

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: 305/2014

Верица Ј. Чукановић

**Упоредна анализа интеграције аутоматских
топова калибра 20 mm и 30 mm**

мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

- 1. проф. др Богдан Недић – председник комисије**
- 2. проф. др Љубиша Танчић – члан**
- 3. доц. др Александар Кари – ментор**

**Датум
одбране: _____**

Оцена: _____

Крагујевац, новембар, 2015.

Извршити анализу интеграције аутоматског топа калибра 30 mm у куполу мобилне борбене платформе типа лакооклопљеног борбеног гусеничног возила. Анализу извршити кроз следеће фазе и прорачуне:

1. Извршити унутрашњемалистички прорачун за топ калибра 20 mm и 30 mm
2. Извршити прорачун елемената кретања трзајуће масе топова кроз постављене диференцијалне једначине кретања
3. Израчунати укупну силу трзања
4. На основу познатог постављеног теоријског модела извршити прорачун оптерећења лежаја куполе

Све добијене резултате приказати табеларно и графички и извршити упоредну анализу добијених резултата

Препоручена литература:

1. Зоран Ристић: *Конструкција артиљеријског наоружања*, књига у рукопису.
2. Љубиша Танчић: *Унутрашње балистичко пројектовање*, Београд 2014. год.
3. Александар Кари: *Проблеми куполне уградње оруђа*, презентација Бг. – Кг. 2015. год.
4. Техничко упутство ТУ-1, ТУ-2 *Борбено возило пешадије М80*
5. Милан Васиљевић, *Аутоматско оружје I и II*, ТШЦ КоВ, Загреб, 1970.
6. Маринко Петровић: *Механика аутоматског оружја*, Београд, 2007. год.

У Крагујевцу,
25.11.2015.

Предметни наставник

Доцент др Александар Кари

РЕЗИМЕ РАДА

Овим радом обухваћена је интеграција аутоматског топа 20 mm и топа 30 mm на мобилну борбену платформу. Сила трзања, односно, реактивна сила притиска барутних гасова је величина од које зависе отпорност оруђа и његова стабилност при опаљењу. Сила притиска барутних гасова дефинисана је за оба топа за затворену и отворену цев (сила која изазива трзање целог оруђа). Такође, прорачунате су и графички приказане силе које се супротстављају сили трзања и представљају укупну силу отпора трзању. Решавање диференцијалних једначина кретања и графички приказ резултата добијен је помоћу програма MATLAB. На крају је урађен прорачун оптерећења лежаја куполе у оба случаја интеграције топова, израчунат контактни напон на површински притисак и извршена упоредна анализа добијених резултата.

Кључне речи: **топ, трзање, сила, напрезање, лежај куполе**

ABSTRACT

Integration of 20 mm M55 and M86 30mm cannon on infantry combat vehicle BVP M80 is covered in this paper. Recoil force, or the reactive force of pressure gunpowder gases is the size of which depends on the resistance weapons and its stability when firing. Pressure force of gunpowder gases defined for both cannon closed and open barrel (the force that causes twitching of whole weapon) are also graphically presented and the forces that oppose it. Calculation of differential equations and graphs are obtained using MATLAB. At the end calculations is done for bearing dome for both cannon and calculated contact voltage on the surface pressure, as well as a comparative analysis of the results.

Key words: **cannon, recoil, force, stress, bearing of turret**

САДРЖАЈ

1. УВОДНА РАЗМАТРАЊА	5
1.1. Противавионски топ 30 mm M86.....	5
1.2. Противавионски топ 20 mm M55.....	6
1.3. Борбено возило пешадије VVP M80.....	9
2. УТИЦАЈ УБ ПАРАМЕТАРА НА СИЛУ ТРЗАЊА ПРОТИВАВИОНСКОГ ТОПА 30 mm M86.....	10
2.1. Сила притиска барутних гасова топа 30 mm M86	11
2.2. Сила притиска барутних гасова топа 20 mm M55	15
2.3. Сила притиска барутних гасова на чело клипа у цилиндру за позајмицу	18
2.4.1. Притисак барутних гасова у цилиндру за позајмицу топа 20 mm M55	19
2.4.2. Притисак барутних гасова у цилиндру за позајмицу топа 30 mm M86	22
3. ПРОРАЧУН СИЛЕ ТРЗАЊА.....	26
3.1. Сила повратне опруге затварача топа 20 mm M55	26
3.2. Сила повратне опруге затварача топа 30 mm M86	28
3.3. Сила притиска барутних гасова F_{bg} топа 20 mm M55.....	29
3.3.1. Сила притиска барутних гасова F_{bg}'	30
3.4. Сила притиска барутних гасова F_{bg} топа 30 mm M86	32
3.4.1. Сила притиска барутних гасова F_{bg}'	33
3.5. Сила опруге амортизера (buffer-a) топа 20 mm M55	35
3.6. Сила опруге амортизера (buffer-a) топа 30 mm M86	36
3.7. Сила трења на вођицама топа 20 mm M55	37
3.8. Сила трења на вођицама топа 30 mm M86	37
3.9. Сила гасне кочнице топа 30 mm M86.....	38
3.10. Решавање диференцијалних једначина топа 20 mm M55.....	38
3.11. Решавање диференцијалних једначина топа 30 mm M86.....	41
4. ПРОРАЧУН ОПТЕРЕЋЕЊА ЛЕЖАЈА КУПОЛЕ.....	43
4.1. Прорачун лежаја куполе за топ 20 mm M55	45
4.2. Прорачун лежаја куполе за топ 30 mm M86	54
ЗАКЉУЧАК.....	62
ЛИТЕРАТУРА.....	64
ПРИЛОЗИ.....	65

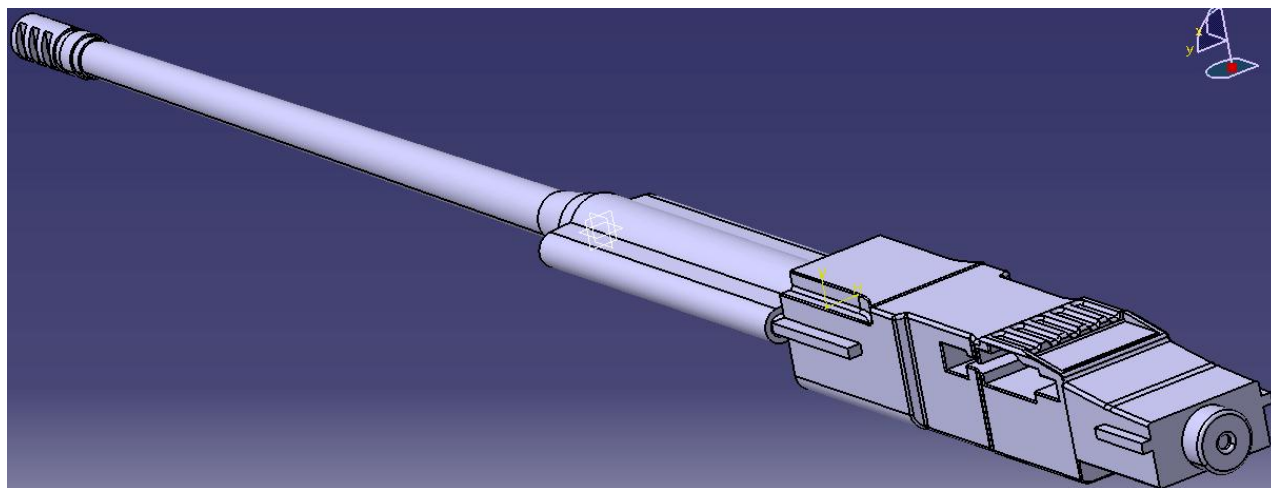
1. УВОДНА РАЗМАТРАЊА

Како је циљ овог рада упоредна анализа интеграције топова калибра 20 mm и 30 mm, за саме прорачуне изабрана су два средства наоружања домаће производње: противавионски аутоматски топ 30 mm M86 и противавионски аутоматски топ 20 mm M55.

1.1. Противавионски топ 30 mm M86

Противавионски топ 30 mm M86 (слика 1.1) ради на принципу позајмице барутних гасова. Има лако замењиву цев. Сандук механизма заједно са цеви клизи по колевци у току процеса опаљења. Храњење топа је редеником. Уводници, горњи и доњи, који садрже механизме за померање реденика и увођење метака у цев су непокретни и налазе се између предњег и задњег ослонца топа. Реденик се помера коришћењем енергије трзања аутомата топа. Максимална дужина реденика који може да се користи је 40 метака. На устима цеви постављена је гасна кочница за смањење силе трзања. Одбрављивање затварача врши се помоћу позајмице барутних гасова и преко потискивача носача затварача, а запиње услед заосталог притиска гаса у цеви. У запетом положају затварач се задржава помоћу запињаче обараче. Повратни механизам затварача је опружног типа. Кулисе (убрзачи) су смештене у телу затварача са носачем затварача и крећу се у телу затварача [1].

У табели 1 приказане су основне тактичко-техничке карактеристике топа 30 mm M86.



Слика 1.1. Противавионски топ 30 mm M86

Табела 1.1. Тактичко-техничке карактеристике топа 30 mm M86 [1]

Калибар топа	30 mm
Ефикасни домет	2200 m
Почетна брзина пројектила	1050 m/s
Максимални притисак	3140 – 3360 bar
Маса топа	210 kg
Маса цеви	60 kg
Дужина топа	3065 mm
Дужина цеви	2100 mm
Маса пројектила	0,360 kg
Број жљебова	12
Смер олучења константан	десни

1.2. Противавионски топ 20 mm M55

Југословенски противавионски топ 20 mm M55 – односно "троцевац" у основи представља лиценцно оружје састављено од три аутомата Хиспано-Суиза HSS-804 20 mm L/70 постављена на вучни лафет HSS 630-3. Произвођен је у четири основне варијанте: M55A2B1, M55A3B1, M55A4B1 и M55A4M1 (BOV-3). Топ M55A2B1 намењен је за дејство против нисколетећих циљева у ваздушном простору, а може се користити и против неоклопљених и лако оклопљених циљева на земљи и води. Теоријска брзина гађања је од 1800 до 2100 метака у минути, а аутомати се хране из добоша са по 60 граната. Топ користи три типа муниције: тренутно–запаљиву гранату M57, тренутно - запаљиво – обележавајућу гранату и панцирно – запаљиву гранату. Поље дејства по правцу је 360° а по елевацији од -5° до +83°. Навођење топа је ручно. За управљање ватром се користи колиматорска механичка нишанска справа PANS 20/3 на коју нишанција ручно уноси податке о циљу. Противавонски троцевни топ M55A3B1 се од верзије M55A2B1 разликује по томе што са десне стране има уграђен бензински мотор "Wankel" чија се снага користи за покретање по правцу и елевацији. Нишанција топом управља уз помоћ палице (џојстика). Варијанта M55A4B1 има нову савременију нишанску справу J-171 произведену у Југославији по лиценци, мотор "Wankel" премештен испод седишта нишанције, уграђен штит и систем са компримованим ваздухом [2].



Слика 1.2. Противавионски топ 20 mm M55 [3]

Тактичко-техничке карактеристике топа 20 mm M55 дате су у табели 1.2.

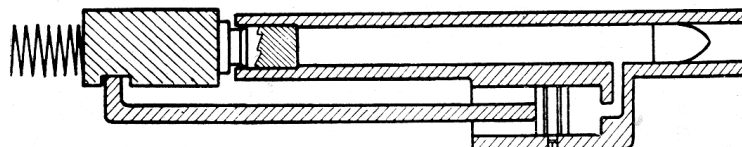
Табела 1.2. Тактичко-техничке карактеристике топа 20 mm M55 [5]

Калибар топа	20 mm
Борбени комплет	400 метака
Почетна брзина пројектила	850 m/s
Теоретска брзина гађања	650 - 730 метака у минути
Хоризонтално поље дејства	360 °
Вертикално поље дејства	-5 ° , 65 °
Маса топа (цев са сандуком и затварачем)	49 kg
Маса празне муницијске кутије	7 kg
Маса пројектила	0,142 kg
Навођење топа	ручно и полуаутоматско
Окидање	механичко и електрично
Запињање	ручно
Принцип рада аутоматике	позајмица барутних гасова са кратким ходом клипа

И овај изабрани топ ради на принципу позајмице или одвођења барутних гасова. **Предности** система на бази одвођења барутних гасова су: добро забрављивање, велика брзина гађања, примена за све калибре, непокретна цев, затварач мале масе. И поред оволико предности и ови системи имају **недостатке** које се огледају у следећем: сложенија конструкција због неопходности постојања

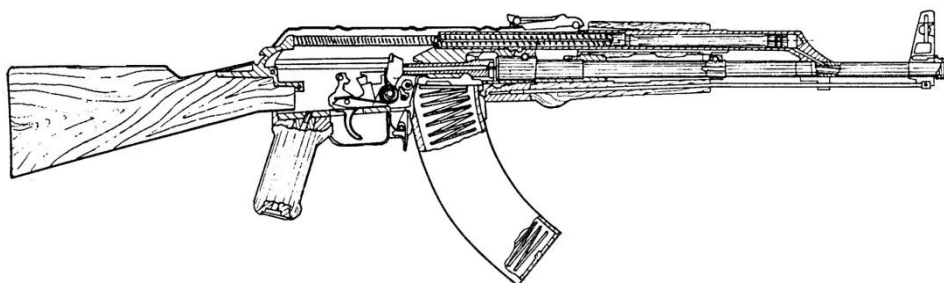
гасних дизни и цилиндара, затварач најчешће састављен из више делова или сложеније геометрије, покретни делови нагло трзају уназад, а код калибара преко 12,7 mm због великог трзаја оруђа док је затварач забрављен мора постојати хидроеластична веза између аутомата и лафета.

Најчешће примењиван систем је одвођење барутних гасова преко отвора на зиду цеви (слика 1.3). Осим тог начина кроз историју су постојали и други покушаји одвођења барутних гасова преко уређаја на устима цеви и преко дна чауре [4].



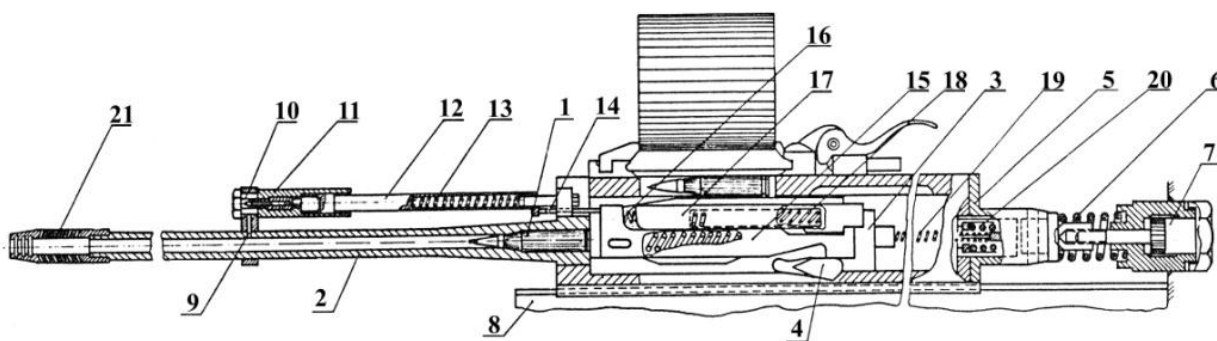
Слика 1.3. Позајмица барутних гасова кроз отвор на зиду цеви [4]

Код позајмице барутних гасова кроз отвор на зиду цеви разликујемо две основне врсте: са или без клипа. Као пример оружја на бази позајмице барутних гасова са клипом може се навести АП 7,62 mm M70 (слика 1.4).



Слика 1.4. Шематски приказ АП 7.62 mm M70 [4]

У овом случају, при опаљењу, кад зрно прође преко отвора за одвођење барутних гасова, барутни гасови улазе у барутну комору и цилиндар и делују на клип. Услед дејства силе притиска одведених (позајмљених) барутних гасова клип се креће уназад који преко клипњаче и носача затварача делује на затварач, одбављује га и предаје му потребну кинетичку енергију за кретање у задњи положај. Та кинетичка енергија мора да буде довољна да затварач може да изврши све потребне операције у једном циклусу рада аутоматике, односно да извуче и избаци чауру, сабије повратну опругу, а у случају оружја које се храни редеником покрене и механизам за храњење. Наведени пример представља дуго кретање клипа јер клип прелази приближно исти пут у току циклуса опаљења као и носач затварача (чврста веза). Пример кратког кретања клипа имамо код аутомата ПА топа 20 mm M55 (слика 1.5) [4].



Слика 1.5. Шематски приказ аутомата ПА топа 20 mm M55 [4]

Опаљењем метка (1) сила притиска барутних гасова потискује пројектил у једном смеру, а цели аутомат у супротном смеру. Затварач (3) забрављен је посредством браве (4) за сандук (5), па се цео аутомат трза под дејством силе притиска барутних гасова на чело затварача. За време кретања пројектила кроз цев пре проласка преко отвора за позајмицу барутних гасова (9), трзању цеви и целог аутомата супроставља се сила повратне опруге аутомата (6) и сила хидрауличке кочнице (7), сила трења пројектила и сила трења на клизачима постоља (8). Кад пројектил својим задњим делом пређе отвор за позајмицу барутних гасова (9), барутни гасови пролазе кроз регулатор (10), пуне гасни цилиндар (11) и силом притиска делују на клип (12). Клип (12), коме се опире његова повратна опруга (13) ослања се на потискиваче – шипове (14), преко којих се преноси сила притиска барутних гасова на вођице затварача (15). Део кинетичке енергије троши се на сабијање ударних опруга (16) механизма за опаљивање, а остали део на померање вођица затварача ради одбрављивања. Кад се брава ослободи, подизањем навише, затварач (3) под утицајем барутних гасова на чело затварача почиње да се креће у односу на сандук. Кретању затварача супроставља се сила трења чауре у лежишту метка и сила повратне опруге (19). Код трзања затварача чаура испаленог метка се избацује, а при враћању затварач узима нови метак из уводника, убацује га у лежиште метка и након забрављивања врши опаљење. Описани циклус се понавља. [4]

1.3. Борбено возило пешадије BVP M80

BVP M80 (слика 1.6) је лако, оклопљено гусенично возило, наоружано противоклопним ракетним лансером са ракетом 9M14M, топом 20 mm M55, спрегнутим митраљезом 7,62 mm PKT, ручним бацачем ракета M-80, аутоматским пушкама M-70A2 и пушкомитраљезима M-72AB1. Намењено је за наоружање јединица копнене војске, првенствено механизоване пешадије, а може се веома успешно употребљавати за уништавање живе силе и ватрених средстава на земљи и у ваздушном простору [5].



Слика 1.6. Борбено возило пешадије BVP M80 [6]

2. УТИЦАЈ УБ ПАРАМЕТАРА НА СИЛУ ТРЗАЊА ПРОТИВАВИОНСКОГ ТОПА 30 mm M86

Реактивна сила притиска барутних гасова, односно, сила трзања, 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. У зависности од величине силе трзања зависе отпорност оруђа и његова стабилност при опаљењу. Ако је цев круто везана са лафетом (крути лафет), укупна сила трзања се преноси на лафет. Да би се избегле непогодности круте везе а самим тим продужило време дејства оптерећења лафета и смањено интензитет оптерећења лафета, склоп цеви се еластично повезује са лафетом (посредством противтрзајућег уређаја)

Еластична веза цеви и лафета омогућава кретање цеви за време опаљења у правцу осе цеви. Померање цеви у току процеса опаљења назива се трзање цеви. Маса свих делова који се крећу са склопом цеви (цилиндри или клипњаче противтрзајућег уређаја) чине трзајућу масу, док укупан ход трзајућих делова представља дужину трзања. Кретање трзајуће масе у супротном смеру након заустављања трзања (до почетног положаја) назива се враћање.

Стабилност оруђа за време опаљења посебно у периоду трзања али и у периоду враћања трзајућих делова у почетни положај, подразумева да лафет оруђа нема никаквих померања у односу на тло или непомичну подлогу на којој се налазило пре опаљења. Према томе, услов стабилности оруђа обухвата непомићност у хоризонталној и вертикалној равни гађања [4].

У процесу опаљења топа 30 mm M86, док је још пројектил у цеви и затварач чврсто забрављен за цев, односно, кад пројектил напусти уста цеви долази до деловања притиска барутних гасова на чело затварача. Тој сили се супроставља сила противтрзајућег елемента који ће у овом раду бити усвојен као опружни бафер. Након одбрављивања затварача, опруга затварача, односно сила повратне опруге тежи да се супростави сили притиска барутних гасова. За све време трзања комплетног аутомата топа, сили притиска барутних гасова у цеви супроставља се и сила трења на вођицама колевке. Дакле, сила трзања се дефинише као:

$$\overrightarrow{P_{kn}} = \overrightarrow{F_{bg}} + \overrightarrow{F_{op}} + \overrightarrow{F_{bf}} + \overrightarrow{F_{tr}} \quad (1)$$

где је:

P_{kn} – сила трзања,

F_{bg} – сила притиска барутних гасова на чело затварача,

F_{op} – сила повратне опруге затварача,

F_{bf} – сила противтрзајућег елемента,

F_{tr} – сила трења на вођицама топа.

Код већине оруђа укупна сила трзања P_{kn} креће се у границама од 3% до 9% од силе укупног отпора трзања R . У прорачунима се обично узима њена просечна вредност од 5% и сматра се константном на целој дужини трзања током кретања трзајуће масе. Према томе, "сила кочења" уопште, значи укупну силу успорења или силу кочења трзања R , а не само силу отпора противтрзајућег елемента.

2.1. Сила притиска барутних гасова топа 30 mm M86

Унутрашње балистичким прорачуном, добијеним методом Дроздова за топ 30 mm M86, представљена је промена притиска барутних гасова чија вредност треба бити што мања, јер се самим тим смањује и укупна сила трзања.

Потребни подаци за УБ прорачун су:

- Запремина барутне коморе:

$$W_0 = 0,000245 \text{ m}^3$$

- Попречни пресек цеви:

$$S_c = 0,000729 \text{ m}^2$$

- Укупни пут пројектила у цеви:

$$X_u = 1,91 \text{ m}$$

- Коефицијент фиктивности:

$$\varphi = a + \frac{1}{3} \cdot \frac{m_b}{m}$$

$$\varphi = 1,1900$$

- Маса пројектила:

$$m = 0,360 \text{ kg}$$

- Маса барута:

$$m_b = 0,190 \text{ kg}$$

- Специфичан рад барутних гасова:

$$f_b = (6546 + 0,91Q_w) \cdot 98,1 \quad (2)$$

$$f_b = 1024470 \text{ J/kg}$$

где је:

$Q_w = 3408 \text{ J/kg}$ – количина топлоте барута у сталној запремини.

- Густина барутног пуњења:

$$\rho = 1600 \text{ kg/ m}^3$$

- Коволумен барутних гасова:

$$\alpha = (1456 - 0,14 Q_w) \cdot 10^{-6} \quad (3)$$

$$\alpha = 0,00109 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Однос специфичних топлота:

$$\theta = 0,265$$

- Половина дебљине барутног зрна:

$$2 r_0 = \frac{D-d}{2} \quad (4)$$

$$r_0 = 0,00045 \text{ m}$$

- Коефицијенти облика κ_1 , λ_1 :

$$\kappa = 1 + \gamma + \beta \quad (5)$$

$$\kappa = 1,17612$$

где је:

$$\beta = \frac{2r_0}{2c} = 0,17612, 2c = L$$

$\gamma = 0$, зато што је облик барутног зрна цевчица.

$$\mu = \frac{\gamma\beta}{\kappa} = 0, \quad \lambda = - \frac{\beta + \gamma + \gamma\beta}{\kappa} = - 0,14975$$

$$\kappa_1 = \kappa(1 - \frac{\mu}{2}) \quad \lambda_1 = \frac{1}{\kappa_1} - 1$$

$$\kappa_1 = 1,17612 \quad \lambda_1 = - 0,14975$$

- Јединична брзина сагоревања барута u_{z0}

$$u_{z0} = (-76,6 + 0,0478 Q_w) \cdot 10^{-6} \quad (6)$$

$$u_{z0} = 6,83 \cdot 10^{-10} \text{ m/(s}\cdot\text{Pa)}$$

- Притисак форсирања:

$$p_0 = 30 \text{ MPa}$$

У табели 2.1. представљени су подаци потребни за УБ прорачун, за улазну датотеку. Прорачун ће се радити методом Дроздова.

Табела 2.1. Улазни подаци за УБ прорачун

Назив	Ознака	Вредност	Јединица
Почетна запремина барутне коморе	W_0	0,000245	m ³
Површина попречног пресека цеви	S_c	0,000729	m ²
Укупни пут пројектила у цеви	x_u	1,91	m
Коефицијент фиктивности	φ	1,1900	/
Маса пројектила	m	0,360	kg
Маса барута	m_b	0,190	kg
Запреминска маса	ρ_b	1600	kg/m ³
Коволумен барутних гасова	α	0,00109	m ³ /kg

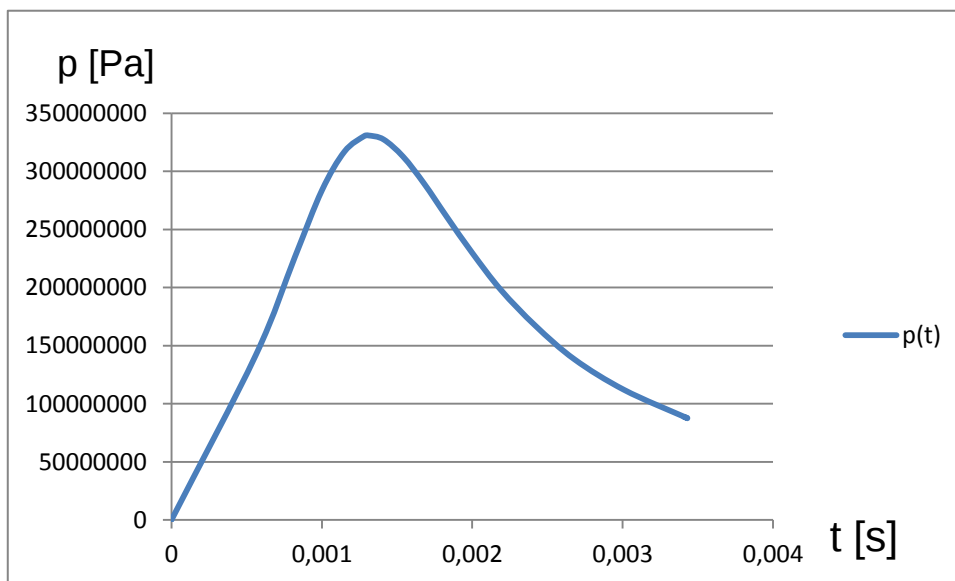
Однос специфичних топлота умањен за 1	Θ	0,265	/
Половина дебљине барутног зрна	r_0	0,00045	m
Коефицијент облика	κ_1	1,17612	/
Коефицијент облика	λ_1	- 0,14975	/
Специфичан рад барутних гасова	f_b	1024470	J/kg
Притисак форсирања	p_0	$30 \cdot 10^6$	Pa
Јединична брзина сагоревања барута	u_{z0}	$6,83 \cdot 10^{-10}$	m/sPa

Табела 2.2. Излазни подаци УБ прорачуна топа 30 mm М86

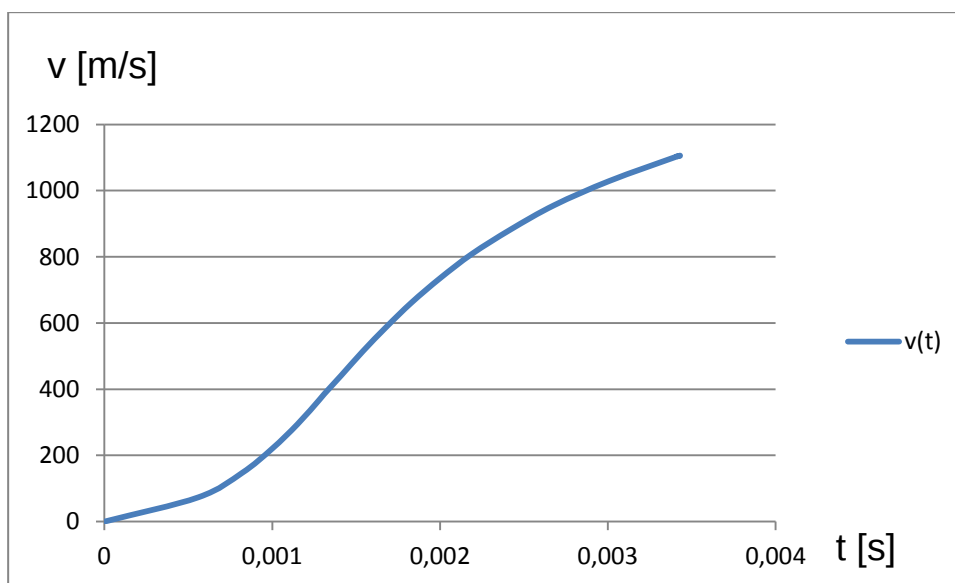
ПРВИ ПЕРИОД						
l	y	ψ	V (m/s)	x (m)	p (Pa)	t (s)
1	0,081759	0,094981	73,54	0,042	141668672	0,00056
2	0,147348	0,169475	147,07	0,017	226072144	0,00082
3	0,212936	0,242453	220,61	0,073	283528896	0,001
4	0,278525	0,313916	294,14	0,109	316977472	0,00115
5	0,344114	0,383863	367,68	0,153	330261408	0,00128
PM	0,360242	0,400832	385,76	0,165	330911008	0,00131
6	0,409702	0,452296	441,21	0,205	327496896	0,00141
7	0,475291	0,519213	514,75	0,268	312686208	0,00154
8	0,54088	0,584614	588,29	0,345	289469120	0,00168
9	0,606468	0,6485	661,82	0,439	260986432	0,00183
10	0,672057	0,710871	735,36	0,556	229824864	0,002
11	0,737646	0,771727	808,89	0,704	198023344	0,00219
12	0,803234	0,831067	882,43	0,893	167112048	0,00242
13	0,868823	0,888892	955,96	1,137	138175952	0,00268
14	0,934411	0,945202	1029,5	1,459	111922960	0,00301
15	1	0,999996	1103,04	1,889	88753096	0,00341

ДРУГИ ПЕРИОД				
l	x (m)	V (m/s)	p (Pa)	t (s)
16	1,891	1103,35	88622112	0,00341
17	1,894	1103,66	88491480	0,00341
18	1,896	1103,97	88361192	0,00342
19	1,898	1104,27	88231248	0,00342
20	1,9	1104,58	88101640	0,00342
21	1,903	1104,89	87972368	0,00342
22	1,905	1105,2	87843448	0,00343
23	1,907	1105,5	87714864	0,00343
24	1,909	1105,81	87586616	0,00343
25	1,912	1106,11	87458696	0,00343

У табели 2.2 представљени су излазни подаци УБ прорачуна топа 30 mm M86, на основу којих су добијени дијаграми зависности притиска и брзине по времену дати на сликама 2.1 и 2.2.



Слика 2.1. Дијаграм зависности притиска од времена



Слика 2.2. Дијаграм зависности брзине од времена

2.2. Сила притиска барутних гасова топа 20 mm M55

У табели 2.3. представљени су подаци потребни за УБ прорачун, за улазну датотеку. Прорачун ће се радити методом Дроздова.

Табела 2.3. Улазни подаци за УБ прорачун

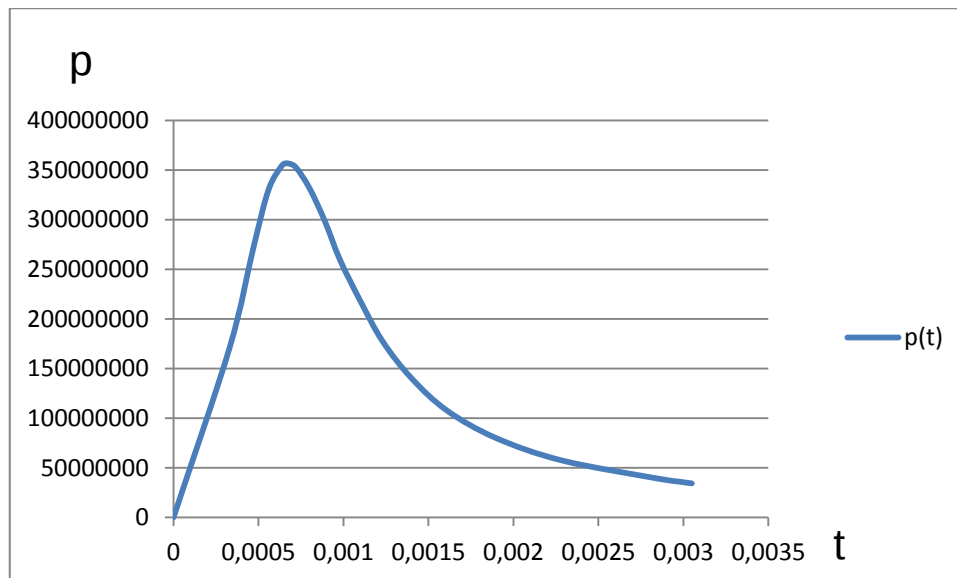
Назив	Ознака	Вредност	Јединица
Почетна запремина барутне коморе	W_0	0,000038	m ³
Површина попречног пресека цеви	S_c	0,000322	m ²
Укупни пут пројектила у цеви	x_u	1,63	m
Коефицијент фиктивности	φ	1,1340	/
Маса пројектила	m	0,142	kg
Маса барута	m_b	0,034	kg
Запреминска маса	ρ_b	1600	kg/m ³
Коволумен барутних гасова	α	0,00099	m ³ /kg
Однос специфичних топлота умањен за 1	Θ	0,250	/
Половина дебљине барутног зрна	r_0	0,00027	m
Коефицијент облика	κ_1	1,27027	/
Коефицијент облика	λ_1	- 0,21277	/
Специфичан рад барутних гасова	f_b	960016	J/kg
Притисак форсирања	p_0	$25 \cdot 10^6$	Pa
Јединична брзина сагоревања барута	u_{z0}	$6,4 \cdot 10^{-10}$	m/sPa

Излазни подаци УБ прорачуна топа 20 mm M55 дати су у табели 2.4 на основу чега су добијени дијаграми зависности притиска и брзине у односу на време (слика 2.3 и 2.4).

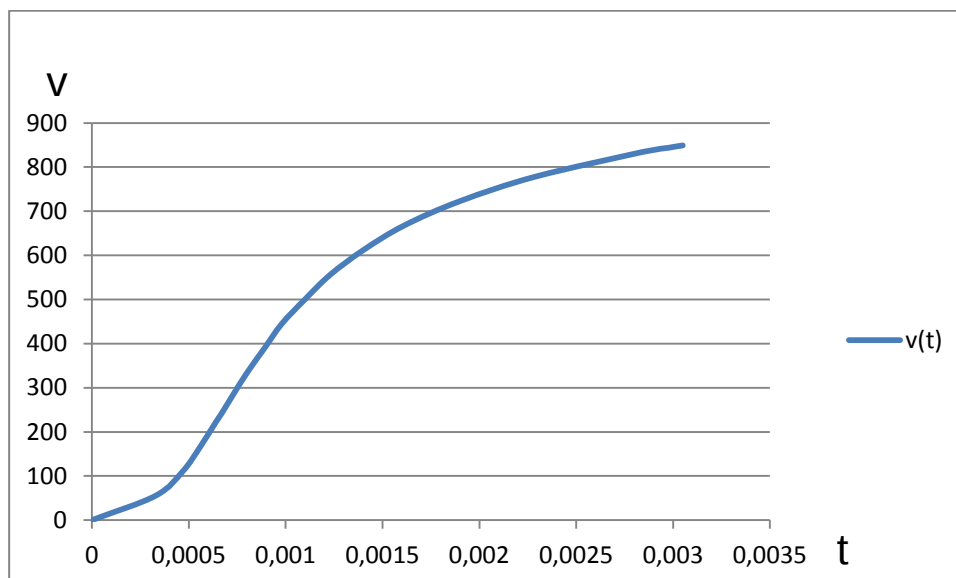
Табела 2.4. Излазни подаци УБ прорачуна топа 20 mm М55

ПРВИ ПЕРИОД						
l	y	ψ	V (m/s)	x (m)	p (Pa)	t (s)
1	0,076025	0,095011	55,61	0,007	170771248	0,00033
2	0,142023	0,174957	111,21	0,017	271381184	0,00047
3	0,208022	0,252548	166,82	0,03	330353344	0,00056
4	0,27402	0,327785	222,43	0,045	354803488	0,00064
5	0,297373	0,353844	242,1	0,052	356684608	0,00067
PM	0,340018	0,400668	278,04	0,065	352705024	0,00072
6	0,406016	0,471196	333,64	0,089	331768320	0,0008
7	0,472014	0,539369	389,25	0,12	298805856	0,00089
8	0,538013	0,605188	444,86	0,16	259428144	0,00098
9	0,604011	0,668653	500,46	0,213	217974048	0,0011
10	0,670009	0,729763	556,07	0,284	177589488	0,00123
11	0,736007	0,788518	611,68	0,381	140384096	0,0014
12	0,802005	0,844919	667,29	0,518	107615208	0,00161
13	0,868004	0,898965	722,89	0,715	79872688	0,0019
14	0,934002	0,950657	778,5	1,007	57245996	0,00229
15	1	0,999995	834,11	1,454	39469136	0,00284

ДРУГИ ПЕРИОД				
l	x (m)	V (m/s)	p (Pa)	t (s)
16	1,471	835,73	38895988	0,00286
17	1,489	837,32	38337652	0,00288
18	1,506	838,89	37793576	0,0029
19	1,523	840,43	37263244	0,00292
20	1,541	841,95	36746156	0,00294
21	1,558	843,44	36241844	0,00297
22	1,575	844,92	35749852	0,00299
23	1,592	846,36	35269756	0,00301
24	1,61	847,79	34801140	0,00303
25	1,627	849,2	34343616	0,00305



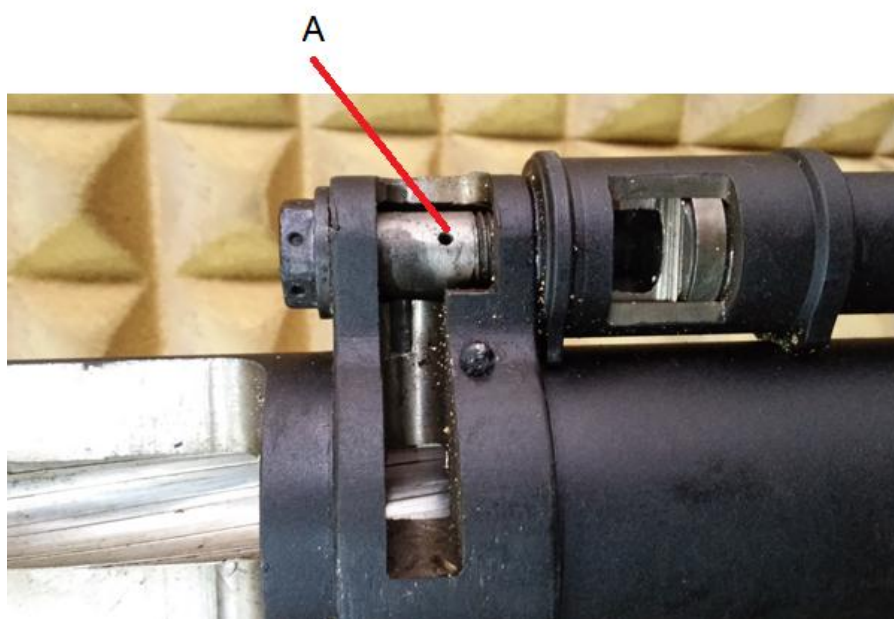
Слика 2.3. *Дијаграм зависности притиска од времена*



Слика 2.4. *Дијаграм зависности брзине од времена*

2.3. Сила притиска барутних гасова на чело клипа у цилиндру за позајмицу

Оруђе/оружје са позајмицом је оно које одводи један део барутних гасова кроз отвор на зиду цеви након што пројектил својим дном прође тај отвор (слика 2.5). Чим пројектил прође отвор за позајмицу, барутни гасови улазе у гасну комору и делују притиском на клип. Време и притисак се регулишу лоцирањем отвора за позајмицу дуж цеви и отворима који ограничавају проток гасова. Дејством силе притиска одведених барутних гасова клип се креће уназад, и преко клипњаче и носача затварача делује на затварач, одбрављује га и предаје му потребну кинетичку енергију за кретање у задњи положај. Уређај за одвођење барутних гасова најчешће се назива гасни повратник, који чине: цилиндар гасног повратника, радна запремина (у коју утиче гас), одводни канал кроз који пролазе барутни гасови из канала цеви у радну запремину гасног повратника, потискивач који дејство гасова претвара у кинетичку енергију.



Слика 2.5. Деловање силе притиска барутних гасова на клип у цилиндру [9]

Сила притиска барутних гасова на чело клипа у цилиндру за позајмицу рачуна се према следећој једначини:

$$F_{b1} = S_k \cdot p_k \quad (7)$$

где су:

S_k – површина клипа у цилиндру за позајмицу,

p_k – притисак барутних гасова у цилиндру за позајмицу.

Аналогно сили притиска барутних гасова на чело затварача, сила F_{b1} је директно сразмерна притиску барутних гасова у цилиндру за позајмицу, тако да се смањивањем овог притиска може смањити и сила притиска барутних гасова на чело клипа у цилиндру за позајмицу.

2.4.1. Притисак барутних гасова у цилиндру за позајмицу топа 20 mm M55

Притисак у цилиндру за позајмицу се, на основу литературе [8,19], рачуна по моделу Е. Л. Бравина:

$$p_k = p_\phi \cdot e^{-\frac{t}{b}} \cdot (1 - e^{-\alpha \frac{t}{b}}) \quad (8)$$

где су:

p_ϕ – притисак барутних гасова у каналу цеви испод отвора за одвођење барутних гасова у тренутку кад пројектил прође отвор,

t – време деловања гаса на клип у комори гасова,

α – коефицијент позајмице барутних гасова,

b – однос јединичног импулса и притиска.

Коефицијент позајмице барутних гасова рачуна се као:

$$\alpha = n_1 \frac{S_\phi \cdot M_0}{S_k^2} \quad (9)$$

где су:

n_1 – опитни коефицијент,

S_ϕ – површина отвора за позајмицу,

S_k – површина клипа коморе за позајмицу,

M_0 – трзајућа маса.

На основу литературе [8], приказани су конструкциони подаци (табела 2.5) потребни за израчунавање притиска барутних гасова у цилиндру за позајмицу. За пречник отвора за позајмицу узима се најмања ефективна површина кроз коју пролазе барутни гасови. У цилиндру за позајмицу постоје два отвора, од којих је један на слици 2.5 означен са А, а други се налази насупрот њему. Пречник једног отвора је 0,002 m, а како се морају узети у обзир оба пречника, усваја се еквивалентни пречник отвора за позајмицу барутних гасова d_ϕ , дат у табели 2.5.

Табела 2.5. Конструкциони подаци топа 20 mm M55

	Ознака	Вредност	Јединица
Еквивалентни пречник отвора за позајмицу	d_ϕ	0,0028	m
Место позајмице (мерено од дна цеви)	L_ϕ	0,619	m
Пречник клипа	d_k	0,019	m
Трзајућа маса	M_0	3,4	kg

Површина отвора за позајмицу износи:

$$S_\phi = \frac{d_\phi^2 \pi}{4} \quad (10)$$

$$S_\phi = 0,0000125 \text{ m}^2$$

Ефективна површина клипа у цилиндру за позајмицу је:

$$S_k = \frac{d_k^2 \pi}{4} \quad (11)$$

$$S_k = 0,0002835 \text{ m}^2$$

За вредност опитног коефицијента $n_1 = 1$, коефицијент позајмице барутних гасова износи:

$$\alpha = 260,43 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

Подаци који се усвајају на основу УБ прорачуна за затворену цев (из табеле 2.4):

- Притисак барутних гасова у каналу цеви у тренутку када се пројектил налази на устима цеви: $p_u = 34,3 \text{ МПа}$;
- Притисак барутних гасова у каналу цеви у тренутку када дно пројектила пређе преко отвора за позајмицу (за пут пројектила од $L_\phi = 0,619 \text{ m}$): $p_\phi = 107 \text{ МПа}$;
- Време када се пројектил налази на устима цеви мерено од тренутка када пројектил пређе место за позајмицу: $t_{ku} = 0,00161 \text{ s}$
- Брзина пројектила на устима цеви: $V_0 = 849,2 \text{ m/s}$

Коефицијент β одређује се помоћу емпиријског обрасца:

$$\beta = \frac{v_g}{V_0} \quad (12)$$

$$\beta = 1,501413$$

где је v_g средња брзина истицања барутних гасова и износи $v_g = 1275 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, према литератури [8].

Коефицијент A дат је изразом:

$$A = 0,365 \frac{\beta^2}{\beta - 0,5} \frac{V_0}{X_u} \quad (13)$$

$$A = 428,05722$$

Јединични импулс у каналу цеви је:

$$i_0 = \frac{p_\phi + p_u}{2} \cdot t_{ku} + \frac{p_u}{A} \quad (14)$$

$$i_0 = 193865,21 \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

Однос јединичног импулса и притиска у цеви у тренутку када се пројектил нађе на месту позајмице се рачуна по следећој формули:

$$b = \frac{i_0}{p_\phi} \quad (15)$$

$$b = 0,0018119 \frac{1}{\text{s}}$$

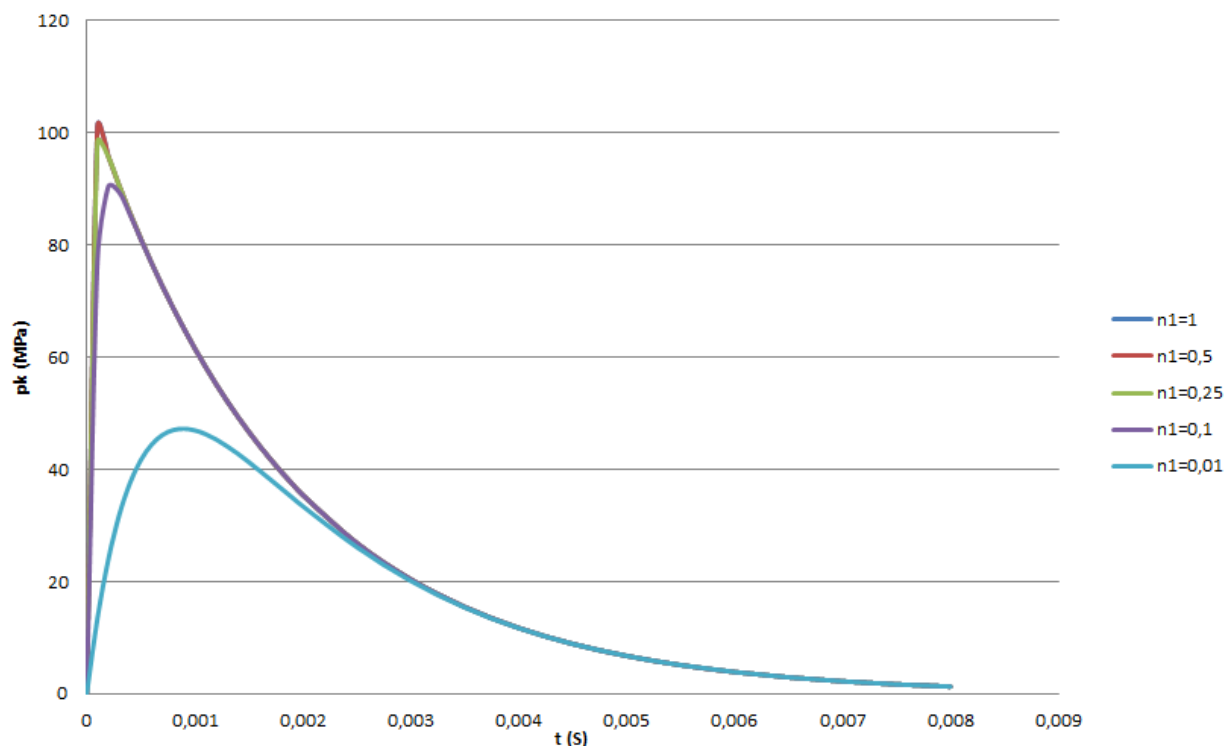
Са израчунатим свим вредностима које фигуришу у једначини (9), може се одредити једначина промене притиска у цилиндру за позајмицу:

$$p_k = 107 \cdot 10^6 \cdot e^{-\frac{t}{0,0018119}} \cdot (1 - e^{-1,30215 \frac{t}{0,0018119}})$$

Параметар који се може варирати је опитни коефицијент n_1 . Варирањем овог коефицијента у оквиру једначине (9) добијене су различите промене притиска барутних гасова у току времена представљене у табели 2.6 и графички на слици 2.6. На основу ових података може се закључити да се смањењем опитног коефицијента може и до неколико пута смањити укупан импулс силе барутних гасова на чело клипа у цилиндру за позајмицу, чиме се утиче и на смањење силе трзања.

Табела 2.6. Промена силе притиска барутних гасова на чело клипа у цилиндру за позајмицу у току времена за различите вредности опитног коефицијента

t (s)	p_k (Pa)				
	$n_1 = 1$	$n_1 = 0,5$	$n_1 = 0,25$	$n_1 = 0,1$	$n_1 = 0,01$
0	0	0	0	0	0
0,0001	101254310	101177781	98469618	77201729	13556575
0,0002	95817262	95817208	95744787	90410445	23939664,9
0,0003	90672116	90672116	90670229	89456712	31760838,2
0,0004	85803250	85803250	85803201	85530038	37519240,7
0,0005	81195831	81195831	81195830	81134415	41621988,9
0,0006	76835818	76835818	76835818	76822013	44400878
0,0007	72709927	72709927	72709927	72706824	46126070,5
0,0008	68805587	68805587	68805587	68804889	47017310,1
0,0009	65110899	65110899	65110899	65110742	47253106,9
0,001	61614607	61614607	61614607	61614572	46978261,5
0,0011	58306057	58306057	58306057	58306049	46310027,1
0,0012	55175168	55175168	55175168	55175166	45343155,3
0,0013	52212400	52212400	52212400	52212399	44154027,7
0,0014	49408725	49408725	49408725	49408725	42804038,3
0,0015	46755600	46755600	46755600	46755600	41342362,5
0,0016	44244942	44244942	44244942	44244942	39808222
0,0017	41869099	41869099	41869099	41869099	38232739,2
0,0018	39620833	39620833	39620833	39620833	36640452,7
0,0019	37493294	37493294	37493294	37493294	35050557,4
0,002	35479998	35479998	35479998	35479998	33477917,6
0,0025	26923625	26923625	26923625	26923625	26183158
0,003	20430712	20430712	20430712	20430712	20156850,4
0,0035	15503632	15503632	15503632	15503632	15402344,5
0,004	11764769	11764769	11764769	11764769	11727307,8
0,0045	8927571,8	8927571,8	8927571,8	8927571,8	8913716,86
0,005	6774594,5	6774594,5	6774594,5	6774594,5	6769470,24
0,0055	5140830,2	5140830,2	5140830,2	5140830,2	5138934,96
0,006	3901065,2	3901065,2	3901065,2	3901065,2	3900364,26
0,0065	2960282,5	2960282,5	2960282,5	2960282,5	2960023,28
0,007	2246379,4	2246379,4	2246379,4	2246379,4	2246283,55
0,0075	1704641,5	1704641,5	1704641,5	1704641,5	1704606,07
0,008	1293549,4	1293549,4	1293549,4	1293549,4	1293536,28



Слика 2.6. Графички приказ промене силе притиска барутних гасова на чело клипа у цилиндру за позајмицу у току времена за различите вредности опитног коефицијента

2.4.2. Притисак барутних гасова у цилиндру за позајмицу топа 30 mm M86

На основу литературе [8], издвојени су конструкциони подаци потребни за израчунавање притисака барутних гасова у цилиндру за позајмицу топа 30 mm M86 дати у табели 2.7.

Табела 2.7. Конструкциони подаци топа 30 mm M86

	Ознака	Вредност	Јединица
Еквивалентни пречник отвора за позајмицу	d_{ϕ}	0,00198	m
Место позајмице (мерено од дна цеви)	L_{ϕ}	0,7645	m
Пречник клипа	d_k	0,02	m
Трзајућа маса	M_0	5,183	kg

Површина отвора за позајмицу износи:

$$S_{\phi} = \frac{d_{\phi}^2 \pi}{4} \quad (16)$$

$$S_{\phi} = 0,000003 \text{ m}^2$$

Ефективна површина клипа у цилиндру за позајмицу је:

$$S_k = \frac{d_k^2 \pi}{4} \quad (17)$$

$$S_k = 0,000615 \text{ m}^2$$

За вредност опитног коефицијента $n_1 = 1$, коефицијент позајмице барутних гасова износи:

$$\alpha = 42,091 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

Подаци који се усвајају на основу УБ прорачуна за затворену цев (из табеле 2.2):

- Притисак барутних гасова у каналу цеви у тренутку када се пројектил налази на устима цеви: $p_u = 87,4 \text{ МПа}$;
 - Притисак барутних гасова у каналу цеви у тренутку када дно пројектила пређе преко отвора за позајмицу (за пут пројектила од $L_\phi = 0,7645 \text{ m}$): $p_\phi = 198 \text{ МПа}$;
 - Време када се пројектил налази на устима цеви мерено од тренутка када пројектил пређе место за позајмицу: $t_{ku} = 0,00219 \text{ s}$
 - Брзина пројектила на устима цеви: $V_0 = 1106,11 \text{ m/s}$
- Коефицијент β одређује се помоћу емпиријског обрасца:

$$\beta = \frac{v_g}{V_0} \quad (18)$$

$$\beta = 1,15268$$

где је v_g средња брзина истицања барутних гасова и износи $v_g = 1275 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, према литератури [5].

Коефицијент A дат је изразом:

$$A = 0,365 \frac{\beta^2}{\beta - 0,5} \frac{V_0}{X_u} \quad (19)$$

$$A = 429,8543$$

Јединични импулс у каналу цеви је:

$$i_0 = \frac{p_\phi + p_u}{2} \cdot t_{ku} + \frac{p_u}{A} \quad (20)$$

$$i_0 = 516038,55 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Однос јединичног импулса и притиска у цеви у тренутку када се пројектил нађе на месту позајмице се рачуна по следећој формули:

$$b = \frac{i_0}{p_\phi} \quad (21)$$

$$b = 0,002606 \frac{1}{\text{s}}$$

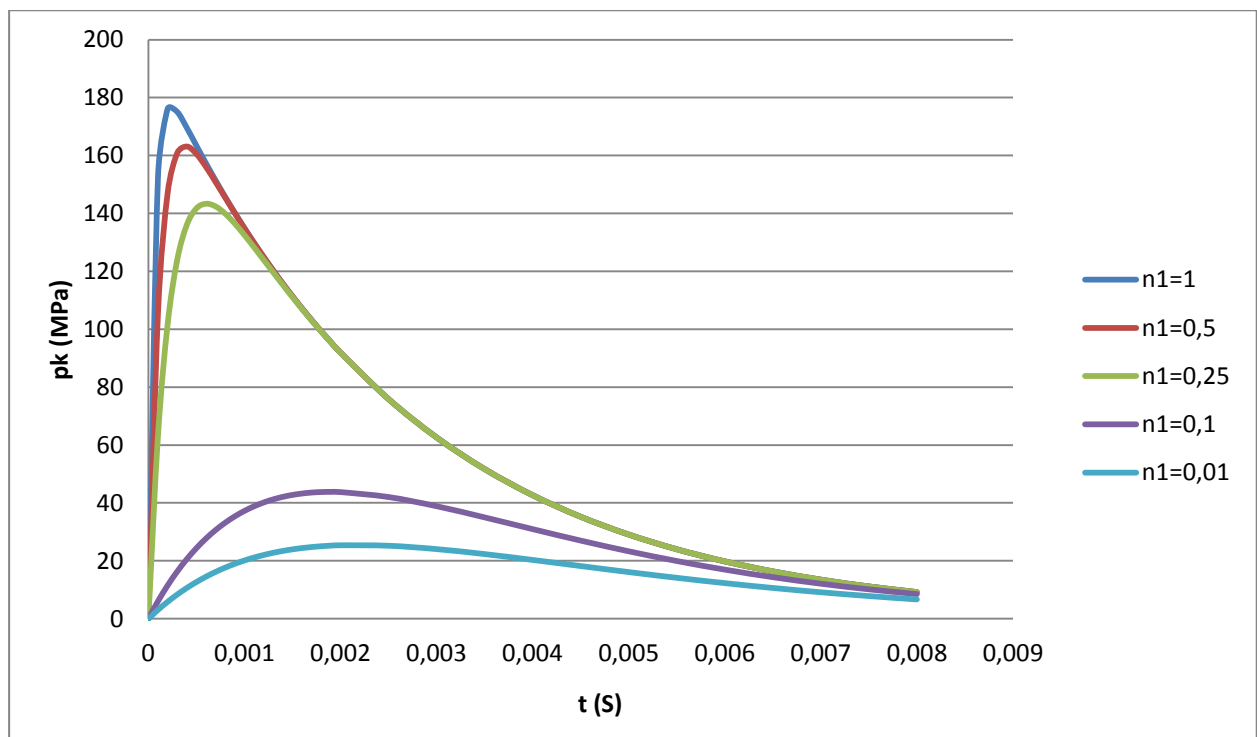
Са израчунатим свим вредностима које фигуришу у једначини (6), може се одредити једначина промене притиска у цилиндру за позајмицу:

$$p_k = 198 \cdot 10^6 \cdot e^{-\frac{t}{0,002606}} \cdot (1 - e^{-2,10455 \frac{t}{0,002606}})$$

Варирањем опитног коефицијента n_1 у оквиру једначине (9) добијене су различите промене притиска барутних гасова у току времена представљене у табели 2.8 и графички на слици 2.7.

Табела 2.8. Промена силе притиска барутних гасова на чело клипа у цилиндру за позајмицу у току времена за различите вредности опитног коефицијента

t (s)	p_k (Pa)				
	$n_1 = 1$	$n_1 = 0,5$	$n_1 = 0,25$	$n_1 = 0,1$	$n_1 = 0,01$
0	0	0	0	0	0
0,0001	152648881	105568409	63297594	6056331,69	3052618
0,0002	176120348	146902802	101594555	11471464,8	5828357
0,0003	175083090	160818585	123913981	16297729,8	8346233
0,0004	169562928	163110699	136051393	20583563,6	10624091
0,0005	163385041	160552660	141728169	24373787,7	12678673
0,0006	157274041	156046335	143332807	27709865,7	14525680
0,0007	151361367	150832140	142397322	30630144,8	16179837
0,0008	145665190	145437611	139903402	33170078,4	17654946
0,0009	140182270	140084512	136479165	35362434,2	18963943
0,001	134905518	134863546	132525603	37237487,8	20118950
0,0011	129827354	129809337	128297841	38823202	21131318
0,0012	124940336	124932602	123957358	40145394,1	22011679
0,0013	120237275	120233956	119605542	41227891,2	22769983
0,0014	115711249	115709825	115305252	42092674,4	23415544
0,0015	111355594	111354983	111094671	42760013,6	23957072
0,0016	107163896	107163634	106996208	43248591,4	24402715
0,0017	103129985	103129872	103022216	43575619,9	24760088
0,0018	99247919	99247870,7	99178659	43756947,8	25036307
0,0019	95511983,9	95511963,2	95467472	43807161	25238018
0,002	91916678,6	91916669,7	91888072	43739675	25371430
0,0025	75871139,3	75871139,2	75868003	42034795,2	25203576
0,003	62626607,8	62626607,8	62626264	38862195,3	24048317
0,0035	51694123	51694123	51694085	35003569,8	22320606
0,004	42670079,8	42670079,8	42670076	30947738	20305079
0,0045	35221328,9	35221328,9	35221328	26988330,6	18192614
0,005	29072877,7	29072877,7	29072878	23290563,6	16107211
0,0055	23997737,8	23997737,8	23997738	19936622,5	14125677
0,006	19808545,5	19808545,5	19808545	16956286,4	12291957
0,0065	16350644,3	16350644,3	16350644	14347405,9	10627512
0,007	13496375,5	13496375,5	13496376	12089433,3	9138782
0,0075	11140365,4	11140365,4	11140365	10152222,1	7822493
0,008	9195634,89	9195634,89	9195634,9	8501628,35	6669406



Слика 2.7. Графички приказ промене силе притиска барутних гасова на чело клипа у цилиндру за позајмицу у току времена за различите вредности опитног коефицијента

3. ПРОРАЧУН СИЛЕ ТРЗАЊА

Сила трзања топа 20 mm M55 и топа 30 mm M86 добија се решавањем диференцијалне једначине:

$$P_{kn} = m_m \cdot \ddot{x} = \sum_{n=1}^i F_i \quad (22)$$

где је:

m_m – маса топа,

$\ddot{x}$ – убрзање топа,

$\sum_{n=1}^i F_i$ – сума свих сила које делују на топ.

Процес трзања се састоји из следећих фаза, како би се дошло до решења једначине (22).

- Прва фаза (од тренутка опаљења до тренутка када дно пројектила пређе преко места за позајмицу):

$$m_m \cdot \ddot{x} = F_{bg} - F_{bf} - F_{tr} \quad (23)$$

где је:

F_{bg} – сила притиска барутних гасова на чело затварача до тренутка када дно пројектила пређе преко места за позајмицу.

- Друга фаза (од тренутка када дно пројектила пређе преко места за позајмицу до тренутка када се притисак барутних гасова изједначи са атмосферским притиском тј. када на топ не делује ни једна активна сила):

$$m_m' \cdot \ddot{x} = F_{bg}' - F_{op} - F_{bf} - F_{tr} \quad (24)$$

где је:

m_m' – маса топа умањена за масу затварача,

F_{bg}' – сила притиска барутних гасова на чело затварача и чело клипа у цилиндру за позајмицу након што дно пројектила пређе преко места за позајмицу.

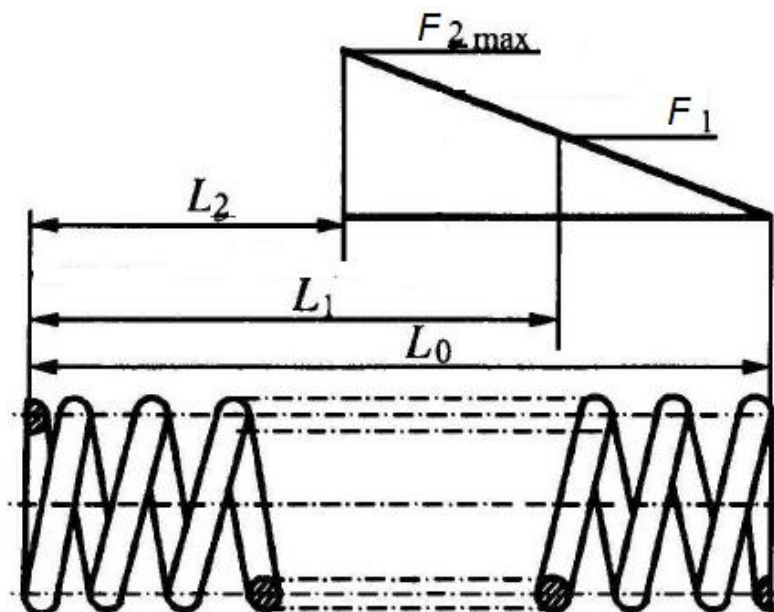
- Трећа фаза (кретање топа по инерцији, и траје од краја друге фазе до заустављања топа, $V = 0$ m/s).

$$m_m \cdot \ddot{x} = -F_{bf} - F_{tr} \quad (25)$$

3.1. Сила повратне опруге затварача топа 20 mm M55

Враћање покретних делова врши се под деловањем повратне опруге, а при трзању опруга се, услед сабијања, супроставља кретању. Сила опруге се јавља као активна сила или као реакција, делује на затварач тако што се супроставља његовом кретању уназад. Након његовог заустављања у задњем положају, опруга помоћу акумулиране енергије враћа носач затварача у предњи положај. Вредности величина за повратну опругу затварача топа 20 mm M55 усвојене су за опругу, где је:

$$\begin{aligned}
L_0 &= 0,640 \text{ m} \\
L_1 &= 0,540 \text{ m} \\
L_2 &= 0,255 \text{ m} \\
F_1 &= F_0 = F_{\min} = 117,72 \text{ N} \\
F_2 &= F_{\max} = 510 \text{ N}
\end{aligned}$$



Слика 3.1. Дијаграм оптерећења опруге: L_0 – дужина опруге у слободном стању, L_1 , F_1 – дужина и сила која делује на опругу у почетном стању, L_2 , F_2 – дужина и сила која делује на опругу у коначном радном стању

Пут затварача од почетног предњег до крајњег задњег положаја може се изразити као разлика дужине повратне опруге затварача када делује преднапон F_1 и њене дужине када је максимално сабијена (слика 3.1):

$$x_{\max} = L_1 - L_2 \quad (26)$$

$$x_{\max} = 0,285 \text{ m}$$

Крутост опруге израчунава се на следећи начин:

$$c = \frac{F_{\max} - F_0}{x_{\max}} \quad (27)$$

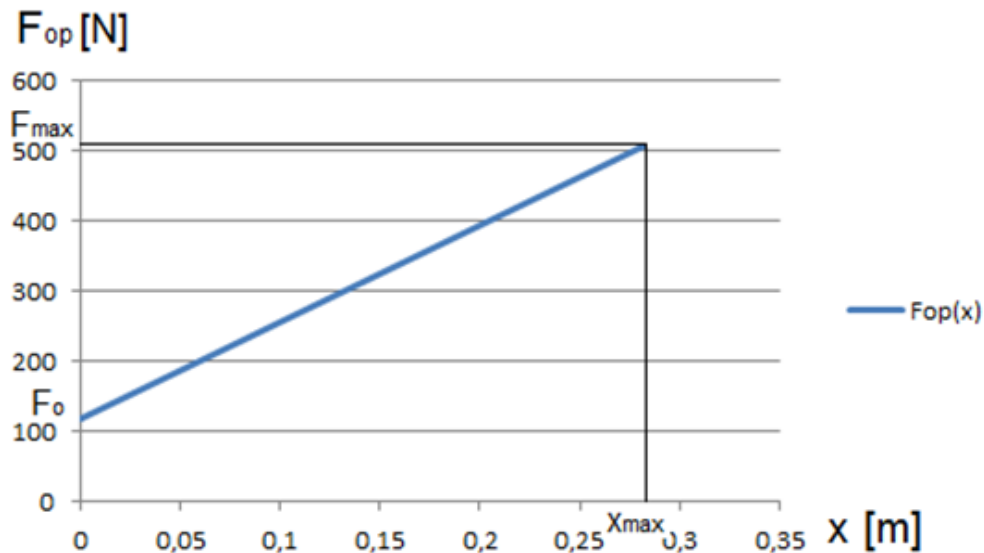
$$c = 1376,4 \text{ N/m}$$

Једначина промене силе повратне опруге F у зависности од пута носача затварача топа 20 mm M55 x_1 једнака је:

$$F_{op} = F_0 + cx_1 \quad (28)$$

$$F_{op} = 117,72 + 1376,4 x_1$$

Промена силе повратне опруге затварача у функцији пређеног пута носача затварача дата је на слици 3.2.



Слика 3.2. Дијаграм промене силе $F_{op}(x) = F_0 + cx$

3.2. Сила повратне опруге затварача топа 30 mm M86

Код топа 30 mm M86 имамо одвођење барутних гасова кроз два отвора за позајмицу и две повратне опруге затварача које су истих карактеристика. За прорачун ће се усвојити еквивалентна крутост две паралелно везане опруге. Вредности величина за повратну опругу затварача топа 30 mm M86 усвојене су за опругу, где је:

$$L_0 = 1,035 \text{ m}$$

$$L_1 = 0,862 \text{ m}$$

$$L_2 = 0,397 \text{ m}$$

$$F_1 = F_0 = F_{min} = 118 \text{ N}$$

$$F_2 = F_{max} = 470 \text{ N}$$

Пут затварача (представљено на слици 3.1):

$$x_{max} = L_1 - L_2 \quad (29)$$

$$x_{max} = 0,465 \text{ m}$$

Крутост опруге израчунава се на следећи начин:

$$c = \frac{F_{max} - F_0}{x_{max}} \quad (30)$$

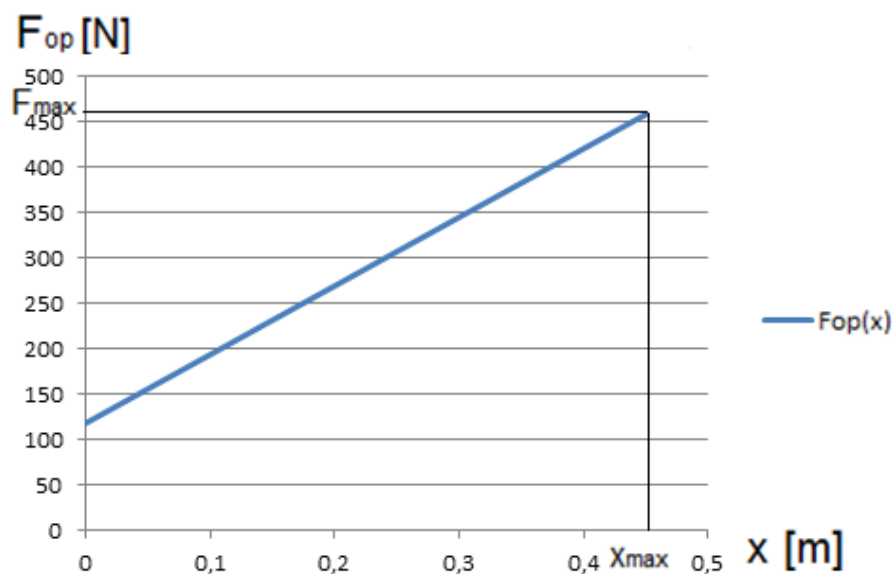
$$c = 756,98 \text{ N/m}$$

Једначина промене силе повратне опруге F у зависности од пута носача затварача x_1 једнака је:

$$F_{op} = F_0 + cx_1 \quad (31)$$

$$F'_{op} = 118 + 756,98 x_1$$

Промена силе повратне опруге затварача у функцији пређеног пута носача затварача дата је на слици 3.3.

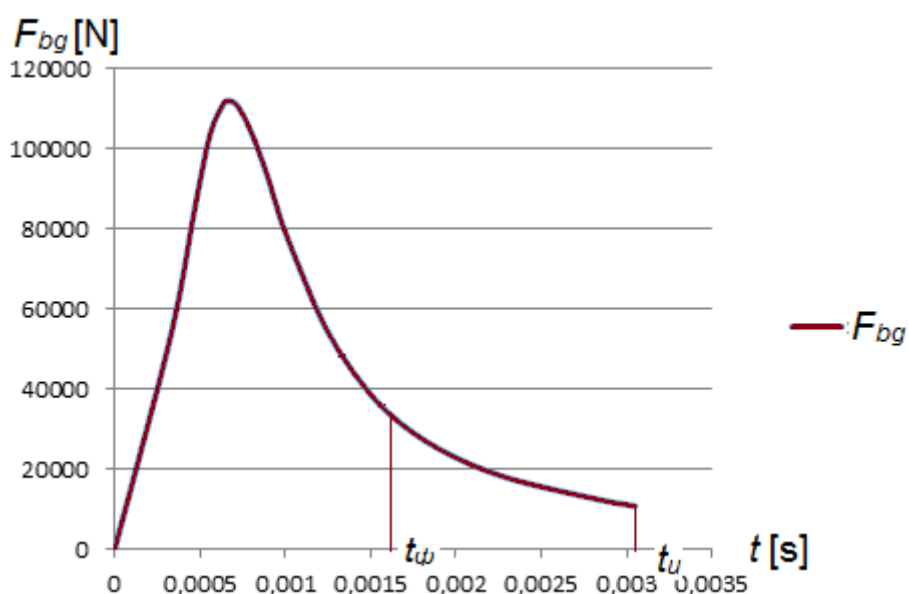


Слика 3.3. Дијаграм промене силе $F_{op}(x) = F_0 + cx$

3.3. Сила притиска барутних гасова F_{bg} топа 20 mm M55

Сила притиска барутних гасова F_{bg} добија се на основу унутрашњебалистичког прорачуна. Због раздвајања процеса трзања на две фазе ова сила делује до тренутка када дно пројектила пређе преко места за позајмицу.

$$F_{bg} = p \cdot S_c \quad (32)$$



Слика 3.6. Промена силе притиска барутних гасова у току времена топа 20 mm M55

3.3.1. Сила притиска барутних гасова F_{bg}'

Сила притиска барутних гасова F_{bg}' може се представити као сума две силе:

$$F_{bg}' = F_{bg}'' + F_k \quad (33)$$

где су:

F_{bg}'' – сила притиска барутних гасова на чело затварача смањена услед проширења запремине,

F_k – сила притиска барутних гасова на чело клипа у цилиндру за позајмицу.

Сила F_{bg}'' добија се на основу силе F_{bg} која делује након што дно пројектила пређе преко места за позајмицу и једначине стања идеалног гаса:

$$pV = nRT \quad (34)$$

где су:

p – притисак,

V – запремина,

n – број молова идеалног гаса,

R – универзална гасна константа,

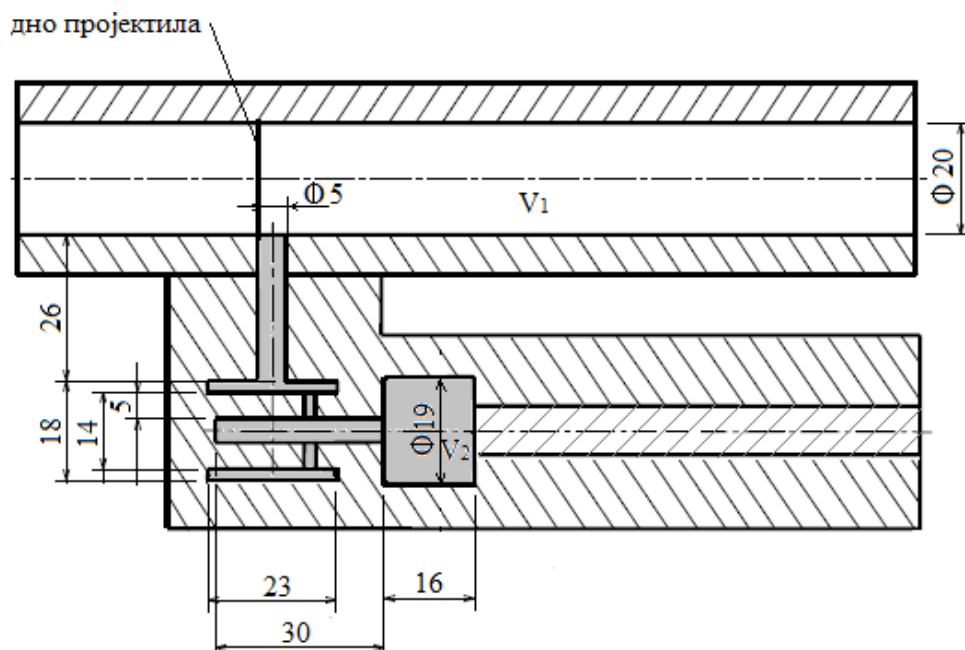
T – температура.

Ако се усвоји да нема промене масе и температуре, може се рећи да:

$$nRT = c = const. \quad (35)$$

тако да су притисак и запремина директно обрнуто сразмерни.

Након што пројектил прође место за позајмицу барутних гасова долази до ширења запремине, услед чега долази до пада притиска у цеви. За одређивање силе F_{bg}'' , потребно је одредити нови притисак у цеви p' .



Слика 3.7. Ширење запремине након преласка пројектила преко места за позајмицу

На основу слике 3.7 могу се израчунати запремине V_1 и V_2 :

$$V_1 = S_c \cdot L_{\phi} \quad (36)$$

$$V_1 = 0,0001993 \text{ m}^3$$

$$V_2 = 0,005^2 \pi/4 \cdot 0,026 + 2 \cdot 0,002^2 \pi/4 \cdot 0,023 + 2 \cdot 0,002^2 \pi/4 \cdot 0,005 + 0,004^2 \pi/4 \cdot 0,03 + 0,019^2 \pi/4 \cdot 0,016$$

$$V_2 = 0,00000559 \text{ m}^3$$

Из једначина (33) и (34) следи:

$$pV = p'V' \quad (37)$$

где је:

p – притисак барутних гасова након што пројектил пређе преко места за позајмицу добијен УБ прорачуном за затворену цев.

$$p' = p \cdot \frac{V}{V'}$$

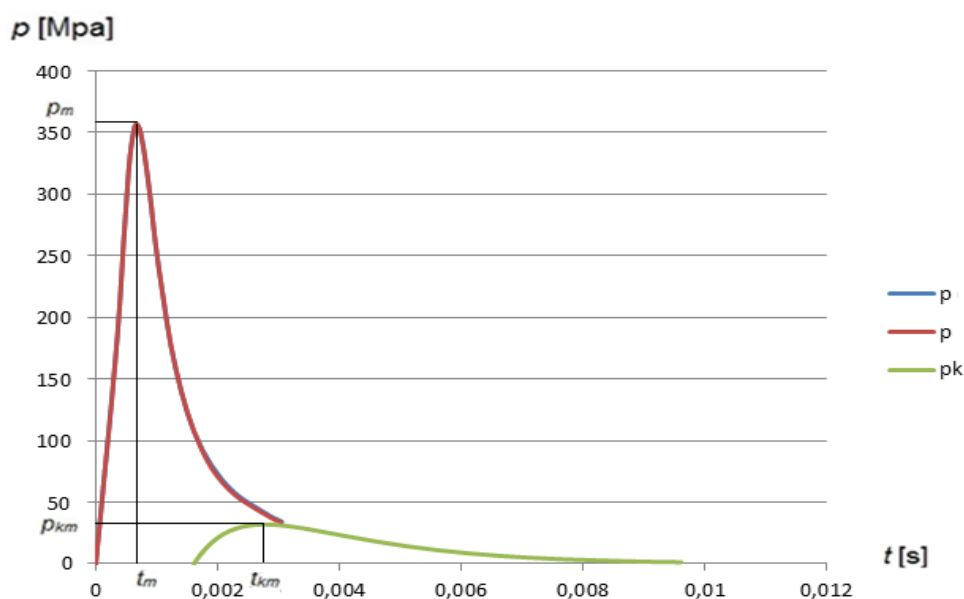
$$V = V_1$$

$$V' = V_1 + V_2$$

$$p' = 0,9727 \cdot p \quad (38)$$

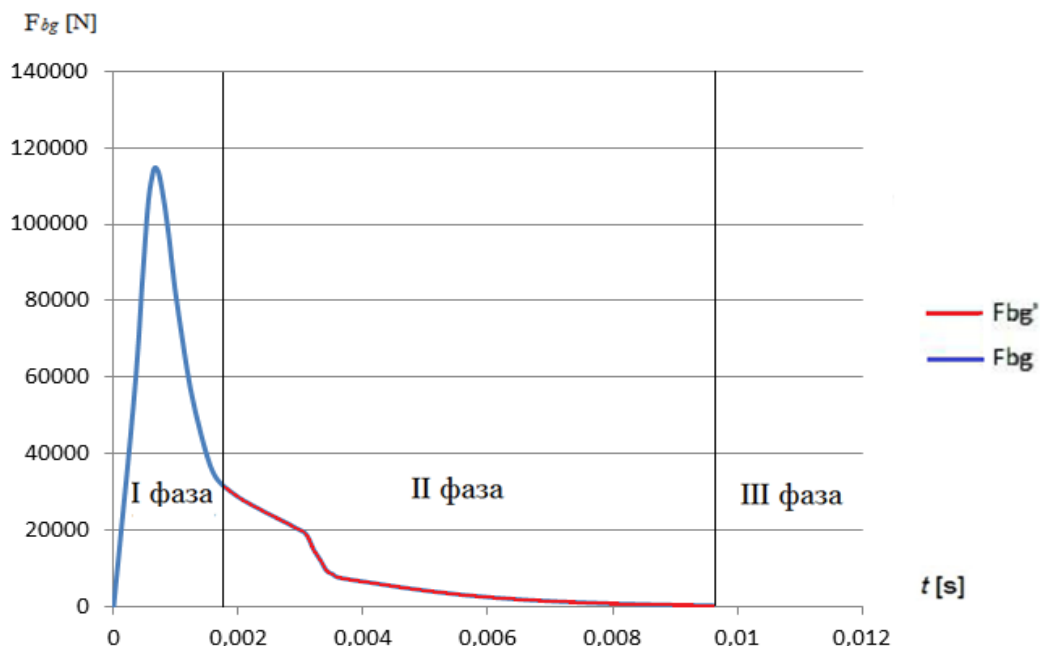
Израз (38) показује да пад притиска барутних гасова у цеви услед ширења запремине износи 2,73 %.

На слици 3.8 приказана је промена притиска барутних гасова у току времена за затворену цев p и промена притиска у гасном повратнику p_k , за који је усвојена промена притиска за вредност опитног коефицијента $n_1 = 0,0131$. Такође је дата и промена притиска барутних гасова за отворену цев, тј. када је настао пад притиска од 2,73 % услед проширења запремине.



Слика 3.8. Промена притиска барутних гасова у току времена за затворену цев (p) и притисак у гасном повратнику p_k

Промена силе притиска барутних гасова по фазама, дата на слици 3.9, добијена је на основу дијаграма на слици 3.8. Како би се израчунала сила притисак који делује на чело клипа множи се са површином попречног пресека цеви, а притисак у гасном повратнику са активном површином клипа.

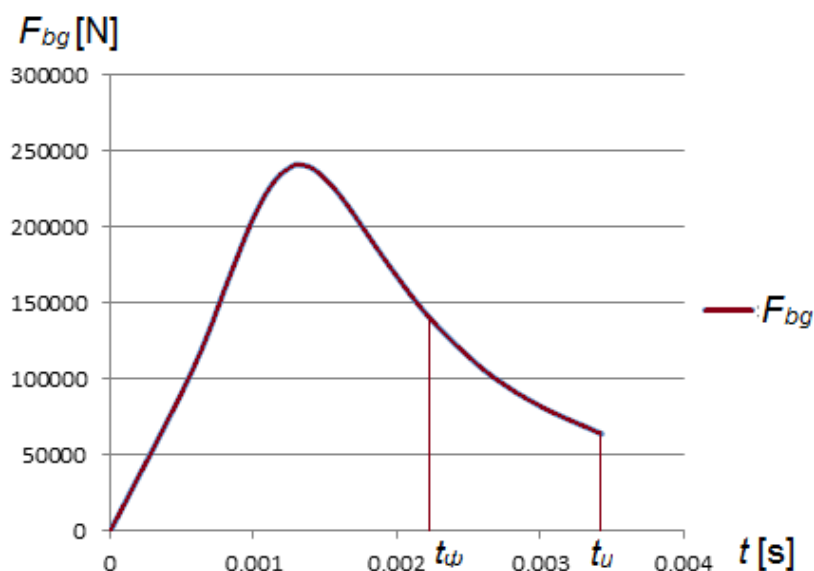


Слика 3.9. Промена силе притиска барутних гасова по фазама

3.4. Сила притиска барутних гасова F_{bg} топа 30 mm M86

Зависност силе притиска барутних гасова F_{bg} топа 30 mm M86 у односу на време представљена је на слици 3.10. Због раздвајања процеса трзања на две фазе ова сила делује до тренутка када дно пројектила пређе преко места за позајмицу.

$$F_{bg} = p \cdot S_c \quad (38)$$



Слика 3.10. Промена силе притиска барутних гасова у току времена топа 30 mm

3.4.1. Сила притиска барутних гасова F_{bg}'

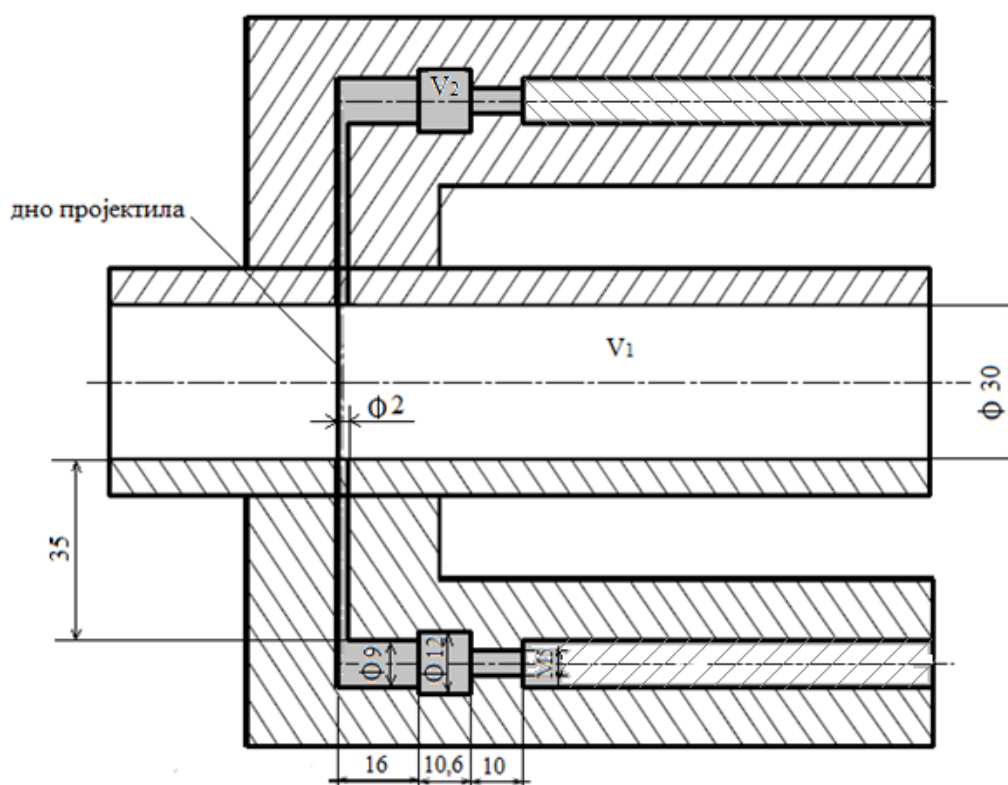
Ова сила може се представити као сума две силе:

$$F_{bg}' = F_{bg}'' + F_k \quad (39)$$

где су величине из једначина (39) и (40) објашњене у поглављу 3.3.1.

Сила F_{bg}'' добија се на основу силе F_{bg} која делује након што дно пројектила пређе преко места за позајмицу и једначине стања идеалног гаса:

$$pV = nRT \quad (40)$$



Слика 3.11. Ширење запремине након преласка пројектила преко места за позајмицу

Ако се усвоји да нема промене масе и температуре, може се рећи да:

$$nRT = c = const. \quad (41)$$

тако да су притисак и запремина директно обрнуто сразмерни.

На основу слике 3.9 могу се израчунати запремине V_1 и V_2 :

$$V_1 = S_c \cdot L_\phi \quad (42)$$

$$V_1 = 0,0005573 \text{ m}^3$$

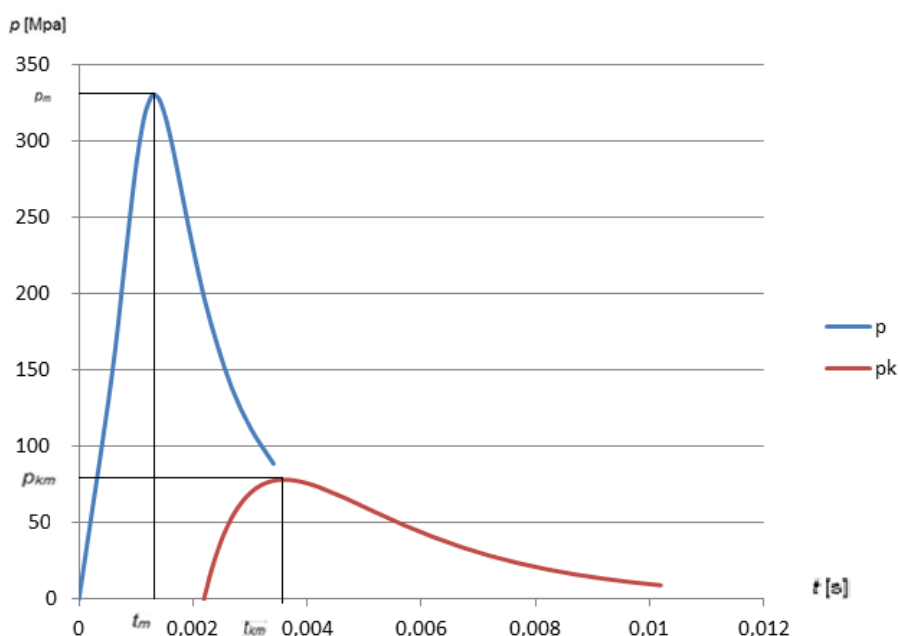
$$V_2 = 2 \cdot (0,002^2 \pi/4 \cdot 0,035 + 0,009^2 \pi/4 \cdot 0,016 + 0,012^2 \pi/4 \cdot 0,0106 + 0,004^2 \pi/4 \cdot 0,01)$$

$$V_2 = 0,0000049 \text{ m}^3$$

Из једначина (33) и (34) следи:

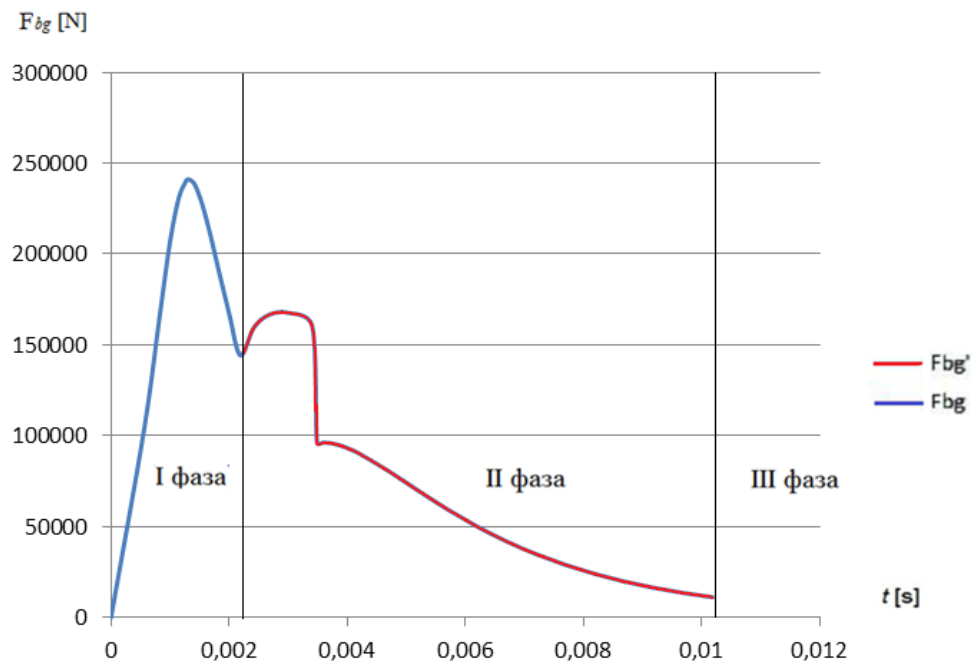
$$\begin{aligned} pV &= p'V' \\ p' &= p \cdot \frac{V}{V'} \\ V &= V_1 \\ V' &= V_1 + V_2 \\ p' &= 0,99 \cdot p \end{aligned} \quad (43)$$

Израз (43) показује да пад притиска барутних гасова у цеви услед ширења запремине износи 1 %, што је занемарљиво па с' тога није ни видљиво на дијаграму приказаном на слици 3.12.



Слика 3.12. Промена притиска барутних гасова у току времена за затворену цев (p) и притисак у гасном повратнику p_k

Прорачун за силу притиска барутних гасова је исти као и код топа 20 mm M55. Први део дијаграма, односно прва фаза, приказује промену силе притиска барутних гасова до тренутка када дно пројектила није прешло отвор за позајмицу барутних гасова. У првој фази је приказана и максимална вредност силе притиска барутних гасова. Након тога, када дно пројектила пређе место за позајмицу, што је у овом случају два отвора за позајмицу, долази до скока на дијаграму силе притиска и опадање силе, друга фаза. Трећа фаза представља кретање топа по инерцији. Ове три фазе промене силе притиска барутних гасова дате су на слици 3.13.



Слика 3.13. Промена силе притиска барутних гасова по фазама

3.5. Сила опруге амортизера (buffer-a) топа 20 mm M55

Помоћу амортизера остварује се еластична веза између топа и колевке. У току трзања топа 20 mm M55, сабија се опруга амортизера и повећава сила F_{bf} која делује насупрот трзању. Ова сила зависи од пређеног пута топа x_2 и њена промена се добија аналогно сили повратне опруге затварача (према слици 3.1). У овом случају између топа и колевке, као еластична веза, налази се хидраулична кочница, која је за овај прорачун апроксимирана опругом.

Крутост опруге амортизера за топ 20 mm M55, као и преднапон опруге су величине које су усвојене на основу литературе [8] и износе:

$$c = 112357,1 \text{ N/m}$$

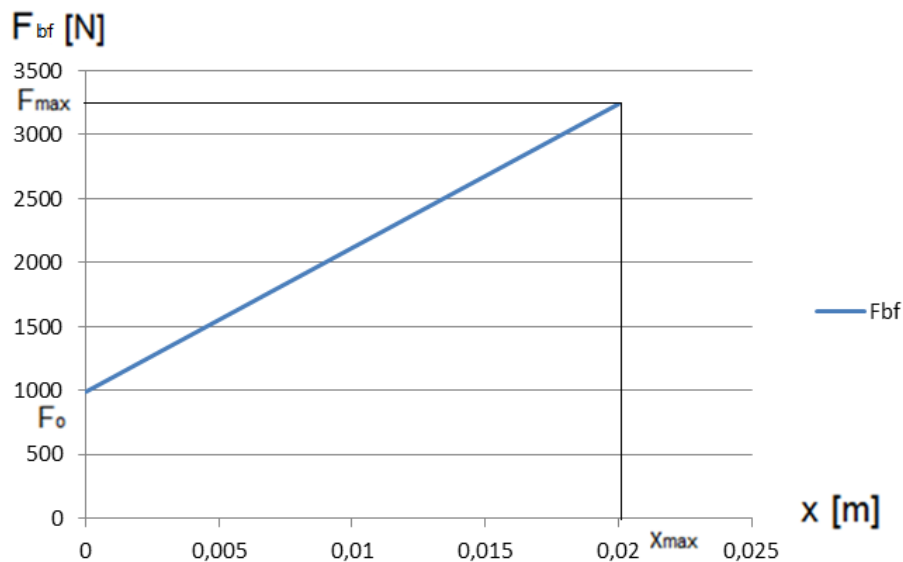
$$F_0 = 988 \text{ N}$$

Једначина промене силе опруге амортизера F_{bf} у зависности од пређеног пута топа x_2 једнака је:

$$F_{bf} = F_0 + cx_2 \quad (44)$$

$$F_{bf} = 988 + 112357,1 x_2$$

Промена силе опруге амортизера у функцији пређеног пута топа 20 mm M55 дата је на слици 29.



Слика 3.14. Дијаграм промене силе $F_{bf}(x_2) = F_0 + cx_2$

3.6. Сила опруге амортизера (buffer-а) топа 30 mm M86

Ова сила зависи од пређеног пута топа x_2 и њена промена се добија аналогно сили повратне опруге затварача (према слици 3.1):

Крутост опруге амортизера за топ 30 mm M86, као и преднапон опруге су величине које су усвојене на основу литературе [8] и износе:

$$c = 117463,435 \text{ N/m}$$

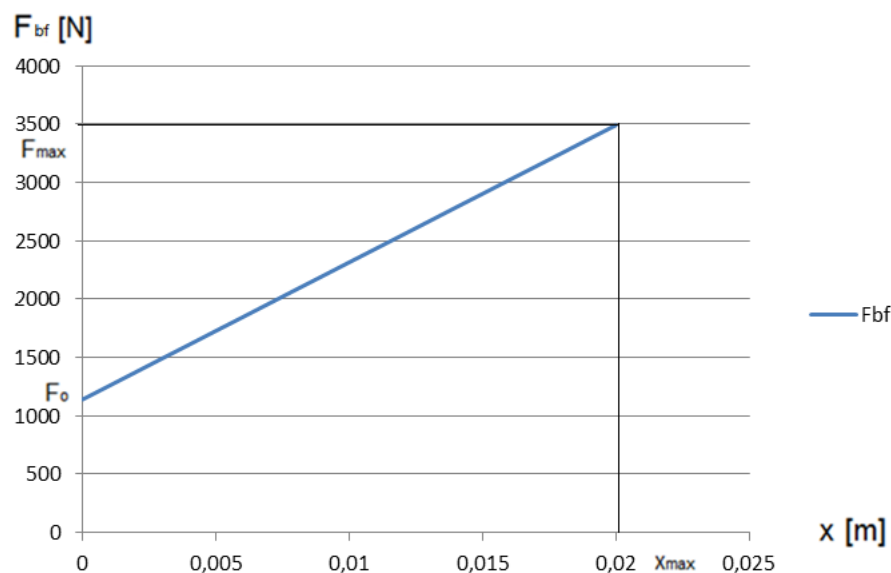
$$F_0 = 1140 \text{ N}$$

Једначина промене силе опруге амортизера F_{bf} у зависности од пређеног пута топа x_2 једнака је:

$$F_{bf} = F_0 + cx_2 \quad (45)$$

$$F_{bf} = 1140 + 117463,435 x_2$$

Промена силе опруге амортизера у функцији пређеног пута топа 30 mm M86 дата је на слици 29.



Слика 3.15. Дијаграм промене силе $F_{bf}(x_2) = F_0 + cx_2$

3.7. Сила трења на вођицама топа 20 mm M55

Топ 20 mm M55 је својим вођицама (по две са обе стране сандука топа) ослоњен на жлебове колевке и током трзања, јавља се сила трења која се супроставља овом кретању.

Сила трења узрокована је нормалном силом тј. тежином самог топа:

$$Q = m \cdot g \quad (46)$$

$$Q = 480,69 \text{ N}$$

где је:

g - убрзање земљине теже.

Сила трења, уз усвајање коефицијента трења за челик по челику са подмазивањем ($\mu = 0,1$) износи:

$$F_{tr} = \mu \cdot Q \quad (47)$$

$$F_{tr} = 48,069 \text{ N}$$

3.8. Сила трења на вођицама топа 30 mm M86

Топ 30 mm M86 је својим вођицама (по две са обе стране сандука топа) ослоњен на жлебове колевке и током трзања, јавља се сила трења која се супроставља овом кретању.

Сила трења узрокована је нормалном силом тј. тежином самог топа:

$$Q = m \cdot g \quad (48)$$

$$Q = 2060,1 \text{ N}$$

Сила трења, уз усвајање коефицијента трења за челик по челику са подмазивањем ($\mu = 0,1$) износи:

$$F_{tr} = \mu \cdot Q \quad (49)$$

$$F_{tr} = 206,01 \text{ N}$$

3.9. Сила гасне кочнице топа 30 mm M86

Гасне кочнице имају улогу да смање енергију трзања оружја, чиме се омогућује израда лакших оруђа са мањим дужинама трзања и поузданом стабилношћу при опаљењу. Гасна кочница утиче на процес рада барутних гасова после изласка пројектила из цеви (у периоду накнадног дејства). Из цеви које немају гасну кочницу, сви гасови истичу унапред, при чему реакција истичућих гасова потискује цев уназад, повећавајући енергију трзања. Гасна кочница не дозвољава гасовима да слободно излазе из цеви после изласка пројектила, већ знатан део гасова присиљава да се крећу по одређеним правцима кроз специјалне отворе. Будући да су бочни отвори гасне кочнице симетрични у односу на осу канала цеви, то се хоризонталне компоненте реактивне силе, која се јавља услед кретања струје барутних гасова, уравнотежавају, и услед тога долази до кочења трзања, а компоненте у правцу осе делују у супротном смеру од смера трзања. Осим тога, брзина пројектила у току истицања барутних гасова се повећава више него у случају када не постоји гасна кочница.

Основни недостатак гасних кочница је појава ударних таласа на правцу истицања барутних гасова из бочних отвора, односно натпритиска на местима послуге оруђа, и изражена бука. Зато је при употреби гасних кочница високе ефикасности потребно да послуга буде опремљена одговарајућим заштитним средствима.

Наћи ефекат гасне кочнице математичким путем веома је тешко због различитих балистичких услова код појединих оружја, као и због различитих конструктивних облика гасних кочница. Гасна кочница топа 30 mm M86 смањује силу трзања за 15%.

3.10. Решавање диференцијалних једначина топа 20 mm M55

Да би се решиле диференцијалне једначине (23), (24) и (25) потребно је дефинисати промене свих сила, масе m и m' , и граничне услове за интеграцију. Маса износи:

$$m = 49 \text{ kg}$$

$$m' = 45,6 \text{ kg}$$

Гранични услови за прву фазу су:

а) Почетни услови

$$t = t_0 = 0 \text{ s}$$

$$V = V_0 = 0 \text{ m/s}$$

$$x_1 = 0 \text{ m}$$

$$x_2 = 0 \text{ m}$$

б) Крајњи услови

$$t = t_\phi = 0,00161 \text{ s}$$

$$V = V_\phi$$

$$x_1 = 0 \text{ m}$$

$$x_2 = x_{2\phi}$$

где је V_ϕ брзина а $x_{2\phi}$ пређени пут топа 20 mm M55 у тренутку $t = t_\phi$, тј. на крају прве фазе.

Гранични услови за другу фазу су:

а) Почетни услови

$$t = t_\phi = 0,00161 \text{ s}$$

$$V = V_\phi$$

$$x_1 = 0 \text{ m}$$

$$x_2 = x_{2\phi}$$

Почетни услови за другу фазу одговарају крајњим условима прве фазе, тако да су брзина и пређени пут топа на крају прве фазе, истовремено и полазни подаци за другу фазу. Исто важи и за однос друге и треће фазе.

б) Крајњи услови

$$t = t_k = 0,00961 \text{ s}$$

$$V = V_{2k}$$

$$x_1 = x_{1k} = 0,229 \text{ m}$$

$$x_2 = x_{2k}$$

Гранични услови за трећу фазу су:

а) Почетни услови

$$t = t_k = 0,00961 \text{ s}$$

$$V = V_{2k}$$

$$x_1 = x_{1k} = 0,229 \text{ m}$$

$$x_2 = x_{2k}$$

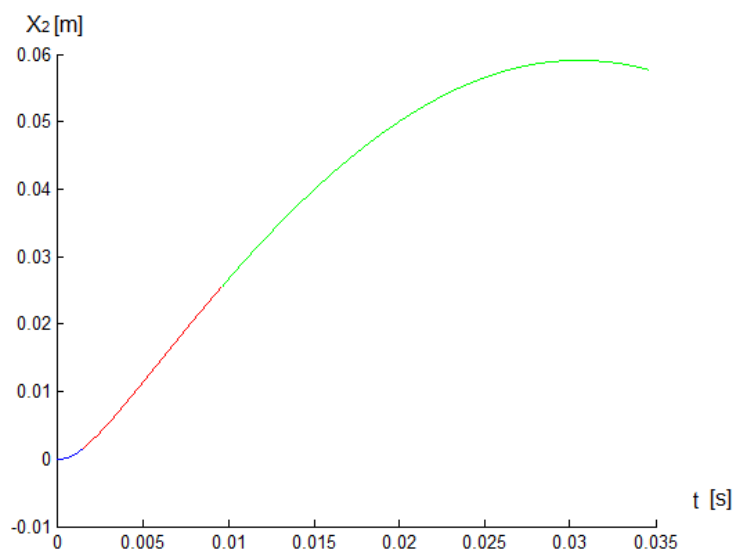
б) Крајњи услови

$$t = t_{uk}$$

$$V = 0 \text{ m/s}$$

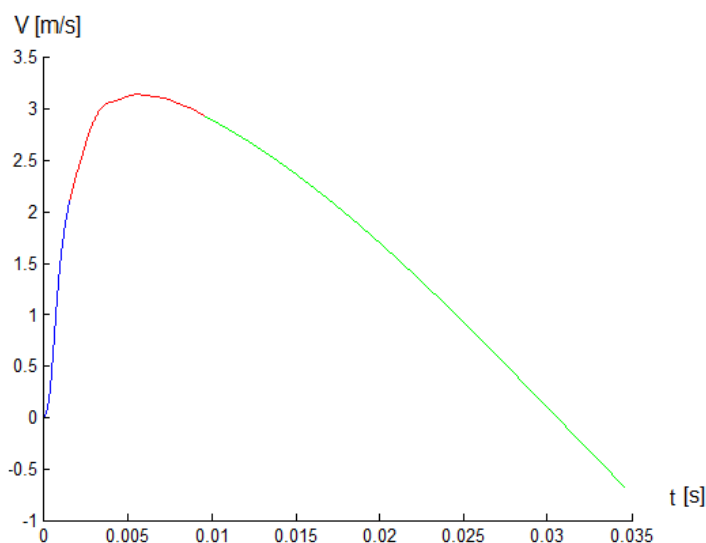
$$x_2 = x_{2uk}$$

За решавање једначина (23), (24) и (25) користи се програм MATLAB. Као излазни податак из програма добија се промена пута, брзине и убрзања топа 20 mm M55 у функцији времена кроз све три фазе.

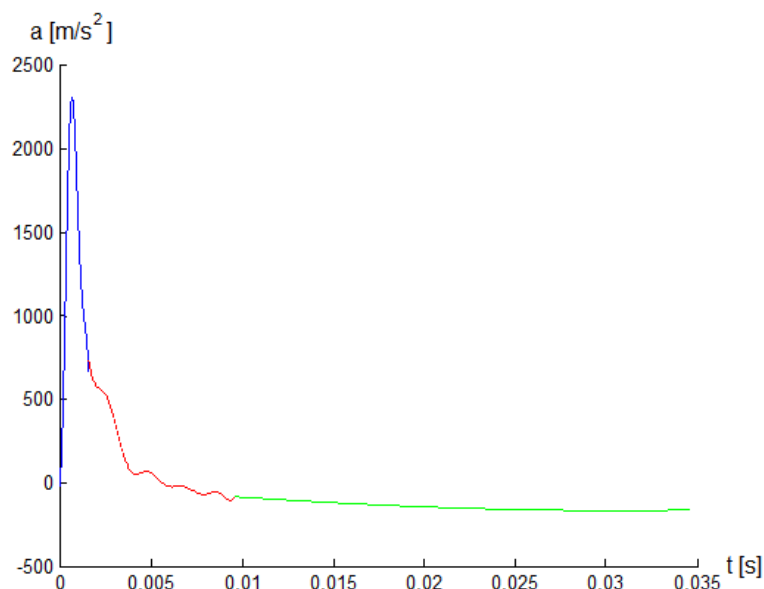


Слика 3.16. Пут топа 20 mm M55 у функцији од времена

Промена пута (слика 3.16), брзине (слика 3.17) и убрзања (слика 3.18) топа 20 mm M55 у функцији од времена за трећу фазу, где су на овим дијаграмима приказане све три фазе. Део криве представљен зеленом бојом описује трећу фазу. Матлаб фајл за све три фазе дат је у прилогу 1.

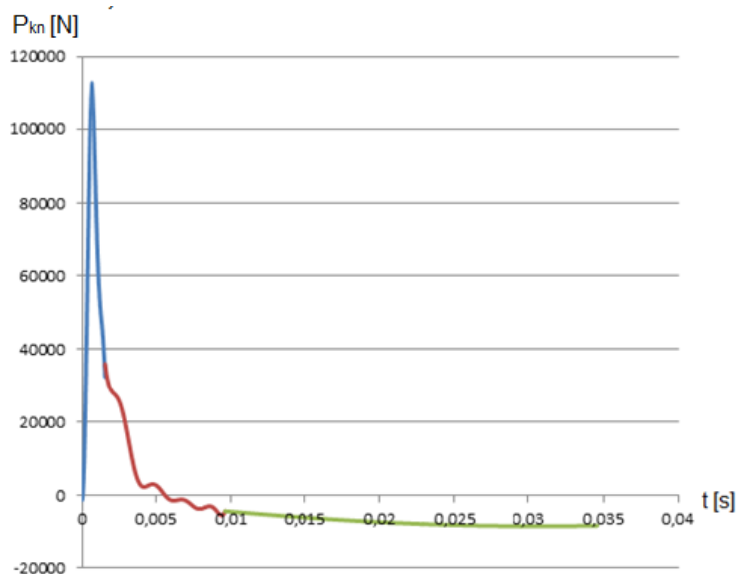


Слика 3.17. Брзина топа 20 mm M55 у функцији од времена за трећу фазу



Слика 3.18. Убрзање топа 20 mm M55 у функцији од времена

Сила трзања топа 20 mm M55 у функцији од времена представљена је дијаграмом који је дат на слици 3.19. У првој фази је постигнут максимум силе трзања који износи $(P_{kn})_{\max} = 112944\text{N}$.



Слика 3.19. Сила трзања топа 20 mm M55 у функцији од времена

3.11. Решавање диференцијалних једначина топа 30 mm M86

Аналогно примеру прорачуна за топ 20 mm, и за топ 30 mm M86 потребно је дефинисати промене свих сила, масе m и m' , и граничне услове за интеграцију. Маса износи:

$$m = 210 \text{ kg}$$

$$m' = 204,817 \text{ kg}$$

Гранични услови за прву фазу су:

а) Почетни услови

$$t = t_0 = 0 \text{ s}$$

$$V = V_0 = 0 \text{ m/s}$$

$$x_1 = 0 \text{ m}$$

$$x_2 = 0 \text{ m}$$

б) Крајњи услови

$$t = t_\phi = 0,00219 \text{ s}$$

$$V = V_\phi$$

$$x_1 = 0 \text{ m}$$

$$x_2 = x_{2\phi}$$

Гранични услови за другу фазу су:

а) Почетни услови

$$t = t_\phi = 0,00219 \text{ s}$$

$$V = V_\phi$$

$$x_1 = 0 \text{ m}$$

$$x_2 = x_{2\phi}$$

б) Крајњи услови

$$t = t_k = 0,01019 \text{ s}$$

$$V = V_{2k}$$

$$x_1 = x_{1k} = 0,415 \text{ m}$$

$$x_2 = x_{2k}$$

Гранични услови за трећу фазу су:

а) Почетни услови

$$t = t_k = 0,01019 \text{ s}$$

$$V = V_{2k}$$

$$x_1 = x_{1k} = 0,415 \text{ m}$$

$$x_2 = x_{2k}$$

б) Крајњи услови

$$t = t_{uk}$$

$$V = 0 \text{ m/s}$$

$$x_2 = x_{2uk}$$

И за решавање диференцијалне једначине кретања за топ 30 mm коришћено је софтверско решење у програму Matlab, приказано у Прилогу 2. Прорачуном је добијена максимална вредност силе трзања за топ 30 mm од $(P_{kn})_{\max} = 510865,3 \text{ N}$.

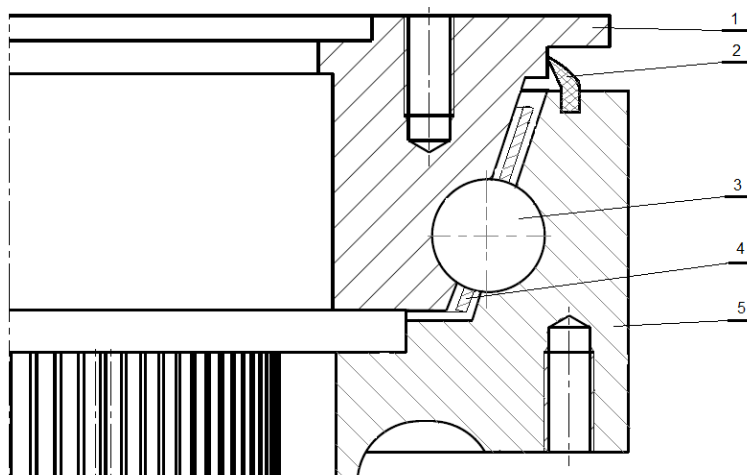
4. ПРОРАЧУН ОПТЕРЕЋЕЊА ЛЕЖАЈА КУПОЛЕ

Купола служи за смештај и заштиту наоружања, уређаја за опслуживање и руковање наоружањем и за заштиту нишанције. Купола се састоји од: тела куполе; спремишта са колевком топа 20 mm M55, и митраљеза 7,62 mm PKT; корпе; седишта нишанције са уређајем за лансирање и вођење РО ракета.

На BVP-у се, тренутно, налазе митраљез и остали уређаји. Међутим, у овом раду се у обзир узима утицај топа 20 mm M55 и топа 30 mm M86, односно, како њихова сила трзања делује на лежај куполе.

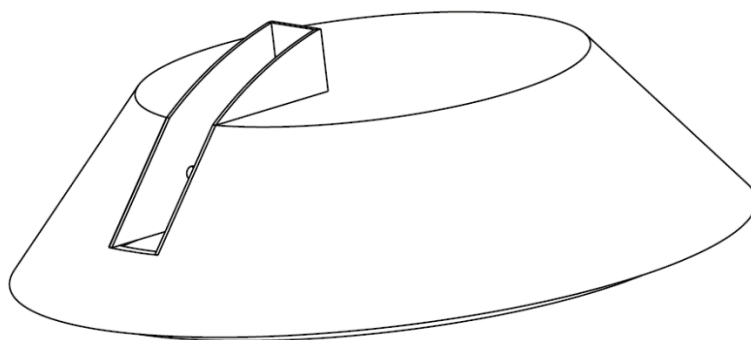
Купола представља носач (горњи лафет) основног наоружања и она се на оклопно тело ослања преко специјалног ослонаца у виду котрљајног лежаја који омогућава њену ротацију за 360° , уз поуздан пренос свих оптерећења која се јављају током дејства система и током вожње. Тело куполе има облик зарубљене купе. Са предње стране штити од дејства панцирног зрна калибра 20 mm – са растојања од 100 m, а са осталих страна од дејства тешког зрна 7,9 mm – са растојања 100 m.

Ослонац куполе је специјални радијално – аксијални котрљајни лежај који мора да обезбеди поуздану ротацију и пренос свих оптерећења између куполе и оклопног возила. Котрљајни лежај мора да испуни следеће основне захтеве: висока чврстоћа, минимални отпор ротацији куполе, минималан радијални зазор, компактност и поуздано унутрашње и спољашње заптивање. Висока чврстоћа котрљајног лежаја куполе обезбеђује преношење оптерећења од масе куполе и од сила трзања оруђа, удара пројектила, ударног таласа, као и сила удара о препреку.



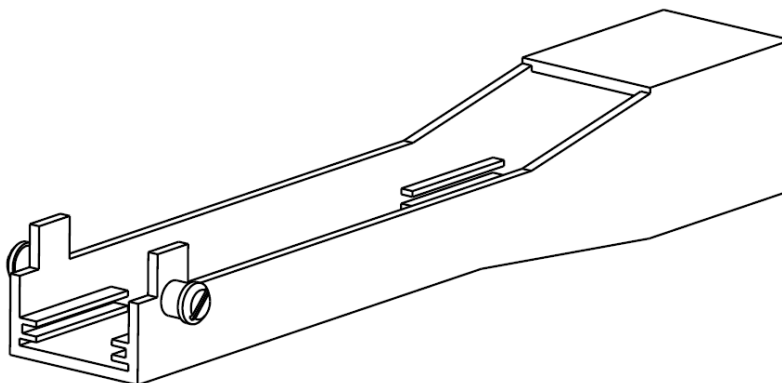
Слика 4.1. Котрљача куполе: 1 – унутрашњи прстен, 2 – гумени заптивач, 3 – куглица, 4 – кавез, 5 – спољашњи прстен

На слици 4.1 приказана је котрљача куполе, која омогућава окретање куполе, неограничено, по правцу, а састоји се од спољашњег и унутрашњег прстена, кавеза и куглица. Унутрашњи прстен је назубљен, па се преко њега остварује окретање куполе по правцу.

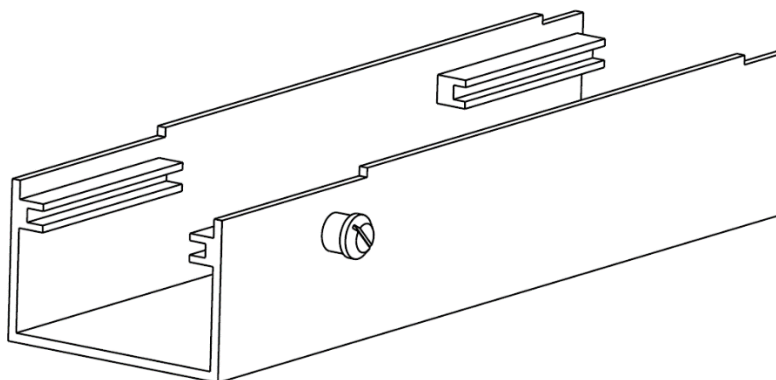


Слика 4.2. Купола смештена на BVP – у

Купола која је смештена на BVP – у приказана је на слици 4.2, користи се за смештање топа 20 mm M55. Док се за смештање топа 30 mm M86 користи модификована купола, где габаритне димензије остају непромењене, а место за смештање топа се проширује за ширину колевке топа 30 mm M86. Положај везе између куполе и колевке је исти код оба топа. Колевке топова су приказане на сликама 4.3 и 4.4.

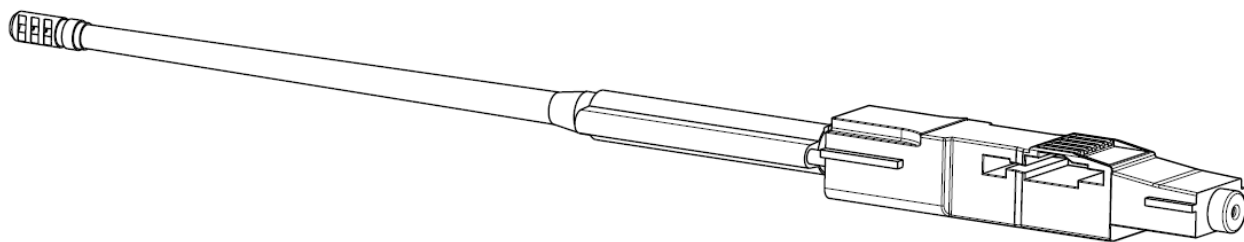


Слика 4.3. Колевка топа 20 mm M55

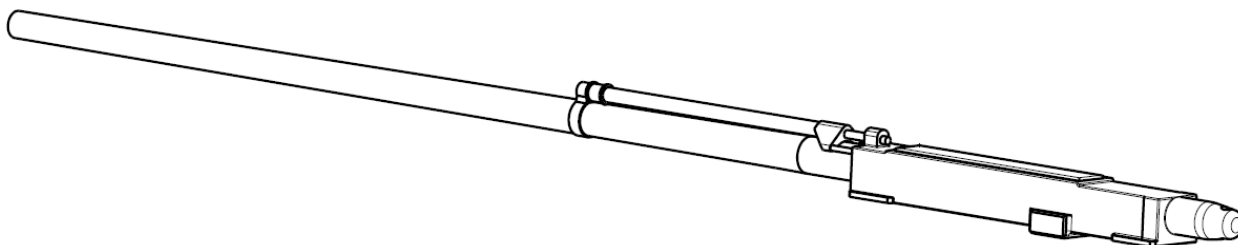


Слика 4.4. Колевка 30 mm M86

На слици 4.5 приказан је модел топа 30 mm M86, а на слици 4.6 модел топа 20 mm M55. Приказани модели су измоделирани у програму CATIA P3 V5R21, док су коришћене димензије на основу литературе [8].



Слика 4.5. Топ 30 mm M86

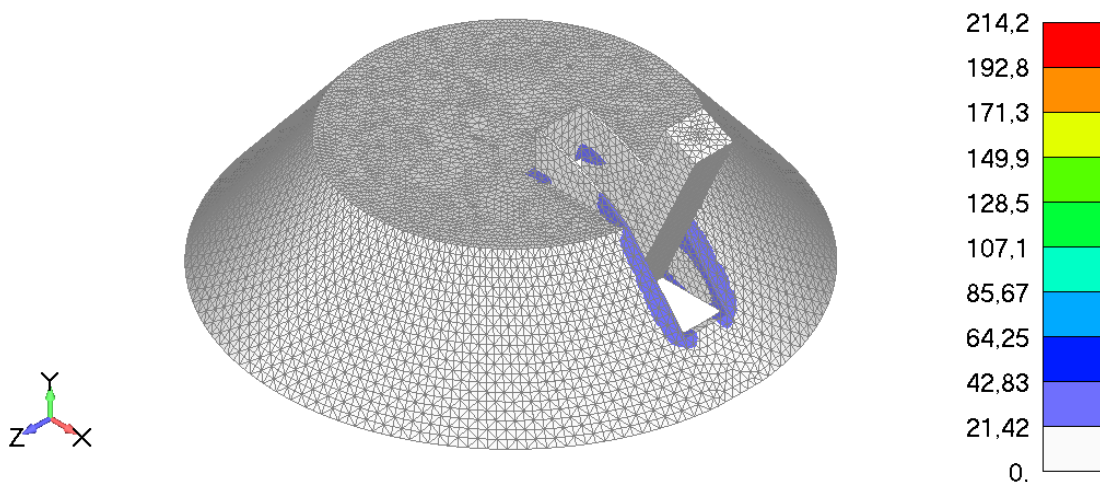


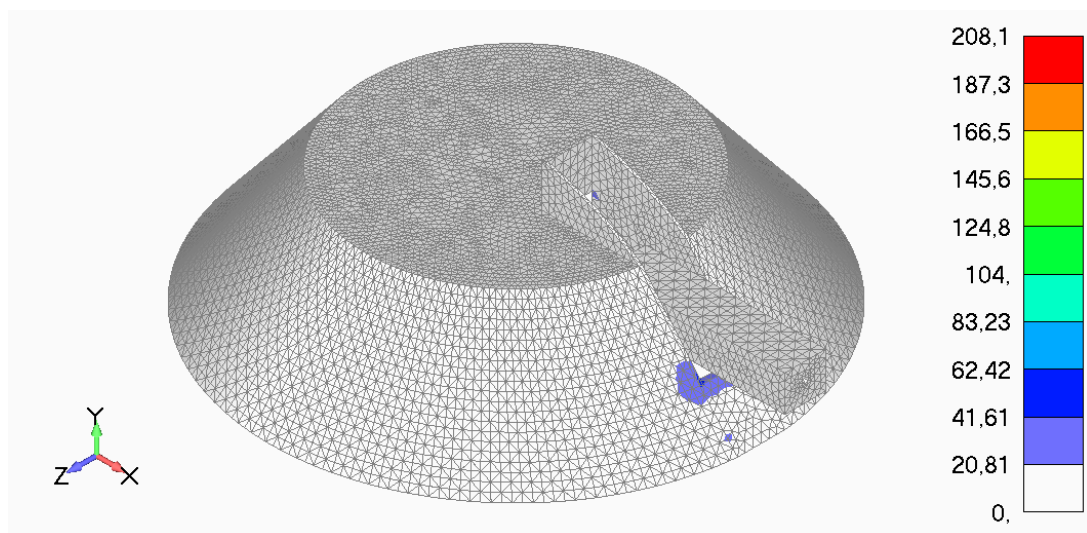
Слика 4.6. Топ 20 mm M55

4.1. Прорачун лежаја куполе за топ 20 mm M55

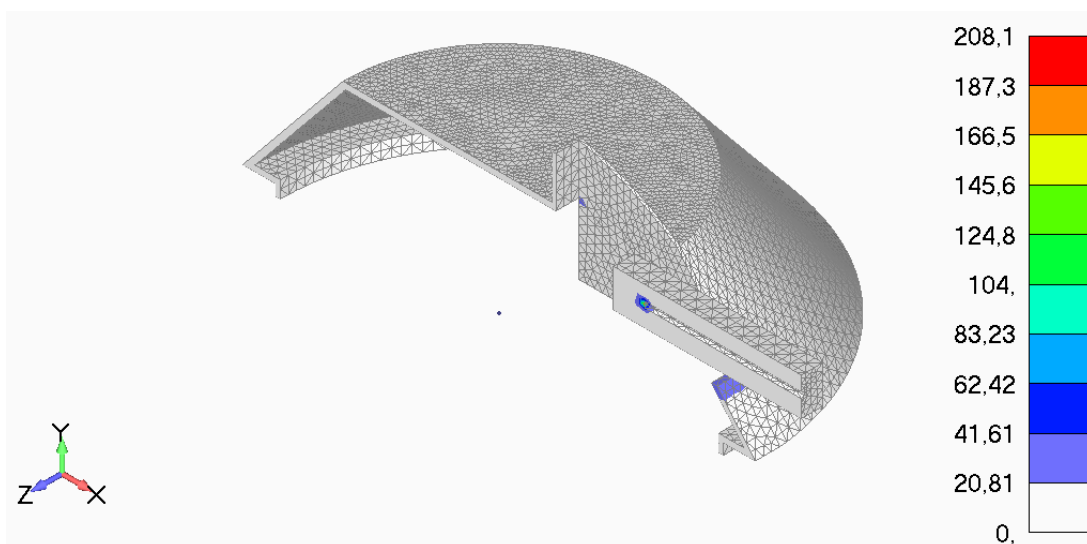
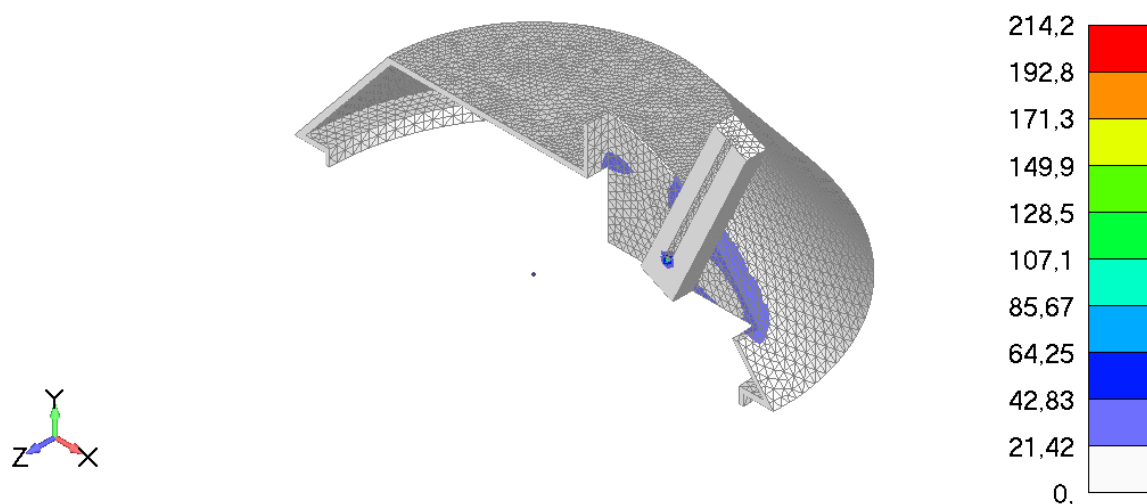
Сила трзања изазива одређена оптерећења и напрезања горњег лафета. За њихову симулацију користи се метода коначних елемената. Циљ ове методе је да се стварни физички домен проблема изабраним коначним елементима што боље прикаже у рачунском домену приказаном преко усвојене мреже коначних елемената. Због тачније анализе коришћен је упрошћени модел. Дејство силе земљине теже се уноси као негативно убрзање које делује на цело тело, док се дејство силе трзања уноси као дејство притиска по површини (дно цеви). Као ограничење узима се да је доња површина лежаја непокретна.

Поље напрезања горњег лафета приказано је на слици 4.7 за елевацију од 0° и 65° у МПа. Најоптерећенији делови горњег лафета представљени су светло плавом бојом и они су изложени напону од 85,67 до 107,1 МПа за елевацију од 65° а за елевацију 0° напону од 83,23 до 104 МПа. Највеће напрезање топа 20 mm M55 је 214,2 МПа (елевација од 65°) и 208,1 МПа (елевација од 0°) представљено на слици 4.8.



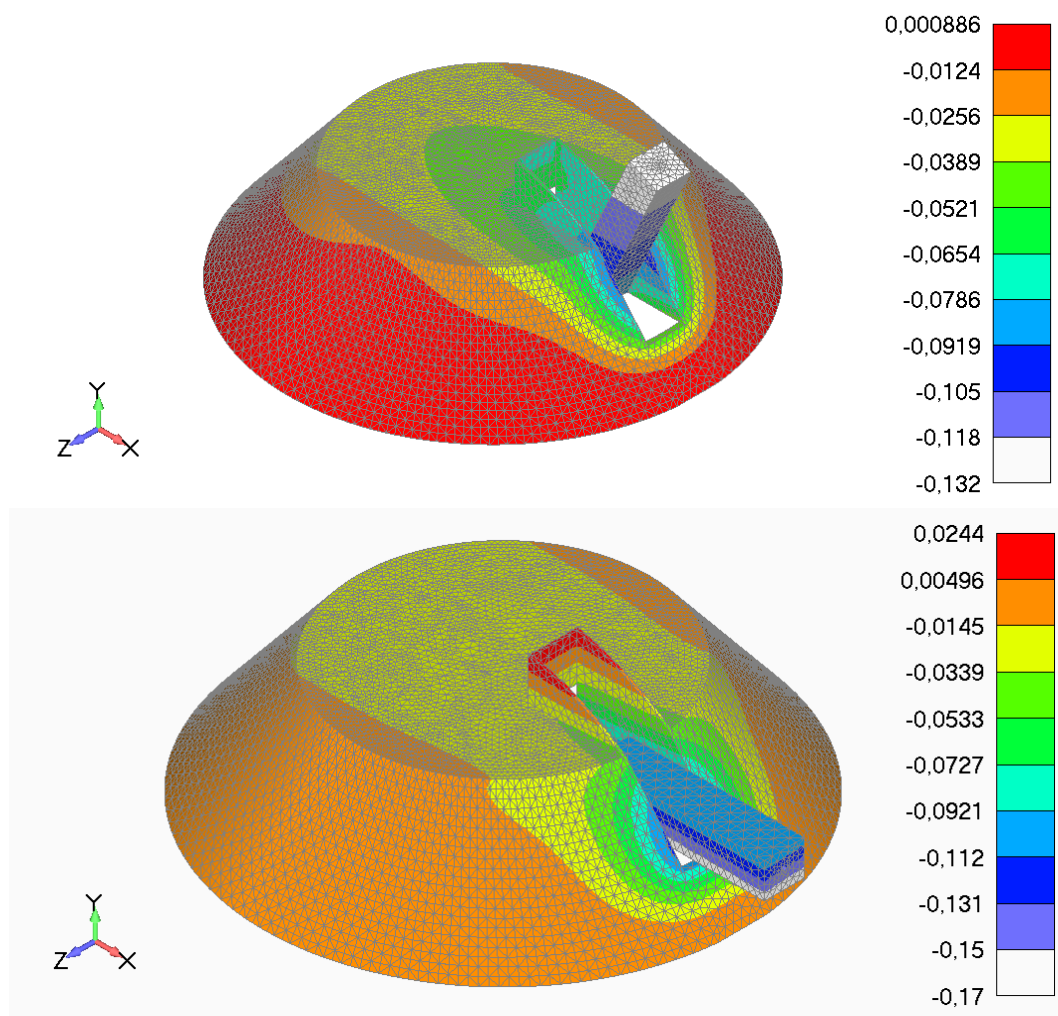


Слика 4.7. Поље напрезања горњег лафета (MPa)

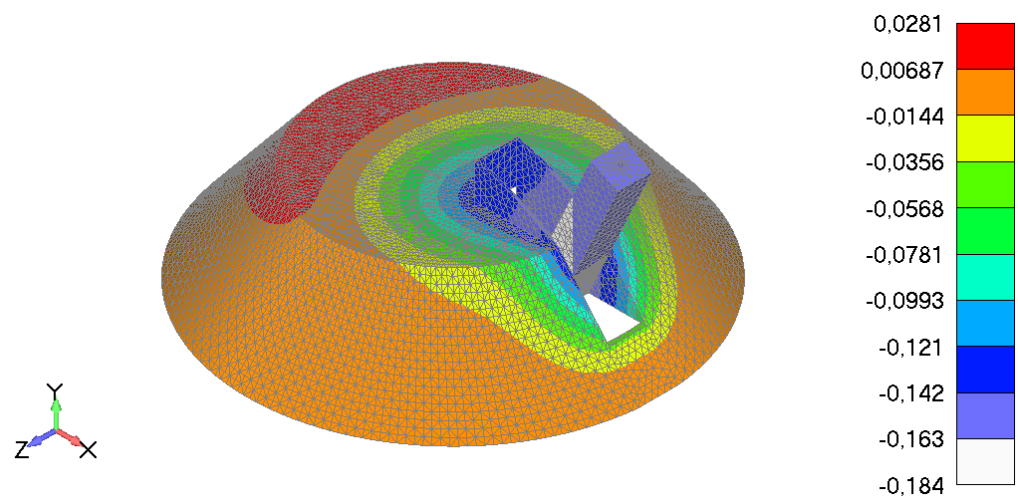


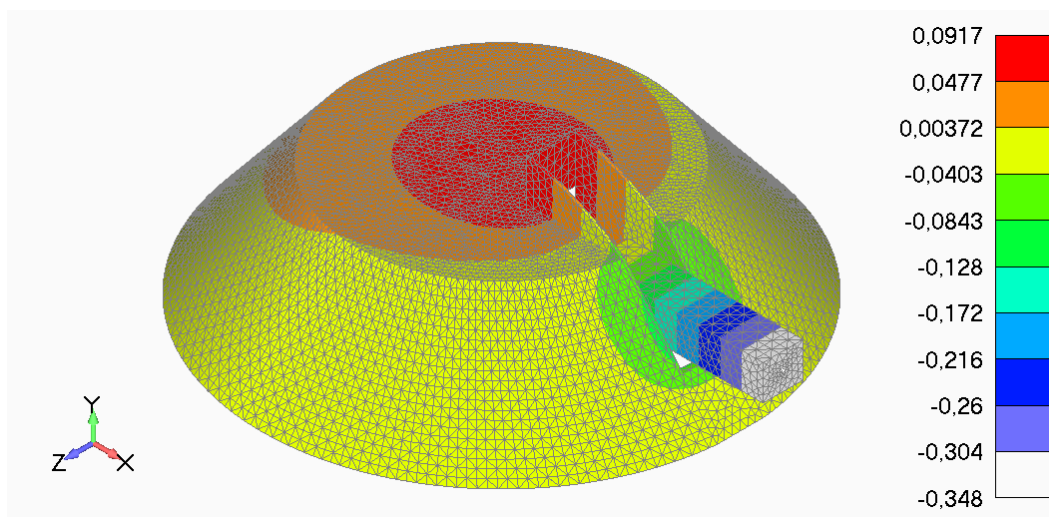
Слика 4.8. Поље напрезања горњег лафета, пресек у равни xz (MPa)

Померања у правцу x , y и z осе представљена су на сликама 4.9, 4.10, 4.11. Сила трзања и x оса имају исти правац, према томе померања су далеко већа од померања у правцу y и z осе.

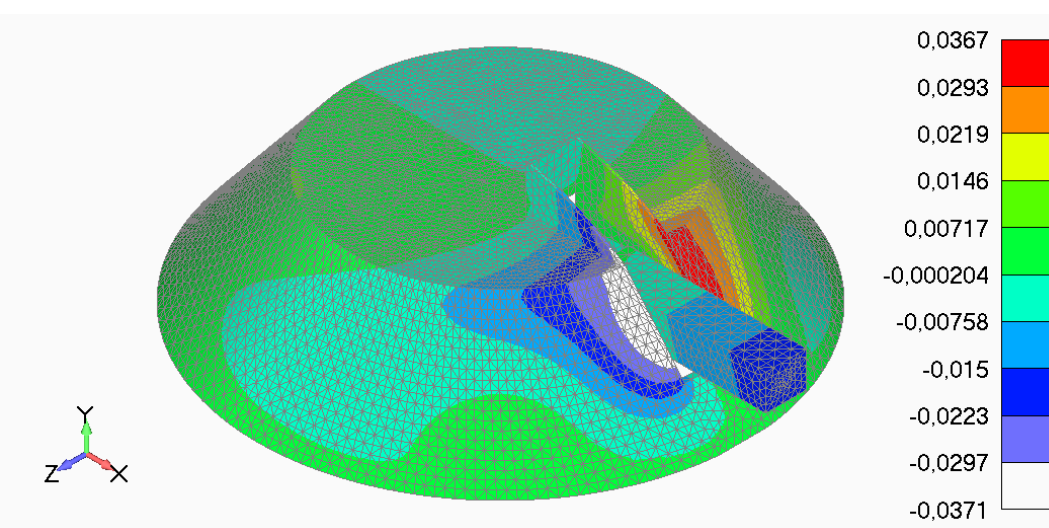
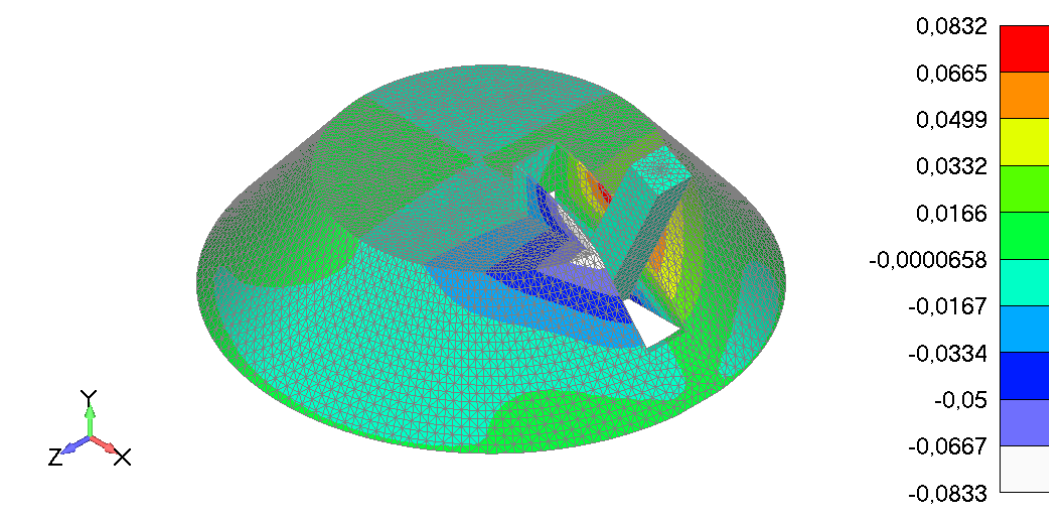


Слика 4.9. Померања у правцу x осе (mm)



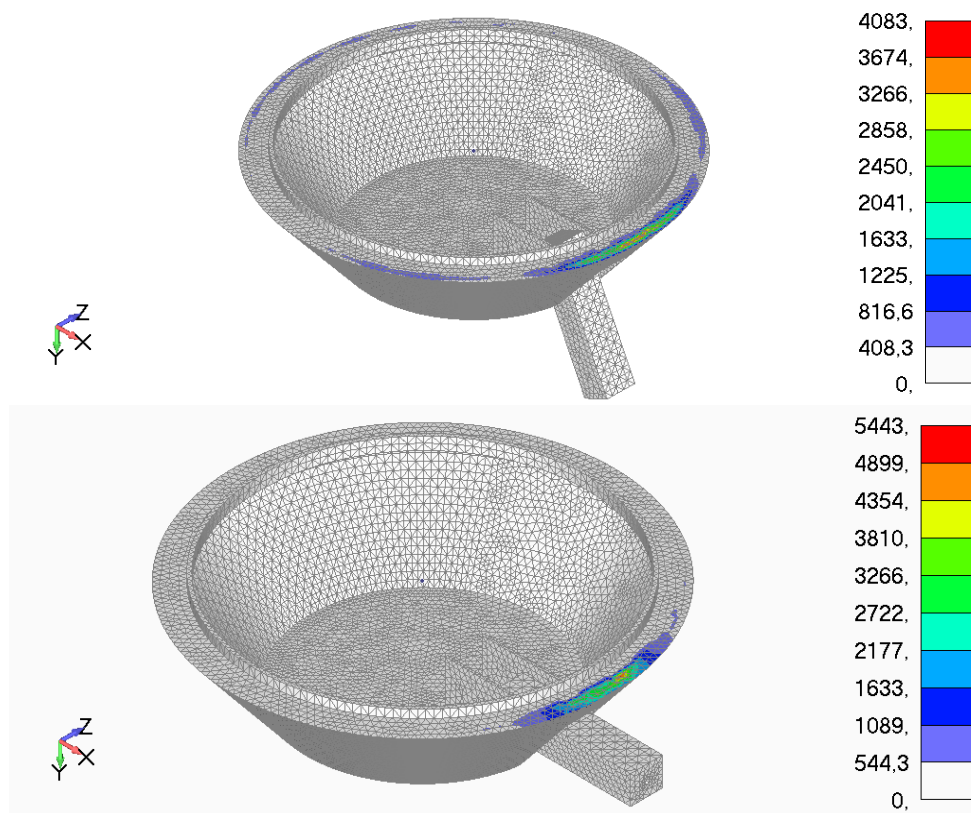


Слика 4.10. Померања у правцу y осе (mm)



Слика 4.11. Померања у правцу z осе (mm)

Максимална вредност силе која делује на лежај за елевацију од 65° износи $F = 4083 \text{ N}$, а за елевацију од 0° износи $F = 5443 \text{ N}$.



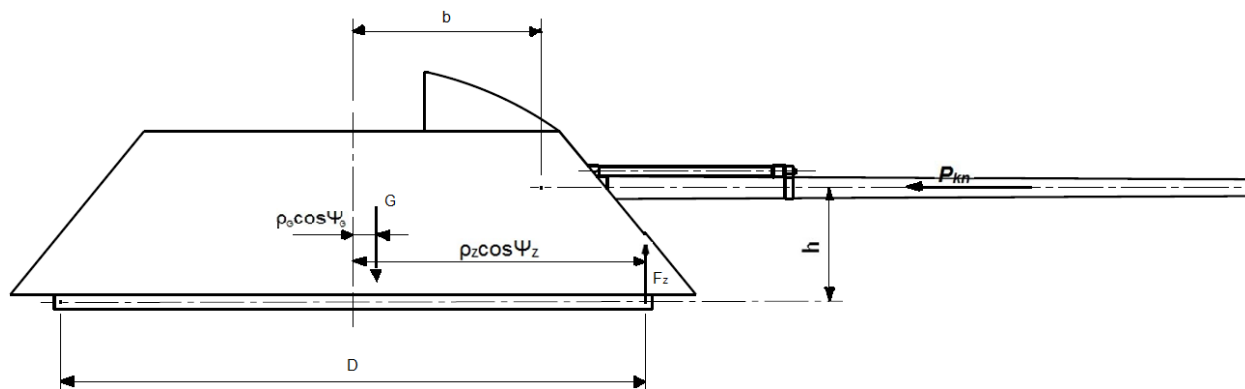
Слика 4.12. Дејство сила на обртни лежај F (N)

Прорачуном лежаја куполе неопходно је одредити напрезање котрљајних стаза и куглица на површински притисак, као и чврстоћу ослоња куполе.

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.

За одређивање непрезања котрљајних стаза неопходно је одредити прорачунско оптерећење на куглицу и котрљајну стазу, а затим проверити напрезање на површински притисак [10].



Слика 4.13. Дејство сила на склоп у равни xz : P_{kn} – сила трзања, F_z – вертикална реакција лежаја, G – тежина, D – средњи пречник лежаја, p_G , Ψ_G – поларне координате силе земљине теже, p_z , Ψ_z – поларне координате вертикалне реакције

Вертикална реакција лежаја добија се из услова равнотеже, према слици 4.13:

$$\Sigma F_z = 0 \Rightarrow F_z - G - F_R \sin \varphi = 0 \quad [50]$$

где су:

φ – угао елевације,
 F_R – сила отпора трзању.

Сила F_R из једначине (50) представља максималну силу опруге амортизера, и износи 3250 N. Угао елевације φ може да се мења, а самим тим мења се и интензитет вертикалне реакције лежаја F_z . За угао елевације од 0° добија се минимална вредност ове силе:

$$\begin{aligned} F_z &= G + F_R \sin 0^\circ \\ F_z &= G = m_u \cdot g \\ (F_z)_{\min} &= 5412,76 \text{ N} \end{aligned} \quad [51]$$

Максимална вредност силе F_z добија са максималним углом елевације ($\varphi = 65^\circ$):

$$\begin{aligned} F_z &= G + F_R \sin 65^\circ \\ (F_z)_{\max} &= 8099,95 \text{ N} \end{aligned}$$

Поларне координате вертикалне реакције одређују се из моментних једначина:

$$\Sigma M_x = 0 \Rightarrow F_z \rho_z \sin \Psi_z + G \rho_G \sin \Psi_G - F_R \cdot a \cdot \sin \varphi \quad [52]$$

$$\Sigma M_y = 0 \Rightarrow F_z \rho_z \cos \Psi_z - G \rho_G \cos \Psi_G - F_R \cdot b \cdot \sin \varphi + F_R \cdot h \cdot \cos \varphi \quad [53]$$

Геометријске величине узимају се из CAD модела:

$$\begin{aligned} b &= 450,09 \text{ mm} \\ h &= 269,32 \text{ mm} \\ \rho_z &= 700 \text{ mm} \end{aligned}$$

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:

$$\rho_z = \frac{G \rho_G \cos \Psi_G + F_R b \sin \varphi - F_R h \cos \varphi}{G + F_R \sin \varphi} \quad [54]$$

За најнеповољнији случај моментног оптерећења лежаја, када је угао елевације 0° , према слици 4.13, тада је:

$$\rho_z = -106,08 \text{ mm}$$

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 ($D = 1400 \text{ mm}$) је:

$$106,08 \text{ mm} < 700 \text{ mm}$$

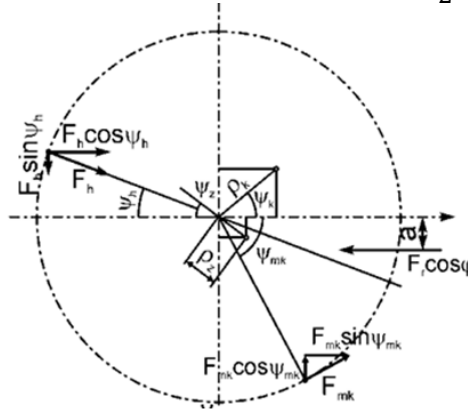
што значи да је ова конструкција стабилна у смислу превртања, и није потребно користити заштиту од превртања.

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:

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow F_{mk} \sin \Psi_{mk} + F_h \cos \Psi_h - F_R \cos \varphi = 0 \quad [55]$$

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow F_h \sin \Psi_h - F_{mk} \cos \Psi_{mk} = 0 \quad [56]$$

$$\Sigma M_z = 0 \Rightarrow F_R \cdot a \cdot \cos \varphi - F_{mk} \frac{D}{2} \quad [57]$$



Слика 4.14. Дејство сила на склоп у равни ху: 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 [10]

$$F_{mk} = \frac{2F_R a \cos \varphi}{D} \quad [58]$$

Величина a представља померање осе топа 20 mm M55 од геометријског средишта. Како се оса налази у хz равни, a има вредност 0 mm, па према једначини 58, не постоји реакција механизма за окретање.

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

$$F_h = F_R \cos \varphi \sqrt{1 - \frac{4a}{D} \sin \Psi_{mk} + \frac{4a^2}{D^2}} \quad [59]$$

$$F_h = 3250 \text{ N}$$

$$\tan \Psi_h = \frac{2a \cos \Psi_{mk}}{D(1 - \frac{2a}{D} \sin \Psi_{mk})} \quad [60]$$

$$\psi_h = 0^\circ$$

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:

$$\rho = \frac{F_z}{D\pi} \quad [61]$$

$$\rho = 1841,73 \text{ N/m}$$

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

$$\rho_m = \frac{4F_z \rho_z}{D^2 \pi} \quad [62]$$

$$\rho_m = 3683,58 \text{ N/m}$$

Резултујући момент је:

$$M_0 = \rho_m \frac{D^2 \pi}{4} \quad [63]$$

$$M_0 = 5670,44 \text{ Nm}$$

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:

$$F_{kzm} = \rho_m \frac{D\pi}{z} = \frac{4F_z \rho_z}{Dz} \quad [64]$$

где је z - број куглица лежаја.

$$F_{kzm} = 506,29 \text{ N}$$

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

$$F_{kz \max} = \frac{F_z}{z} + \frac{4F_z \rho_z}{Dz} = \frac{F_z}{z} \left(1 + \frac{4\rho_z}{D}\right) \quad [65]$$

$$F_{kz \max} = 759,413 \text{ N}$$

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

$$F_{kz \min} = \frac{F_z}{z} - \frac{4F_z \rho_z}{Dz} = \frac{F_z}{z} \left(1 - \frac{4\rho_z}{D}\right) \quad [66]$$

$$F_{kz \min} = - 337,14 \text{ N}$$

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 F_R и G_k максимално је оптерећена куглица која се налази на правцу деловања хорзонталне 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:

$$F_{kh \max} = 5 \frac{F_h}{z} \quad [67]$$

$$F_{kh \max} = 507,81 \text{ N}$$

Максимално оптерећење куглице је:

$$F_{k \max} = \sqrt{F_{kz \max}^2 + F_{kh \max}^2} \quad [68]$$

$$F_{k \max} = 913,55 \text{ N}$$

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

$$\sigma_k = 0,388 \sqrt[3]{\frac{F_{k \max} E_{ekv}^2}{r_{ekv}^2}} \quad [69]$$

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 $r_s = (1.01 - 1.2)r_k$.

$r_k = 0,015 \text{ m}$ полупречник куглице

$$r_s = 1,105 \cdot r_k$$

$$r_s = 0,016575 \text{ m}$$

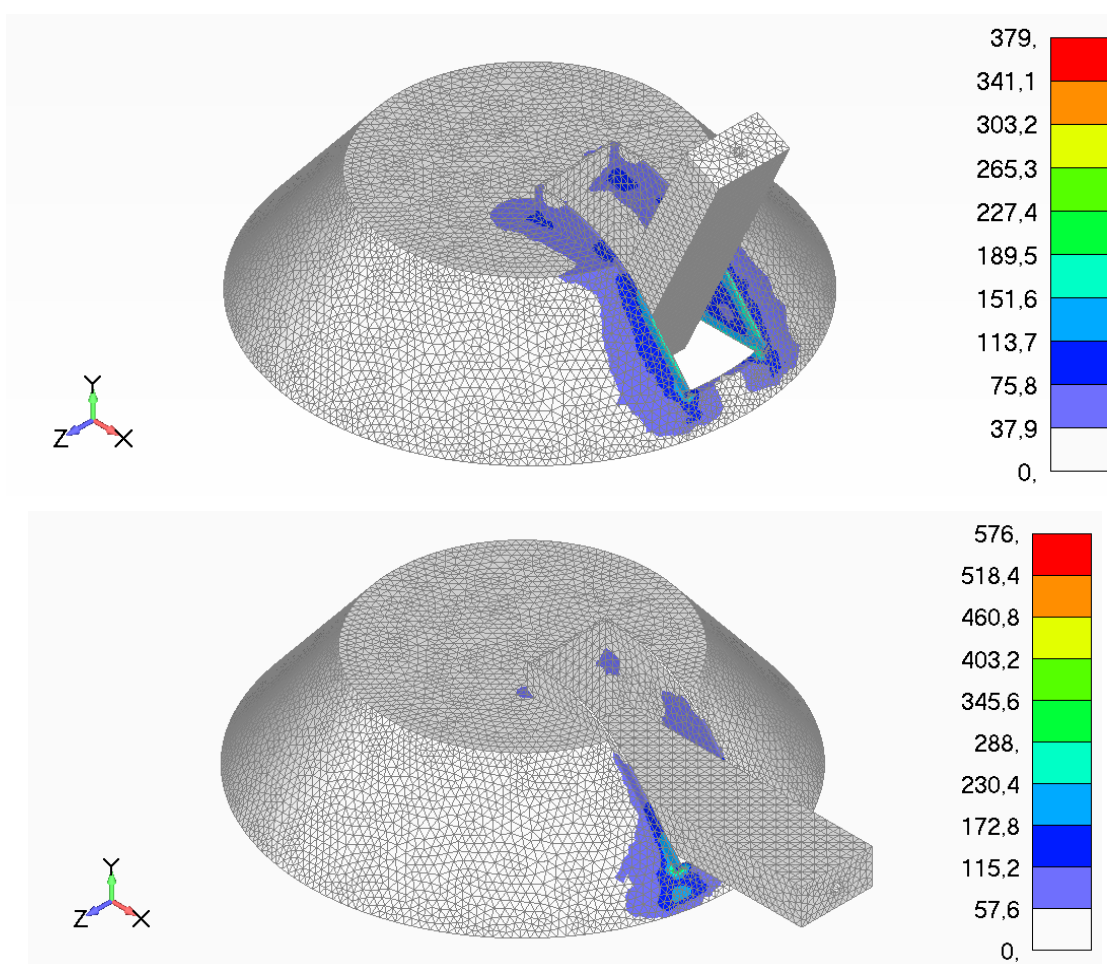
$$r_{ekv} = 0,0158 \text{ m}$$

Коначно, контактни напон на површински притисак σ_k износи:

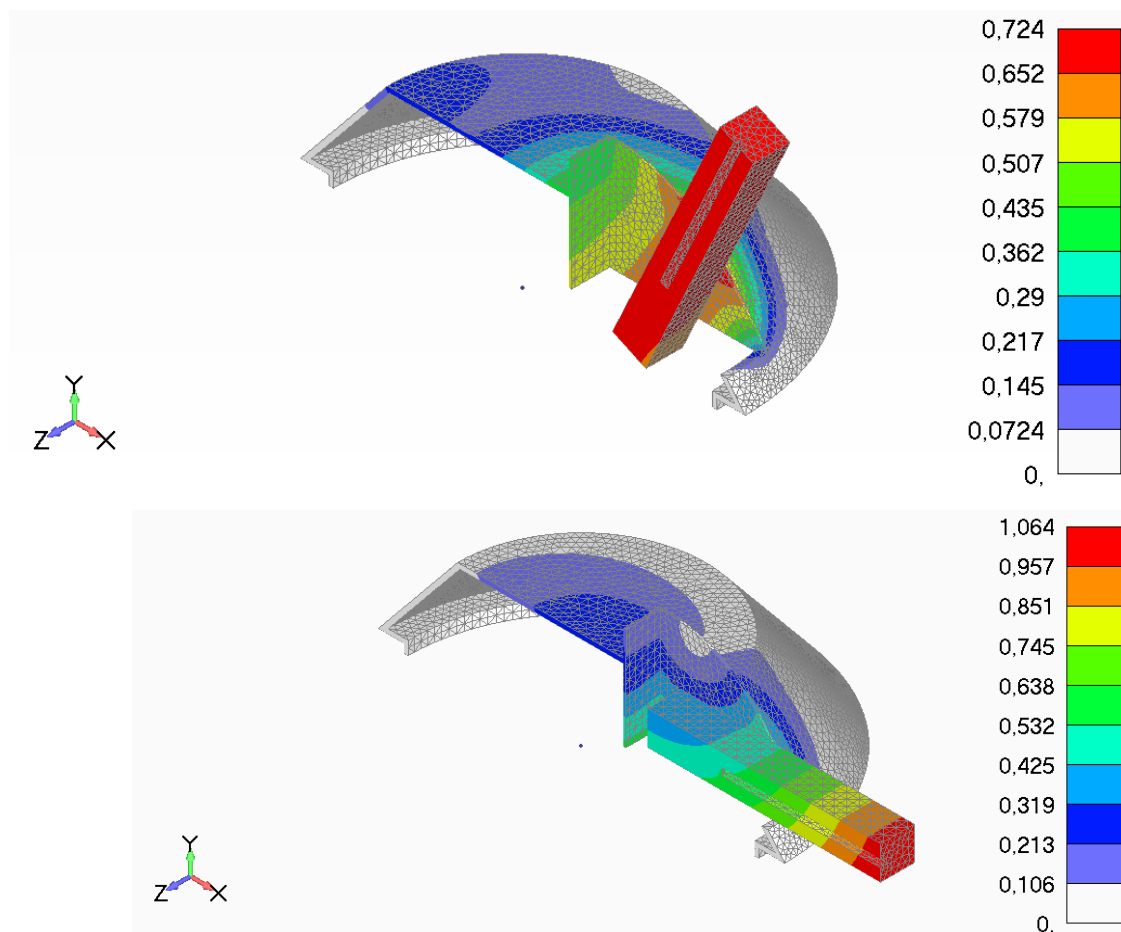
$$\sigma_k = 455,135 \text{ MPa}$$

4.2. Прорачун лежаја куполе за топ 30 mm M86

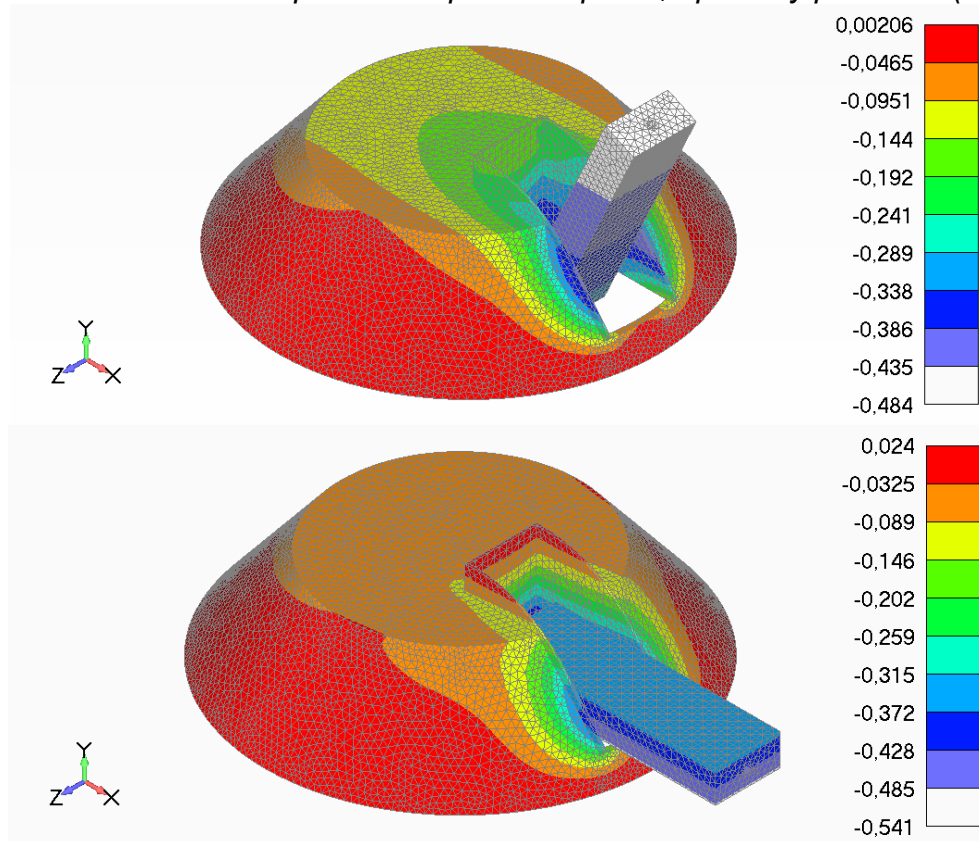
Прорачун лежаја топа 30 mm M86 као и анализа добијена методом коначних елемената ради се као у поглављу 4.1. Поље напрезања горњег лафета приказано је на слици 4.15 за елевацију од 0° и 65° у МПа. Најоптерећенији делови горњег лафета представљени су светло плавом бојом и они су изложени напону од 151,6 до 189,5 МПа за елевацију од 65° а за елевацију 0° напону од 230,4 до 288 МПа. Највеће напрезање топа 30 mm M86 је 379 МПа (елевација од 65°) и 576 МПа (елевација од 0°).



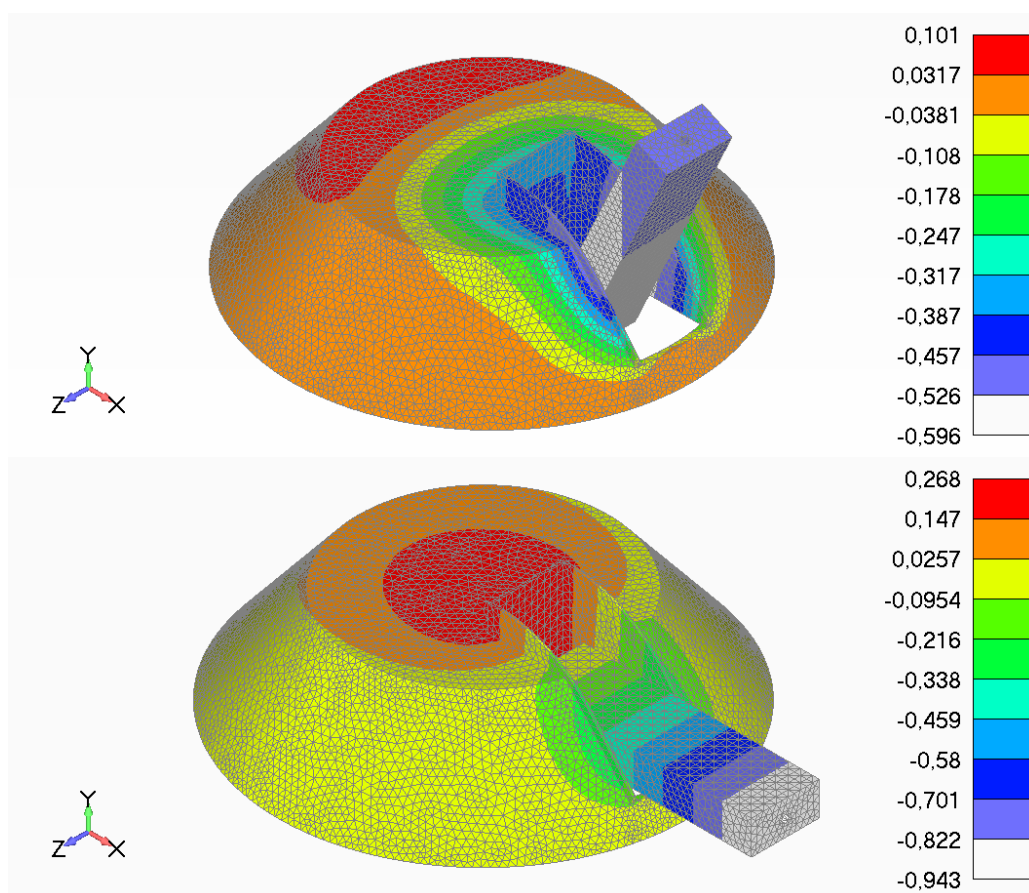
Слика 4.15. Поље напрезања горњег лафета (МПа)



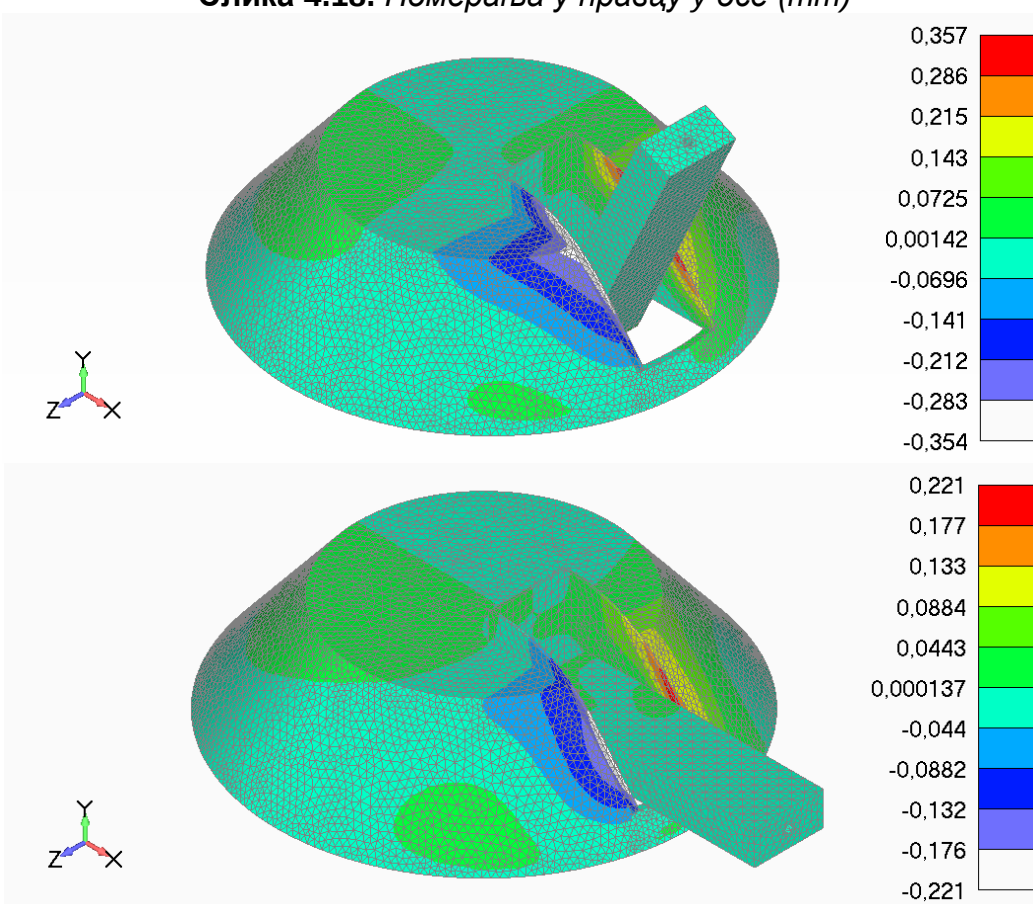
Слика 4.16. Поље напрезања горњег лафета, пресек у равни xz (MPa)



Слика 4.17. Померања у правцу x осе (mm)

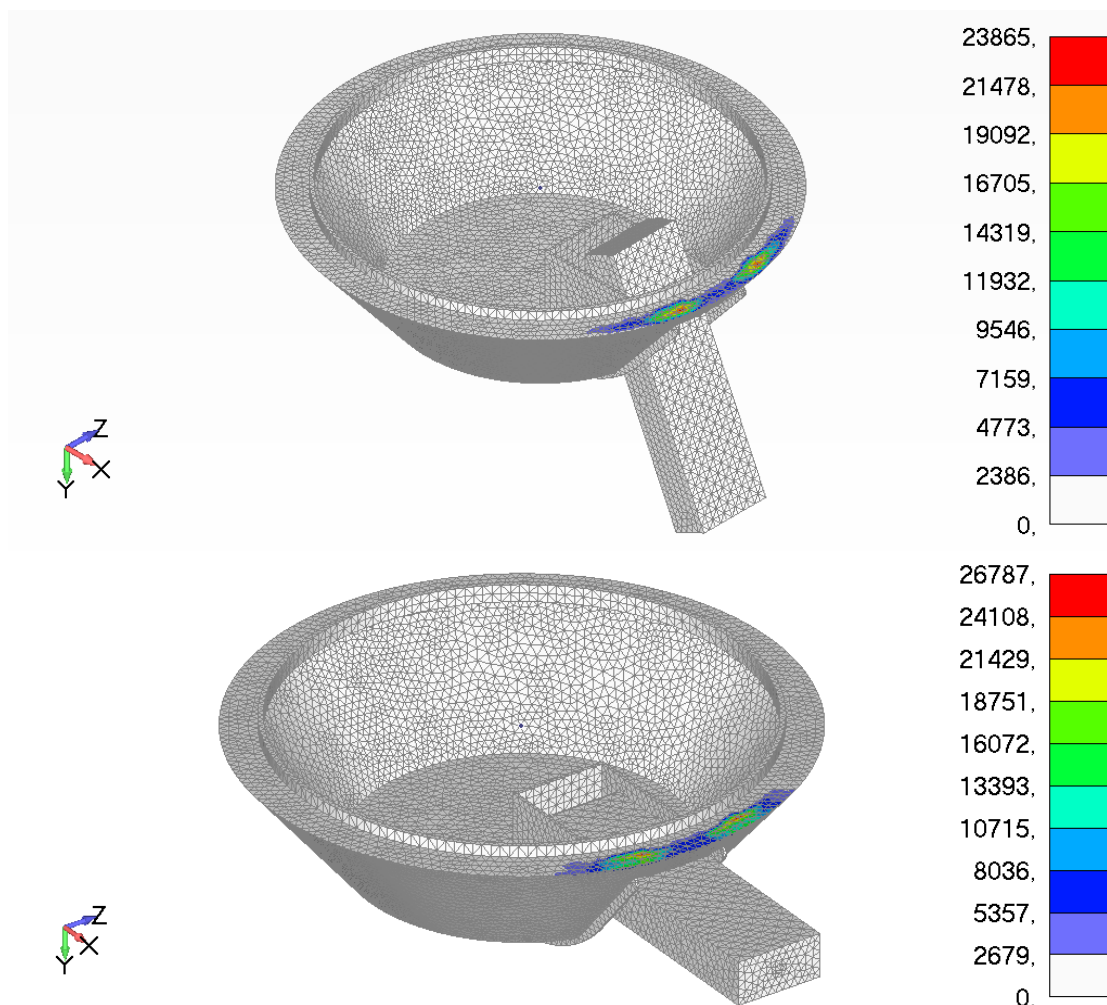


Слика 4.18. Померања у правцу y осе (mm)

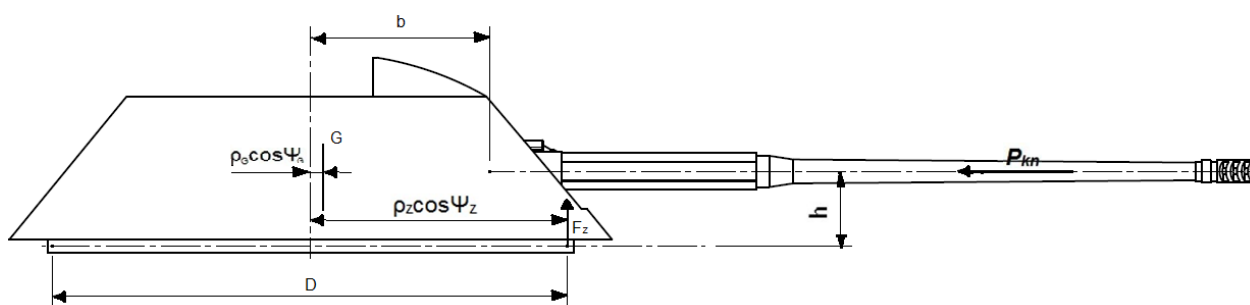


Слика 4.19. Померања у правцу z осе (mm)

Максимална вредност силе која делује на лежај за елевацију од 65° износи $F = 23865 \text{ N}$, а за елевацију од 0° износи $F = 26787 \text{ N}$, приказано на слици 4.20.



Слика 4.20. Дејство сила на обртни лежај $F \text{ (N)}$



Слика 4.21. Дејство сила на склоп у равни xz : P_{kn} – сила трзања, F_z – вертикална реакција лежаја, G – тежина, D – средњи пречник лежаја, ρ_G , Ψ_G – поларне координате силе земљине теже, ρ_z , Ψ_z – поларне координате вертикалне реакције

Вертикална реакција лежаја добија се из услова равнотеже, према слици 4.21:

$$\Sigma F_z = 0 \Rightarrow F_z - G - F_R \sin \varphi = 0 \quad [70]$$

где су:

φ – угао елевације,
 F_R – сила отпора трзању.

Сила F_R из једначине (70) представља максималну силу опруге амортизера, и износи 3500 N. Угао елевације φ може да се мења, а самим тим мења се и интензитет вертикалне реакције лежаја F_z . За угао елевације од 0° добија се минимална вредност ове силе:

$$\begin{aligned} F_z &= G + F_R \sin 0^\circ \\ F_z &= G = m_u \cdot g \\ (F_z)_{\min} &= 7161,3 \text{ N} \end{aligned} \quad [71]$$

Максимална вредност силе F_z добија се са максималним углом елевације ($\varphi = 65^\circ$):

$$\begin{aligned} F_z &= G + F_R \sin 65^\circ \\ (F_z)_{\max} &= 10055,2 \text{ N} \end{aligned}$$

Поларне координате вертикалне реакције одређују се из моментних једначина:

$$\Sigma M_x = 0 \Rightarrow F_z \rho_z \sin \Psi_z + G \rho_G \sin \Psi_G - F_R \cdot a \cdot \sin \varphi \quad [72]$$

$$\Sigma M_y = 0 \Rightarrow F_z \rho_z \cos \Psi_z - G \rho_G \cos \Psi_G - F_R \cdot b \cdot \sin \varphi + F_R \cdot h \cdot \cos \varphi \quad [73]$$

Геометријске величине узимају се из CAD модела:

$$\begin{aligned} b &= 487 \text{ mm} \\ h &= 201,6 \text{ mm} \\ \rho_z &= 700 \text{ mm} \end{aligned}$$

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:

$$\rho_z = \frac{G \rho_G \cos \Psi_G + F_R b \sin \varphi - F_R h \cos \varphi}{G + F_R \sin \varphi} \quad [74]$$

За најнеповољнији случај моментног оптерећења лежаја, када је угао елевације 0° , према слици 4.21, тада је:

$$\rho_z = -64,98 \text{ mm}$$

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 ($D = 1400 \text{ mm}$) је:

$$64,98 \text{ mm} < 700 \text{ mm}$$

што значи да је ова конструкција стабилна у смислу превртања, и није потребно 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:

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow F_{mk} \sin \Psi_{mk} + F_h \cos \Psi_h - F_R \cos \varphi = 0 \quad [75]$$

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow F_h \sin \Psi_h - F_{mk} \cos \Psi_{mk} = 0 \quad [76]$$

$$\Sigma M_z = 0 \Rightarrow F_R \cdot a \cdot \cos \varphi - F_{mk} \frac{D}{2} \quad [77]$$

$$F_{mk} = \frac{2F_R a \cos \varphi}{D} \quad [78]$$

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

$$F_h = F_R \cos \varphi \sqrt{1 - \frac{4a}{d} \sin \Psi_{mk} + \frac{4a^2}{D^2}} \quad [79]$$

$$F_h = 3500 \text{ N}$$

$$\tan \Psi_h = \frac{2a \cos \Psi_{mk}}{D(1 - \frac{2a}{d} \sin \Psi_{mk})} \quad [80]$$

$$\Psi_h = 0^\circ$$

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:

$$\rho = \frac{F_z}{D\pi} \quad [81]$$

$$\rho = 2286,19 \text{ N/m}$$

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

$$\rho_m = \frac{4F_z \rho_z}{D^2 \pi} \quad [82]$$

$$\rho_m = 4570,53 \text{ N/m}$$

Резултујући момент је:

$$M_0 = \rho_m \frac{D^2 \pi}{4} \quad [83]$$

$$M_0 = 7035,79 \text{ Nm}$$

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:

$$F_{kzm} = \rho_m \frac{D\pi}{z} = \frac{4F_z\rho_z}{Dz} \quad [84]$$

где је – z број куглица лежаја.

$$F_{kzm} = 628,19 \text{ N}$$

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

$$F_{kzmax} = \frac{F_z}{z} + \frac{4F_z\rho_z}{Dz} = \frac{F_z}{z} \left(1 + \frac{4\rho_z}{D}\right) \quad [85]$$

$$F_{kzmax} = 942,415 \text{ N}$$

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

$$F_{kzmin} = \frac{F_z}{z} - \frac{4F_z\rho_z}{Dz} = \frac{F_z}{z} \left(1 - \frac{4\rho_z}{D}\right) \quad [86]$$

$$F_{kzmin} = -718,62 \text{ N}$$

Експериментално је утврђено да је:

$$F_{khmax} = 5 \frac{F_h}{z} \quad [87]$$

$$F_{khmax} = 546,87 \text{ N}$$

Максимално оптерећење куглице је:

$$F_{kmax} = \sqrt{F_{kzmax}^2 + F_{khmax}^2} \quad [88]$$

$$F_{kmax} = 1098,59 \text{ N}$$

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

$$\sigma_k = 0,388 \sqrt[3]{\frac{F_{kmax}E_{ekv}^2}{r_{ekv}^2}} \quad [89]$$

где су

$E_{ekv} = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$ – 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 $r_s = (1.01 - 1.2)r_k$.

$r_k = 0,015 \text{ m}$ полупречник куглице

$$r_s = 1,105 \cdot r_k$$

$$r_s = 0,016575 \text{ m}$$

$$r_{ekv} = 0,158 \text{ m}$$

Коначно, контактни напон на површински притисак σ_k износи:

$$\sigma_k = 483,9 \text{ MPa}$$

ЗАКЉУЧАК

Противавионски топ 30 mm M86 као и топ 20 mm M55 раде на принципу позајмице барутних гасова. Предности система на бази одвођења барутних гасова су: добро забрављивање, велика брзина гађања, примена за све калибре, непокретна цев, затварач мале масе. И поред оволико предности и ови системи имају недостатке које се огледају у следећем: сложенија конструкција због неопходности постојања гасних дизни и цилиндара, затварач најчешће састављен из више делова или сложеније геометрије, покретни делови нагло трзају уназад, а код калибара преко 12,7 mm због великог трзаја оруђа док је затварач забрављен мора постојати хидроеластична веза између аутомата и лафета. BVP M80 је лако, оклопљено гусенично возило. Намењено је за наоружање јединица копнене војске, првенствено механизоване пешадије, а може се веома успешно употребљавати за уништавање живе силе и ватрених средстава на земљи и у ваздушном простору.

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. У зависности од величине силе трзања зависе отпорност оруђа и његова стабилност при опаљењу. Еластична веза цеви и лафета омогућава кретање цеви за време опаљења у правцу осе цеви. Померање цеви у току процеса опаљења назива се трзање цеви. Маса свих делова који се крећу са склопом цеви (цилиндри или клипаче противтрзајућег уређаја) чине трзајућу масу, док укупан ход трзајућих делова представља дужину трзања.

Добијени су излазни подаци УБ прорачуна топа 30 mm M86, методом Дроздова ($P_{\max} = 330 \text{ МПа}$, $V_0 = 1106,11 \text{ m/s}$), на основу којих су добијени дијаграми зависности притиска и брзине по времену, такође и за топ 20 mm M55 ($P_{\max} = 352 \text{ МПа}$, $V_0 = 849,2 \text{ m/s}$).

Графички су приказане, за оба топа, промене силе притиска барутних гасова на чело клипа у цилиндру за позајмицу у току времена за различите вредности опитног коефицијента на основу чега се може закључити да се смањењем опитног коефицијента може и до неколико пута смањити укупан импулс силе барутних гасова на чело клипа у цилиндру за позајмицу, чиме се утиче и на смањење силе трзања.

Процес трзања се састоји из три фазе, што се односи и на топ 30 mm M86 и на топ 20 mm M55. Прва фаза - од тренутка опаљења до тренутка када дно пројектила пређе преко места за позајмицу. Друга фаза - од тренутка када дно пројектила пређе преко места за позајмицу до тренутка када се притисак барутних гасова изједначи са атмосферским притиском тј. када на топ не делује ни једна активна сила. Трећа фаза - кретање топа по инерцији, и траје од краја друге фазе до заустављања топа, $V = 0 \text{ m/s}$.

Промена силе повратне опруге затварача у функцији пређеног пута носача затварача графички је представљена за топ 20 mm M55, као и за топ 30 mm M86 с тим што код њега имамо две повратне опруге затварача па је усвојена еквивалентна крутост система паралелно везаних опруга истих карактеристика.

Промена силе притиска барутних гасова по фазама добијена је на основу дијаграма промене притиска барутних гасова у току времена за затворену цев (p) и притиска у гасном повратнику p_k . Помоћу амортизера остварује се еластична веза између топа и колевке. У току трзања топа сабија се опруга амортизера и повећава сила F_{bf} која делује насупрот трзању. Ова сила зависи од пређеног пута топа x_2 и њена промена се добија аналогно сили повратне опруге затварача. Топови су својим вођицама (по две са обе стране сандука топа) ослоњени на жлебове колевке и током трзања јавља се сила трења која се супроставља овом кретању, које износе $F_{tr} = 48,069 \text{ N}$ за топ 20 mm M55 и $F_{tr} = 206,01 \text{ N}$ за топ 30 mm M86.

За решавање диференцијалних једначина коришћен је програм MATLAB. Као излазни податак из програма добија се промена пута, брзине и убрзања топа 20 mm M55 као и топа 30 mm M86 у функцији времена кроз све три фазе. Сила трзања топа 20 mm M55 у функцији од времена представљена је графички, где је у првој фази постигнут максимум силе трзања који износи $(P_{kn})_{\max} = 112944 \text{ N}$. Максимум силе трзања за топ 30 mm M86 износи $(P_{kn})_{\max} = 510865,3 \text{ N}$.

Приказани су модели топа 30 mm M86 и топа 20 mm M55 измоделирани у програму CATIA R3 V5R21. За симулацију оптерећења користи се метода коначних елемената. Циљ ове методе је да се стварни физички домен проблема изабраним коначним елементима што боље прикаже у рачунском домену приказаном преко усвојене мреже коначних елемената. Због тачније анализе коришћен је упрошћени модел.

Максимална вредност силе топа 20 mm M55 која делује на лежај за елевацију од 65° износи $F = 4083 \text{ N}$, а за елевацију од 0° износи $F = 5443 \text{ N}$. За топ 30 mm M86 максимална вредност силе која делује на лежај за елевацију од 65° износи $F = 23865 \text{ N}$, а за елевацију од 0° износи $F = 26787 \text{ N}$.

На крају је урађен прорачун лежаја куполе на основу кога је неопходно одредити напрезање котрљајних стаза и куглица на површински притисак, као и чврстоћу ослонца куполе. Контактни напон на површински притисак σ_k за топ 20 mm M55 износи $\sigma_k = 455,135 \text{ MPa}$, а за топ 30 mm M86 је $\sigma_k = 483,9 \text{ MPa}$.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] ТУ Противавионски топ 30 mm M86
- [2] <http://bs.wikipedia.org/wiki/M55>, август 2015. год.
- [3] <http://www.yugoimport.com/lat/proizvodi/203mm-aa-gun-m55a4b1-hydraulic-computer-j171-fire-control-device>, август 2015. год.
- [4] Др Зоран Ристић: *Конструкција аутоматског наоружања*, скрипта Бг. – Кг. 2014. год.
- [5] ТУ-1, ТУ-2 Борбено возило пешадије М80
- [6] <http://bvp.csmd.cz/auto/bvp-m-80a/78352.bvp-m-80a-2009.html>, јун 2015. год.
- [7] Др Љубиша Танчић: *Унутрашње балистичко пројектовање*, Београд 2014. год.
- [8] Др Маринко Петровић: *Механика аутоматског оружја*, Београд, 2007. год.
- [9] Техничка документација из фабрике *Застава Оружје*, Крагујевац
- [10] Др Александар Кари: *Проблеми куполне уградње оруђа*, презентација Бг. – Кг. 2015. год.
- [11] Gordienko N. I., Žukov I. I., Osipovič B. N., *Teorija i rasčēt artillerijskih orudij*, Penza, SSSR, 1967.
- [12] Toločkov A. A., *Teorija lafetov i artillerijskih ustanovok*, Oborongiz, Moskva, 1960
- [13] Arora J. S., Haug E. J., *A guide to design of artillery recoil systems*, US AARADCOM, Dover, NJ, USA, 1977
- [14] Kalezić M. *Projektovanje artiljerijskih sistema*, Beograd, 2010
- [15] Ristić Z., Jakovljević M., *Osnovi naoružanja – artiljerijska oruđa*, Vojna akademija, Beograd, 2003.
- [16] Obrenović R. *Konstrukcija artiljerijskih oruđa*, TŠC KoV JNA, Zagreb, 1975
- [17] Stanisavljević B. *Projektovanje artiljerijskih sistema*, Centralna naučno-tehnička dokumentacija, Beograd, 1960
- [18] B. Orlov: *Proektirovanie raketnih i stvolnih sistem*, Moskva, 1974.
- [19] М.Васиљевић, *Аутоматско оружје I и II*, ТШЦ КоВ, Загреб, 1970.

ПРИЛОЗИ

ПРИЛОГ 1

%% Матлаб фајл за прву фазу

```
x=load('Fbg 20 mm.txt');
vreme=x(:,1);
y=x(:,2);
t=0:0.00001:vreme(end);
a0=5.462e4;
a1=-4.039e4;
a2=-1.429e4;
b1=2.691e4;
b2=-9845;
w=3126;
c1=988;
c2=112357.1;
c3=48.069;
c4=a0-c1-c3;
m=49;
w1=sqrt(c2/m);
x2=1/m*(c4/(w1^2)*(1-cos(w1*t))+a1/(w^2-w1^2)*(cos(w1*t)-cos(w*t))+b1/(w^2-
w1^2)*(w/w1*sin(w1*t)-sin(w*t))+a2/(4*w^2-w1^2)*(cos(w1*t)-
cos(2*w*t))+b2/(4*w^2-w1^2)*(2*w/w1*sin(w1*t)-sin(2*w*t)));
figure(1)
hold on
plot(t,x2)
title('put topa 20');
x2_prim=1/m*(c4/w1*sin(w1*t)+a1/(w^2-w1^2)*(w*sin(w*t)-w1*sin(w1*t))+b1/(w^2-
w1^2)*(w*cos(w1*t)-w*cos(w*t))+a2/(4*w^2-w1^2)*(2*w*sin(2*w*t)-
w1*sin(w1*t))+b2/(4*w^2-w1^2)*(2*w*cos(w1*t)-2*w*cos(2*w*t)));
figure(2)
hold on
plot(t,x2_prim)
title('brzina topa 20');
x2_sekundum=1/m*(c4*cos(w1*t)+a1/(w^2-w1^2)*(w^2*cos(w*t)-
w1^2*cos(w1*t))+b1/(w^2-w1^2)*(w^2*sin(w*t)-w*w1*sin(w1*t))+a2/(4*w^2-
w1^2)*(4*w^2*cos(2*w*t)-w1^2*cos(w1*t))+b2/(4*w^2-w1^2)*(4*w^2*sin(2*w*t)-
2*w*w1*sin(w1*t)));
figure(3)
hold on
plot(t,x2_sekundum)
title('ubrzanje topa 20');
```

%% Матлаб фајл за другу фазу

```
x=load('Fbg_prim top 20 mm.txt');
vreme=x(:,1);
y=x(:,2);
m=45.6;
c1=988;
c2=112357.1;
c3=48.069;
c4=117.72;
c5=1376.4;
x1k=0.229;
tk=vreme(end);
tf=vreme(1);
c6=x1k/(tk-tf);
```

```

vremel=x(:,1)-vreme(1);
a0=3.606e4;
a1=3.986e4;
a2=-9333;
a3=-2.317e4;
a4=-9017;
a5=444.3;
b1=-4.081e4;
b2=-3.665e4;
b3=-4464;
b4=1.04e4;
b5=5187;
w=521;
w1=sqrt(c2/m);
c7=x2(end);
c8=x2_prim(end);
c9=a0-c1-c3-c4;
c10=c5*c6;
c11=m*c7;
c12=m*c8;
t=vremel(1):0.00001:vremel(end);
x2=1/m*(c9/(w1^2)*(1-cos(w1*t))+a1/(w^2-w1^2)*(cos(w1*t)-cos(w*t))+b1/(w^2-
w1^2)*(w/w1*sin(w1*t)-sin(w*t))+a2/(4*w^2-w1^2)*(cos(w1*t)-
cos(2*w*t))+b2/(4*w^2-w1^2)*(2*w/w1*sin(w1*t)-sin(2*w*t))+a3/(9*w^2-
w1^2)*(cos(w1*t)-cos(3*w*t))+b3/(9*w^2-w1^2)*(3*w/w1*sin(w1*t)-
sin(3*w*t))+a4/(16*w^2-w1^2)*(cos(w1*t)-cos(4*w*t))+b4/(16*w^2-
w1^2)*(4*w/w1*sin(w1*t)-sin(4*w*t))+a5/(25*w^2-w1^2)*(cos(w1*t)-
cos(5*w*t))+b5/(25*w^2-w1^2)*(5*w/w1*sin(w1*t)-
sin(5*w*t))+c11*cos(w1*t)+c12/w1*sin(w1*t)-
c10*t/(w1^2)+c10*sin(w1*t)/(w1^3));
figure(1)
plot(t+vreme(1),x2,'r')
x2_prim=1/m*(c9/w1*sin(w1*t)+a1/(w^2-w1^2)*(w*sin(w*t)-w1*sin(w1*t))+b1/(w^2-
w1^2)*(w*cos(w1*t)-w*cos(w*t))+a2/(4*w^2-w1^2)*(2*w*sin(2*w*t)-
w1*sin(w1*t))+b2/(4*w^2-w1^2)*(2*w*cos(w1*t)-2*w*cos(2*w*t))+a3/(9*w^2-
w1^2)*(3*w*sin(3*w*t)-w1*sin(w1*t))+b3/(9*w^2-w1^2)*(3*w*cos(w1*t)-
3*w*cos(3*w*t))+a4/(16*w^2-w1^2)*(4*w*sin(4*w*t)-w1*sin(w1*t))+b4/(16*w^2-
w1^2)*(4*w*cos(w1*t)-4*w*cos(4*w*t))+a5/(25*w^2-w1^2)*(5*w*sin(5*w*t)-
w1*sin(w1*t))+b5/(25*w^2-w1^2)*(5*w*cos(w1*t)-5*w*cos(5*w*t))-
c11*w1*sin(w1*t)+c12*cos(w1*t)-c10/(w1^2)+c10/(w1^2)*cos(w1*t));
figure(2)
hold on
plot(t+vreme(1),x2_prim,'r')
title('brzina topa 20');
x2_sekundum=1/m*(c9*cos(w1*t)+a1/(w^2-w1^2)*(w^2*cos(w*t)-
w1^2*cos(w1*t))+b1/(w^2-w1^2)*(w^2*sin(w*t)-w*w1*sin(w1*t))+a2/(4*w^2-
w1^2)*(4*w^2*cos(2*w*t)-w1^2*cos(w1*t))+b2/(4*w^2-w1^2)*(4*w^2*sin(2*w*t)-
2*w*w1*sin(w1*t))+a3/(9*w^2-w1^2)*(9*w^2*cos(3*w*t)-
w1^2*cos(w1*t))+b3/(9*w^2-w1^2)*(9*w^2*sin(3*w*t)-
3*w*w1*sin(w1*t))+a4/(16*w^2-w1^2)*(16*w^2*cos(4*w*t)-
w1^2*cos(w1*t))+b4/(16*w^2-w1^2)*(16*w^2*sin(4*w*t)-
4*w*w1*sin(w1*t))+a5/(25*w^2-w1^2)*(25*w^2*cos(5*w*t)-
w1^2*cos(w1*t))+b5/(25*w^2-w1^2)*(25*w^2*sin(5*w*t)-5*w*w1*sin(w1*t))-
c11*w1^2*cos(w1*t)-c12*w1*sin(w1*t)-c10/w1*sin(w1*t));
figure(3)
hold on
plot(t+vreme(1),x2_sekundum,'r')
title('ubrzanje topa 20');

```

%% Матлаб фајл за трећу фазу

```

m=45.6;
c1=988;

```

```

c2=112357.1;
c3=48.069;
c4=-c1-c3;
c5=m*x2(end);
c6=m*x2_prim(end);
w1=sqrt(c2/m);
t=0:0.00001:0.025;
x2=1/m*(c4/(w1^2)*(1-cos(w1*t))+c5*cos(w1*t)+c6/w1*sin(w1*t));
figure(1)
plot(t+vreme(end),x2,'g')
x2_prim=1/m*(c4/w1*sin(w1*t)-c5*w1*sin(w1*t)+c6*cos(w1*t));
figure(2)
hold on
plot(t+vreme(end),x2_prim,'g')
title('brzina topa 20');
x2_sekundum=1/m*(c4*cos(w1*t)-c5*w1^2*cos(w1*t)-c6*w1*sin(w1*t));
figure(3)
hold on
plot(t+vreme(end),x2_sekundum,'g')
title('ubrzanje topa 20');

```

ПРИЛОГ 2

%% Матлаб фајл за прву фазу

```

x=load('Fbg 30 mm.txt');
vreme=x(:,1);
y=x(:,2);

t=0:0.00001:vreme(end);
a0=1.239e5;
a1=-7.356e4;
a2=4.975e4;
b1=4.74e4;
b2=-1.17e4;
w=1459;
c1=1140;
c2=117463.435;
c3=206.01;
c4=a0-c1-c3;
m=210;
w1=sqrt(c2/m);
x2=1/m*(c4/(w1^2)*(1-cos(w1*t))+a1/(w^2-w1^2)*(cos(w1*t)-cos(w*t))+b1/(w^2-
w1^2)*(w/w1*sin(w1*t)-sin(w*t))+a2/(4*w^2-w1^2)*(cos(w1*t)-
cos(2*w*t))+b2/(4*w^2-w1^2)*(2*w/w1*sin(w1*t)-sin(2*w*t)));
figure(1)
hold on
plot(t,x2)
title('put topa 30');
x2_prim=1/m*(c4/w1*sin(w1*t)+a1/(w^2-w1^2)*(w*sin(w*t)-w1*sin(w1*t))+b1/(w^2-
w1^2)*(w*cos(w1*t)-w*cos(w*t))+a2/(4*w^2-w1^2)*(2*w*sin(2*w*t)-
w1*sin(w1*t))+b2/(4*w^2-w1^2)*(2*w*cos(w1*t)-2*w*cos(2*w*t)));
figure(2)
hold on
plot(t,x2_prim)
title('brzina topa 30');
x2_sekundum=1/m*(c4*cos(w1*t)+a1/(w^2-w1^2)*(w^2*cos(w*t)-
w1^2*cos(w1*t))+b1/(w^2-w1^2)*(w^2*sin(w*t)-w*w1*sin(w1*t))+a2/(4*w^2-
w1^2)*(4*w^2*cos(2*w*t)-w1^2*cos(w1*t))+b2/(4*w^2-w1^2)*(4*w^2*sin(2*w*t)-
2*w*w1*sin(w1*t)));
figure(3)
hold on

```

```
plot(t,x2_sekundum)
title('ubrzanje topa 30');
```

%% Матлаб фајл за другу фазу

```
x=load('Fbg_prim_top 30 mm.txt');
vreme=x(:,1);
y=x(:,2);
m=204.817;
c1=1140;
c2=117463.435;
c3=206.01;
c4=236;
c5=1513.96;
x1k=0.415;
tk=vreme(end);
tf=vreme(1);
c6=x1k/(tk-tf);
vremel=x(:,1)-vreme(1);
a0=6.639e10;
a1=-9.036e10;
a2=2.01e10;
a3=8.327e9;
a4=-5.156e9;
a5=6.995e8;
b1=-6.6e10;
b2=6.3e10;
b3=-2.488e10;
b4=3.642e9;
b5=1.351e7;
w=157.1;
w1=sqrt(c2/m);
c7=x2(end);
c8=x2_prim(end);
c9=a0-c1-c3-c4;
c10=c5*c6;
c11=m*c7;
c12=m*c8;
t=vremel(1):0.00001:vremel(end);
x2=1/m*(c9/(w1^2)*(1-cos(w1*t))+a1/(w^2-w1^2)*(cos(w1*t)-cos(w*t))+b1/(w^2-
w1^2)*(w/w1*sin(w1*t)-sin(w*t))+a2/(4*w^2-w1^2)*(cos(w1*t)-
cos(2*w*t))+b2/(4*w^2-w1^2)*(2*w/w1*sin(w1*t)-sin(2*w*t))+a3/(9*w^2-
w1^2)*(cos(w1*t)-cos(3*w*t))+b3/(9*w^2-w1^2)*(3*w/w1*sin(w1*t)-
sin(3*w*t))+a4/(16*w^2-w1^2)*(cos(w1*t)-cos(4*w*t))+b4/(16*w^2-
w1^2)*(4*w/w1*sin(w1*t)-sin(4*w*t))+a5/(25*w^2-w1^2)*(cos(w1*t)-
cos(5*w*t))+b5/(25*w^2-w1^2)*(5*w/w1*sin(w1*t)-
sin(5*w*t))+c11*cos(w1*t)+c12/w1*sin(w1*t)-
c10*t/(w1^2)+c10*sin(w1*t)/(w1^3));
figure(1)
plot(t+vreme(1),x2,'r')
x2_prim=1/m*(c9/w1*sin(w1*t)+a1/(w^2-w1^2)*(w*sin(w*t)-w1*sin(w1*t))+b1/(w^2-
w1^2)*(w*cos(w1*t)-w*cos(w*t))+a2/(4*w^2-w1^2)*(2*w*sin(2*w*t)-
w1*sin(w1*t))+b2/(4*w^2-w1^2)*(2*w*cos(w1*t)-2*w*cos(2*w*t))+a3/(9*w^2-
w1^2)*(3*w*sin(3*w*t)-w1*sin(w1*t))+b3/(9*w^2-w1^2)*(3*w*cos(w1*t)-
3*w*cos(3*w*t))+a4/(16*w^2-w1^2)*(4*w*sin(4*w*t)-w1*sin(w1*t))+b4/(16*w^2-
w1^2)*(4*w*cos(w1*t)-4*w*cos(4*w*t))+a5/(25*w^2-w1^2)*(5*w*sin(5*w*t)-
w1*sin(w1*t))+b5/(25*w^2-w1^2)*(5*w*cos(w1*t)-5*w*cos(5*w*t))-
c11*w1*sin(w1*t)+c12*cos(w1*t)-c10/(w1^2)+c10/(w1^2)*cos(w1*t));
figure(2)
hold on
plot(t+vreme(1),x2_prim,'r')
title('brzina topa 30');
```

```

x2_sekundum=1/m*(c9*cos(w1*t)+a1/(w^2-w1^2)*(w^2*cos(w*t)-
w1^2*cos(w1*t))+b1/(w^2-w1^2)*(w^2*sin(w*t)-w*w1*sin(w1*t))+a2/(4*w^2-
w1^2)*(4*w^2*cos(2*w*t)-w1^2*cos(w1*t))+b2/(4*w^2-w1^2)*(4*w^2*sin(2*w*t)-
2*w*w1*sin(w1*t))+a3/(9*w^2-w1^2)*(9*w^2*cos(3*w*t)-
w1^2*cos(w1*t))+b3/(9*w^2-w1^2)*(9*w^2*sin(3*w*t)-
3*w*w1*sin(w1*t))+a4/(16*w^2-w1^2)*(16*w^2*cos(4*w*t)-
w1^2*cos(w1*t))+b4/(16*w^2-w1^2)*(16*w^2*sin(4*w*t)-
4*w*w1*sin(w1*t))+a5/(25*w^2-w1^2)*(25*w^2*cos(5*w*t)-
w1^2*cos(w1*t))+b5/(25*w^2-w1^2)*(25*w^2*sin(5*w*t)-5*w*w1*sin(w1*t))-
c11*w1^2*cos(w1*t)-c12*w1*sin(w1*t)-c10/w1*sin(w1*t));
figure(3)
hold on
plot(t+vreme(1),x2_sekundum,'r')
title('ubrzanje topa 30');

```