испуста цилиндра и венца тела заптивача постављен је заптивни прстен (28). Осам вијака (24), који су уврнути у ослону навртку (18), потискује тело заптивача клипњаче са заптивним прстеном (28) према испусту цилиндра. Ослона навртка (18) уврнута је у спољни цилиндар повратника (12).

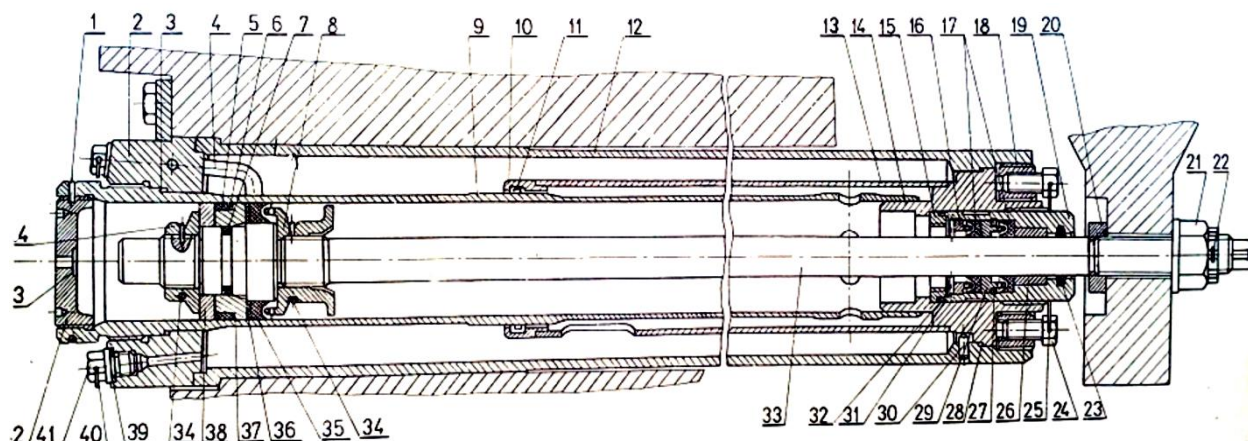
Унутрашњи цилиндар повратника (9) хромиран је на унутаршњим површинама. На задњем крају цилиндра, постоји ојачање са спољњим у унутрашњим навојима и шестостраном главом за кључ. Унутрашњи цилиндар смештен је у средњем цилиндру и при томе се једним крајем наслања на испуст тела заптивача клипњаче (14), а другим крајем се уврће у данце спољњег цилиндра (2).

Ради обезбеђења херметичности, између унутрашњег цилиндра (9) и данцета спољњег цилиндра постављен је заптивни прстен (3). У унутрашњи цилиндар уврнут је предњи поклопац (42) који је осигуран ускочником (1). У предњем поклопцу унутаршњег цилиндра (42) постоје отвори са мрежицом (43) кроз које слободно улази и излази ваздух и тиме онемогућава стварање компресије у простору иза клипа цилиндра при раду повратника. Шест отвора са унутрашње стране цилиндра повезује простор у унутрашњем цилиндру, са простором у средњем цилиндру.

Клипњача повратника (33) има главу и стожер који има навоје на крају. На глави клипњаче намешта се клип, који се састоји од стезног прстена (38), кошуљице клипа (37), заптивних прстенова (5 и 7), заштитних плочица (6 и 36), прстенастог заптивача (35), стезног прстена (8), навртке (44) и ускочника (34). Стезни прстен (8) има два ослонца који ограничавају кретање клипа и искључују могућност оштећења заптивача ивицама отвора унутаршњег цилиндра. Предњи део клипњаче повратника пролази кроз отвор огрлице колевке и у њој се учвршћује навртком за утврђивање клипњаче (21) и осигурава расцепком (22). Крај клипњаче повратника има квадратни облик за намештање кључа. Навртка за подешавање (20) држи клипњачу у случају да се одвије навртка (21) при постојању притиска на повратнику, као и да ограничи померање клипњаче повратника напред при извршењу вештачког трзања помоћу справе за вештачко трзање, [3].

Заптивач клипњаче повратника смештен је у стезној навртки заптивача (19) која је уврнута у тело заптивача кутије и састоји се од стезних прстенова (16 и 29), два гумена

прстена заптивача (17), прстеног осигурача (31), месингане чауре за стезање заптивача (26), заптивног прстена клипњаче (23). Између навртке (19) и тела (14) заптивача клипњаче постављени су заптивни прстенови (32 и 15).



Слика 1.7 Повратник: 1 – ускочник, 2 – данце спољњег цилиндра, 3, 5, 11, 15, 28, 32, 39 – заптивни прстен, 4 – коленаста цев вентила, 6, 36 – заштитна плоча, 7 – заптивни прстен за регулисање протока течности, 8, 16, 29, 38 – стезни прстен, 9 – унутрашњи цилиндар повратника, 10 – глава средњег цилиндра, 12 – склоп спољњег цилиндра повратника, 13 – склоп средњег цилиндра повратника, 14 – тело заптивача клипњаче, 17 – прстенасти заптивач, 18 – ослона навртка, 19 – стезна навртка, 20 – навртка за подешавање, 21 – навртка за утврђивање клипњаче, 22 – расцепка, 23 – заптивни прстен клипњаче, 24 – вијак, 25, 40 – челична жица, 26 – чаура за стезање заптивача, 27 – прстен, 30 – чивија, 31 – прстени осигурач, 33 – клипњача повратника, 34 – ускочник, 35 – прстенасти заптивач, 37 – кошуљица клипа, 41 – навојни чеп са шестостраном главом, 42 – предњи поклопац унутрашњег цилиндра, 43 – мрежица, 44 – навртка. [3]

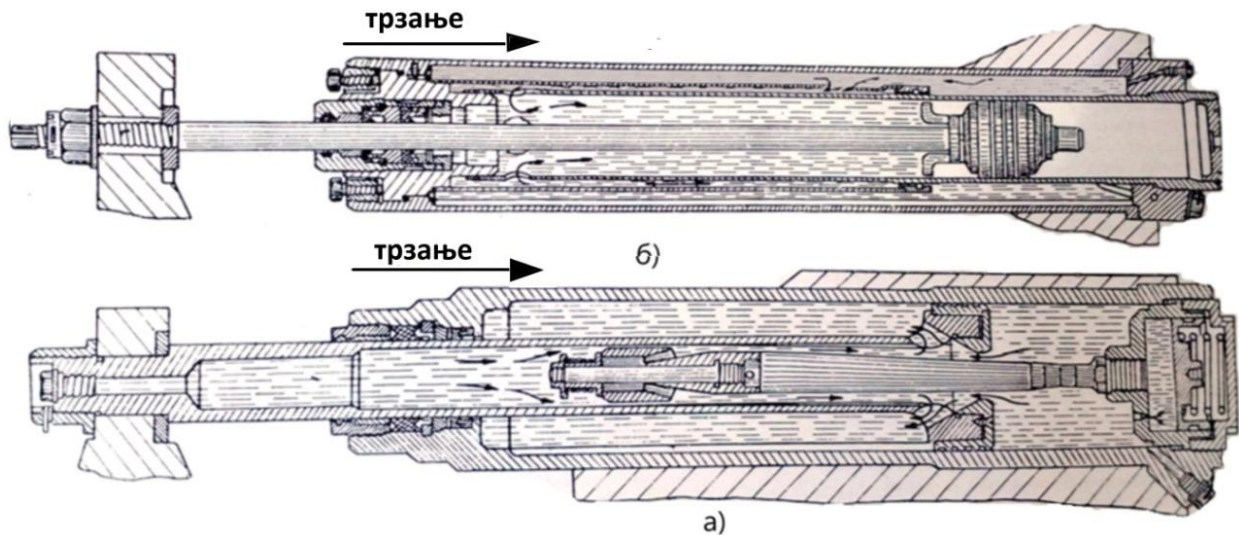
1.2.1. Рад противтрзајућег уређаја

За време опаљења цев се, под дејством барутних гасова, трза по клизачима колевке уназад заједно са цилиндрима кочнице трзања и повратника (слика 1.8). Клипњаче кочнице трзања и повратник, које су учвршћене у огрлици колевке, остају непокретне. Течност, која се налази у цилиндру кочнице трзања између клипа клипњаче и заптивача, долази кроз косе отворе (d) (слика 1.6) клипа клипњаче у унутрашњи простор клипа, одакле се усмерава у два правца, [3]:

- кроз прстенасти зазор између прстена за регулисање протока течности и контраклипњаче улази у простор за (a) иза клипа цилиндра кочнице трзања, и
- кроз прстенсти зазор између контра клипњаче и унутрашње површине клипњаче кочнице трзања улази у косе отворе кошуљице клипа кочнице враћања, при чему течност потискује вентил кочнице враћања и попуњава простор (e) иза вентила кочнице враћања клипњаче.

При повећању дужине трзања величина прстенастог зазора између прстена за регулисање протока течности и контраклипњаче се смањује и практично се своди на нулу при крају трзања. При пролазу у простор иза кочнице враћања (e) течност скоро не трпи никакав отпор. Основи отпор трзању ствара се при проласку течности кроз промењљиви прстенасти зазор између два прстена за регулисање протока течности (7) и контаклипњаче (9). Савлађивањем тог отпора амортизује се основни део енергије трзања.

Једновременно са радом кочнице трзања величина прстенастог зазора у повратнику одвија се следећи рад: клип, кроз отворе у унутрашњем цилиндру, потискује течност која се налазила у унутрашњем (радном) цилиндру, у простор средњег цилиндра. Из средњег цилиндра течности кроз елипсasti отвор долази у спољни цилиндар и све јаче сабија азот (ваздух) који се у цилиндру већ налази под притиском, чиме акумулира неопходну енергију за враћање трзајућих делова топа.

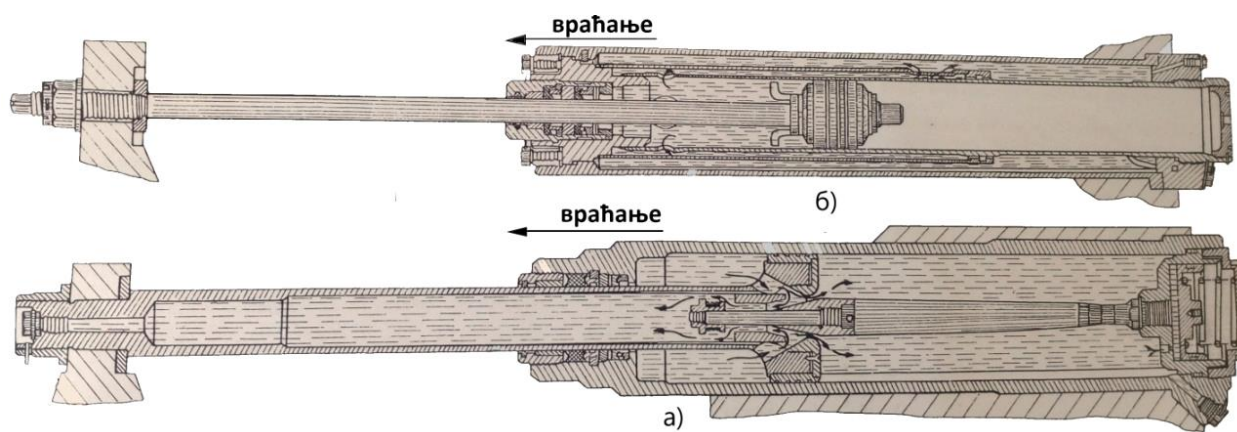


Слика 1.8 Шематски приказ рада противтрзајућег урађаја: а – рад кочнице при трзању, б – рад повратника при трзању [3]

Након завршеног трзања сабијени азот (ваздух) у спољњем цилиндру повратника тежи да се рашири и да заузме своју ранију запремину и потискује течност из простора спољњег у простор унутрашњег цилиндра. Течност пролазећи кроз отворе у средњем и унутрашњем цилиндру, притиска клип и заптиваче клипњаче. Пошто је клипњача чврсто спојена са колевком, покреће се цилиндар повратника, повлачи са собом цев а са њом и цилиндар кочнице трзања.

При томе течност, која се налази у простору (е) (слика 1.6) у клипњачи иза вентила кочнице враћања, потискује вентил ка кошуљици клипа кочнице враћања и са великим отпором пролази кроз канале променљиве дубине између кошуљице клипа кочнице враћања и клипњаче. Пролазећи даље кроз прстенасти зазор између клипњаче и контраклипњаче и кроз отвор (d) у клипу, течност долази у простор (b) заједно са делом течности која долази из простора (a), иза клипа цилиндра кочнице трзања. Течност из простора (a) пролази кроз прстенасти зазор између прстена за регулисање протока течности и контраклипњаче.

Вишак енергије повратника амортизује се кроз савлађивање отпора коју течност трпи при проласку кроз канале (c) клипњаче и кроз зазор између прстена за регулисање протока течности и контраклипњаче, а после настанка вакуума у простору (a) цилиндра кочнице. Део вишка енергије повратника амортизује се при удару цеви у гумене одбојнике који се налазе у колевци, [3].



Слика 1.9 Шематски приказ противтрзајућег уређаја: а – рад кочнице при враћању, б – рад повратника при враћању [3]

2. УНУТРАШЊЕ БАЛИСТИЧКИ ПРОРАЧУН ТОПА 125 mm

Унутрашње балистички (УБ) прорачин код тенковског топа 125 mm вршиће се методом Опокова јер се у овом случају користе два барута, па је неопходно користити методу која узима у обзир оба барута са различитим карактеристикама. У случају кад је у питању само један барут може се користити метода Дроздова.

Метода Опокова служи за унутрашње балистичко пројектовање оруђа са комбинованим пуњењем. Основна поставка ове методе је да се за смешу барута дефинишу заједничке карактеристике. Када се то уради може се говорити о једном баруту и може се решавати математички модел идентичан методи Дроздова. Програмско решење по методи Опокова омогућава добијање потребних резултата без дефинисања заједничких карактеристика барута. Уношењем података за оба барута посебно долази се до потребних резултата.

Код Опокова права фаза се састоји из два дела. Први део ове фазе је док оба барута сагоревају истовремено. Други део прве фазе је догоревање крупнијег барута. До ове појаве долази услед тога што сагоревају барути различитог облика, што значи да нису исте дебљине и поред тога немају исту брзину сагоревања.

Програмско решење методе Опокова за унутрашње балистички прорачун направљено је у програмском језику FORTRAN на персоналном рачунару. Састоји се од три датотеке, а то су, [4]:

1. програм OPOKOV – главни програм,
2. датотека UO125 – улазни подаци и
3. датотека IO125 – резултати прорачуна.

Програм OPOKOV је организован тако да се прорачун изводи по периодама процеса опаљења. Наредбама READ учитавају се полазни подаци са датотеке UO125. Затим се рачунају константе и карактеристике претходног периода. У првом периоду се дефинишу почетни услови и интервал независне променљиве. На основу интервала независне променљиве и броја тачака у првом периоду дефинише се корак прорачуна. Помоћу DO петље за сваки корак се рачунају карактеристике: $p(x)$, $X(x)$, $V(x)$ и $t(x)$. У том периоду се одређује максимални притисак барутних гасова. За други период се такође дефинишу почетни услови, интервал и корак промена независне променљиве. За сваки корак у DO петљи рачунају се карактеристике: $p(X)$, $V(X)$ и $t(X)$.

Датотека UO125 садржи полазне податке одвојене запетом и груписане у четири реда:

1. први, други и трећи ред садрже карактеристике цеви пројектила и барута са редоследом наредби READ у програму OPOKOV,
2. четврти ред садржи називе оруђа-оружја и барута.

Датотека IO125 се креира у току извођења програма. У њу се смештају информације добијене извршењем WRITE наредби програма. То су резултати унутрашње балистичког прорачуна. Организовани су тако да се на почетку дају називи оруђа-оружја и барута те полазни подаци за које се касније дају табеларни резултати по периодама. Тако састављено програмско решење је универзално може да се употреби за сва оруђа-оружја која користе једну врсту барута. За унутрашње балистички прорачун новог, жељеног оруђа-оружја треба датотеку UO125 модификовати или креирати нову са полазним податцима одабраног оруђа-оружја, [4].

Полазни подаци потребни за креирање улазне датотеке UO125 узимају се из оптималне варијанте добије методом Серебрјакова, док се преостали подаци за креирање улазне датотеке прорачунавају на основу познатих вредности.

Да би смо израчунали неопходне балистичке параметре потребно да знамо вредност количине топлоте при константној запремини, њена вредности за први барут износи:

$$Q_w = 3600,42 \text{ J/g}$$

Коволумен барутних гасова барута 1,[5]:

$$\alpha = (1456 - 0,1103 \cdot Q_w) \cdot 10^{-6} \quad (2.1)$$

$$\alpha = 0,0011 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Јединична брзина сагоревања барута 1,[5]:

$$u_{z0} = (-76,6 + 0,0417 \cdot Q_w) \cdot 10^{-11} \quad (2.2)$$

$$u_{z0} = 9,100 \cdot 10^{-10} \text{ m/sPa}$$

Специфичан рад барутних гасова барута 1, [5]:

$$f_b = (6546 + 0,88 \cdot Q_w) \cdot 10^2 \quad (2.3)$$

$$f_b = 971437 \text{ J/kg}$$

За други барут количина топлоте при константној запремини износи:

$$Q_w = 3549 \text{ J/g}$$

Коволумен барутних гасова барута 2:

$$\alpha = (1456 - 0,1103 \cdot Q_w) \cdot 10^{-6} \quad (2.4)$$

$$\alpha = 0,00106 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Јединична брзина сагоревања барута 2:

$$u_{z0} = (-76,6 + 0,0417 \cdot Q_w) \cdot 10^{-11} \quad (2.5)$$

$$u_{z0} = 8,878 \cdot 10^{-10} \text{ m/sPa}$$

Специфичан рад барутних гасова барута 2:

$$f_b = (6546 + 0,88 \cdot Q_w) \cdot 10^2 \quad (2.6)$$

$$f_b = 966935 \text{ J/kg}$$

Табелом 2.1 дати су улазни податци за програм Опокова, приказане су средње вредности балистичких и конструкционих параметара.

Табела 2.1 Улазни подаци за унутрашње балистички прорачун

Назив	Ознака	Вредност	Јединица
Почетна запремина барутне коморе	W_0	0,009908	m^3
Површина попречног пресека цеви	S_c	0,012656	m^2
Укупни пут пројектила у цеви	x_u	5,28	m
Коефицијент фиктивности	φ	1,050	/
Маса пројектила	m	8,3	kg
Маса барута 1	m_b	4,7	kg
Маса барута 2	m_b	3,6	kg
Запреминска маса 1	ρ_b	1600	kg/m^3
Запреминска маса 2	ρ_b	1600	kg/m^3
Коволумен барутних гасова 1	α	0,00110	m^3/kg
Коволумен барутних гасова 2	α	0,00106	m^3/kg
Однос специфичних топлота умањен за 1	θ	0,2669	/
Половина дебљине барутног зрна 1	r_0	0,0075	m
Половина дебљине барутног зрна 2	r_0	0,0084	m
Коефицијент облика 1	k_1	1,0043	/
Коефицијент облика 2	k_1	1,1159	/
Коефицијент облика 1	λ_1	-0,0430	/
Коефицијент облика 2	λ_1	-0,1159	/
Специфичан рад барутних гасова 1	f_b	971437	J/kg
Специфичан рад барутних гасова 2	f_b	966935	J/kg
Притисак форсирања	p_0	$25 \cdot 10^6$	P_a
Јединична брзина сагоревања барута 1	u_{z0}	$9,100 \cdot 10^{-10}$	m/sP_a
Јединична брзина сагоревања барута 2	u_{z0}	$8,878 \cdot 10^{-10}$	m/sP_a

У овом случају као што је већ напоменуто прорачун се ради методом Опокова (за комбинована барутна пуњења). Табелом 2.2 приказана је излазна датотека из Методе Опокова.

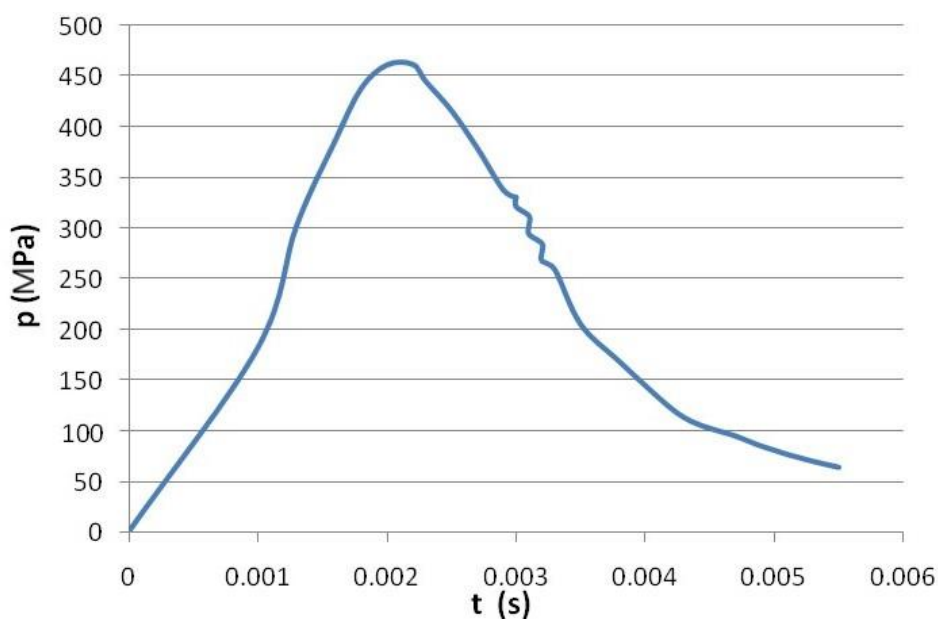
Табела 2.2 Резултати УБ прорачуна за топ 125 mm

ПРВИ ПЕРИОД-ПРВА ФАЗА						
l	y	ψ	V (m/s)	X (m)	p (Pa)	t (s)
1	0.101	0.11227	122.29	0.044	181832064	0.001
2	0.189	0.20869	244.58	0.107	302433376	0.0013
3	0.277	0.30376	366.87	0.18	386701312	0.0016
4	0.365	0.3975	489.16	0.266	438021248	0.0018
5	0.453	0.48988	611.44	0.366	461220512	0.002
6	0.541	0.58093	733.73	0.484	461719296	0.0022
7	0.629	0.67063	856.02	0.624	444936512	0.0023
8	0.717	0.75899	978.31	0.79	415880608	0.0025
9	0.805	0.846	1100.6	0.992	378907744	0.0027
10	0.893	0.93167	1222.89	1.238	337621152	0.0029

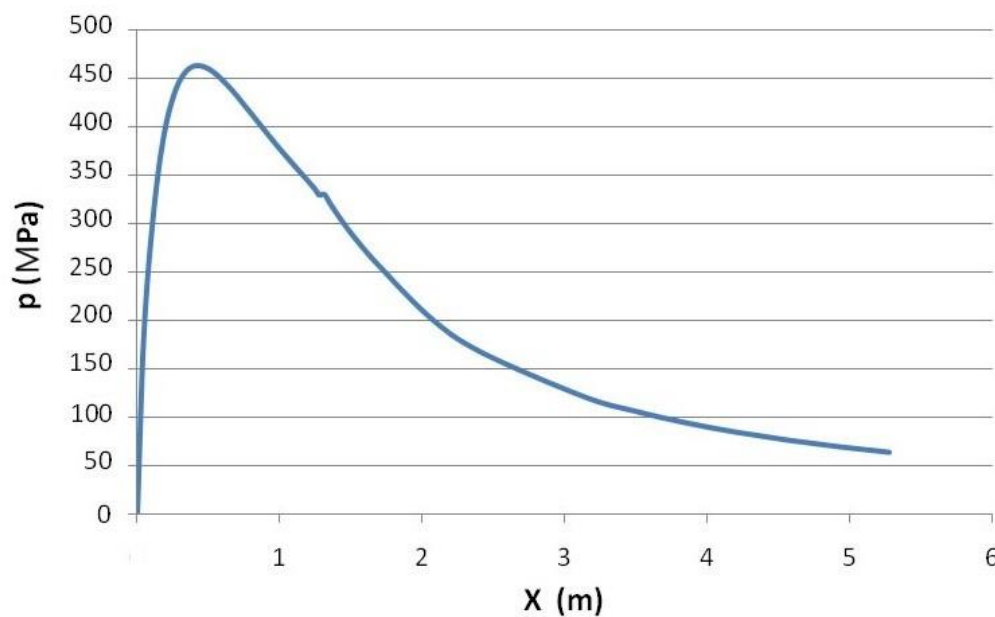
ПРВИ ПЕРИОД-ДРУГА ФАЗА						
l	γ	Ψ	V (m/s)	X (m)	p (Pa)	t (s)
11	0.904	0.9578	1237.78	1.274	340060928	0.003
12	0.914	0.96189	1252.67	1.313	330589280	0.003
13	0.925	0.96597	1267.56	1.352	321218752	0.003
14	0.936	0.97004	1282.45	1.394	311954400	0.0031
15	0.946	0.97409	1297.34	1.437	302801088	0.0031
16	0.957	0.97814	1312.23	1.482	293763488	0.0031
17	0.968	0.98217	1327.12	1.529	284845984	0.0032
18	0.979	0.98618	1342.01	1.578	276052704	0.0032
19	0.989	0.99018	1356.9	1.629	267387728	0.0032
20	1	0.99417	1371.79	1.682	258854544	0.0033

ДРУГИ ПЕРИОД				
l	X (m)	V (m/s)	p (Pa)	t (s)
21	2.042	1457.52	204795520	0.0035
22	2.401	1523.12	168071120	0.0038
23	2.761	1575.61	141665760	0.004
24	3.121	1618.97	121862712	0.0042
25	3.481	1655.65	106519712	0.0044
26	3.841	1687.27	94320208	0.0047
27	4.201	1714.92	84413128	0.0049
28	4.56	1739.41	76225240	0.0051
29	4.92	1761.32	69357240	0.0053
30	5.28	1781.08	63522892	0.0055

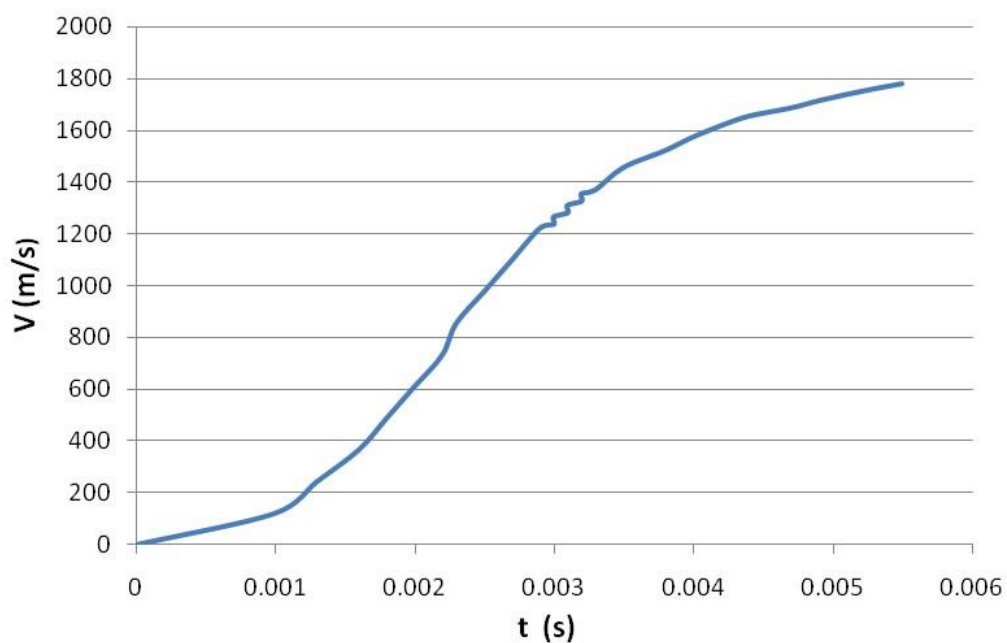
На сликама 2.1, 2.2 и 2.3 дат је графички приказ зависности притиска барутних гасова (p) од времена (t) и пређеног пута (x), и промена брзине пројектила у цеви (V) у току времена (t).



Слика 2.1 Промена притиска барутних гасова у зависности од времена



Слика 2.2 Промена притиска барутних гасова у зависности од пређеног пута



Слика 2.3 Промена брзине пројектила у зависности од времена

Са приказаних дијаграма може се видети да је максимални притисак барутних гасова у цеви топа 125 mm, $p_m=461$ MPa, време које је протекло од опаљења до тренутка када пројектил напушта уста цеви је $t_u=0,0055$ s, пут који је пројектил прешао је $x_u=5,28$ m док је брзина пројектила на устима цеви $V_0=1781$ m/s.

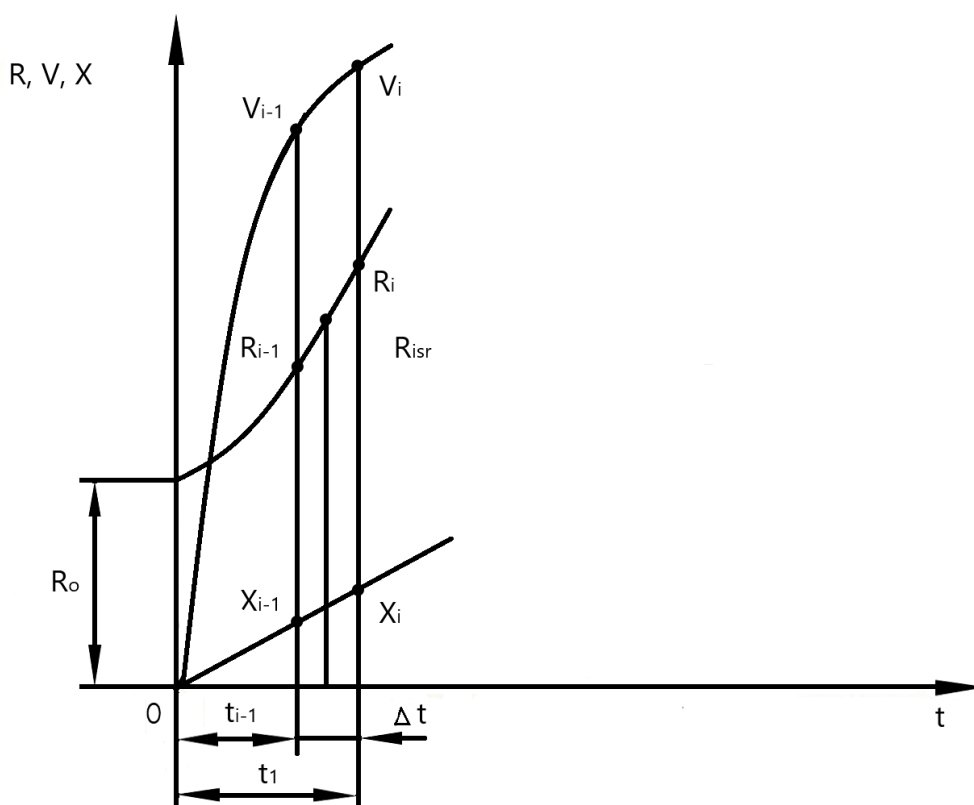
3. ИНВЕРЗНИ ПОСТУПАК ПРОРАЧУНА КРЕТАЊА ПРИ ТРЗАЊУ

Прорачун кретања трзајуће масе инверзним поступком трзања обухвата два периода, [6]:

1. период од почетка трзања до краја периода накнадног дејства барутних гасова на трзајућу масу,
2. период од краја првог периода до заустављања трзајуће масе.

3.1. Први период трзања

Цео период од почетка трзања до краја накнадног дејства барутних гасова на трзајућу масу дели се на временске интервале Δt . Пошто је време интервала (Δt) мало, усваја се да је сила укупног отпора трзању (R) у оквиру интервала константна и једнака њеној средњој вредности (слика 3.1).



Слика 3.1 Зависност силе, пута и брзине коченог трзања [6]

Нека су у неком тренутку времена t_{i-1} познате величине пута трзања X_{i-1} , брзине трзања V_{i-1} и силе отпора трзању R_{i-1} . Да би се одредиле њихове вредности у тренутку t_j , полази се од једначине кретања трзајуће масе, [6]:

$$M_t \frac{dV}{dX} = P_c - R_{isr} \quad (3.1)$$

односно у интегралном облику:

$$\int_{V_{i-1}}^V dV = \frac{1}{M_t} \left[\int_0^t P_c dt - R_{isr} \int_0^t dt \right] \quad (3.2)$$

где су:

M_t - маса трзајућих делова,

P_c - сила притиска барутних гасова на дно цеви,

R_{istr} - средња вредност силе отпора трзању у току интервала.

Како је први интегрални члан на десној страни релације:

$$\frac{1}{Mt} \int_0^t P_c dt = W - W_{i-1}$$

где су:

W - брзина слободног трзања у току интервала Δt ,

W_{i-1} - брзина слободног трзања на почетку интервала,

Добија се текућа вредност брзине коченог трзања у интервалу:

$$V = W - (W_{i-1} - V_{i-1}) - \frac{R_{istr}}{Mt} t \quad (3.3)$$

На крају интервала је:

$$V_i = W_i - (W_{i-1} - V_{i-1}) - \frac{R_{istr}}{Mt} \Delta t \quad (3.4)$$

Интегрисањем (3.3) добија се израз за пут коченог трзања на крају интервала:

$$X_i = X_{i-1} + (L_{i-1} - X_{i-1}) - (W_{i-1} - V_{i-1}) \Delta t - \frac{R_{istr}}{2M_t} (\Delta t)^2$$

При томе је:

$$\int_0^t W dt = L - L_{i-1} \quad (3.5)$$

Брзина и пут слободног трзања трзајуће масе (W, L) за време док се пројектил налази у цеви одређују се према изразима:

$$W = \frac{m + 0,5\mu}{M_t + m + \mu} v \quad (3.6)$$

$$L = \frac{m + 0,5\mu}{M_t + m + \mu} l \quad (3.7)$$

где су:

v и l - релативна брзина и пут пројектила који се добијају унутрашње балистичким прорачуном (УБП).

У периоду накнадног дејства барутних гасова брзина и пут слободног трзања добијају се на основу релације (за закон истицања по Бравину) ако је оруђе без гасне кочнице, [6]:

$$W = W_u + \frac{b \cdot P_{cu}}{Mt} (1 - e^{-\frac{t}{b}}) \quad \text{и}$$

$$L = L_u + W_u \cdot t + \frac{b \cdot P_{cu}}{M_t} \left[t - b \left(1 - e^{-\frac{t}{b}} \right) \right] \quad (3.8)$$

$$(3.9)$$

где је:

$b = \frac{(\beta - 0,5) \cdot \mu}{P_{cu}} V_0$ - параметар експоненцијалне функције,

t - време у току периода истицања барутних гасова,

$\tau = b \cdot \ln(0,5 \cdot p_u)$ - трајање периода накнадног дејства (истицања) барутних гасова:

β - коефицијент накнадног дејства барутних гасова.

Како једначине (3.4 и 3.5) садрже три променљиве; X_i , V_i и R_{isr} , решавају се поступком интеграције (узастопним приближавањем).

За прву интеграцију узима се да је: $R_{isr}^{(1)} = R_{i-1}$. За први интервал важи да је $R_{isr}^{(1)} = R_0$, а почетна вредност силе се одређује по изразу:

$$R_0 = F_{p0} + F_{tr} - Q_t \sin \varphi, \quad (3.10)$$

$F_{p0} = p_0 \cdot A_p$ - почетна сила повратника,

$F_{tr} = Q_t (\mu \cos \varphi_{gr} + \nu)$ - сила трења на клизачима колевке и у заптивачима ПТУ,

Q_t - сила тежине трзајуће масе.

На основу једначина (3.4 и 3.5), преко $R_{isr}^{(1)}$, одреде се затим величине V_i и X_i и са тим вредностима рачунају се силе хидрауличне кочнице трзања и повратника.

За кочницу трзања вретенастог типа (са контраклипњачом променљивог попречног пресека) сила кочнице је дефинисана изразом, [6]:

$$F_k = \frac{k_1 \cdot \rho}{2} \left[\left(\frac{A}{a_i} + 1 \right)^2 \cdot A + \frac{k_3}{k_1} \cdot \frac{A_M^3}{\Omega^2} \right] \cdot V_i^2 \quad (3.11)$$

$$F_k = f(a_i) \cdot V_i^2 \quad (3.12)$$

Ознаке за константне површине елемената кочнице у датом изразу (3.11) јесу:

$$A = A_k - A_{rp} \quad (3.13)$$

$A_k = (D^2 - d^2) \cdot \frac{\pi}{4}$ - радна површина клипа,

$A_p = d_p^2 \cdot \frac{\pi}{4}$ - површина регулишућег прстена,

$A_M = d_1^2 \cdot \frac{\pi}{4}$ - површина клипа кочнице враћања,

$\Omega = n \cdot d_M^2 \cdot \frac{\pi}{4}$ - површина прстенастог зазора између зидова клипњаче и пречника контраклипњаче на месту везе са клипом кочнице враћања,

$a_i = (d_p^2 - \delta_1^2) \cdot \frac{\pi}{4}$ - променљива површина прстенастог зазора између регулишућег прстена и контраклипњаче.

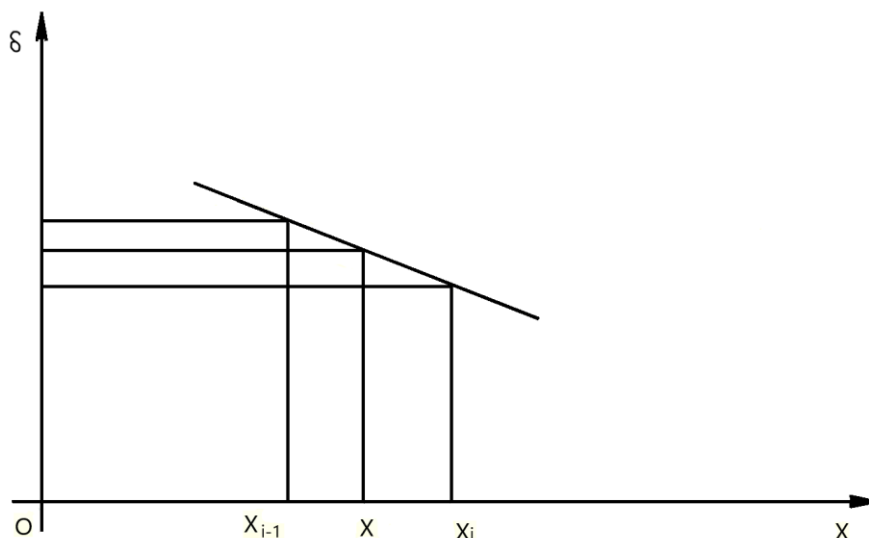
Тренутна вредност пречника контраклипњаче (δ) мора се одредити за сваки положај клипа на путу трзања X . За довољно мале помаке клипа према слици 3.2, може се

поставити релација која важи у случају да се пречник δ мења линеарно између пресека X_{i-1} и X_i .

$$\Delta t \frac{X_i - X}{X - X_{i-1}} = \frac{\delta_i - \delta}{\delta - \delta_{i-1}} = \gamma, \quad (3.14)$$

одакле је:

$$\delta = \frac{\delta_i + \gamma \cdot \delta_{i-1}}{1 + \gamma} \quad (3.15)$$



Слика 3.2 Зависност пречника и пута трзања [6]

Сила хидропнеуматског повратника се одређује једначином која вреди за било коју тачку трзања:

$$F_{pi}^{(1)} = P_0 \cdot A \cdot \left[\frac{H_0}{(H_0 - X_i^{(1)})} \right]^n \quad (3.16)$$

где је:

$H_0 = \frac{W_0}{A}$ - сведена почетна висина гасног стуба у повратнику,

W_0 - почетна запремина гаса (азота) у повратнику,

n - коефицијент политропе гаса (усваја се $n = 1, 3$).

Укупна сила трења за време трзања може се усвојити константом и одређена је изразом, [6]:

$$F_{tr} = Q_t \cdot (\mu \cdot \cos \varphi + \nu) \quad (3.17)$$

За другу интеграцију узима се да је (2,1 – ознаке интеграције):

$$R_{isr}^{(2)} = F_{ki}^{(1)} + F_{pi}^{(1)} + F_{tr} - Q_t \cdot \sin \varphi \quad (3.18)$$

На основу $R_{isr}^{(2)}$ поново се одређују параметри кретања $V_i^{(2)}$ и $X_i^{(2)}$, а затим на сличан начин као код прве интеграције величине: $F_{ki}^{(2)}$, $F_{pi}^{(2)}$ и $R_{isr}^{(3)}$.

Прорачун се изводи све док се вредности силе $R_{isr}^{(n)}$ не поклопе, у оквиру задате тачности израчунавања, са њеним вредностима у претходном приближењу $R_{isr}^{(n)}$.

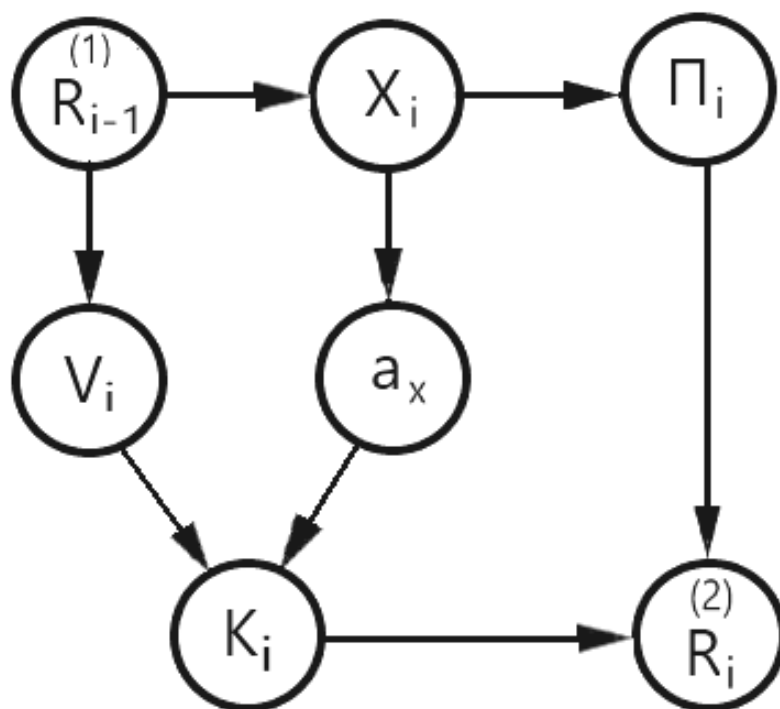
Сила отпора на крају интервала добија се из израза:

$$R_{isr} = \frac{R_{i-1} + R_i}{2}, \quad (3.19)$$

одакле је:

$$R_i = 2R_{isr} - R_{i-1}$$

Величина R_i представља полазни податак за прву интеграцију на следећем интервалу Δt . Поступак прорачуна може се једноставно приказати шемом према слици 3.3.



Слика 3.3 Шема прорачуна периода трзања [6]

3.2. Други период трзања

У другом периоду трзања за променљиву се узима преостали пут трзања који се дели на (i) интервала величине $\Delta X = (5-10)mm$. Полазни услови за овај период су прорачунате величине добијене на крају првог периода трзања. За сваки интервал пута трзања важи енергетска релација [6]:

$$\frac{M_t \cdot V_i^2}{2} - \frac{M_t \cdot V_{i-1}^2}{2} = R_{isr} \cdot \Delta X \quad (3.20)$$

како је:

$$R_{sr} = \frac{R_{i-1} + R_i}{2},$$

онда ће с обзиром на енергетску релацију (3.15) бити:

$$V_i^2 = V_{i-1}^2 - \frac{R_{i-1} + R_i}{M_t} \cdot \Delta X \quad (3.21)$$

На крају интервала пут трзања је:

$$X_i = X_{i-1} + \Delta X \quad (3.22)$$

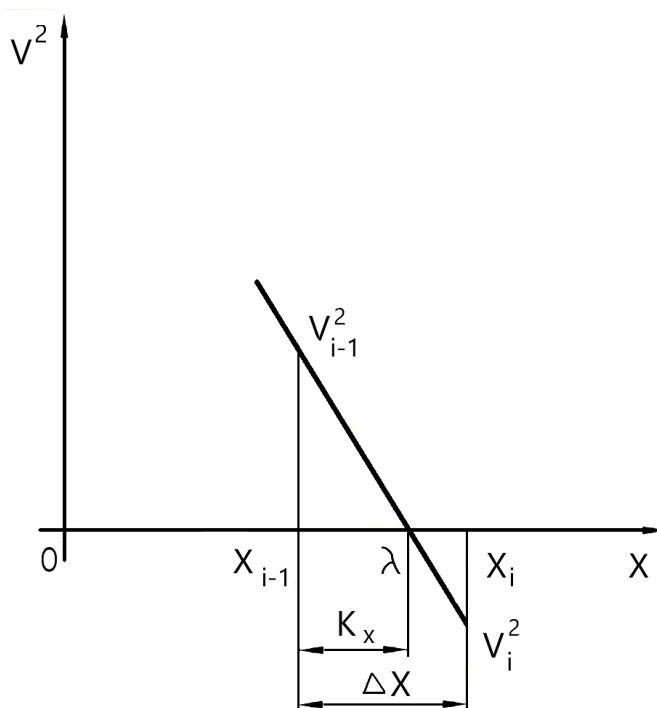
Сила укупног отпора трзању на крају интервала износи:

$$R_i = F_{ki} + F_{pi} + F_{tr} - Q_t \sin \varphi, \quad (3.23)$$

Где се компоненте сила одређују према једначинама F_{pi} према (3.12), F_{tr} према (3.16) и F_{tr} према (3.17). Након увођења релације за R_i у наведеном изразу (3.19) и сређивања израза, добија се коначан израз за брзину трзања у другом периоду, [6]:

$$V_i^2 = V_{i-1}^2 - \frac{R_{i-1} + F_{pi} + F_{tr} - Q_t \sin \varphi + f(a_i) \cdot V_{i-1}^2}{\frac{M_t}{\Delta X} + f(a_i)} \quad (3.24)$$

Прорачун се изводи док не буде задовољен услов да је: $V_i = 0$. У случају да је $V_i^2 < 0$ приступа се израчунавању дужине пута трзања за који је $V_i^2 = 0$.



Слика 3.4 Одређивање величине K_x за услов $V_i=0$ [6]

Према слици 3.4 може се из односа троуглова поставити релација:

$$K_x = \frac{\Delta X \cdot V_{i-1}^2}{|V_i^2| + V_{i-1}^2}, \quad (3.25)$$

одакле је укупна дужина трзања:

$$\lambda = X_{i-1} + K \quad (3.26)$$

Како је време трзања на сваком интервалу:

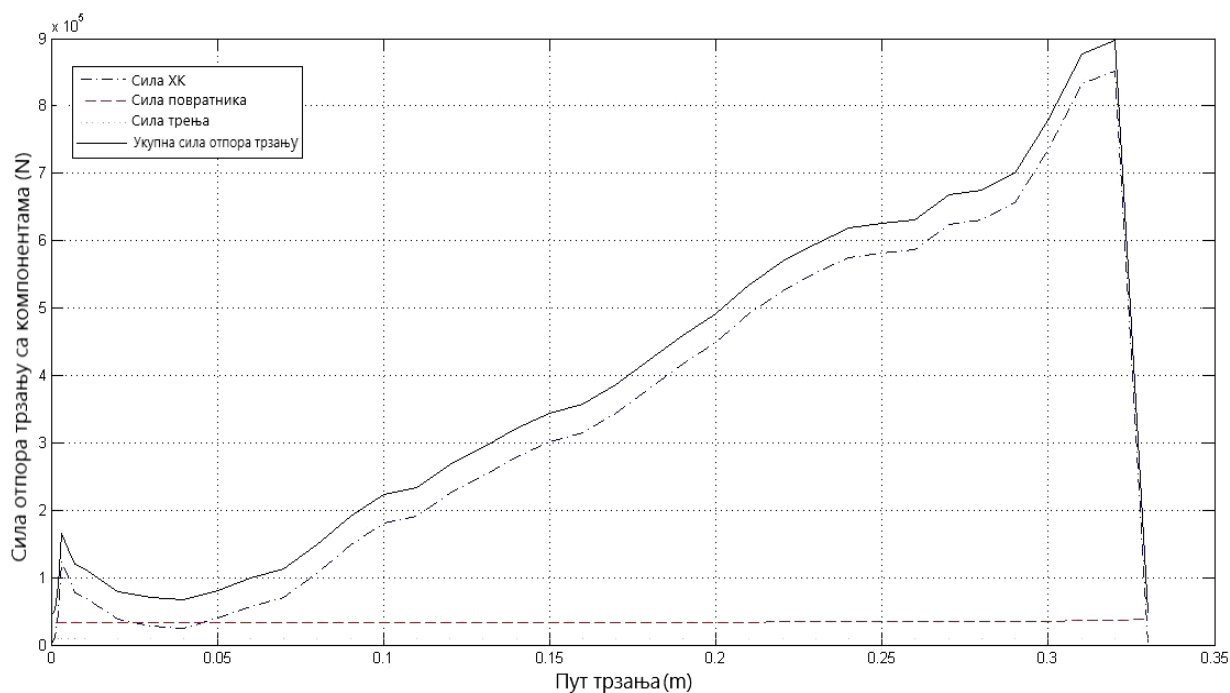
$$\Delta t_i = \frac{M_t \cdot |V_i - V_{i-1}|}{R_{isr}}, \quad (3.27)$$

То је укупно време трзања (n је број интервала у оба периода):

$$T_t = \sum_{i=1}^n \Delta t_i \quad (3.28)$$

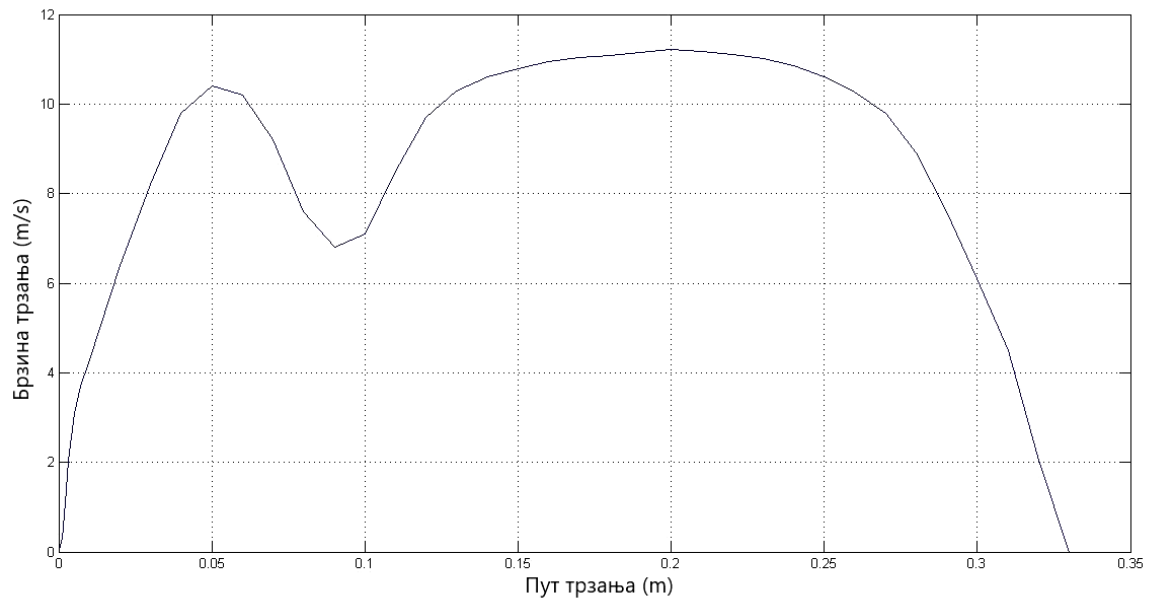
3.3 Одређивање силе отпора трзању

Да би се решио задати проблем, помоћу рачунара направљено је одговарајуће програмско решење у програмском пакету МАТЛАБ. Програм у себи садржи датотеку у којој су дате вредности притиска у кочници трзања и промена брзине трзања, на основу којих се прорачунава потребна промена силе отпора трзању. Вредности притисака и промене брзине су узете из експерименталних мерења и добијених дијаграма који су дати у прилогу.



Слика 3.5 Промена силе отпора трзању на путу трзања

На слици 3.5 дата је промена укупне силе отпора трзању као и промена осталих сила: силе хидрауличне кочнице, силе повратника и силе трења. Сила хидрауличне кочнице има највећи утицај, односно представља силу која се у највећој мери супроставља сили трзања. Поред ње имамо и силу повратника, принцип рада повратника се заснива на сабијању гаса у самом повратнику, а акумулирана енергија се касније користи за враћање делова у почетни положај. Променена брзине трзања у зависности од пута трзања дата је сликом 3.6.



Слика 3.6 Промена брзине трзања на путу трзања

4. ОПТЕРЕЋЕЊЕ ЛЕЖАЈА КУПОЛЕ ТЕНКА

Тенкови представљају возила која су опремљена куполама. Куполе представљају носач (горњи лафет) основног наоружања. То је, по правилу, присутно код тенкова, борбених возила пешадије и самоходних артиљеријских оруђа, док је могуће и код лансирних оруђа и других борбених система. Купола се на оклопно тело ослања преко специјалног ослонаца у виду котрљајног лежаја који омогућава њену ротацију за 360° , уз поуздан пренос свих оптерећења која се јављају током дејства система и током вожње.

Класификација купола:

1. Према начину израде куполе могу да буду изведене као:

- ливене,
- заварене од ваљаних челичних плоча.

2. Према конструкцијском облику куполе могу да буду:

- цилиндричне,
- конусне,
- полусферичне и
- сложене.

Куполе могу да буду потпуно уравнотежене (тежиште се налази у оси ротације куполе) или неуравнотежене. У пракси је практично немогуће обезбедити потпуно уравнотежење куполе пошто се у предњем делу поставља топ који има велику масу, а предњи део оклопног тела је највеће дебљине због заштите чеоног дела возила, [8].

Захтеви које купола мора да задовољи:

- отпорност на пробојност у складу са тактичко-техничким захтевима,
- велика чврстоћа и тврдоћа,
- херметичност и
- ергономски захтеви (погодан смештај посаде, наоружања и опреме).

Поред тога купола мора да се гради уз уважавање следећих захтева:

- није прихватљиво да се делови куполе раде са негативним угловима који би при рикошету усмеравали пројектил на кровну плочу оклопног тела,
- отвори на куполи морају да буду малих димензија,
- ослонац куполе мора да буде конструисан тако да не долази до његовог заклињавања (блокаде при опаљењу или другим повећаним оптерећењима куполе).

Поред лежаја, важне компоненте ослањања куполе су и механизми за њено блокирање, као и механизам за обртање. Прорачуном лежаја куполе неопходно је одредити напрезање котрљајних стаза и куглица на површински притисак, као и чврстоћу ослонаца куполе, [8].

Прорачун се врши уз уважавање следећих претпоставки:

- возило се налази на хоризонталној подлози,

- распоред допунског вертикалног оптерећења на куглицу је синусни,
- хоризонталне силе распоређују се по куглицама као и код радијалних кугличних лежаја.

Карактеристике конструкционих решења ослонаца куполе:

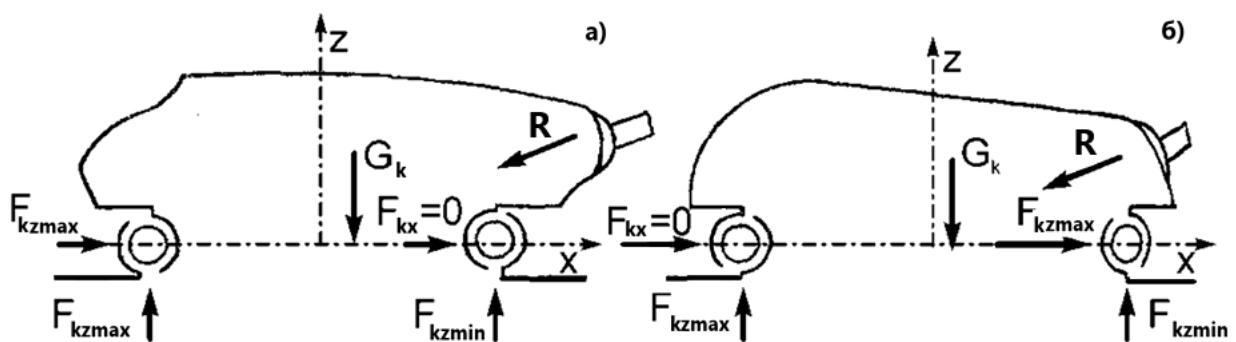
1) Ослонци са непокретним обухватним прстеном (слика 4.1, а):

- имају веће оптерећење,
- имају већу вероватноћу раздвајања лежаја.
- обезбеђују већи пречник куполе, самим тим и већи простор борбеног одељења, чиме се омогућава постављање оруђа већег калибра, тако да су они у већој примени код тенкова.

2) Ослонци са покретним обухватним прстеном (слика 4.1, б):

- мања неравномерност расподеле сумарног оптерећења по куглицама
- већа отпорност на спадање куполе са оклопног тела, што би као резултат имало растављање ослонаца, ломове куглица и деформацију котрљајних стаза.
- Уколико сила отпора трзању R делује као на слици, њен момент у односу на попречну осу тежи да преврне куполу у смеру казаљке на сату и ослонац би се раздвојио на левој страни. Томе се супротставља померање куполе на десно, које изазива блокирање куглица између котрљајних стаза јер се елиминише зазор између њих.

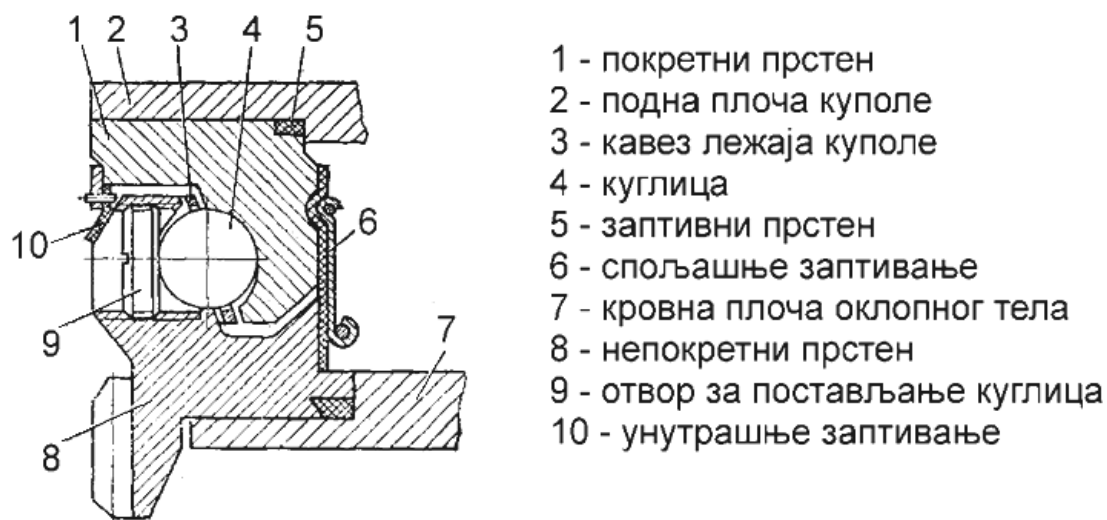
Као што се види на слици 4.1 зависно од тога који је случај у питању имаћемо различито оптерећење појединих делова лежаја. У првом случају код ослонаца са непокретним обухватним лежајем задњи део лежаја трпи највеће оптерећење, односно то је онај део који се налази на супротној страни од места у куполи где је постављен топ. У другом случају када имамо ослонац са покретним обухватним прстеном предњи део лежаја је тај који подноси максимално оптерећење [8].



Слика 4.1 а) ослонац са непокретним обухватним прстеном, б) ослонац са покретним обухватним прстеном [8]

За одређивање непрезања котрљајних стаза неопходно је одредити прорачунско оптерећење на куглицу и котрљајну стазу, а затим проверити напрезање на површински притисак [8].

Ослонац куполе је специјални радијално-аксијални котрљајни лежај који мора да обезбеди поуздану ротацију и пренос свих оптерећења између куполе и оклопног тела возила.



Слика 4.2 Лежај куполе [8]

Основни елементи ослонца су (слика 4.2): непокретни прстен (8) који је чврсто везан за кровну плочу возила (7), покретни ослонац (1) на који се ослања купола, котрљајна тела – куглице (4), кавез (3), као и заптивачи.

Ослонци куполе морају да испуне следеће основне захтеве: [8]

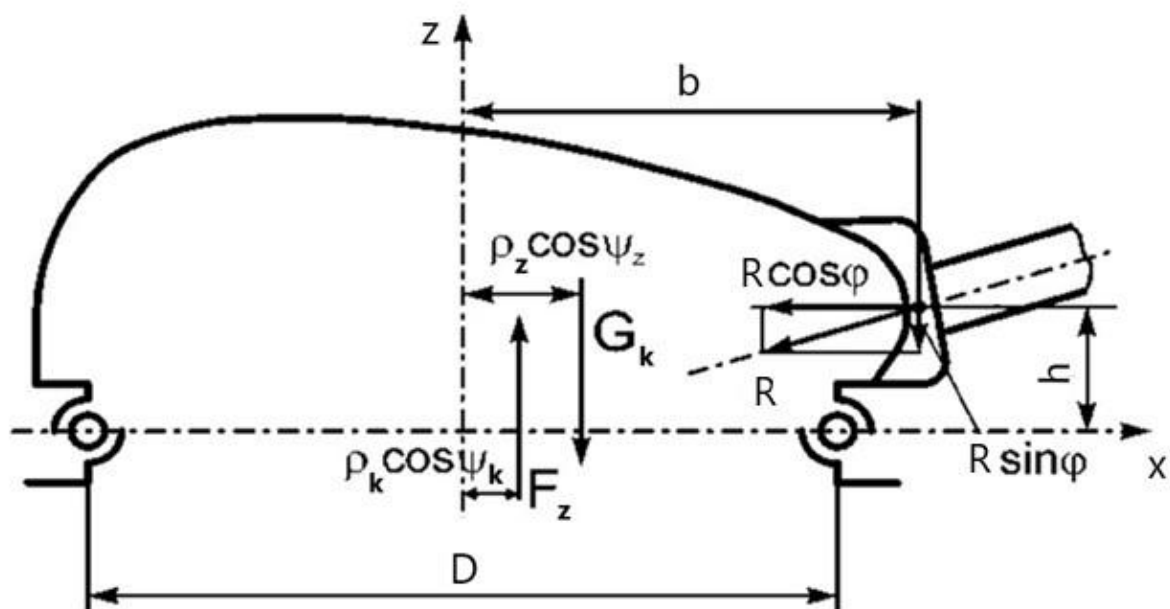
- висока чврстоћа,
- минималан отпор ротацији куполе,
- минималан радијални зазор,
- компактност и
- поуздано унутрашње и спољашње заптивање.

Према облику котрљајних стаза:

- ослонци са кугличним котрљајним телима,
- ослонци са ваљкастим котрљајним телима,
- ослонци са буричастим котрљајним телима.

4.1. Прорачун оптерећења лежаја куполе тенка М 84

Прорачун се врши у вертикалној и хоризонталној равни, на слици 4.4 дата је шема процеса опаљења у вертикалној равни којом је дат приказ сила које делују на куполу тенка услед процеса опаљења. Током процеса трзања долази до померања трзајуће масе ка средишњем делу куполе што условљава померање тежишта.



Слика 4.4 Дејство сила на склоп у равни xz : R – сила отпора трзању, F_z – вертикална реакција лежаја, G_k – тежина, D – средњи пречник лежаја, ρ_z , ψ_z – поларне координате вертикалне реакције [8]

Вертикална реакција лежаја добија се из услова равнотеже, према слици 4.4:

$$\Sigma F_z = 0 \Rightarrow F_z - G_k - R \sin \varphi = 0 \quad (3.2)$$

где су:

φ – угао елевације,
 R – сила отпора трзању.

Сила R из једначине (3.2) представља максималну силу отпора трзању, и износи 896680 N. Угао елевације φ може да се мења, а за тенк М 84 је у дијапазону од -5° до $+15^\circ$, самим тим мења се и интензитет вертикалне реакције лежаја F_z . За угао елевације од 0° добија се минимална вредност ове силе [8]:

$$F_z = G_k + R \sin 0^\circ$$

$m_u = 6084$ kg – маса куполе

$$F_z = G_k = m_u \cdot g = 6084 \cdot 9,81 \quad (3.3)$$

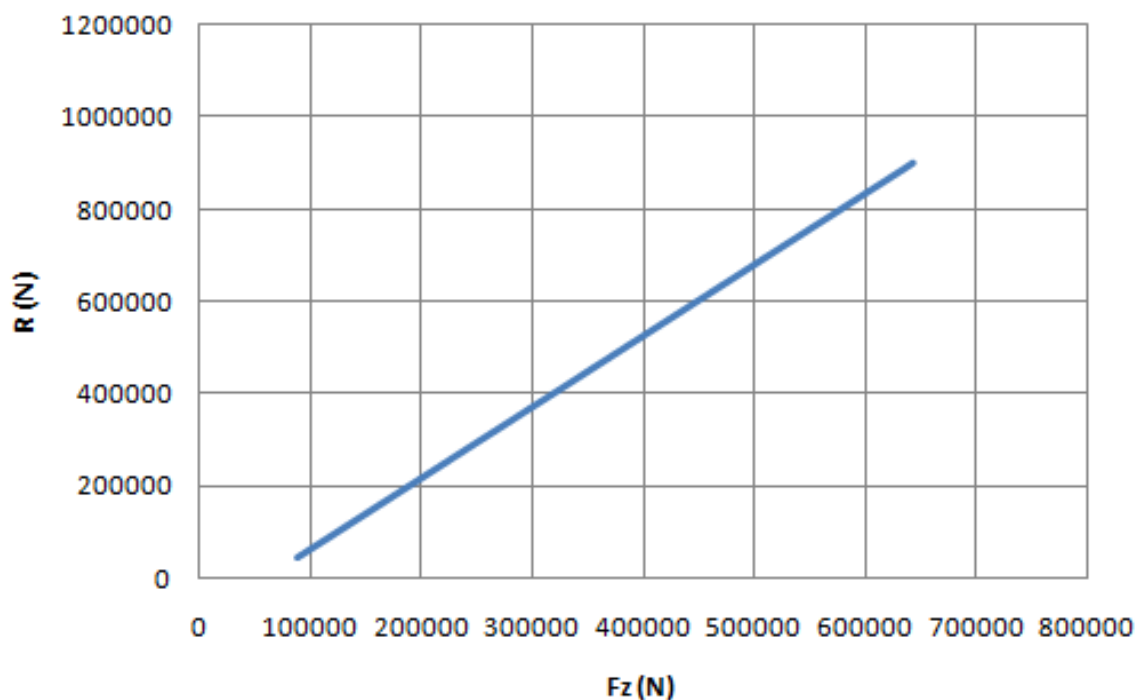
$$(F_z)_{\min} = 59684,04 \text{ N}$$

Максимална вредност силе F_z добија са максималним углом елевације ($\varphi = 15^\circ$):

$$F_z = G + R \sin 15^\circ = 59684,04 + 896680 \cdot \sin 15^\circ$$

$$(F_z)_{\max} = 642784,14 \text{ N}$$

Вертикална реакција лежаја највећа је при максималном углу елевације и линеарно је зависна у односу на силу отпора трзању, као што се може видети са слике 4.5.



Слика 4.5 Промена силе вертикалне реакције лежаја у зависности од силе отпора трзању

Поларне координате вертикалне реакције одређују се из моментних једначина:

$$\Sigma M_x = 0 \Rightarrow F_z \rho_z \sin \Psi_z + G \rho_G \sin \Psi_G - R \cdot a \cdot \sin \varphi \quad (3.4)$$

$$\Sigma M_y = 0 \Rightarrow F_z \rho_z \cos \Psi_z - G \rho_G \cos \Psi_G - R \cdot b \cdot \sin \varphi + R \cdot h \cdot \cos \varphi \quad (3.5)$$

Стављањем првог члана једначина (3.4) и (3.5) на леву страну, њиховим квадрирањем и сабирањем, као и уврштавањем једначине (3.3) добија се:

$$\rho_z = \frac{\sqrt{(Ra \sin \varphi - G \rho_G \sin \Psi_G)^2 + (G \rho_G \cos \Psi_G + Rb \cos \varphi - Rh \cos \varphi)^2}}{G_k + R \sin \varphi} \quad (3.6)$$

Дељењем једначине (3.4) са једначином (3.5) добија се:

$$\operatorname{tg} \Psi_z = \frac{Ra \sin \varphi - G \rho_G \sin \Psi_G}{G \rho_G \cos \Psi_G + Rb \sin \varphi - Rh \cos \varphi} \quad (3.7)$$

где је:

$$b = 0,965 \text{ m}$$

$$h = 0,327 \text{ m}$$

$$\rho_k = 0,7 \text{ m}$$

$$a = 0 \text{ m}$$

Пошто је $a = 0$ (оса топа у равни осе ротације лежаја) и $y = 0$ (тежина у уздужној осној равни куполе) и читав склоп је симетричан у односу на раван xz , па се и тежиште налази у овој равни, угаона координата Ψ_G има вредност 0° , тако да је, [8]:

$$\rho_z = \frac{G\rho_k \cos \Psi_G + Rb \sin \varphi - Rh \cos \varphi}{G + R \sin \varphi} \quad (3.8)$$

За најнеповољнији случај моментног оптерећења лежаја, када је угао елевације 0° , тада је:

$$\rho_z = \frac{59684,04 \cdot 0,965 - 896680 \cdot 0,327}{59684,04}$$

$$\rho_z = -4,213 \text{ m}$$

Ако је $|\rho_z| > \frac{D}{2}$, то значи да оптерећење настоји да преврне склоп и да мора да делује заштита од превртања. За конкретан случај ($D = 1,978 \text{ m}$) је:

$$4,213 \text{ m} > 0,989 \text{ m}$$

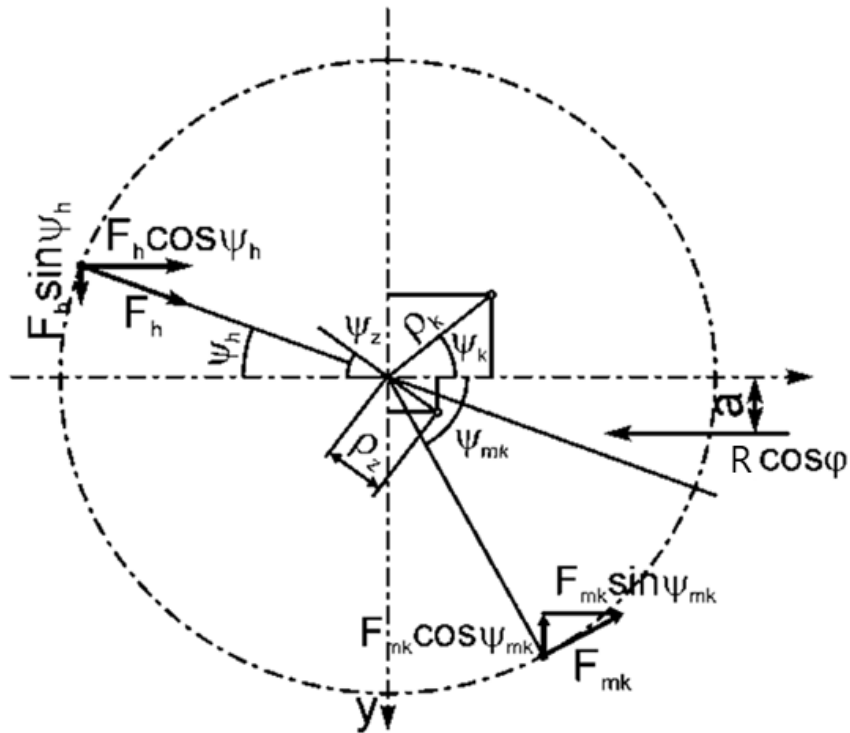
што значи да ова конструкција није стабилна у смислу превртања, и потребно је користити заштиту од превртања.

Координате резултантне хоризонталне реакције F_h су у општем случају ($D/2$, Ψ_h), а координате реакције механизма за окретање куполе F_{mk} су конструкцијски одређене ($a = D/2$, $\Psi_{mk} = 45^\circ$). Непознате величине (F_h , F_{mk} и Ψ_h) се одређују из услова равнотеже:

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow F_{mk} \sin \Psi_{mk} + F_h \cos \Psi_h - R \cos \varphi = 0 \quad (3.9)$$

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow F_h \sin \Psi_h - F_{mk} \cos \Psi_{mk} = 0 \quad (3.10)$$

$$\Sigma M_z = 0 \Rightarrow R \cdot a \cdot \cos \varphi - F_{mk} \frac{D}{2} \quad (3.11)$$



Слика 4.6 Дејство сила на склоп у равни xy : F_h – хоризонтална реакција лежаја, F_{mk} – реакција механизма за окретање, ψ_h – угаона координата хоризонталне реакције, ψ_{mk} – угаона координата реакције механизма за окретање [8]

$$F_{mk} = \frac{2R a \cos \varphi}{D} \quad (3.12)$$

Величина a представља померање осе топа од геометријског средишта. Како се оса налази у xz равни, a има вредност 0 mm, па према једначини 3.12, не постоји реакција механизма за окретање.

Хоризонтална реакција F_h , као и ψ_h такође, добијају се из услова равнотеже:

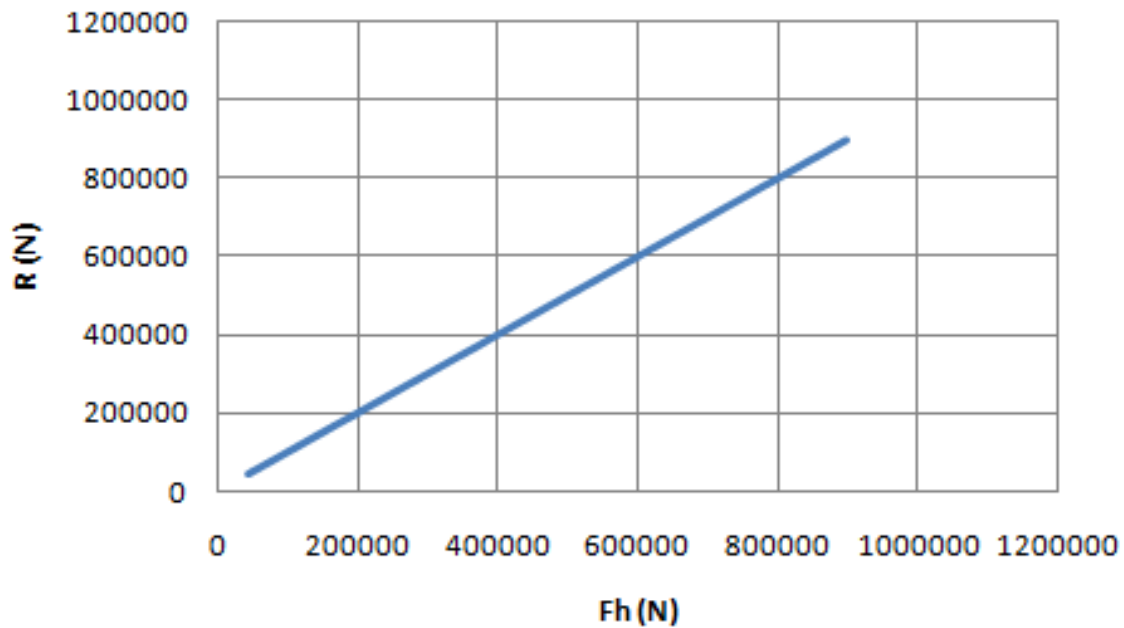
$$F_h = R \cos \varphi \sqrt{1 - \frac{4a}{d} \sin \psi_{mk} + \frac{4a^2}{D^2}} \quad (3.13)$$

$$F_h = 896680 \text{ N}$$

$$\operatorname{tg} \psi_h = \frac{2a \cos \psi_{mk}}{D(1 - \frac{2a}{d} \sin \psi_{mk})} \quad (3.14)$$

$$\psi_h = 0^\circ$$

Максимална сила хоризонталне реакције се добија при углу елевације од нула степени и у овом случају она је једнака сили отпора трзању. Промена силе хоризонталне реакције приказана је на слици 4.7 одакле се види да су поменуте величине линеарно зависне.



Слика 4.7 Зависност хоризонталне реакције лежаја од силе отпора трзању

Оптерећење котрљајне стазе једнако је суми оптерећења која су последица вертикалне реакције F_z и момента $M_0 = F_z \rho_z$. Специфично оптерећење на јединицу дужине котрљајне стазе које је резултат деловања силе F_z је, [8]:

$$\rho = \frac{F_z}{D\pi} = \frac{642784,14}{1,978 \cdot 3,14} \quad (3.15)$$

$$\rho = 103492,58 \text{ N/m}$$

Максимално специфично линијско оптерећење котрљајне стазе које је последица деловања резултујућег момента M_0 је:

$$\rho_m = \frac{4F_z \rho_z}{D^2 \pi} = \frac{4 \cdot 642784,14 \cdot 4,213}{1,978^2 \cdot 3,14} \quad (3.16)$$

$$\rho_m = 269339,32 \text{ N/m}$$

Резултујући момент је:

$$M_0 = \rho_m \frac{D^2 \pi}{4} = 269339,32 \frac{1,978^2 \cdot 3,14}{4} \quad (3.17)$$

$$M_0 = 827641,4 \text{ Nm}$$

Да би се одредило максимално вертикално оптерећење куглице неопходно је ово оптерећење поделити на део котрљајне стазе који отпада на једну куглицу ($d\pi/z$), тако да се добија:

$$F_{kzm} = \rho_m \frac{D\pi}{z} = \frac{4F_z \rho_z}{Dz} = \frac{4 \cdot 642784,14 \cdot 4,213}{1,978 \cdot 156} \quad (3.18)$$

где је $z = 156$ – број куглица лежаја.

$$F_{kzm} = 10728,8 \text{ N}$$

Максимально вертикально оптерећење куглице F_{kzmax} једнако је суми оптерећења које је последица деловања силе F_k , и оптерећења које је последица деловања момента M_0 :

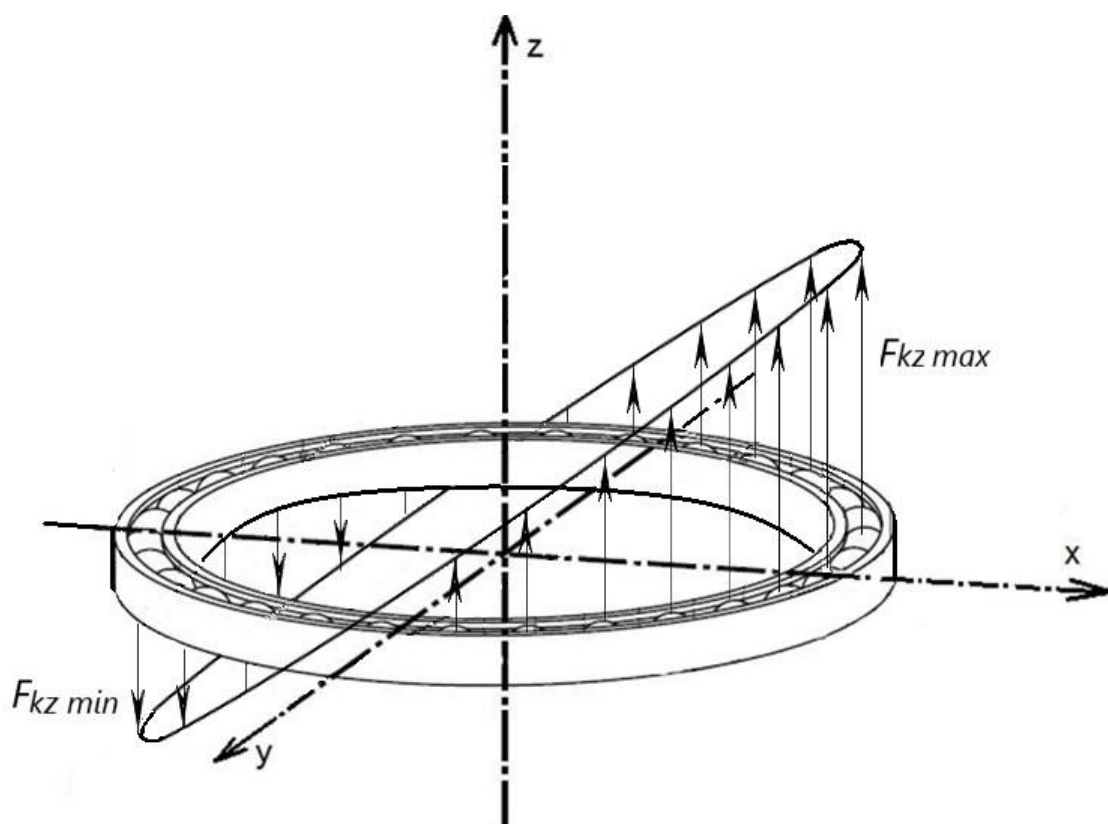
$$F_{kzmax} = \frac{F_z}{z} + \frac{4F_z\rho_z}{Dz} = \frac{F_z}{z} \left(1 + \frac{4\rho_z}{D}\right) = \frac{642784,14}{156} \left(1 + \frac{4 \cdot 4,213}{1,978}\right) \quad (3.19)$$

$$F_{kzmax} = 14843,77 \text{ N}$$

Насупрот овоме, минимално вертикално оптерећење куглице једнако је разлици ова два оптерећења:

$$F_{kzmin} = \frac{F_z}{z} - \frac{4F_z\rho_z}{Dz} = \frac{F_z}{z} \left(1 - \frac{4\rho_z}{D}\right) = \frac{642784,14}{156} \left(1 - \frac{4 \cdot 4,213}{1,978}\right) \quad (3.20)$$

$$F_{kzmin} = -6602,95 \text{ N}$$



Слика 4.8 Вертикално оптерећење куглице лежаја

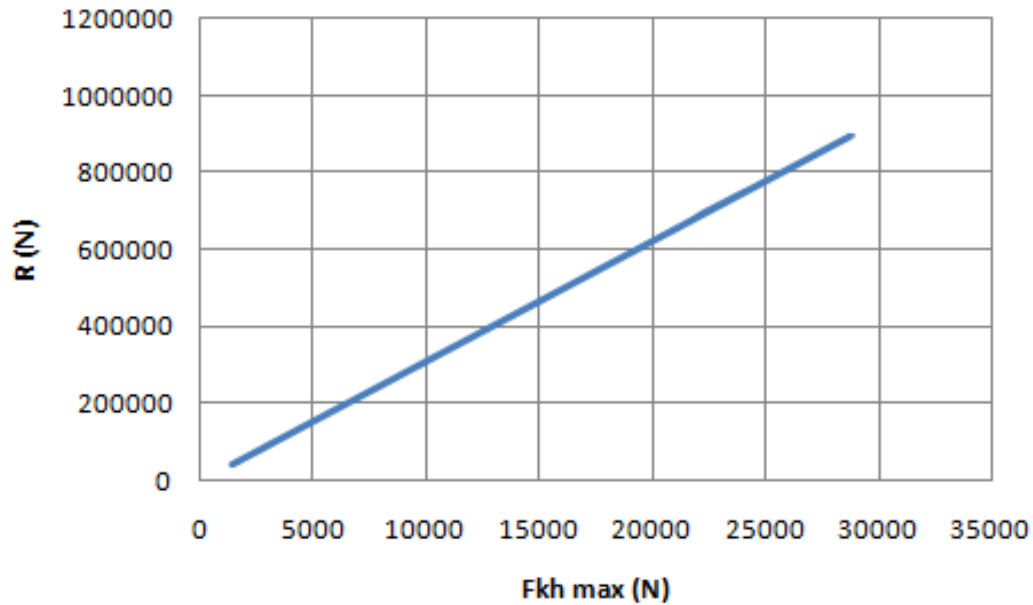
Максимална хоризонтална сила која делује на куглице котрљајног лежаја ослонца куполе за случај раванског деловања силе тежине куполе и силе трзања оптерећује:

- предњу куглицу за случај покретног обухватног прстена, односно
- задњу куглицу за случај непокретног обухватног прстена.

У општем случају просторног деловања сила R и G_k максимално је оптерећена куглица која се налази на правцу деловања хоризонталне реакције F_h , у предњем делу куполе за случај покретног обухватног прстена, односно у задњем делу куполе за случај непокретног обухватног прстена. Експериментално је утврђено да је:

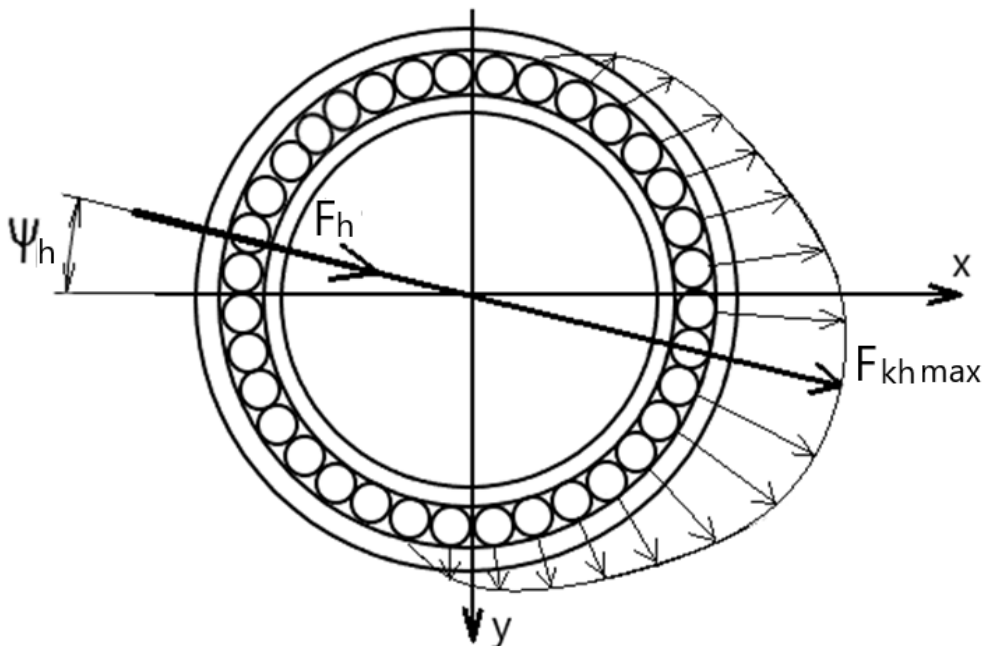
$$F_{khmax} = 5 \frac{F_h}{z} = 5 \frac{896680}{156} \quad (3.21)$$

$$F_{kh \max} = 28739,74 \text{ N}$$



Слика 4.9 Зависност максималног хоризонталног оптерећења куглице од силе отпора трзању

Ако посматрамо лежај у хоризонталној равни где делује хоризонтална сила (F_h) распоред сила које делују на сваку од куглица лежаја зависи од правца силе F_h , па је тако она куглица која се налази на том правцу и најоптерећенија, [8].

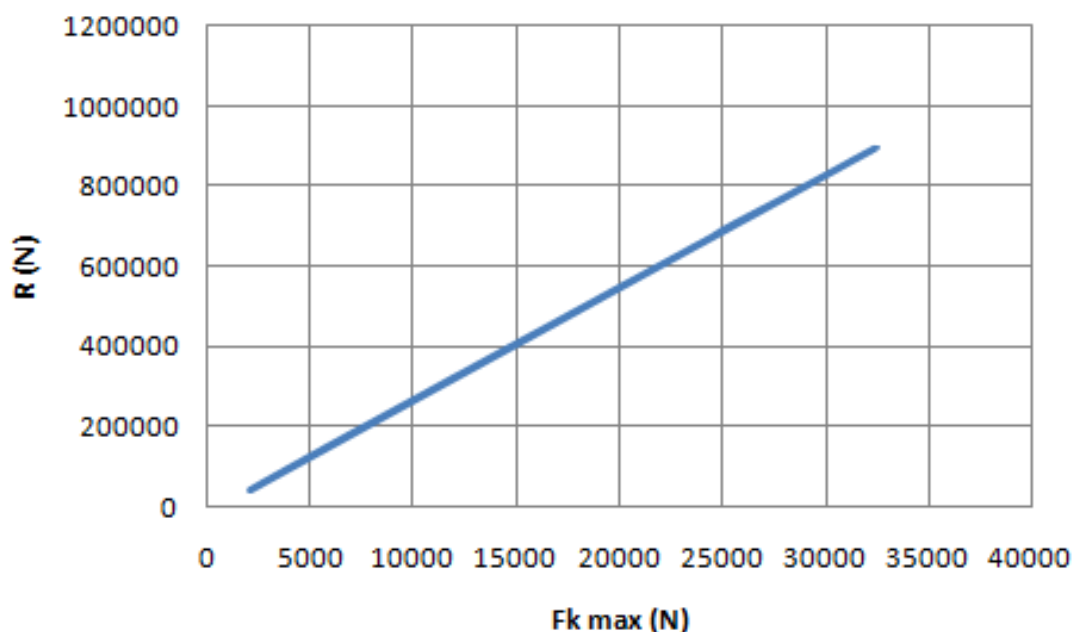


Слика 4.10 Хоризонтално оптерећење куглица лежаја куполе

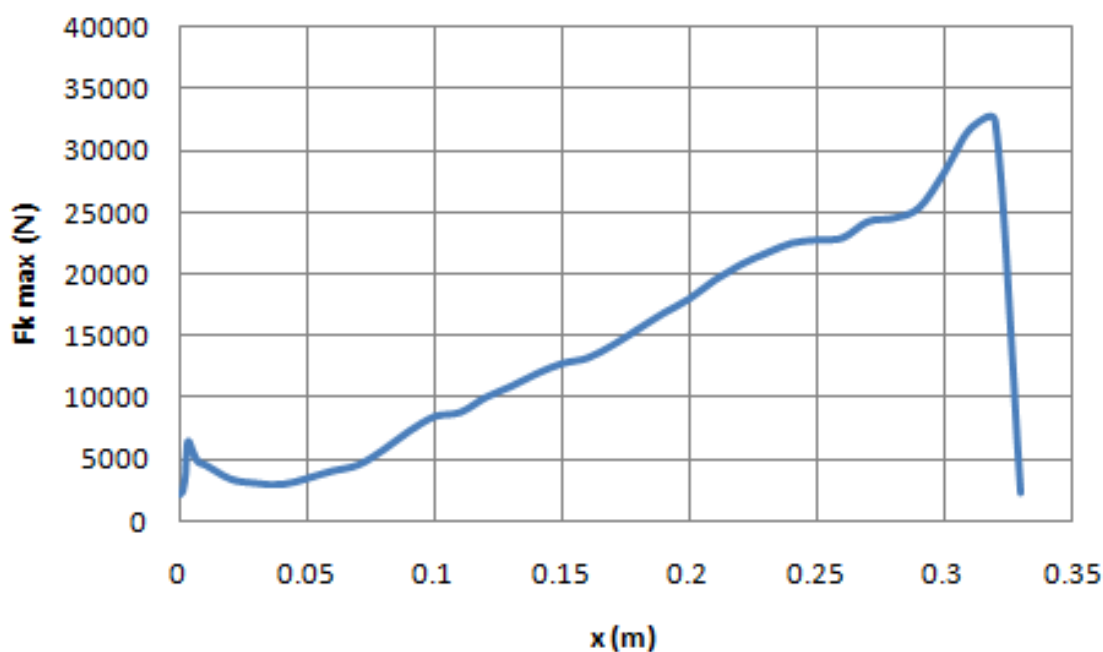
Максимално оптерећење куглице је:

$$F_{k \max} = \sqrt{F_{kz \max}^2 + F_{kh \max}^2} = \sqrt{14843,77^2 + 28739,74^2} \quad (3.22)$$

$$F_{k \max} = 32346,72 \text{ N}$$



Слика 4.11 Зависност максималног оптерећења куглице од силе отпора трзању



Слика 4.12 Зависност максималног оптерећења куглице лежаја од промене пута трзања

Сликом 4.12 приказана је промена силе оптерећења лежаја у односу на пут трзања.

Контактни напон на површински притисак (дробљење) најоптерећеније куглице израчунава се према:

$$\sigma_k = 0,388 \sqrt[3]{\frac{F_{k \max} E_{ekv}^2}{r_{ekv}^2}} \quad (3.23)$$

где су:

$E_{ekv} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ – еквивалентни модул еластичности (E_1 – модул еластичности материјала куглице, E_2 – модул еластичности материјала стазе),

$r_{ekv} = \frac{r_s r_k}{r_s - r_k}$ – еквивалентни полупречник кривине (r_s, r_k – полупречник кривине стазе и куглице).

Ако се усвоји да су куглица и стаза од истог материјала, онда је:

$$E_1 = E_2 = E_{ekv} = 210 \cdot 10^9 \text{ Pa}$$

Код изведених конструкција је $r_s = (1.01 - 1.2)r_k$.

$r_k = 0,02 \text{ m}$ - полупречник куглице

$$r_s = 1,104 r_k = 1,104 \cdot 0,02$$

$$r_s = 0,02208 \text{ m}$$

$$r_{ekv} = \frac{0,0176 \cdot 0,016}{0,0176 - 0,016} = 0,2123 \text{ m}$$

Коначно, контактни напон на површински притисак σ_k износи:

$$\sigma_k = 0,388 \sqrt[3]{\frac{32346,72 \cdot 210 \cdot 10^{18}}{0,2123^2}}$$

$$\sigma_k = 1227,28 \text{ MPa}$$

ЗАКЉУЧАК

Тенк представља борбено возило настало комбинацијом артиљериског оружја са погонском групом која је гусенична. Данашњи савремени тенкови су високо софистицирана борбена средства која имају вишеструку улогу на савременом ратишту. Ниво оклопне заштите је вишеструко повећан нарочито употребом вишеслојног и реактивног оклопа. Задњих година масовно се почиње користити активна заштита која има намену пресретања или ометања граната или ракета упућених на сам тенк. Само главно оружје (топ) поред своје намене може да се користи као лансер противоклопних вођених ракета.

Сила трзања, односно, реактивна сила притиска барутних гасова, у току процеса опаљења делује на оруђе и настаје као последица убрзаног кретања пројектила у каналу цеви и барутних гасова у смеру према задњем пресеку цеви. Трзање представља померање цеви у току процеса опаљења, а трзајућу масу чине сви делови који се крећу заједно са склопом цеви.

Радом је анализиран утицај силе трзања на оптерећење лежаја куполе тенка М 84 и осталих сила које делују приликом процеса опаљења. Да би се одредила сила трзања пре свега неопходно је одредити притисак у цеви. УБ прорачуном добијена је промена силе притиска барутних гасова у зависности од времена односно теориска крива промене притиска у цеви. Поред тога УБ прорачуном добијена је зависност притиска од пута трзања и промена брзине у времену трзања. Добијени су излазни подаци УБ прорачуна топа 125 mm 2А46, по методи Опокова који су следећи: максимални притисак барутних гасова $p_m = 461$ МПа и почетна брзина на устима цеви $V_0 = 1781$ m/s. Сам процес трзања је подељен у две фазе: прва од почетка трзања до краја накнадног дејства батутних гасова на трзајућу масу и друга фаза од краја прве фазе до заустављања трзајуће масе. На основу инверзног прорачуна направљено је програмско решење које се користи за одређивање промене силе отпора трзању. Величине оптерећења која су коришћена у прорачуну узете су из експерименталних мерења која су приказана у прилогу 3. Сила отпора трзању код тенка је веома велика што је условљено концепцијом тенка и условима у којима долази до опаљења. Због ограниченог простора у куполи тенка дужина трзања не сме да буде велика, самим тим да би се зауставило трзање неопходна је јако велика сила отпора трзању. Максимална сила отпора трзању добијена из прорамског решења које је написано у програмском језику МАТЛАБ је $R = 896680$ N, а дужина трзања износи $x = 0,33$ m.

Тенкови су возила опремљена куполама. Куполе представљају носач основног и помоћног наоружања. Оне се на оклопно тело ослањају преко специјалног ослонца у виду котрљајног лежаја који омогућава ротацију куполе за 360° , уз поуздан пренос свих оптерећења која се јављају пре свега током опаљења.

Прорачун оптерећења лежаја се врши у вертикалној и хоризонталној равни. Током процеса трзања долази до померања трзајуће масе ка средишњем делу куполе што условљава померање тежишта. Из услова равнотеже добијена је вертикална реакција, минимална вредност вертикалне реакције добија се при углу елевације од нула спепени и износи $(F_z)_{min} = 59684,04$ N. Максимална вредност вертикалне реакције добија се при максималном углу од 15° , а њена вредност је $(F_z)_{max} = 642784,14$ N, прорачун је одређен са

максималном силом отпора трзању. Хоризонтална реакција се такође добија из услова равнотеже, максимална вредност хоризонталне реакције се добија за угао елевације од нила степени и износи $F_h = 896680 \text{ N}$ односно једнака је сили отпора трзању. Да би се одредило непрезање котрљајних стаза неопходно је одредити прорачунско оптерећење на куглицу и котрљајну стазу, а затим проверити напрезање на површински притисак. Специфично оптерећење на јединцу дужине котрљајне стазе настаје као резултат деловања вертикалне реакције и једнако је $p = 103492,58 \text{ N/m}$. Максимално специфично оптерећење котрљајне стазе је $p_m = 269339,32 \text{ N/m}$ и настаје као последица деловања момента M_0 . Док вредност резултујућег момента за максимално оптерећење износи $M_0 = 827641,4 \text{ Nm}$. Максимално вертикално оптерећење куглице је $F_{kz \max} = 14843,77 \text{ N}$, а у хоризонталној равни $F_{kh \max} = 28739,74 \text{ N}$. У прилогу 2 дате су вредности сила хоризонталне и вертикалне реакције, као и максимално оптерећење куглице лежаја у зависности од силе отпора трзању и пута трзања. На крају максимално оптерећење куглице настаје као резултат деловања хоризонталне и вертикалне реакције и износи $F_{k \max} = 32346,72 \text{ N}$. На основу модула еластичности материјала и познатих величина оптерећења одређен је контактни напон на површински притисак $\sigma_k = 1227,28 \text{ МПа}$.

Литература

- [1] Анастас Палигорић: Пројектовање наоружања самоходних артиљериских оруђа и тенкова, Београд, март 1985. год.
- [2] <http://www.odbrana.mod.gov.rs>, септембар 2017. год.
- [3] Техничко упуство за тенковски топ 125 mm 2A46, 1984. год.
- [4] Др Љубиша Танчић: *Унутрашње балистичко пројектовање*, Медија центар “Одбрана”, Београд, 2014.
- [5] Др Милоје Цветковић: *Унутрашња балистика*, Београд, 1998. год.
- [6] Др Зоран Ристић: *Инверзни поступак прорачуна кретања трзајуће масе оруђа помоћу рачунара*, Секција за штампање и умножавање ЦВШ ВЈ, Београд, 1994
- [7] Др Зоран Ристић: *Конструкција артиљеријског наоружања*, необјављена књига
- [8] Др Александар Кари: *Проблеми куполне уградње оруђа*, презентација Бг. – Кг. 2015. год.

Прилози

Прилог 1 – програмско решење у матлабу

```
clc;
close all;
clear all;

d=0.125; %kalibar, m
mt=2675; %ukupna trzajuca masa, kg
ni=0.18; %koeficijent proporcionalnosti za silu trenja
mil=0.16; %koeficijent trenja
fi=0*pi/180; %ugao elevacije, rad
g=9.806;

dk=0.146;
k=1.4;
ro=890;
dkc=0.035;

Ak=(dk*dk-0.09*0.09)*pi/4;
Ex=dlmread('Exp.txt');
XExp=Ex(:,1)/1000;
Fk=Ex(:,2)*Ak*100000;
V=Ex(:,3);
dkp=0.08;
Ap=dkp*dkp*pi/4;
H0=0.34;
pp0=65;
Fp0=pp0*Ap*100000
np=0.0402;

n=length(XExp);
Fp(1)=Fp0;
Qt=mt*g; %sila tezine trzajuće mase, N
Ftr=Qt*(mil*cos(fi)+ni) %sila trenja za ugao elevacije fi, N

R(1)=Fk(1)+Fp(1)+Ftr-Qt*sin(fi);
for i=2:n
    Fp(i)=Fp0*(H0/(H0-XExp(i)))^np;
    R(i)=Fk(i)+Fp(i)+Ftr-Qt*sin(fi);
end

Rmax=max(R)

figure(1)
plot(XExp,Fk,'-.b',XExp,Fp,'--r',XExp,Ftr,':g',XExp,R,'-k')
title('Promena sile otpora trzanju')
xlabel('Put trzanja, m')
ylabel('Sila trzanja sa komponentama, N')
legend('Sila HK','Sila povratnika','Sila trenja','Ukupna sila otpora trzanju','location','Best')
grid on;

figure(2)
plot(XExp,V)
xlabel('Put trzanja, m')
ylabel('Brzina trzanja, m/s')

grid on;
```

Прилог 2 – табела са приказом промене сила које оптерећују лежај и силе отпора трзању од пута трзања.

x (m)	R (N)	Fz (N)	Fh (N)	Fkh max (N)	Fk max (N)
0	42630	87405.81	42630	1366.34	2093.35
0.001	51970	93479.5	51970	1665.71	2402.23
0.002	88310	117111	88310	2830.45	3643.99
0.003	165120	167059.6	165120	5292.31	6338.03
0.005	142290	152213.5	142290	4560.58	5533.05
0.007	119470	137373.9	119470	3829.17	4731.19
0.01	112210	132652.8	112210	3596.47	4476.89
0.02	79040	111082.8	79040	2533.33	3323.44
0.03	69740	105035.1	69740	2235.25	3003.92
0.04	66670	103038.7	66670	2136.86	2899.02
0.05	81240	112513.4	81240	2603.85	3399.35
0.06	98940	124023.5	98940	3171.15	4013.49
0.07	112480	132828.4	112480	3605.13	4486.34
0.08	147820	155809.6	147820	4737.82	5727.82
0.09	190430	183518.4	190430	6103.53	7232.55
0.1	223700	205153.4	223700	7169.87	8410.63
0.11	233100	211266	233100	7471.15	8743.81
0.12	267410	233577.5	267410	8570.83	9960.82
0.13	292380	249815.2	292380	9371.15	10847.21
0.14	321510	268758.1	321510	10304.81	11881.83
0.15	344420	283656.2	344420	11039.1	12695.84
0.16	356950	291804.3	356950	11440.71	13141.14
0.17	387120	311423.5	387120	12407.69	14213.59
0.18	423540	335107	423540	13575	15508.56
0.19	459950	358783	459950	14741.99	16803.5
0.2	492220	379768.7	492220	15776.28	17951.4
0.21	534880	407509.9	534880	17143.59	19469.13
0.22	569250	429860.4	569250	18245.19	20692.09
0.23	595310	446806.9	595310	19080.44	21619.43
0.24	618280	461744	618280	19816.66	22436.88
0.25	625690	466562.6	625690	20054.17	22700.59
0.26	630010	469371.9	630010	20192.63	22854.33
0.27	667560	493790.2	667560	21396.15	24190.75
0.28	675040	498654.3	675040	21635.9	24456.98
0.29	701250	515698.4	701250	22389.87	25289.87
0.3	779420	566531.4	779420	24981.41	28172.37
0.31	877400	630246.6	877400	28121.79	31660.34
0.32	896680	642784.1	896680	28739.74	32346.72
0.33	46710	90058,98	46410	1497.12	2227.43

Прилог 3 – Експериментална мерења притиска у кочници и повратнику код тенковског топа 125 mm и промена брзине трзања и враћања на путу трзања.

