

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



Назив студијског програма: Војноиндустријско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Предмет: Методе прорачуна у развоју производа

Број индекса: 321/2015

Ивана М. Стевановић

Механизам за елевацију цеви хаубице 122 mm

Мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. др Мирко Благојевић, ванр. проф.

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

Крагујевац, септембар 2016.

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да:

- Изврши класификацију артиљеријског оруђа,
- Уради прорачун, генерисање и моделирање механизма за елевацију цеви хаубице 122 mm,
- Изврши динамичку анализу механизма за елевацију цеви хаубице 122 mm,
- Изнесе закључна разматрања.

Препоручена литература:

[1] Д. Петровић, *Артиљерија света*, Београд 2002.

[2] М. Калезић, *Пројектовање артиљеријских система*, Београд 2010.

[3] В. Николић, *Машински елементи*, Крагујевац, 2004.

Крагујевац, 2016.

ментор:

Др Мирко Благојевић, ванр. проф.

РЕЗИМЕ

Овај рад се бави механизмом за елевацију цеви код хаубица 122 mm. Први део рада описује сам механизам као и његову функцију. У другом делу рада на основу полазних података генерисани су зупчасти парови, вратила, лежаји и клинови. Моделирани су и остали делови склопа механизма елевације цеви у оквиру софтверског пакета *Autodesk Inventor* по узору на механизам код хаубице 122 mm Д-30Ј. У оквиру истог софтверског пакета одрађена је и динамичка симулација механизма елевације цеви. Добијени резултати су упоређени са теоријским и представљени су табеларно. На крају рада изнета су закључна разматрања.

Кључне речи: хаубица, механизам елевације, зупчасти пар, генерисање, динамичка симулација

ABSTRACT

This paper deals with the elevating mechanism of the howitzer 122 mm. The first part of paper describes the mechanism and its function. Gears, shafts, bearings and keys are generated. Other parts of assembly mechanism are modeled in the software package Autodesk Inventor based on the elevating mechanism for 122 mm howitzer D-30J in the second part of paper. Dynamic simulation of the elevating mechanism of gun barrel is done within the same software package. The results are compared with theoretical and presented in tables. Concluding observation are presented at the end of paper.

Key words: howitzer, elevating mechanism, gears, generating, dynamic simulation

САДРЖАЈ:

1. УВОД.....	5
2. АРТИЉЕРИЈСКО ОРУЂЕ	6
2.1. Класификација артиљеријских оруђа	6
2.2. Главни делови вучног артиљеријског оруђа	7
2.3. Механизам за навођење цеви.....	10
2.4. Механизми за навођење цеви по висини	11
2.5. Основи прорачуна механизма секторског типа	11
3. ХАУБИЦА 122 mm Д-30Ј	13
4. ПРОРАЧУН, ГЕНЕРИСАЊЕ И МОДЕЛИРАЊЕ МЕХАНИЗМА ЗА ЕЛЕВАЦИЈУ ЦЕВИ..	15
4.1. Зупчасти парови.....	17
4.1.1. Конични зупчасти пар	18
4.1.2. Пужни преносници	21
4.1.3. Цилиндрични зупчасти пар.....	24
4.2. Вратила	26
4.2.1. Улазно вратило.....	27
4.2.2. Вратила са спојницом	32
4.2.3. Излазно вратило	37
4.2.4. Ожлебљени спој излазног вратила и главчине.....	42
4.3. Лежаји	43
4.3.1. Лежаји 1 и 2 на улазном вратилу	43
4.3.2. Лежаји 3 и 4 на вратилу са спојницом	44
4.3.3. Лежаји 5, 6 и 7 на вратилу са спојницом	45
4.3.4. Лежаји 8 и 9 на излазном вратилу	46
4.4. Клинови	47
4.4.1. Клин 1.....	48
4.4.2. Клин 2.....	48
4.4.3. Клин 3.....	49
4.4.4. Клин 4.....	49
5. ДИНАМИЧКА СИМУЛАЦИЈА МЕХАНИЗМА ЗА ЕЛЕВАЦИЈУ ЦЕВИ ХАУБИЦЕ 122 mm	52
6. АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА	54
7. ЗАХТЕВИ И НЕИСПРАВНОСТИ МЕХАНИЗМА ЗА ЕЛЕВАЦИЈУ ЦЕВИ.....	58
8. ЗАКЉУЧАК.....	60
ЛИТЕРАТУРА.....	61
ПРИЛОГ	62

1. УВОД

Артиљерија је род војске са великом ватреном моћи, која у борби прати и подржава тактичке и оперативне јединице ватром и покретом. Основни задаци артиљерије су ватрена подршка јединица копнене војске и вођење противоклопне, противдесантне и противартиљеријско – ракетне борбе. У одређеним условима артиљерија може самостално да извршава одређене задатке, [1].

Својим разноврсним и вишенаменим ватреним и маневарским могућностима артиљерија представља респективну снагу са којом командант јединице (састава, групације) може да испољи утицај на ток и исход борбених дејстава.

Артиљерија се условно дели према намени на противоклопну и артиљерију за подршку, а према конструктивно – балистичким особинама на класичну (топови, хаубице, топ – хаубице, минобацачи) и ракетну (противоклопна ракетна оруђа, ракетна оруђа за подршку).

Артиљерију одликује: разноврсност и сложеност наоружања, могућност дејства на разним даљинама пројектилима различите моћи и намене, велика пробојност пројектила, брзина и тачност погађања циљева, дејство у свим земљишним и временским условима, добра покретљивост, самосталност у извршавању ватрених задатака, упорност и живавост у борби, осетљивост на дејство из ваздушног простора и на дејство артиљеријских, ракетних, пешадијских и диверзантских јединица противника нарочито за време кретања.

Заједно са пешадијом и коњицом најстарији је род копнене војске – њено постојање и развој континуирано траје 24 века – од примитивног дрвеног катапулта, преко спектра различитих система. Њен развој представља један од симбола техничког развоја и научних сазнања појединих земаља у одређеној историјској фази, [1].

У последњих двадесет година снажно је реafirмисан значај артиљерије у систему опште ватрене подршке копнене војске тако да од њене ватрене моћи битно зависи успех копнене операције.

Артиљеријско оруђе је сложено техничко средство велике ватрене моћи, намењено за избацивање пројектила на задату удаљеност коришћењем енергије добијене сагоревањем барутног пуњења. Оно је, уствари, мотор који трансформише хемијску енергију барута у кинетичку енергију пројектила (односно тих енергија представља коефицијент ефикасности оруђа), [2].

2. АРТИЉЕРИЈСКО ОРУЂЕ

2.1. Класификација артиљеријских оруђа

Ако се као критеријум за класификацију оруђа усвоји намена, уобичајена подела је на, [2]:

- оруђа ватрене подршке, намењена за подршку пешадијским, механизованим и оклопним јединицама (најчешће гађањем са заклоњеног ватреног положаја), посредним гађањем на дометима до 50 km (за цевна оруђа), односно до 80 km (за оруђа реактивне артиљерије),
- оруђа за непосредну подршку пешадијским и механизованим јединицама, мале масе и габарита, која су у саставу тих јединица, дејствују на дометима до 10 km,
- оруђа за противоклопну борбу, чија је основна намена непосредно дејство на оклопљене циљеве на даљинама до 2 km,
- оруђа за противваздушну одбрану, за дејства против авиона, хеликоптера, крстарећих ракета и беспилотних летелица на даљинама до 15 km и висинама до 6 km,
- бродска оруђа, намењена за дејства на циљеве на копну и на мору и
- обалска оруђа - оруђа великог калибра, стационарна или покретна, намењена за обалску одбрану.

Према начину лансирања пројектила, артиљеријска оруђа се деле на:

- класична (цевна) оруђа: пројектил се лансира из цеви на чијем дну је затварач, па барут сагорева у затвореној запремини све док пројектил не напусти цев.
- бестрзајна оруђа: количина кретања пројектила лансираног унапред уравнотежава се количином кретања барутних гасова или одговарајуће растресите противмаса, који истичу уназад, кроз млазник пројектован тако да се обезбеди потпуна непомићност оруђа током опаљења метка,
- ракетна (реактивна) оруђа: концептом вишецевних лансера из којих се избацују пројектили са ракетним погоном (најчешће невођене ракете земља – земља), обезбеђује се висока густина ватре и ефикасно дејство на циљеве велике површине.

Према начину транспорта, артиљеријска оруђа могу бити:

- вучна (за њихов транспорт користи се вучно возило – најчешће точкашко, ретко гусенично, одговарајуће носивости),
- са уређајем за самостални погон (за кретање на ватреном положају и на кратким растојањима),
- товарна оруђа (вучни минобацачи и лака брдска оруђа која се брзо и једноставно растављају на основне компоненте и преносе снагом људи или животиња),
- самоходна (на точкашкој или гусеничној шасији, са отвореном или куполном уградњом наоружања),
- стационарна (непокретна) – бродска оруђа, оруђа обалске артиљерије или противавионске артиљерије за одбрану циљева стратешког значаја.

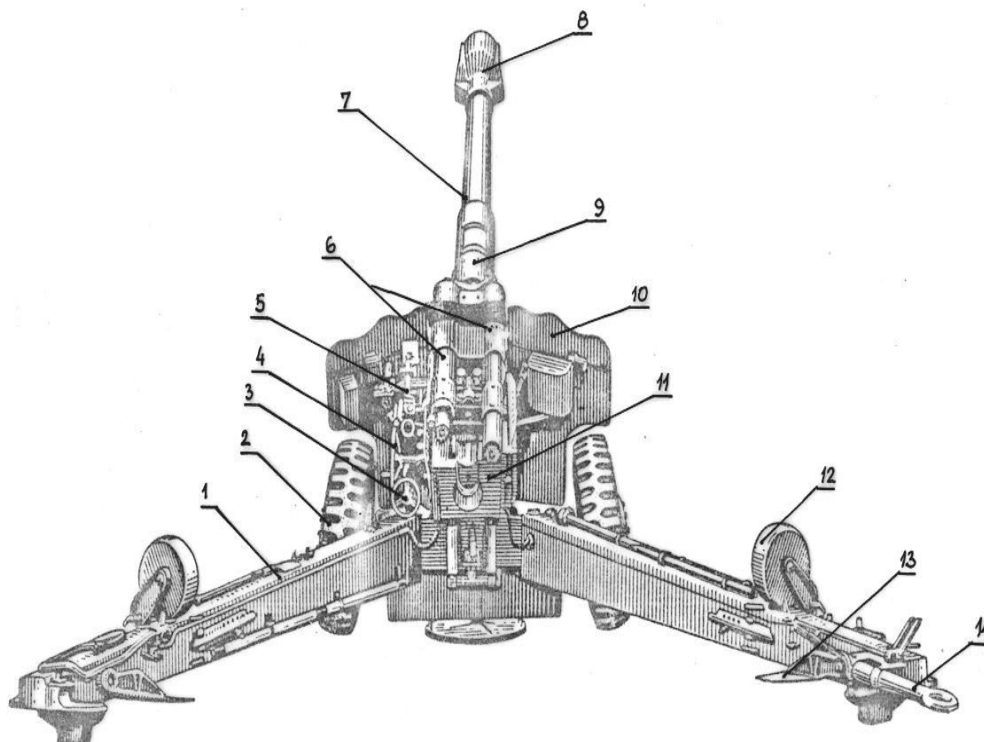
У зависности од балистичких својстава, путање пројектила и конструкционих особина, артиљеријска оруђа се деле на:

- топове,
- хаубице,
- топ – хаубице,
- минобацаче,
- топ – минобацаче,
- бестрзајна оруђа и
- оруђа куполне уградње.

2.2. Главни делови вучног артиљеријског оруђа

Конструкцију артиљеријских оруђа карактеришу неколико главних делова који су типични и заједнички за већину тих оруђа. Ти делови су:

- склоп цеви са задњаком, затварачем и гасним уређајима,
- противтрзајући уређаји (ПТУ),
- склоп горњег лафета са деловима и механизмима,
- склоп доњег лафета са деловима и
- нишанске справе и уређаји.



Слика 2.1. Вучно артиљеријско оруђе, [3]

1 – краци лафета, 2 – доњи лафет, 3 – механизам за покретање по правцу, 4 – механизам за покретање по висини (елевације) цеви и горњи лафет, 5 – нишанске справе, 6 – противтрзајући уређај, 7 – склоп цеви са затварачем, 8 – гасна кочница, 9 – колевка, 10 – штитови, 11 – горњи лафет, 12 – помоћни точкови, 13 – кочна инсталација, 14 – ашови

Склоп цеви са задњаком, затварачем и гасним уређајем, [3]

Овај склоп представља покретни део оруђа за време опаљења и обично се назива трзајућим склопом или трзајућом масом. Саставни делови овог склопа су чврстим везама спојени са цеви оруђа на различите начине. Цев је најбитнији део оруђа и служи да пројектилу саопшти потребну почетну брзину и правац лета, као и ротацију око уздужне осе ради стабилизације лета до циља. Шупљина цеви се назива „канал цеви“. Предњи отвор се назива „уста цеви“. Дно цеви представља затварач, који се смешта у задњаку цеви. На уста цеви се обично уграђује гасна кочница, а ближе устима цеви може се, поставити издувник барутних гасова, као гасни уређаји.

Задњак служи да се у њега смести затварач са разним механизмима, да повеже цев са елементима ПТУ, а врло често и да омогући клизање трзајућег склопа по колевци, као и спречавање ротације цеви, која би настала услед силе урезивања и вођења пројектила по завојним жлебовима.

Затварач представља отвориво (покретно) дно цеви. При пуњењу цеви пројектилом, он се отвара, а при опаљењу мора да буде сигурно и поуздано затворен са задњим пресеком цеви.

Гасна кочница служи да одвођењем у страну што веће количине истичуће струје барутних гасова након излетања зрна, што више ослаби реактивно дејство гасова на дно цеви и тако умањи кинетичку енергију трзања. Омогућава мање оптерећење лафета и олакшава обезбеђење стабилности и непомичности оруђа при опаљењу.

Противтрзајући уређај (ПТУ), [3]

Противтрзајући уређај представља „еластичну“ везу између цеви и лафета оруђа. Служи да импулс огромне реактивне силе гасова на трзајућу масу неутралише, односно трансформише у импулс много мање силе тј. силе отпора трзању. Противтрзајући уређај се са цеви оруђа повезује преко задњака, а са лафетом преко колевке горњег лафета оруђа. Овај уређај се састоји од хидрауличне кочнице трзања и враћања (ХК) и повратника.

Хидраулична кочница трзања је најважнији део ПТУ оруђа помоћу које се може регулисати укупна величина силе отпора трзања цеви до њеног заустављања на одређеној дужини трзања. Радом силе ХК трзања на одређеном путу трзања утроши се до 80% кинетичке енергије трзајућих делова оруђа. Преостала енергија трзања утроши се радом сила повратника до 15% и компонената сила механичког и хидрауличког трења до 5%.

Повратник служи да врати трзајуће делове у предњи почетни положај ради извршења следећег опаљења пројектила и да цев држи у предњем положају при свим угловима елевације кад оруђе не гађа. Потребна енергија за извршење враћања акумулира се у повратнику сабијањем еластичног средства (опруга или гас) приликом трзања, чиме повратник помаже хидрауличној кочници у успостављању отпора трзању.

Да би се обезбедила погодна динамика враћања и да при крају враћања не би дошло до судара између покретних и непокретних делова, у хидрауличну кочницу се

уграђују елементи за кочење враћања, које често називамо хидраулична кочница враћања.

Склоп горњег лафета, [3]

Склоп горњег лафета представља носач или постоље склопа цеви којим се обезбеђује вођење цеви и усмерено кретање при опаљењу, као и усмеравање цеви по правцу и висини ради извршења гађања. Овај склоп чине: колевка, тело горњег лафета, механизми (справе) за навођење цеви у простору и механизми за уравнотежавање нагибног склопа (изравњачи).

Нагибни или осцилујући склоп оруђа је комплетан склоп цеви са колевком који ротацијом у односу на тело горњег лафета омогућује закретање цеви у читавом дијапазону елевационих углова. Веза склопа горњег лафета са телом доњег лафета остварена је окретним ослонцем помоћу лежаја. Због тога се горњи лафет често назива окретним или вртљивим склопом оруђа.

Склоп доњег лафета, [3]

Склоп доњег лафета представља постоље на које се ослања комплетна надградња делова оруђа и повезује у јединствену конструкциону целину тј. лафетно оруђе.

Састоји се од бројних делова од којих сваки за себе има посебно важну улогу. Ти делови су: тело доњег лафета, лафетска осовина, баланси, подлога, краци лафета. Овај склоп је најгабаритнији део оруђа. У зависности од начина ослањања и повезивања са тлом ради стабилности при гађању, односно начина транспортовања оруђа, он се повезује на различите начине, зависно од концепције и типа оруђа.

Тело горњег лафета је одливак у облику крутог постоља или сандука, обично сложеније конфигурације, који повезује остале делове доњег лафета у једну целину и на кога се ослања цео обртни склоп оруђа. Код лакших оруђа тело доњег лафета, као посебан део не постоји, а његову улогу преузима лафетска осовина која је тада нешто сложенијег облика него иначе. Поред цеви тело доњег лафета је најоптерећенији део оруђа и у статичком и у динамичком смислу.

Баланси имају задатак да обезбеде потпуно ослањање оруђа у четири тачке: на два точка и на два крака. Без баланса, такво ослањање и на релативно мало неравном терену, не би било могуће. У случају оруђа са подлогом, подлога поред крака лафета представља трећу тачку ослањања и тиме нема потребе за балансима.

Краци лафета са ашовима служе да при гађању обезбеде стабилност и непомицност оруђа, а при транспортовању оруђа за вучу са вучним возилом. Код оруђа са више кракова лафета, они се могу искористити као подупирачи цеви при транспортовању, чиме се смањује утицај осциловања цеви при транспорту. Ради обезбеђења потребног положаја при транспортовању или гађању, предњи део кракова лафета са телом доњег лафета обично се везује тзв. шарнирном везом. Задњи крајеви кракова лафета завршавају се ашовима којима се непосредно успоставља ослонац на тлу за време опаљења и потребна сила ослањања оруђа.

Нишанске справе и уређаји, [3]

Нишанске справе представљају посебне делове и уређаје којима се обезбеђује тачно и прецизно усмеравање и навођење цеви у простору на основу дефинисаних елемената за гађање циљева. Овај склоп оруђа представља сложен и интегрисан систем високософистициране технологије разних компонената и елемената, који омогућавају високу прецизност и тачност гађања са вероватноћом уништења циља првим метком и преко 90%. Са додатним елементима и уређајима који омогућавају практично потпуну аутоматизацију свих функција и радњи у процесу гађања, овако интегрисан склоп се често назива системом за управљање ватром на оруђима (СУВ).

Поред наведених главних делова, конструктивна решења оруђа, зависно од врсте и типова, могу да имају и друге делове, уређаје и механизме. Они се обично називају помоћним деловима и механизмима оруђа и у њих спадају: механизми и уређаји за пуњење оруђа, механизми за подизање и спуштање точкова, механизми за утврђивање оруђа при транспортовању, дизалице кракова лафета, лафетски штитови, резервни алат и прибор (РАП) и др.

2.3. Механизам за навођење цеви

За навођење осе канала цеви оруђа у жељени положај у простору на оруђе се уграђују механизми покретања и то:

- за навођење цеви у вертикалној равни служи механизам за покретање по висини (справа нагиба) и
- за навођење цеви у хоризонталној равни служи механизам за покретање по правцу (справа правца).

Покретање по висини обично се врши закретањем осцилујућих делова оруђа (цев са трзајућим деловима и колевком) око осе рамена колевке, а покретање по правцу окретањем обртних делова оруђа (горњи лафет са свим осцилујућим деловима) око осе стожера.

Механизам за навођење цеви треба независно од конструкције да обезбеди, [3]:

- задати дијапазон поља дејства по висини и правцу,
- задржавање заузетог положаја цеви,
- неопходну брзину покретања,
- лако, равномерно и тачно покретање,
- захтевану отпорност и крутост конструкције,
- велику поузданост у различитим условима експлоатације и
- једноставну конструкцију за производњу, одржавање и ремонт.

Класификација механизма за навођење (покретање) цеви се обично врши према типу предњег елемента у преносном ланцу механизма. Ови механизми могу бити, [3]:

- завојног типа (задњи елемент је завојно вретено),
- секторског типа (задњи елемент је зупчасти сектор везан за колевку или за доњи лафет код механизма правца) и

- хидрауличног типа (задњи елемент је хидраулични).

Обично су механизми за покретање по правцу завојног типа, а за покретање по висини секторског типа. Хидраулични елементи (цилиндри и сл.) најчешће се примењују код тенковских топова у систему за стабилизацију топа у вертикалној равни.

Механизам за покретање остварује рад снагом послужоца оруђа, односно ручним дејством на точак механизма и применом спољног извора енергије (акумулатор, електромотор, мотор СУС), тј. механизмом са моторним, електромоторним или електрохидрауличним погоном.

2.4. Механизми за навођење цеви по висини

За покретање цеви по висини највише се примењује секторски тип механизма у којем се обртно кретање од погона преноси системом зупчастих парова. Задњи пар чине зупчаник елевационе осовине (улежиштен у горњем лафету) и сектор (који се обично везује за колевку), [3].

Добре стране механизма секторског типа огледају се у једноставној конструкцији и у обезбеђењу довољно великог поља дејства у вертикалној равни. Слаба страна овог механизма је у отежаној заштити озубљеног сектора од прашине и влаге, што има за последицу да се често нарушава равномерно усмеравање цеви, [4].

Место уградње сектора на колевку зависи од врсте оруђа и могућег смањења висине нишанске линије. Сектор се најчешће ставља у раван гађања да би оптерећење лежало на елевационој осовини и чаури горњег лафета било равномерно. Да би се избегла велика оптерећења зупца зупчаника осовине и сектора, примењује се механизам са два сектора. У зависности од опште конструкције лафета усваја се спољашње или унутрашње спрезање зупчаника елевационе осовине са сектором. Важна конструкциона величина је полупречник озубљења сектора. Његово повећање је повољно са становишта повећања тачности навођења због смањења тангенцијалне силе на зупчаник елевационе осовине. Сектор мањег полупречника је повољнији за уградњу на оруђа која имају малу висину ватрене линије. У механизму овог типа, самокочивост цеви се обезбеђује кинематским паром пуж – пужни точак. Да би се избегла превелика оптерећења зупца пужног точка (који је обично израђен од бронзе) и пужа (израђеног од челика), код моћних оруђа се уграђује амортизер са тањирастим опругама на вратилу пужа, [3].

2.5. Основи прорачуна механизма секторског типа

Механизми за покретање цеви треба да обезбеде лако, равномерно и тачно навођење цеви. Код механизма са ручним погоном посебно је битно да се реализује лако навођење цеви. Сила на ручици точка за покретање одређује се изразом, [3]:

$$M_M = \frac{30 P}{\pi n} = FR, \quad (2.1)$$

односно:

$$F = \frac{30}{\pi} \frac{P}{Rn}, \quad (2.2)$$

где су:

M_M – момент на точку за покретање, Nm,

P – снага на точку за покретање, kW,

R – полупречник точка за покретање, m и

n – број обртаја точка, min⁻¹.

3. ХАУБИЦА 122 mm Д-30Ј

Хаубице су намењене за уништавање незаклоњених и заклоњених циљева, најчешће убацном путањом (путања са великом ординатом темена), иза гребена заклона. Цеви су им краће и гађају елевационим угловима до $1,221\text{ rad}$. Имају променљиво барутно пуњење чија се маса може изабрати непосредно пре пуњења оруђа метком. Већим бројем барутних пуњења (6 до 10) остварују се различите даљине гађања при истом елевационом углу, па је гађање економичније. Хаубице могу бити вучне, самопокретне и самоходне. Брзина гађања код хаубица мања је него код топова. Код топова калибра до 122 mm метак је, по правилу, једноделни, а код хаубица, због променљивог барутног пуњења, дводелни па се, за разлику од топова, пуњење оруђа метком изводи у два дела: прво пројектил, па онда барутно пуњење (у чаури или без ње). Код топова и хаубица великог калибра пуњење оруђа се, због велике масе пројектила, обавља обавезно у два дела, [2].



Слика 3.1. Хаубица 122 mm Д-30Ј, [5]

Хаубица 122 mm Д-30Ј је намењена за уништавање и неутралисање живе силе ван заклона и у заклону пољског типа, затим непријатељских ватрених средстава, рушење отпорних тачака, жичаних и других препрека, прављење прилаза у минским пољима и уништавање и неутралисање артиљеријских и мото – техничких система наоружања и војне опреме непријатеља.

Табела 3.1. Карактеристике хаубице 122 mm Д-30Ј, [2]

Дужина цеви, калибара	39
Домет (класични пројектил/пројектил великог домета), km	15,3/17,3
Маса оруђа на ватреном положају, kg	3350
Поље дејства по висини, gad • депресија • елевација	-0,122 1,221
Поље дејства по правцу, gad	6,28
Дужина оруђа на маршу, m	5,33
Дужина трзања цеви, m	0,93
Висина ватрене линије, m	0,9
Број послужиоца	7
Почетна брзина пројектила, m/s	730
Највећа брзина гађања, метака/минут	7
Највећи притисак барутних гасова, bar	2550

4. ПРОРАЧУН, ГЕНЕРИСАЊЕ И МОДЕЛИРАЊЕ МЕХАНИЗМА ЗА ЕЛЕВАЦИЈУ ЦЕВИ

Механизам елевације цеви хаубице конструисан је по угледу на механизам елевације цеви код хаубице 122 mm Д-30Ј. На основу прорачуна брзине окретања точка и димензија генерише се први зупчасти пар, а на основу тога и остали зупчаници и други елементи. Прорачун, генерисање и моделирање је извршено у оквиру софтверског пакета *Autodesk Inventor* (модул *Design Accelerator*¹).

За прорачун брзине окретања точка неопходно је одредити снагу, полупречник точка и силу на ручици.

Ако се усвоји да је:

- $P=75$ W (делујући на ручицу човек може да развије снагу до 185 W у периоду замаху, односно 75 W при равномерном покретању),
- $R=0,1275$ m,
- $F=40$ N (при равномерном кретању треба да је $30 \div 40$ N, а у периоду замаху $70 \div 80$ N), [3].

На основу једначине (2.1) добија се број обртаја:

$$n = \frac{30 P N_M}{\pi R}, \quad (4.1)$$

$$n = \frac{30 \cdot 40 \cdot 75}{\pi \cdot 0,1275}$$

$$n = 140,4 \text{ min}^{-1}$$

Угаона брзина точка механизма се дефинише преко броја обртаја у минути n:

$$\omega_M = \frac{2\pi n}{60}, \quad (4.2)$$

$$\omega_M = \frac{2 \cdot \pi \cdot 140,4}{60}$$

$$\omega_M = 14,702 \text{ rad/s}$$

$$\omega_M = 842,4 \text{ }^\circ/\text{s}$$

Механизам елевације цеви се састоји од три зупчаста пара, четири вратила, девет лежаја и клинова који се генеришу у *Inventor* – у, стандардних делова (вијци,

¹*Design Accelerator* представља важну компоненту функционалног дизајна. Пружа инжењерски прорачун и подршку при идентификацији стандардних компоненти или креирања геометрије заснована на стандардима. *Design Accelerator* команде поједностављују процес пројектовања, аутоматизују избор и стварање геометрије и побољшавају почетни квалитет пројектовања.

навртке, подлошке...) преузети из базе стандардних делова из *Inventor* – а и моделираних нестандартних делова (чауре, кућиште, поклопци...).

За вредност снаге коју човек може да развије је усвојена вредност од 75 W, то је уједно и снага на првом зупчанику коничног зупчастог пара P_1 .

Ако су:

$$P_1=0,075 \text{ kW}$$

$$\eta_{12}=0,98$$

$$\eta_{34}=0,354$$

$$\eta_{56}=0,98$$

где су:

η_{12} – степен искоришћења коничног зупчастог пара,

η_{34} – степен искоришћења пужног пара и

η_{56} – степен искоришћења цилиндричног зупчастог пара,

може се израчунати снага коју преноси сваки зупчаник:

$$P_2=P_1 \cdot \eta_{12} \quad (4.3)$$

$$P_2=0,075 \cdot 0,98$$

$$P_2=0,74 \text{ kW}$$

$$P_3=P_2 \quad (4.4)$$

$$P_4=P_3 \cdot \eta_{34} \quad (4.5)$$

$$P_4=0,074 \cdot 0,354$$

$$P_4=0,026 \text{ kW}$$

$$P_5=P_4 \quad (4.6)$$

$$P_6=P_5 \cdot \eta_{56} \quad (4.7)$$

$$P_6=0,026 \cdot 0,98$$

$$P_6=0,025 \text{ kW}$$

где су:

P_2 – снага коју преноси други зупчаник коничног зупчастог пара,

P_3 – снага коју преноси пуж,

P_4 – снага коју преноси пужни точак,

P_5 – снага коју преноси први зупчаник цилиндричног зупчастог пара и

P_6 – снага коју преноси други зупчаник цилиндричног зупчастог пара.



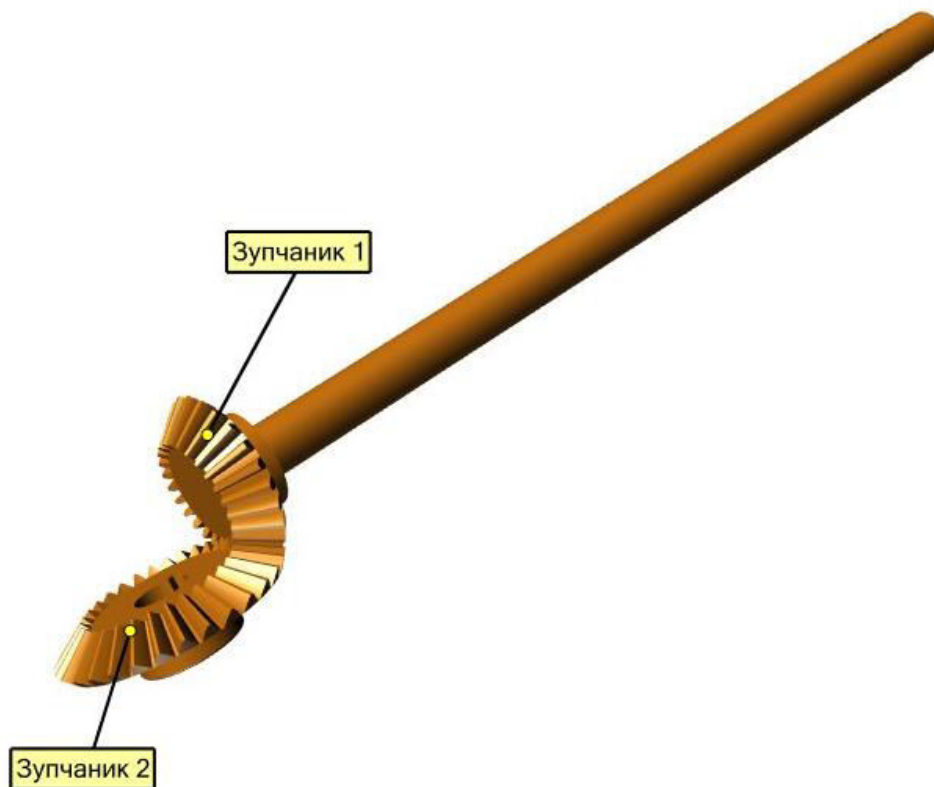
Слика 4.1. Механизам елевације цеви

4.1. Зупчасти парови

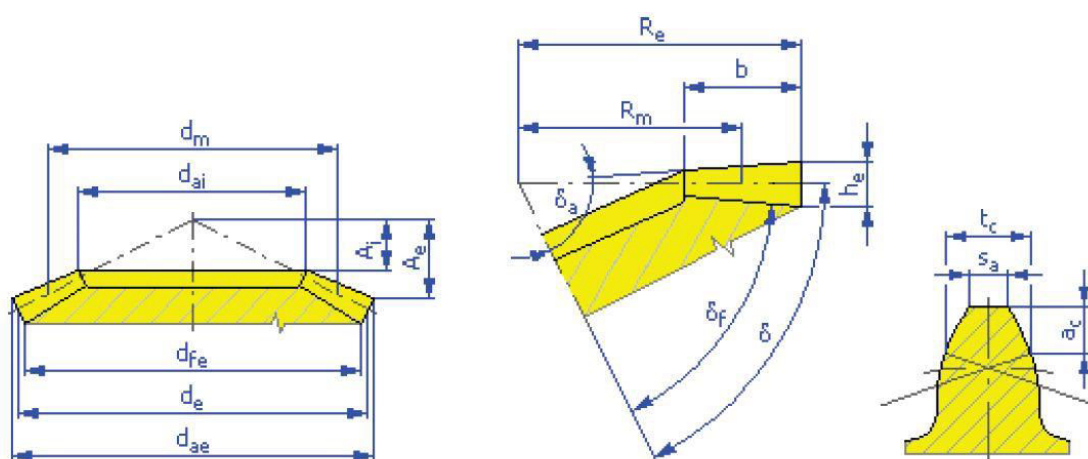
Зупчасти преносници преносе кретање и обртни момент са једног вратила на друго помоћу тзв. везе обликом, коју чини спрега зубаца зупчаника. При томе се врши и одређена трансформација броја обртаја и обртног момента. Најједноставнији зупчасти преносник састоји се од два зупчаника у спрези који чине зупчасти пар. Један од ова два зупчаника је погонски, а други гоњени. Погонски зупчаник преноси кретање и обртни момент на гоњени зупчаник. Зупчаници који чине зупчасти пар називају се спрегнути зупчаници, [6].

4.1.1. Конични зупчасти пар

Први зупчасти пар је конични зупчасти пар са правим зупцима. Код овог зупчастог пара осе вратила се секу под правим углом.



Слика 4.2. Конични зупчасти пар



Слика 4.3. Скица коничног зупчастог пара

Полазни подаци за први зупчасти пар (добијени према поглављу 4):

- $P=0,075 \text{ kW}$,
- $n=140,4 \text{ min}^{-1}$.

Као резултат прорачуна добијају се снага и број обртаја за генерисање следећег зупчастог пара и силе за генерисање вратила. Резултати су приказани у следећим табелама.

Табела 4.1. Димензије коничног зупчастог пара

Преносни однос	i	1,25
Модул	m	2,25 mm
Угао нагиба зупца	β	0°
Угао нагиба профила алата	α	20 °
Модул у средњем пресеку	m_m	1,859 mm
Осни угао	Σ	90°
Корак на подеоном кругу	p	7,07 mm
Конусно растојање у средњој равни	R_m	35,721 mm

Табела 4.2. Конични зупчасти пар

		Зупчаник 1	Зупчаник 2
Број зубаца	z	24	30
Померање профила	x	0,9844	0,9844
Пречник спољашњег подеоног круга	d_e	54 mm	67,5 mm
Пречник средњег подеоног круга	d_m	44,63 mm	55,787 mm
Пречник теменог круга	d_a	54,055 mm	73,078 mm
Пречник подножног круга	d_f	35,295 mm	47,716 mm
Угао подеоног конуса	δ	38,6598°	51,3402°
Ширина зупчаника	b	15 mm	

Табела 4.3. Оптерећење коничног зупчастог пара

		Зупчаник 1	Зупчаник 2
Снага	P	0,075 kW	0,074 kW
Број обртаја	n	140,4 min ⁻¹	112,32 min ⁻¹
Обртни момент	T	5,101 Nm	6,249 Nm
Степен искоришћења	η	0,98	
Обимна сила	F_t	228,598 N	
Нормална сила	F_n	252,23 N	
Радијална сила 1	F_{r1}	83,238 N	66,591 N
Аксијална сила 2	F_{a1}	83,238 N	66,591 N
Радијална сила 1	F_{r2}	66,591 N	83,238 N
Аксијална сила 2	F_{a2}	66,591 N	83,238 N
Обимна брзина	v	0,328 m/s	

Табела 4.4. Карактеристике издржљивости материјала за израду зупчаника

		Зупчаник 1	Зупчаник 2
Модул еластичности	E	206000 МПа	206000 МПа
Поасонов коефицијент	μ	0,3	0,3
Динамичка издржљивост подножја зупца	σ_{Flim}	352 МПа	352 МПа
Динамичка издржљивост бокова зупца	σ_{Hlim}	1140 МПа	1140 МПа
Тврдоћа језгра	JHV	210	210
Тврдоћа бокова	VHV	600	600

Фактор радних услова K_A узима у обзир неравномерност рада погонске и радне машине. Неравномерност доводи до пораста обртног момента у односу на номиналну вредност, тако да фактор K_A представља однос, [6]:

$$K_A = \frac{T_{eq}}{T} \quad (4.8)$$

где је, [6]:

T_{eq} – еквивалентни обртни момент који се одређује на основу спектра оптерећења и броја обртаја,

T – номинална вредност обртног момента.

Табела 4.5. Фактори оптерећења

		Зупчаник 1	Зупчаник 2
Фактор радних услова	K_A	1,2	
Фактор динамичких сила	K_{Hv}	1,007	1,007
Фактор расподеле оптерећења дуж бочне линије	$K_{H\beta}$	1,307	1,227
Фактор расподеле оптерећења на истовремено спрегнуте парове зупца	$K_{H\alpha}$	1	1
Фактор тренутног оптерећења	K_{AS}	1	

Критични напон под одређеним условима, доводи до појаве критичног стања и неког вида разарања бокова зупца (хабање зупца, питинг и др.), [6].

Табела 4.6. Корекциони фактори

		Зупчаник 1	Зупчаник 2
Фактор еластичности материјала	Z_E	$189,812 \sqrt{N/mm^2}$	
Фактор облика бока зупца	Z_H	2,285	
Фактор степена спрезања бока зупца	Z_ϵ	0,923	
Фактор коничног зупчаника	Z_k	0,850	
Фактор једноструке спреге	Z_B	1,175	1,049
Фактор радног века	Z_N	1,017	1,04
Фактор подмазивања	Z_L	0,962	
Фактор храпавости	Z_R	1	
Фактор обимне брзине	Z_V	0,933	
Фактор угла нагиба зупца	Z_β	1	
Фактор величине зупца	Z_X	1	1

Табела 4.7. Корекциони фактори

		Зупчаник 1	Зупчаник 2
Фактор облика зупца	Y_{Fa}	3,613	1,68
Фактор концентрације напона	Y_{Sa}	1,325	2,219
Фактор нагиба косих зупца	Y_β	1	
Фактор степена спрезања	Y_ϵ	0,77	
Фактор величине пресека	Y_X	1	1
Фактор храпавости	Y_R	1	

Степен сигурности против разарања бокова зупца представља однос критичног напона и радног напона на боковима зупца. Степен сигурности се означава са S_H и једнак је, [6]:

$$S_H = \frac{[\sigma_H]}{\sigma_H} \quad (4.9)$$

Степен сигурности подножја зупца или степен сигурности против заморног лома зупца у корену (подножју) се одређује за погонски и гоњени зупчаник. Степен сигурности представља однос критичног и радног напона у подножју зупца за одговарајући зупчаник, [6].

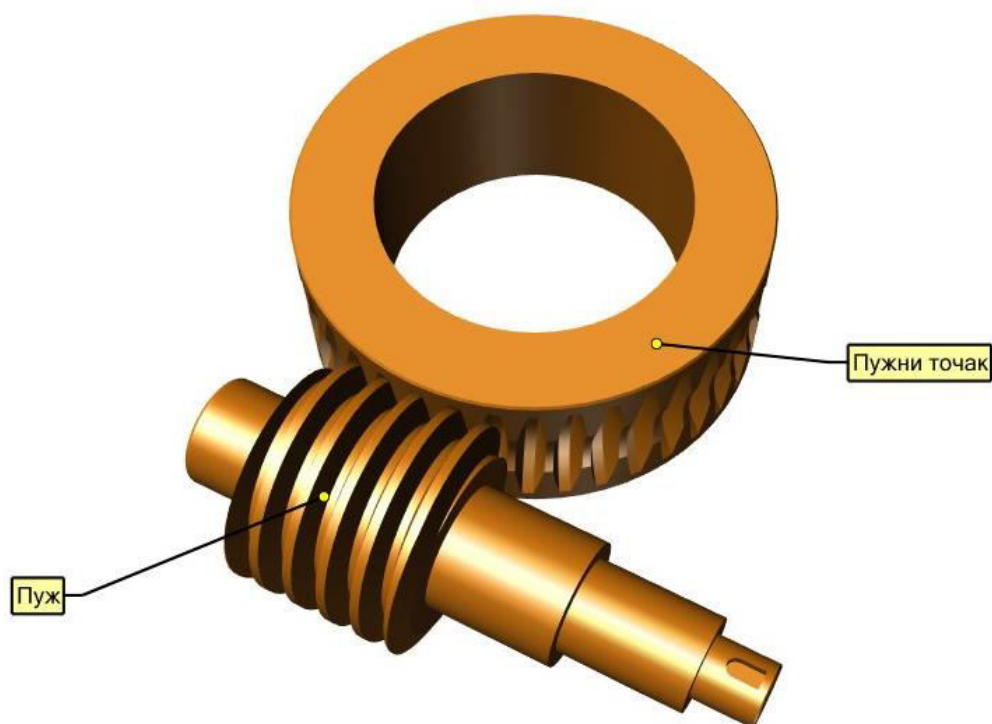
$$S_F = \frac{[\sigma_F]}{\sigma_F} \quad (4.10)$$

Табела 4.8. Резултати прорачуна коничних зупчаника

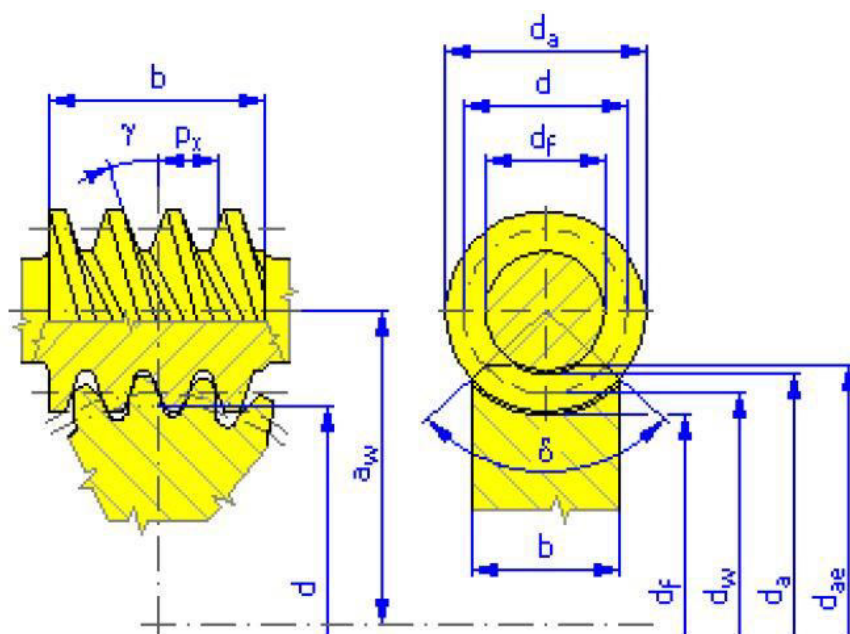
		Зупчаник 1	Зупчаник 2
Степен сигурности против разарања бокова зупца	S_H	2,766	3,170
Степен сигурности против заморног лома зупца у подножју	S_F	9,179	13,119

4.1.2. Пужни преносници

Други зупчasti је пужни преносник. Код овог зупчастог пара осе вратила се мимоилазе под правим углом.



Слика 4.4. Пужни преносник



Слика 4.5. Скица пужних преносника

Пужни преносници имају следеће предности, [7]:

- могућност остваривања великог преносног односа,
- тих и бешуман рад,
- могућност остваривања самокочења.

Недостаци пужних преносника су, [7]:

- нижи степен искоришћења,
- интензивније загревање преносника,
- одређени захтеви за високом тачношћу при изради и монтажи погонских елемената.

Полазни подаци за пужни преносник су снага и број обртаја и добијени су прорачуном коничног зупчастог пара. Према табели 4.4. износе:

- $P=0,074 \text{ kW}$,
- $n=112,32 \text{ min}^{-1}$.

Табела 4.9. Заједнички параметри пужних преносника

Преносни однос	i	40
Угао нагиба завојнице	γ	$3,0678^\circ$
Угао нагиба профила алата	α	$19,9736^\circ$
Пужни број	q	18,6587
Осно растојање	a_w	103,744 mm
Корак пужа у аксијалном пресеку	p_a	11,113 mm
Корак пужа у нормалном пресеку	p_n	11,0966 mm
Дужина пужа	b_1	60 mm
Ширина пужног точка	b_2	60 mm

Табела 4.10. Димензије пужног преносника

		Пуж	Пужни точак
Број зубаца	z	1	40
Коефицијент померања профила	x	0	0
Пречник подеоног круга	d	66 mm	141,489 mm
Пречник теменог круга	d_a	73,074 mm	148,563 mm
Пречник подножног круга	d_f	57,511 mm	132,999 mm
Пречник цилиндричног дела темене површине	d_e	-	152,1 mm

Табела 4.11. Оптерећење пужног пара

		Пуж	Пужни точак
Снага	P	0,074 kW	0,026 kW
Број обртаја	n	112,32 min ⁻¹	2,81 min ⁻¹
Обртни момент	T	6,29 Nm	88,988 Nm
Степен искоришћења	η	0,354	
Радијална сила	F_r	460,229 N	
Обимна сила	F_t	190,648 N	1257,883 N
Аксијална сила	F_a	1257,883 N	190,648 N
Нормална сила	F_n	1347,325 N	
Обимна брзина	v	0,388 m/s	0,021 m/s
Брзина клизања	v_k	0,389 m/s	

Табела 4.12. Карактеристике издржљивости материјала за израду пужног пара

		Пуж	Пужни точак
Модул еластичности	E	206700 MPa	104000 MPa
Поасонов коефицијент	μ	0,270	0,310
Динамичка издржљивост подножја зупца	σ_{Flim}	-	110 MPa
Динамичка издржљивост бокова зупца	σ_{Hlim}	-	170 MPa
Тврдоћа бокова	VHV	-	80

Табела 4.13. Фактори оптерећења

		Пуж	Пужни точак
Фактор радних услова	K_A	1,2	
Фактор динамичких сила	K_{Hv}	1	1
Фактор расподеле оптерећења дуж бочне линије	$K_{H\beta}$	1,001	1,001
Фактор расподеле оптерећења на истовремено спрегнуте парове зупца	$K_{H\alpha}$	0,722	0,772
Фактор тренутног оптерећења	K_{AS}	1	

Табела 4.14. Корекциони фактори за пужни точак

Фактор еластичности материјала	Z_E	155,426 $\sqrt{N/mm^2}$
Фактор облика бока зупца	Z_H	2,494
Фактор степена спрезања бока зупца	Z_ϵ	0,735
Фактор радног века	Z_N	1,8
Фактор подмазивања	Z_L	1
Фактор обимне брзине	Z_V	1

Табела 4.15. Корекциони фактори

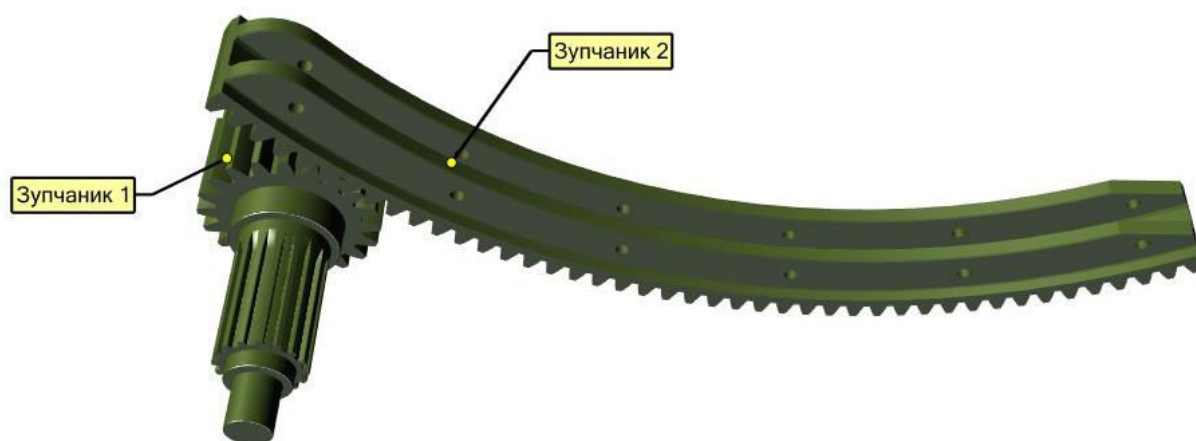
Фактор облика зупца	Y_F	1,548
Фактор степена спрезања	Y_ε	0,663
Фактор радног века	Y_N	1,743
Фактор величине пресека	Y_X	1

Табела 4.16. Резултати прорачуна пужног пара

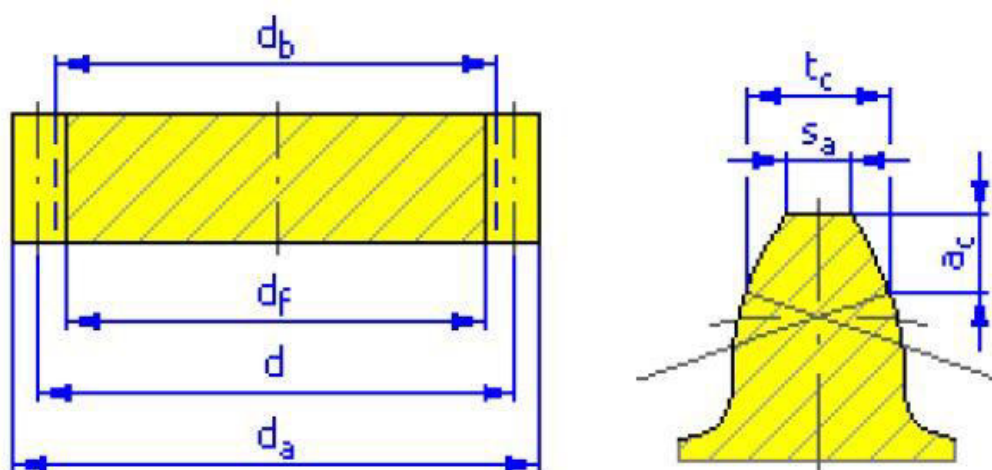
Степен сигурности против разарања бокова зупца	S_H	2,996
Степен сигурности против заморног лома зупца у подножју	S_F	38,372

4.1.3. Цилиндрични зупчасти пар

Трећи зупчасти пар је цилиндрични зупчасти пар.



Слика 4.6. Цилиндрични зупчасти пар



Слика 4.7. Скица цилиндричног зупчастог пара

Полазни подаци за цилиндрични зупчасти пар су снага и број обртаја и добијени су прорачуном пужних преносника. Према табели 4.11. износе:

- $P=0,026 \text{ kW}$,
- $n=2,81 \text{ min}^{-1}$.

Табела 4.17. Заједнички параметри цилиндричног зупчастог пара

Преносни однос	i	9,15
Модул	m	5,5 mm
Угао нагиба зупца	β	0°
Угао нагиба профила алата	α	20°
Нулто осно растојање	a	558,250 mm
Збир (разлика) коефицијената померања профила	Σx	0,219
Корак на подеоном кругу	p	17,279 mm
Корак на основном кругу	p_b	16,237 mm
Угао додирнице	α_w	20,4863 mm

Табела 4.18. Димензије цилиндричног зупчастог пара

		Зупчаник 1	Зупчаник 2
Број зубаца	z	20	183
Коефицијент померања профила	x	0	0,3219
Пречник подеоног круга	d	110 mm	1006,5 mm
Пречник теменог круга	d_a	120,959 mm	1021 mm
Пречник подножног круга	d_f	96,25 mm	996,291 mm
Пречник основног круга	d_b	103,366 mm	945,801 mm
Пречник кинематског круга	d_w	110,345 mm	1009,655 mm
Ширина зупчаника	b	65 mm	

Табела 4.19. Оптерећење зупчастог пара

		Зупчаник 1	Зупчаник 2
Снага	P	0,026 kW	0,025 kW
Број обртаја	n	2,81 min ⁻¹	0,31 min ⁻¹
Обртни момент	T	88,356 Nm	792,293 Nm
Степен искоришћења	η	0,98	
Радијална сила	F_r	598,324 N	
Обимна сила	F_t	1601,461 N	
Аксијална сила	F_a	0 N	
Нормална сила	F_n	1709,582 N	
Обимна брзина	v	0,016 m/s	

Табела 4.20. Карактеристике издржљивости материјала за израду зупчаника

		Зупчаник 1	Зупчаник 2
Модул еластичности	E	206000 MPa	206000 MPa
Поасонов коефицијент	μ	0,3	0,3
Динамичка издржљивост подножја зупца	σ_{Flim}	352 MPa	352 MPa
Динамичка издржљивост бокова зупца	σ_{Hlim}	1140 MPa	1140 MPa
Тврдоћа језгра	JHV	210	210
Тврдоћа бокова	VHV	600	600

Табела 4.21. Фактори оптерећења

		Зупчаник 1	Зупчаник 2
Фактор радних услова	K_A	1,2	
Фактор унутрашњих динамичких сила	K_V	1	1
Фактор расподеле оптерећења дуж бочне линије	$K_{H\beta}$	1,541	1,349
Фактор расподеле оптерећења на истовремено спрегнуте зупчасте парове зубаца	$K_{H\alpha}$	1,308	1,34

Табела 4.22. Корекциони фактори

		Зупчаник 1	Зупчаник 2
Фактор еластичности материјала	Z_E	$189,812 \sqrt{N/mm^2}$	
Фактор облика бока зупца	Z_H	2,462	
Фактор степена спрезања бока зупца	Z_ϵ	0,874	
Фактор једноструке спреге	Z_B	1,115	1
Фактор радног века	Z_N	1,504	1,6
Фактор подмазивања	Z_L	0,962	
Фактор храпавости	Z_R	1	
Фактор обимне брзине	Z_V	0,920	
Фактор угла нагиба зупца	Z_β	1	
Фактор величине зупца	Z_X	1	1

Табела 4.23. Корекциони фактори

		Зупчаник 1	Зупчаник 2
Фактор облика зупца	Y_{Fa}	2,818	2,083
Фактор концентрације напона	Y_{Sa}	1,565	1,96
Фактор нагиба косих зубаца	Y_β	1	
Фактор степена спрезања	Y_ϵ	0,689	
Фактор радног века	Y_{NT}	1,101	1,592
Фактор величине пресека	Y_X	1	1
Релативни фактор храпавости	Y_{RelT}	1	

Табела 4.24. Резултати прорачуна цилиндричних зупчаника

		Зупчаник 1	Зупчаник 2
Степен сигурности против разарања бокова зупца	S_H	4,295	5,095
Степен сигурности против заморног лома зупца у подножју	S_F	14,667	23,494

4.2. Вратила

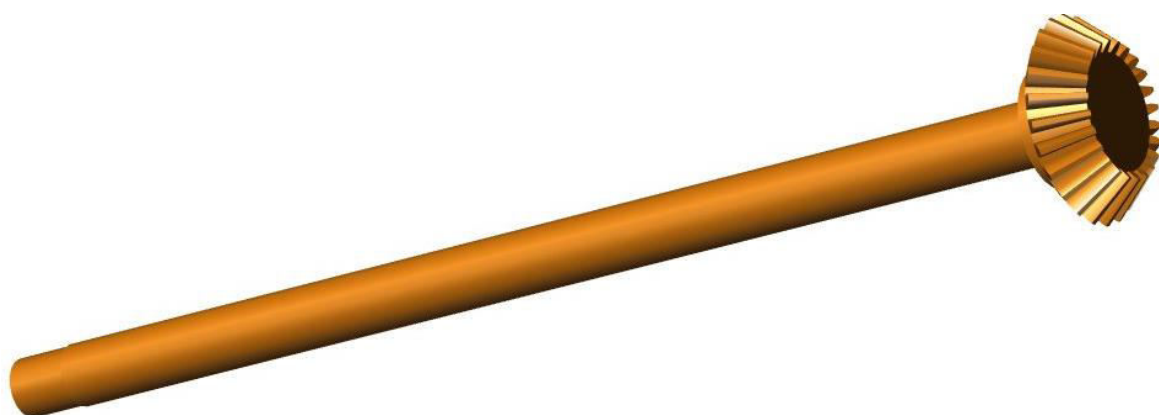
Вратила су носачи обртних машинских делова као што су: зупчаници, каишници, ланчаници, фриксиони точкови, спојнице и др. Вратила се најчешће обрћу, а ретко осцилују. Омогућавају обртање делова који се налазе на њима, спајање у функционалну целину и преношење оптерећења. Вратила поред уздужних и попречних сила преносе и снагу, односно обртни момент, [6].

Резултати прорачуна свих вратила су приказана табеларно и графички. Прорачун вратила је урађен коришћењем софтверског пакета *Autodesk Inventor*. На графицима су приказане различите величине у зависности од дужине вратила.

4.2.1. Улазно вратило

За прорачун улазног вратила користе се карактеристике материјала вратила и силе са зупчаника:

- радијална сила,
- обимна сила,
- аксијална сила,
- обртни момент.



Слика 4.8. Улазно вратило

Табела 4.25. Материјал улазног вратила

Модул еластичности	E	206000 МПа
Модул клизања	G	80000 МПа
Густина	ρ	7860 kg/m ³

Табела 4.26. Силе на улазном вратилу

	Растојање од ослоња/ тачке, mm	Радијална сила				Аксијална сила, N	Момент увијања, Nm
		Y, N	X, N	Укупна радијална сила, N	Правоц, °		
1	20,221	-	-	-	-	-	-5,101
2	20,221	40	-	40	-	-	-
3	326,611	-83,238	-	-83,238	-	-	-
4	326,611	0	-228,598	-228,598	90	-	-
5	326,611	-	-	-	-	-66,591	-
6	326,611	-	-	-	-	-	5,101

Табела 4.27. Деформације улазног вратила

	Растојање од ослонца/ тачке, mm	Угиб				Угао увијања, °
		Y, μm	X, μm	Величина, μm	Правац, °	
1	20,221	-166,971	13,655	167,529	175,32	0,07
2	20,221	-166,971	13,655	167,529	175,32	0,07
3	326,611	-1,359	3,13	3,412	113,47	0,01
4	326,611	-1,359	3,13	3,412	113,47	0,01
5	326,611	-1,359	3,13	3,412	113,47	0,01
6	326,611	-1,359	3,13	3,412	113,47	0,01

Табела 4.28. Реакције ослонца на улазном вратилу

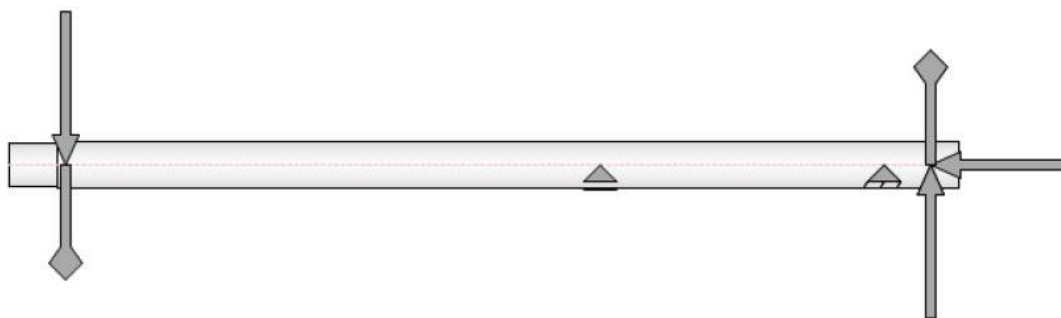
	Тип	Растојање од ослонца/ тачке, mm	Сила реакције				
			Y, N	X, N	Укупна сила, N	Правац, °	Аксијална сила, N
1	Слободан	209,221	136,531	37,095	141,481	15,2	
2	Фиксиран	310,221	-173,911	-265,693	317,55	236,79	-66,591

Табела 4.29. Деформације улазног вратила

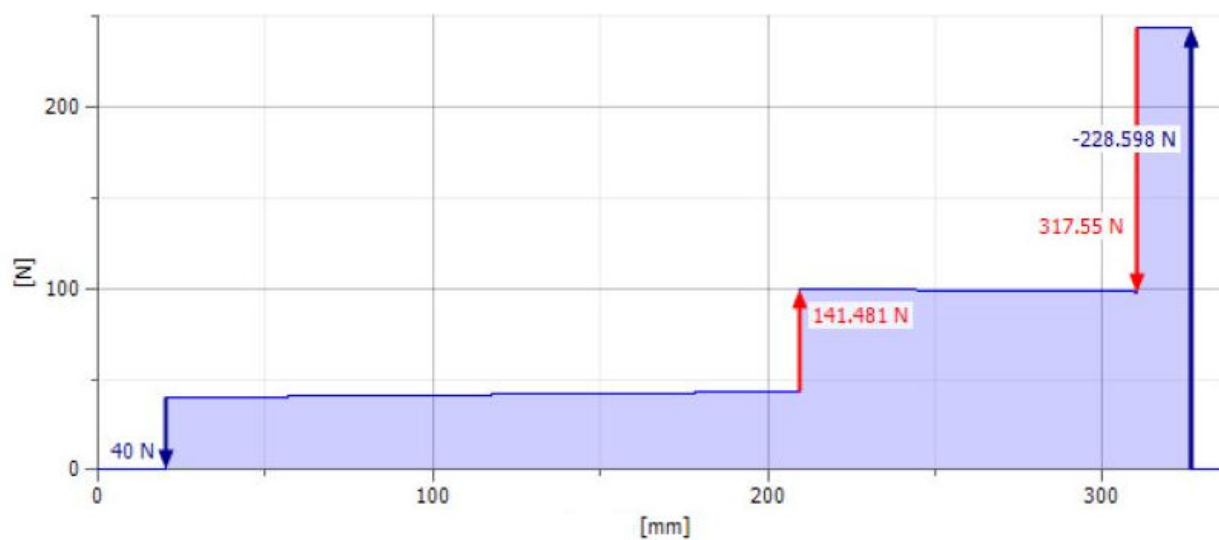
	Тип	Растојање од ослонца/ тачке, mm	Угиб				Угао увијања, °
			Y, μm	X, μm	Величина, μm	Правац, °	
1	Слободан	0	0	0	0	180	0,02
2	Фиксиран	0	0	0	0	180	0,01

Табела 4.30. Резултати прорачуна улазног вратила

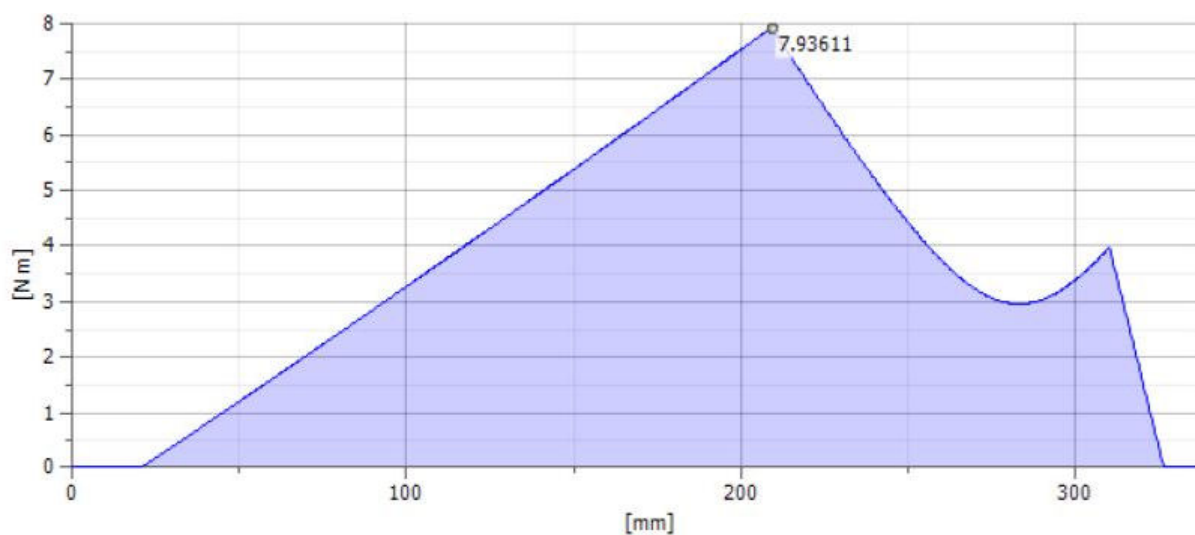
Напон на савијање	σ_s	16,454 MPa
Напон на смицање	τ_s	1,072 MPa
Напон на увијање	τ_t	5,288 MPa
Напон на затезање-притисак	σ_z	0,293 MPa
Максимални редуковани напон	σ_{red}	18,846 MPa
Максимална вредност угиба	f_{max}	191,251 μm



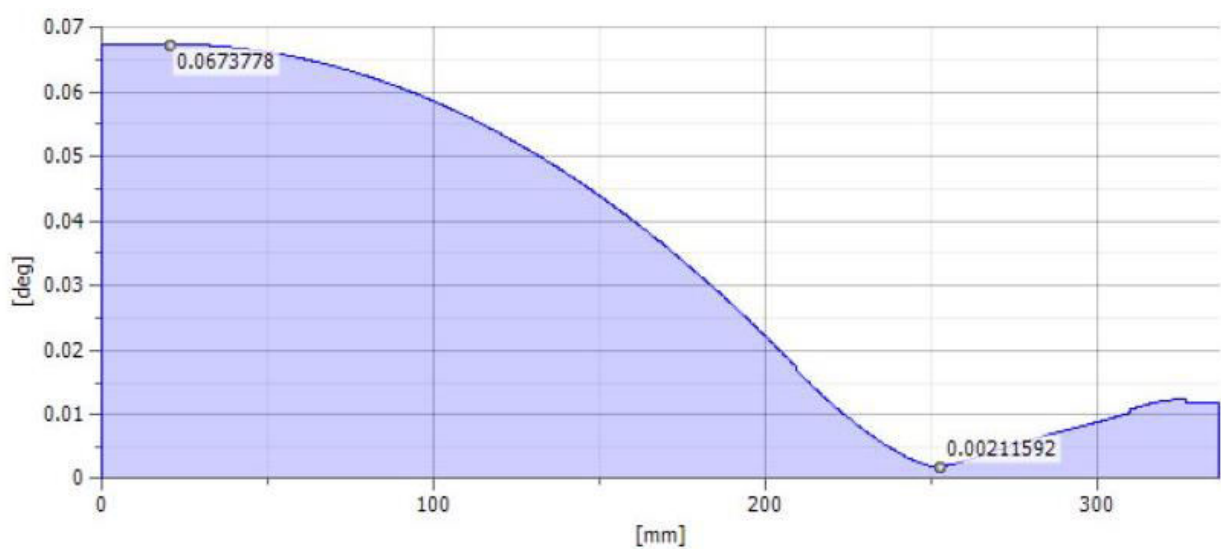
Слика 4.9. Силе на улазном вратилу



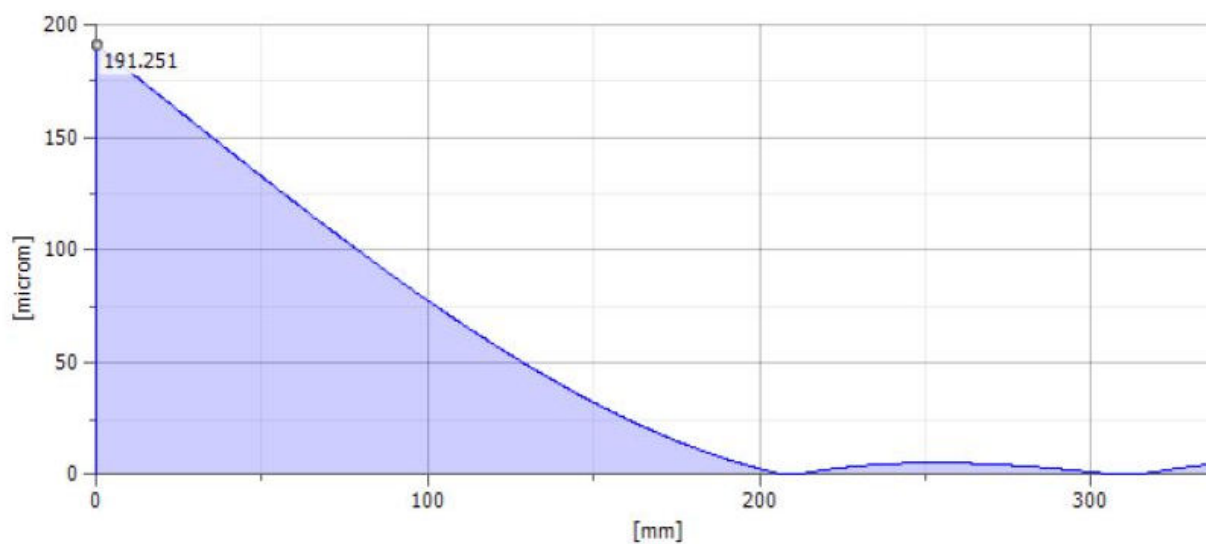
Слика 4.10. Силе у ослоњцима на улазном вратилу



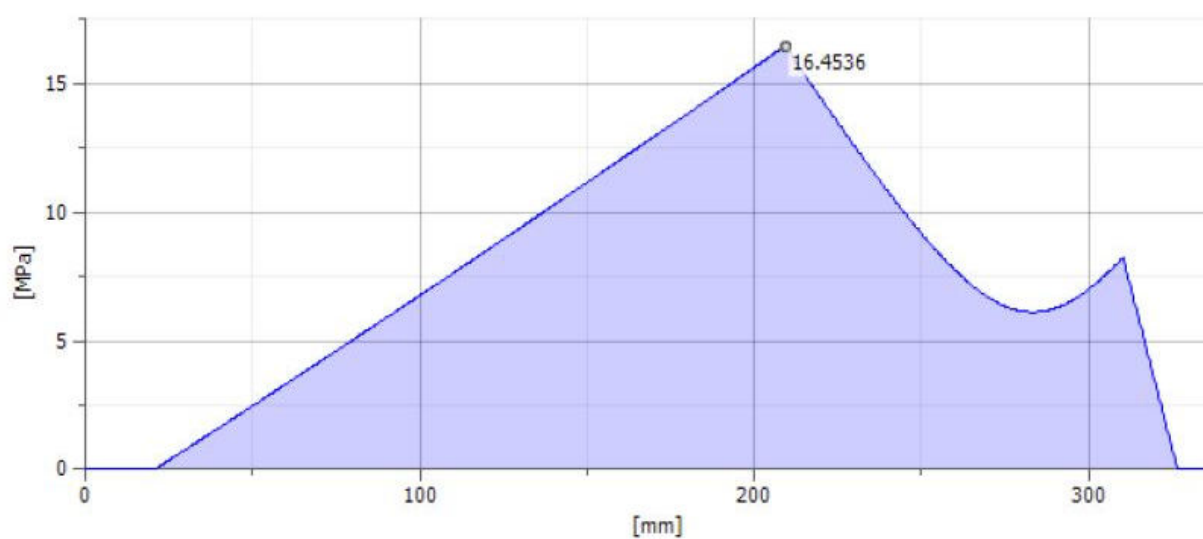
Слика 4.11. Момент савијања на улазном вратилу



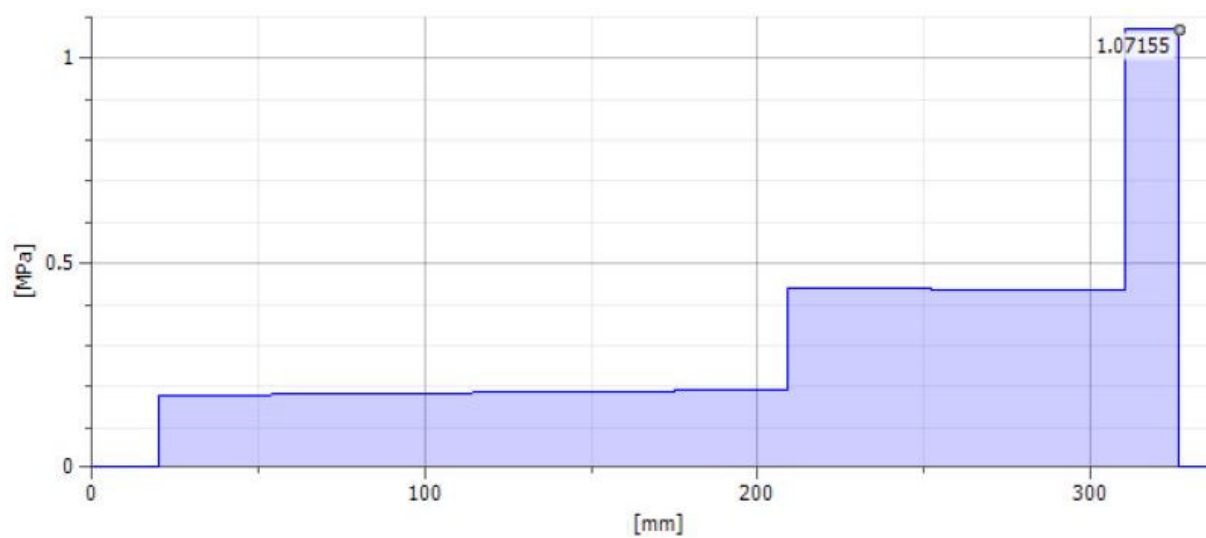
Слика 4.12. Угао увијања на улазном вратилу



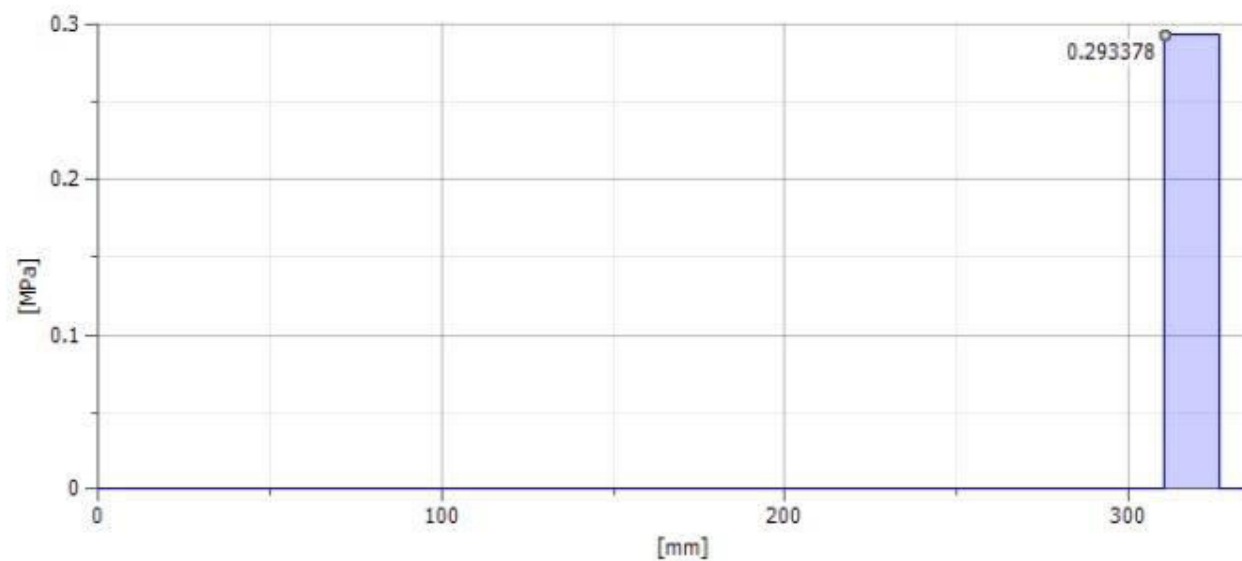
Слика 4.13. Угиб на улазном вратилу



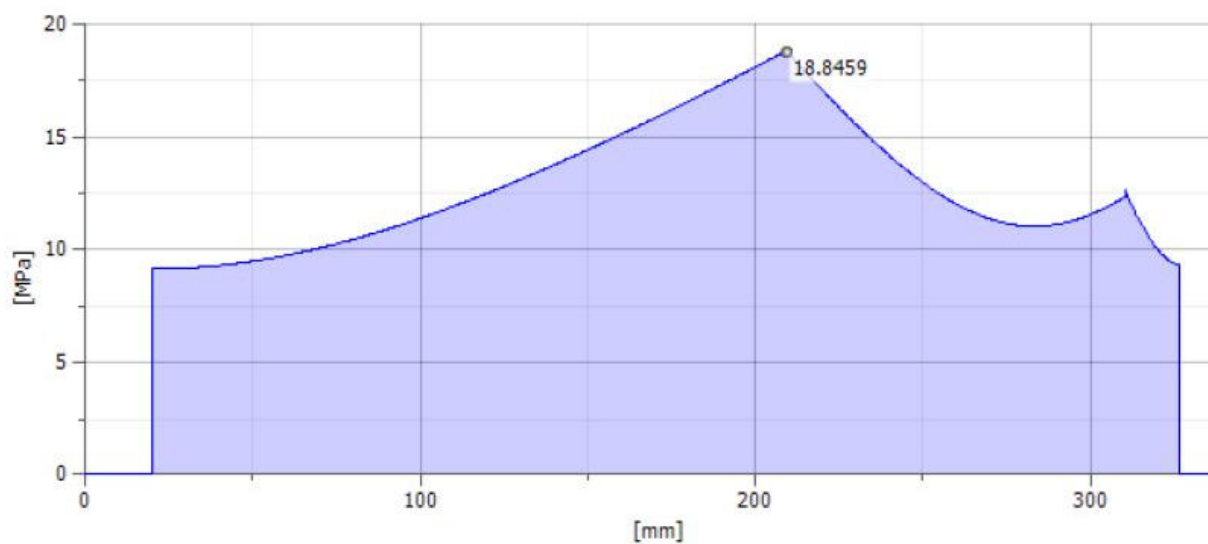
Слика 4.14. Напон на савијање на улазном вратилу



Слика 4.15. Напон на смицање на улазном вратилу



Слика 4.16. Напон на затезање – притисак на улазном вратилу

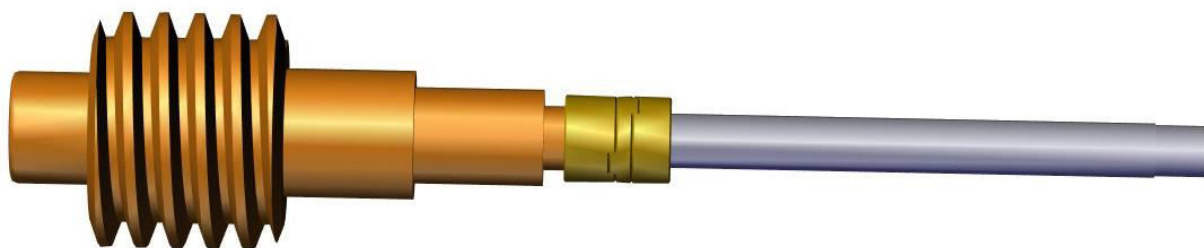


Слика 4.17. Редуковани напон на улазном вратилу



Слика 4.18. Идеални пречник улазног вратила

4.2.2. Вратила са спојницом



Слика 4.19. Вратила са крстастом спојницом

Између два вратила унутар кућишта налази се крстасти спојница изабрана из каталога, [8].

На основу пречника једног и другог вратила може се изабрати стандардна спојница која спаја та два вратила. Пречник једног вратила је 17 mm, а другог 20 mm и на основу тих димензија изабрана је спојница ASJ45. Ова спојница може да издржи максимални број обртаја од 6000 min^{-1} , што је задовољајуће, јер број обртаја вратила износи $2,81 \text{ min}^{-1}$.

За прорачун ова два вратила користе се карактеристике материјала и силе са зупчаника:

- радијална сила,
- тангенцијална сила,
- обртни момент.

Табела 4.31. Материјал вратила са спојницом

Модул еластичности	E	206000 MPa
Модул клизања	G	80000 MPa
Густина	ρ	7860 kg/m ³

Табела 4.32. Силе на вратилима са спојницом

	Растојање од ослонца/ тачке, mm	Радијална сила				Аксијална сила, N	Момент увијања, Nm
		Y, N	X, N	Укупна радијална сила, N	Правац, °		
1	55	460,229	-	460,229	-	-	-
2	55	0	190,684	190,648	90	-	-
3	55	-	-	-	-	-1257,883	-
4	55	-	-	-	-	-	6,291
5	363,5	-	-	-	-	-	-6,291
6	363,5	-66,591	-	-66,591	-	-	-
7	363,5	-	-	-	-	83,238	-
8	363,5	0	228,598	-228,598	-90	-	-

Табела 4.33. Деформације вратила са спојницом

	Растојање од ослонца/ тачке, mm	Угиб				Угао увијања, °
		Y, μm	X, μm	Величина, μm	Правац, °	
1	55	-0,318	-0,129	0,343	202,08	0
2	55	-0,318	-0,129	0,343	202,08	0
3	55	-0,318	-0,129	0,343	202,08	0
4	55	-0,318	-0,129	0,343	202,08	0
5	363,5	0,773	-2,611	2,723	286,5	0,01
6	363,5	0,773	-2,611	2,723	286,5	0,01
7	363,5	0,773	-2,611	2,723	286,5	0,01
8	363,5	0,773	-2,611	2,723	286,5	0,01

Табела 4.34. Реакције ослонаца вратила са спојницом

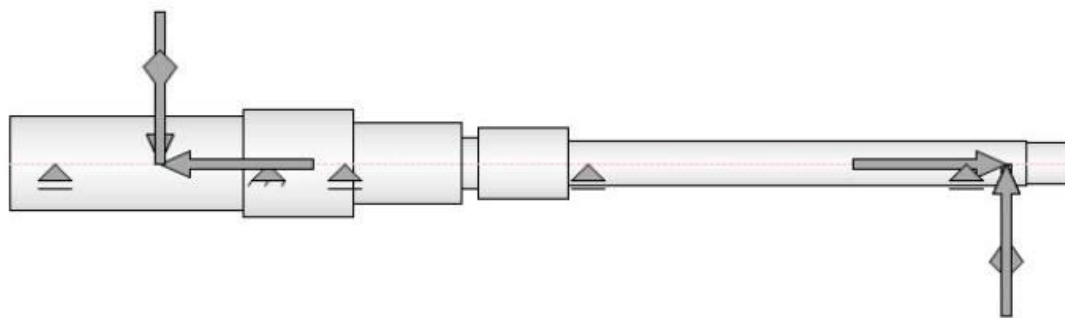
	Тип	Растојање од ослонца/ тачке, mm	Сила реакције				
			Y, N	X, N	Укупна сила, N	Правац, °	Аксијална сила, N
1	Слободан	16,5	176,463	70,524	190,034	21,78	-
2	Фиксиран	94	455,417	161,292	483,136	19,50	-1174,645
3	Слободан	122	-163,664	-16,875	164,532	185,89	-
4	Слободан	211	17,206	-58,059	60,555	286,51	-
5	Слободан	349	-74,4446	262,364	272,775	105,88	-

Табела 4.35. Деформације вратила са спојницом

	Тип	Растојање од ослонца/ тачке, mm	Угиб				Угао увијања, °
			Y, μm	X, μm	Величина, μm	Правац, °	
1	Слободан	16,5	0	0	0	180	-
2	Фиксиран	94	0	0	0	177,41	0
3	Слободан	122	0	0	0	178,05	0
4	Слободан	311	0	0	0	175,69	0
5	Слободан	349	0	0	0	177,44	0,001

Табела 4.36. Резултати прорачуна вратила са спојницом

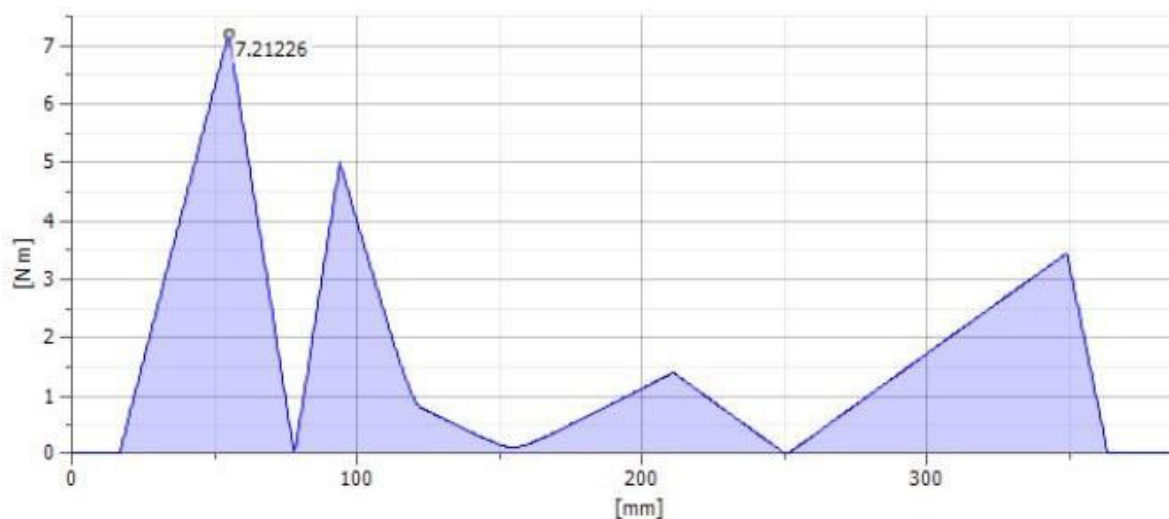
Напон на савијање	σ_s	7,151 MPa
Напон на смицање	τ_s	1,049 MPa
Напон на увијање	τ_t	6,521 MPa
Напон на затезање-притисак	σ_z	1,307 MPa
Максимални редуковани напон	σ_{red}	13,688 MPa
Максимална вредност угиба	f_{max}	7,183 μm



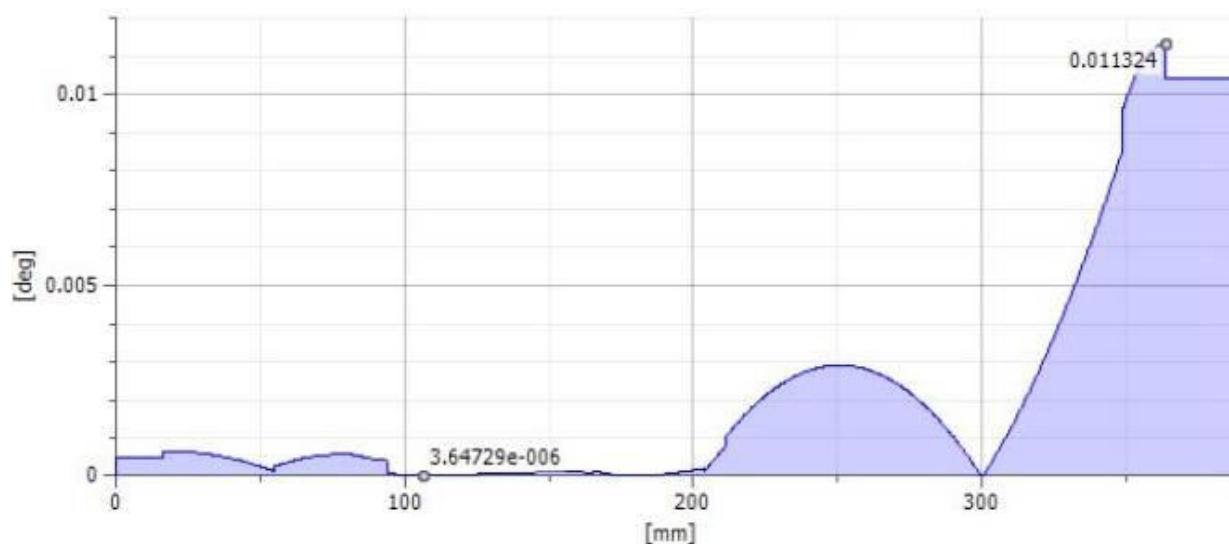
Слика 4.20. Силе на вратилима са спојницом



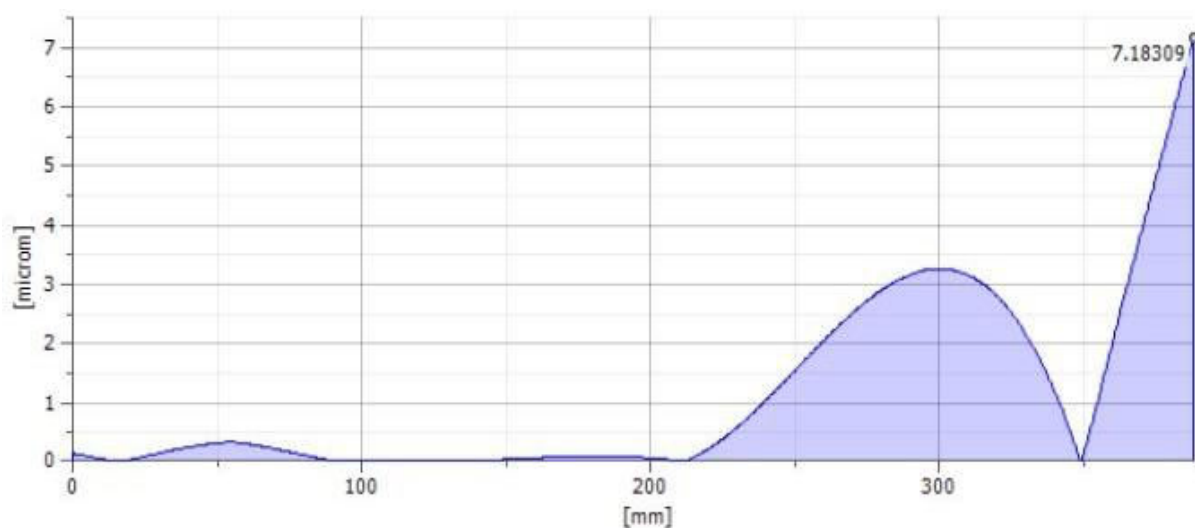
Слика 4.21. Силе у ослоњцима на вратилима са спојницом



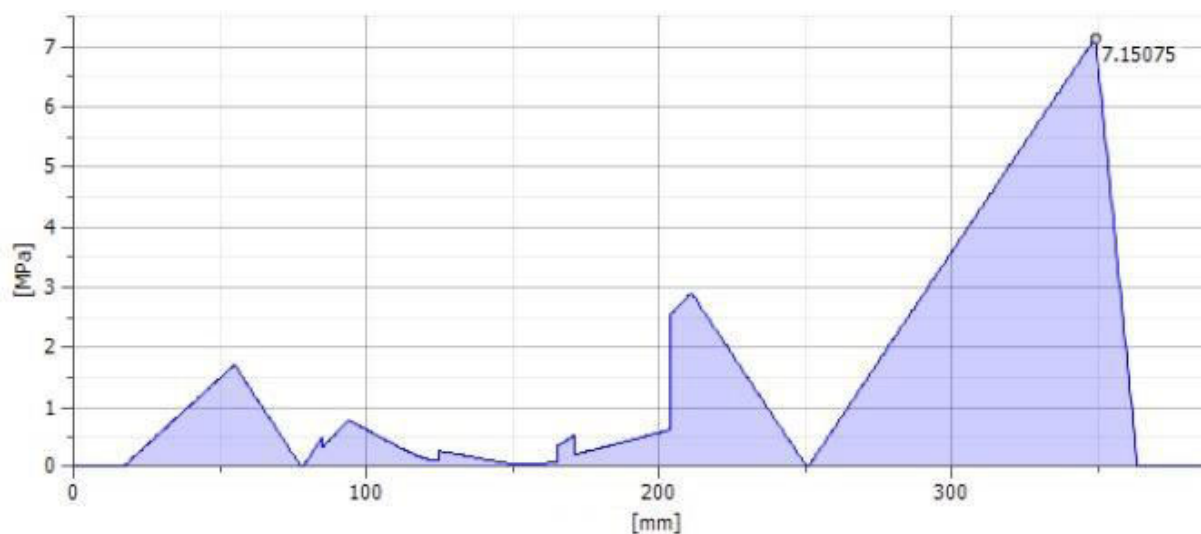
Слика 4.22. Момент савијања на вратилима са спојницом



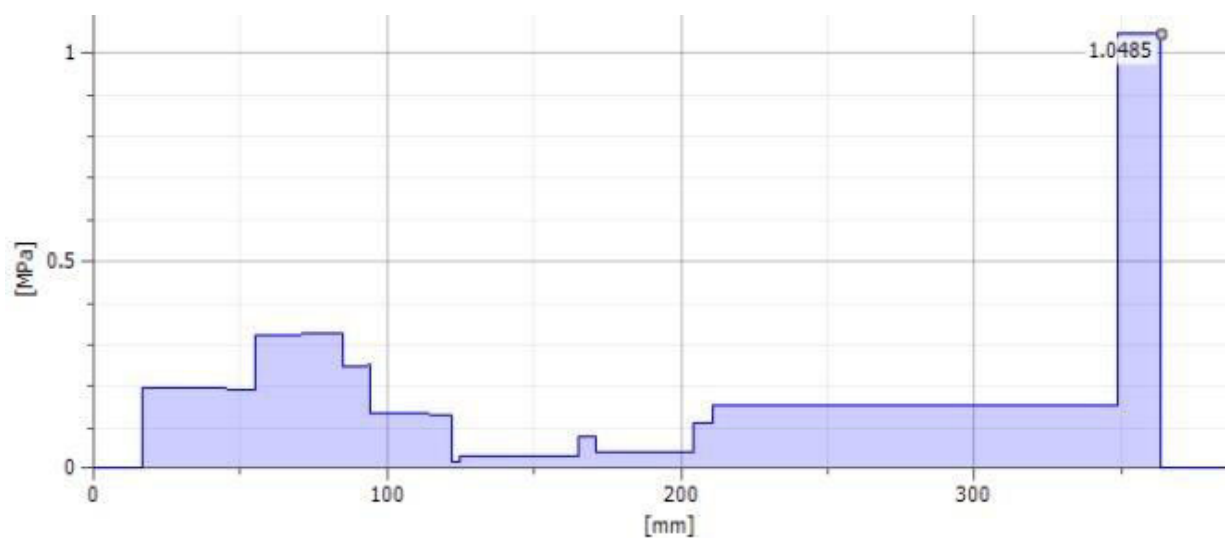
Слика 4.23. Угао увијања на вратилима са спојницом



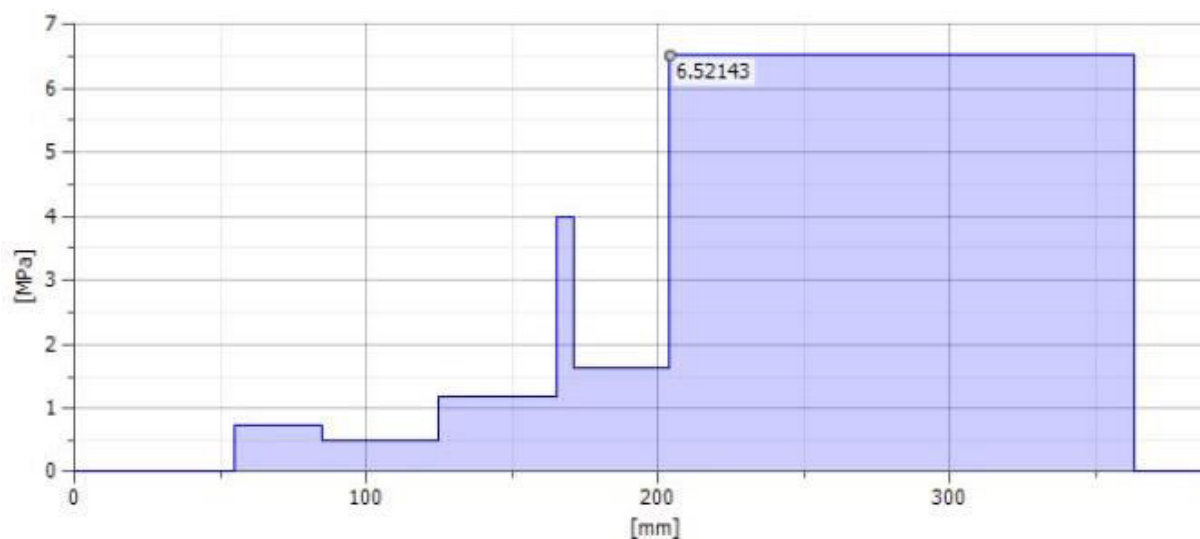
Слика 4.24. Угиб на вратилима са спојницом



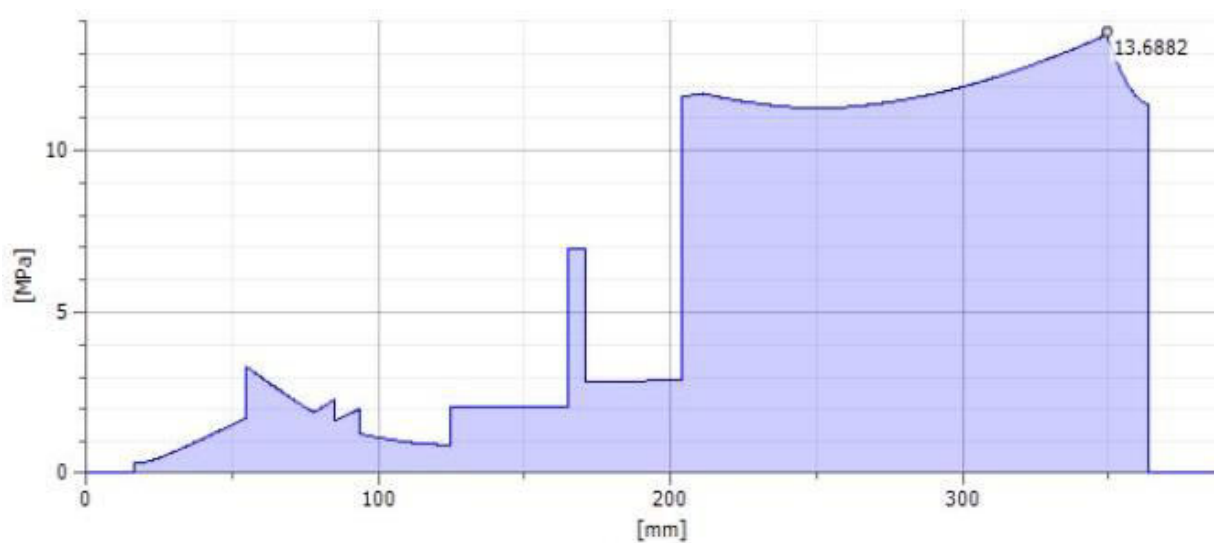
Слика 4.25. Напон на савијање на вратилима са спојницом



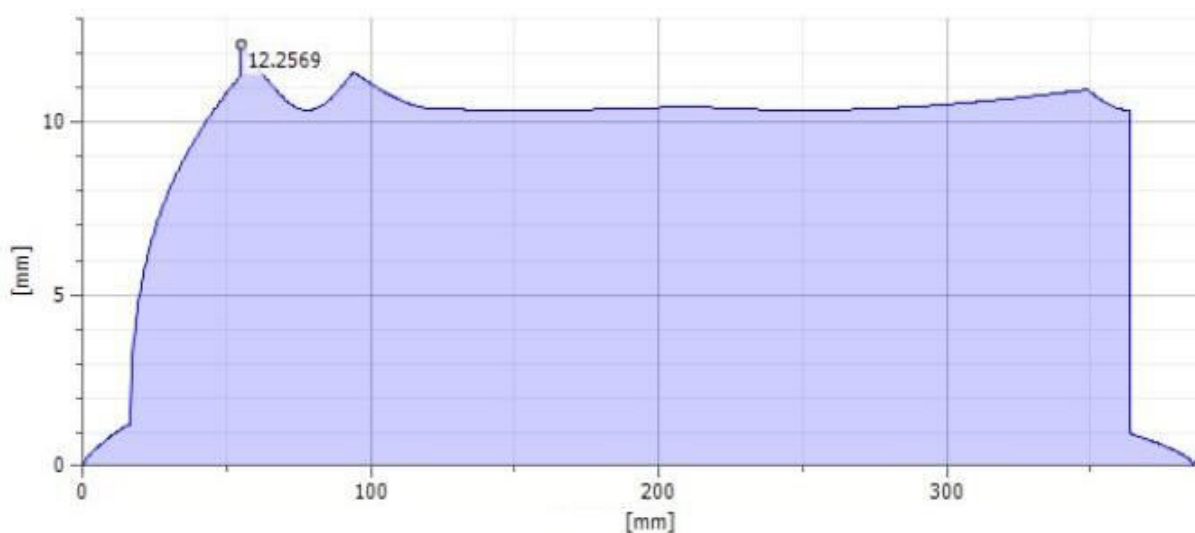
Слика 4.26. Напон на смицање на вратилима са спојницом



Слика 4.27. Напон на затезање – притисак на вратилима са спојницом

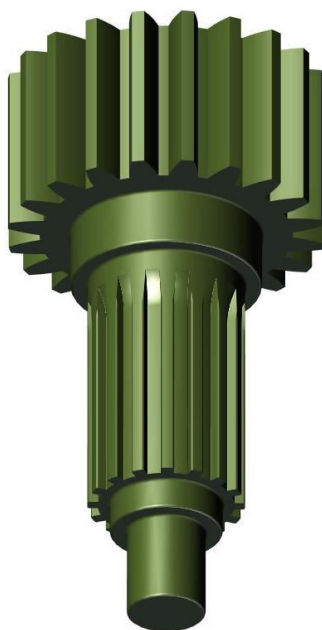


Слика 4.28. Редуковани напон на вратилима са спојницом



Слика 4.29. Идеални пречник вратила са спојницом

4.2.3. Излазно вратило



Слика 4.30. Излазно вратило

За прорачун излазног вратила користе се карактеристике материјала и силе са зупчаника:

- радијална сила,
- тангенцијална сила,
- обртни момент.

Табела 4.37. Материјал излазног вратила

Модул еластичности	E	206000 МПа
Модул клизања	G	80000 МПа
Густина	ρ	7860 kg/m ³

Табела 4.38. Силе на излазном вратилу

	Растојање од ослонца/ тачке, mm	Радијална сила				Аксијална сила, N	Момент увијања, Nm
		Y, N	X, N	Укупна радијална сила, N	Правац, °		
1	77	0	-190,684	-190,684	90	-	-
2	77	-	-	-	-	1257,883	-
3	77	-	-	-	-	-	88,356
4	77	-460,229	-	-460,229	-	-	-
5	196,5	-	-	-	-	-	88,356
6	196,5	-598,324	-	-598,324	-	-	-
7	196,5	0	-1601,461	-1601,461	90	-	-

Табела 4.39. Деформације излазног вратила

	Растојање од ослонца/ тачке, mm	Угиб				Угао увијања, °
		Y, μm	X, μm	Величина, μm	Правац, °	
1	77	-0,149	-0,642	0,659	256,96	0
2	77	-0,149	-0,642	0,659	256,96	0
3	77	-0,149	-0,642	0,659	256,96	0
4	77	-0,149	-0,642	0,659	256,96	0
5	196,5	1,051	3,379	3,379	72,72	0
6	196,5	1,051	3,379	3,379	72,72	0
7	196,5	1,051	3,379	3,379	72,72	0

Табела 4.40. Реакције ослонаца на излазном вратилу

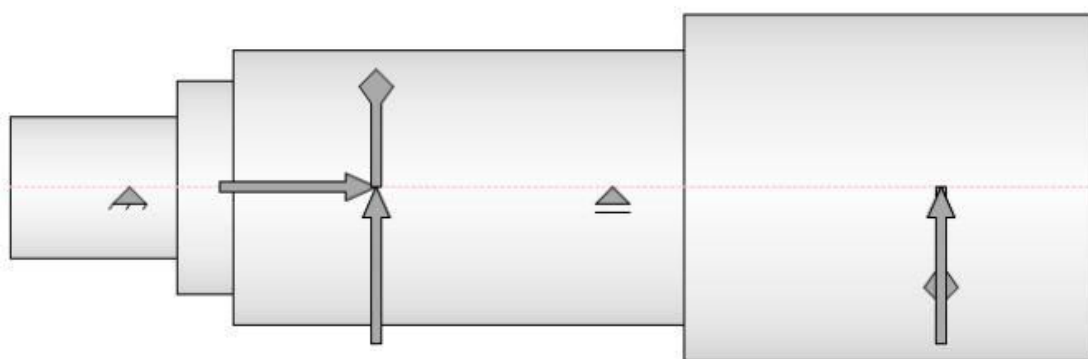
	Тип	Растојање од ослонца/ тачке, mm	Сила реакције				
			Y, N	X, N	Укупна сила, N	Правац, °	Аксијална сила, N
1	Фиксиран	25	173,986	994,322	1009,429	80,07	1257,883
2	Слободан	127,125	-1181,746	-2786,431	3026,668	247,02	-

Табела 4.41. Деформације излазног вратила

	Тип	Растојање од ослонца/ тачке, mm	Угиб				Угао увијања, °
			Y, μm	X, μm	Величина, μm	Правац, °	
1	Слободан	25	0	0	0	87,92	0
2	Фиксиран	127,125	0	0	0	143,8	0

Табела 4.42. Резултати прорачуна излазног вратила

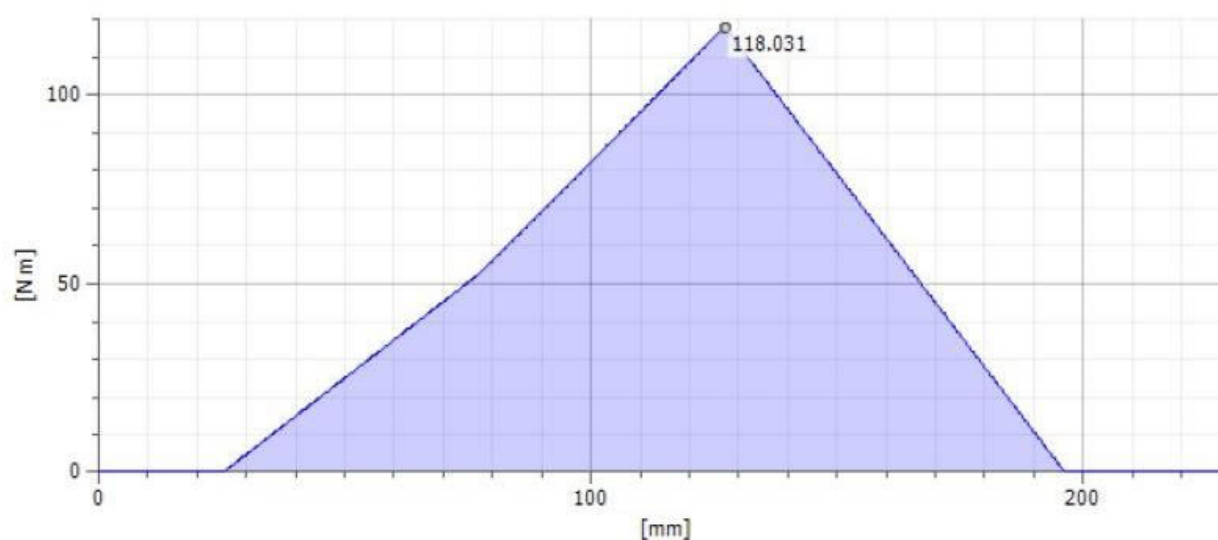
Напон на савијање	σ_s	6,162 MPa
Напон на смицање	τ_s	1,428 MPa
Напон на увијање	τ_t	2,306 MPa
Напон на затезање-притисак	σ_z	1,780 MPa
Максимални редуковани напон	σ_{red}	7,427 MPa
Максимална вредност угиба	f_{max}	5,379 μm



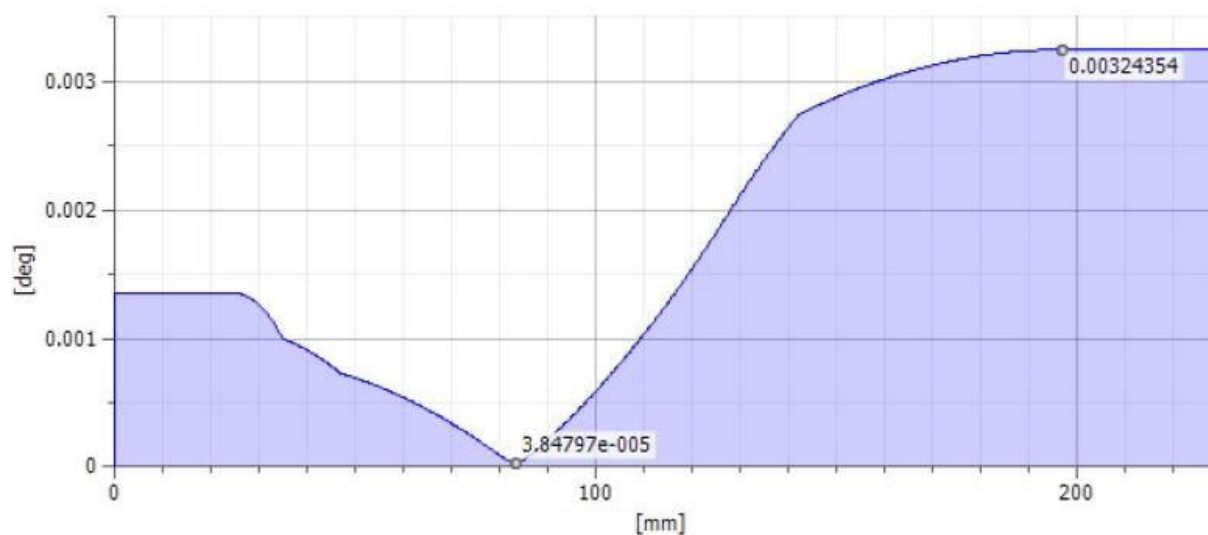
Слика 4.31. Силе на излазном вратилу



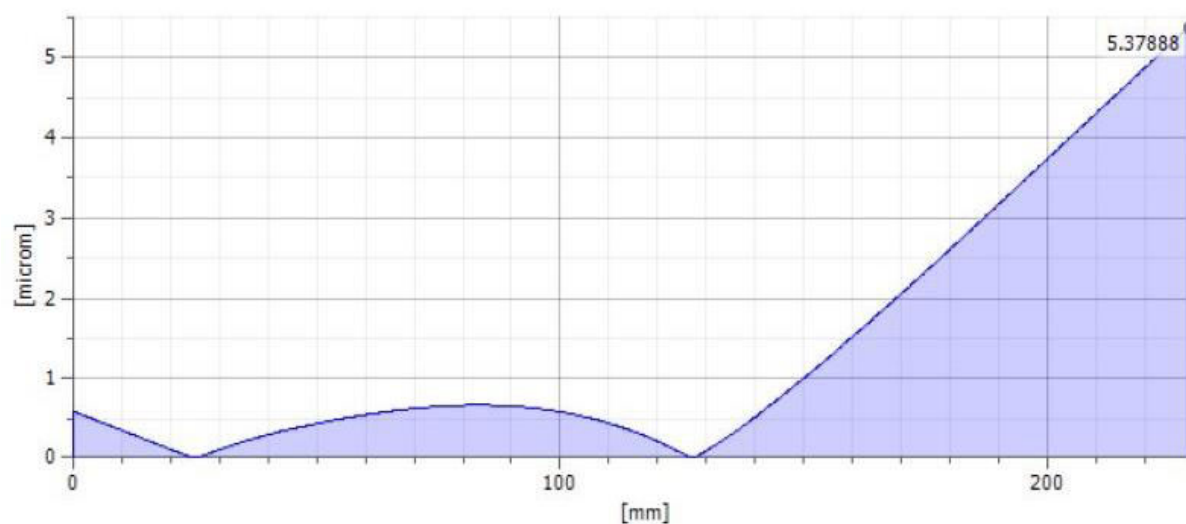
Слика 4.32. Силе у ослоњцима на излазном вратилу



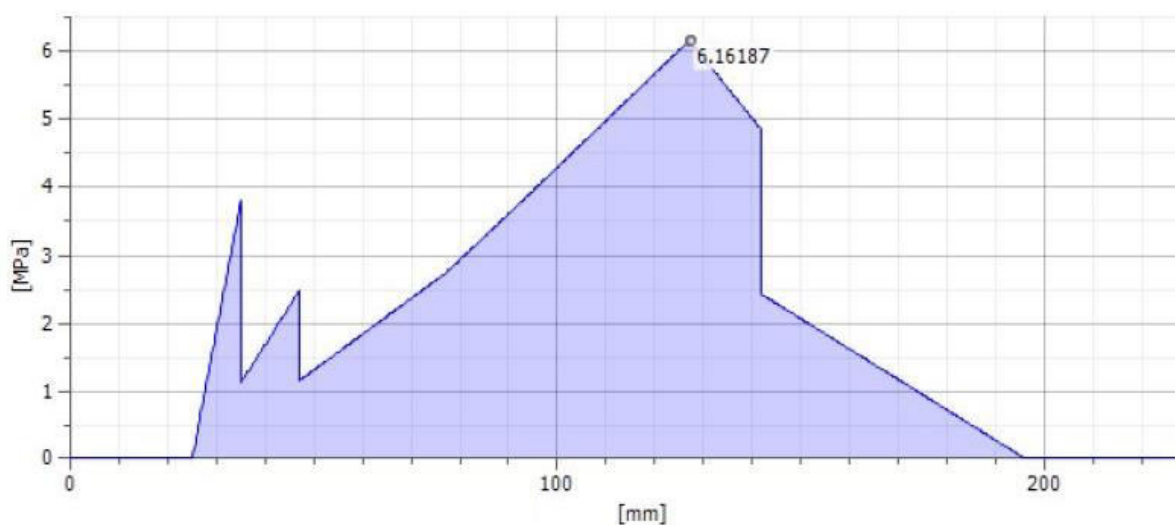
Слика 4.33. Момент савијања на излазном вратилу



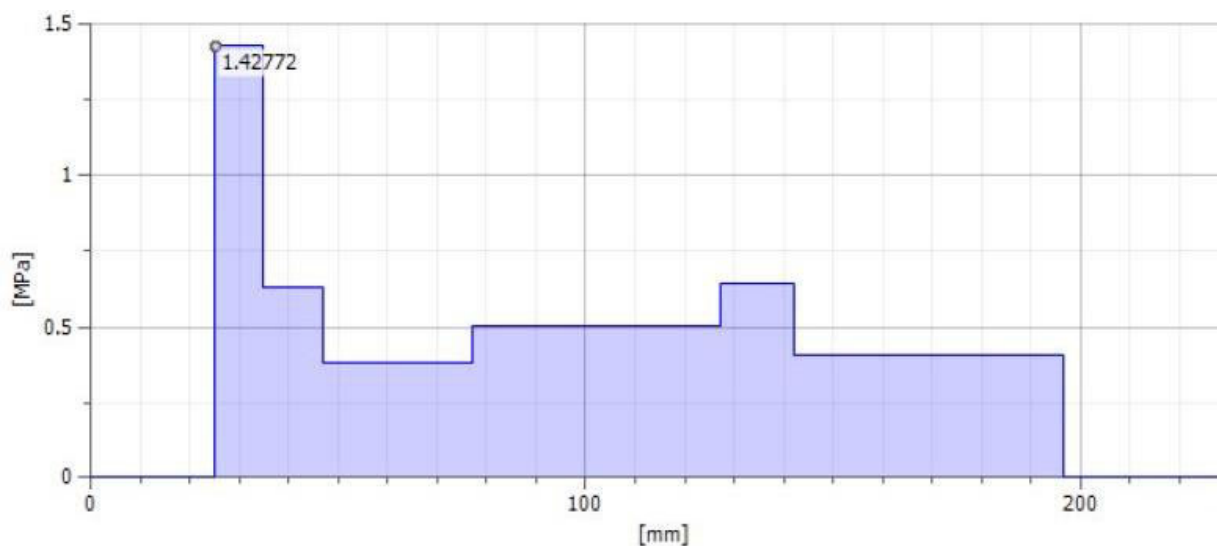
Слика 4.34. Угао увијања на излазном вратилу



Слика 4.35. Угиб на излазном вратилу



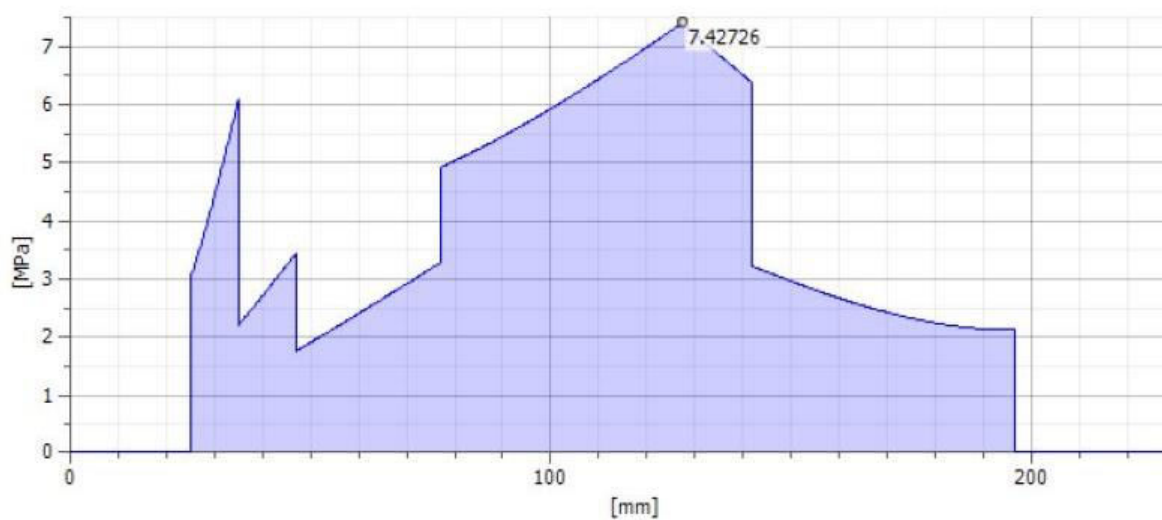
Слика 4.36. Напон на савијање на излазном вратилу



Слика 4.37. Напон на смицање на излажном вратилу



Слика 4.38. Напон на затезање – притисак на излажном вратилу



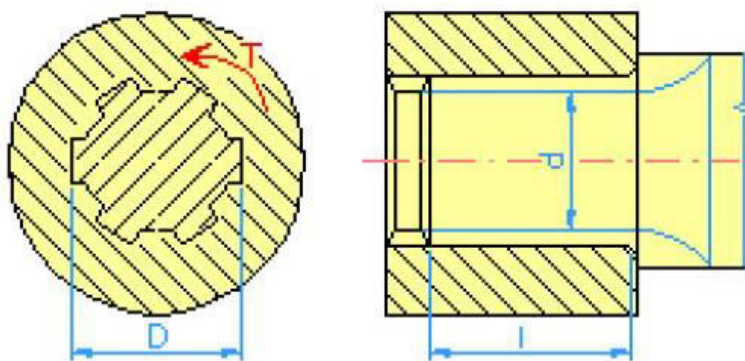
Слика 4.39. Редуковани напон на излажном вратилу



Слика 4.40. Идеални пречник излазног вратила

4.2.4. Ожлебљени спој излазног вратила и главчине

Ожлебљени спој се остварује преко ожлебљеног унутрашњег (вратило) и спољашњег дела (главчине). Обимна сила се расподељује на већи број жлебова по обиму тако да је притисак на додирним површинама мањи него код везе клиновима, па је и носивост жлебних спојева повећана. Зато се ови спојеви користе при великим динамичким оптерећењима.



Слика 4.41. Скица ожлебљеног споја

Табела 4.43. Оптерећење жлебног споја

Снага	P	0,026 kW
Број обртаја	n	2,81 min ⁻¹
Обртни момент	T	88,356 Nm

Табела 4.44. Димензије жлебног споја са правим боковима

Темени пречник вратила	D	60 mm
Дужина налегања	l	60 mm
Број жлебова	z	16
Подножни преник вратила	d	52 mm
Ширина жлеба	b	5 mm

Табела 4.45. Материјал излазног вратила и главчине

Затезна чврстоћа	σ_M	861 MPa
Површински притисак	p_A	246 MPa
Дозвољени тангенцијални напон	τ_A	344 MPa

Табела 4.46. Резултати везе ожлебљења излазног вратила и главчине

Минималан пречник вратила	d_{min}	10,937
Минимална дужина кривине	l_{min}	0,356
Површински притисак	p	1,201 MPa
Степен сигурности бокова жлеба	S	204,871

4.3. Лежаји

Котрљајни лежаји су машински елементи који се најчешће уграђују у ослоње осовина и вратила. Основна улога лежаја је преношење оптерећења, са покретних на непокретне делове машина и обезбеђење услова за релативно кретање обртних делова. Силе са вратила, лежаји преносе на носећу конструкцију (кућиште). Лежаји преносе само силе, а не и обртне моменте.

За прорачун лежаја користи се модул *Design Accelerator* у који се уносе следећи параметри:

- тип лежаја,
- динамичка моћ ношења,
- сила у ослоњу,
- број обртаја вратила,
- тип мазива,
- број радних сати.

4.3.1. Лежаји 1 и 2 на улазном вратилу

Табела 4.47. Силе на лежајима 1 и 2

		Лежај 1	Лежај 2
Радијална сила	F_r	141 N	318 N
Аксијална сила	F_a	0	0
Број обртаја	n	140 min ⁻¹	140 min ⁻¹

Табела 4.48. Тип лежаја 1 и 2

Тип лежаја		DIN 625 SKF (SKF 6303)
Унутрашњи пречник лежаја	d	17 mm
Спољашњи пречник лежаја	D	47 mm
Ширина лежаја	B	14 mm
Динамичка моћ ношења	C	13500 N
Статичка моћ ношења	C_0	6550 N

Табела 4.49. Прорачун радног века лежаја 1 и 2

Метод прорачуна		SKF AG
Предвиђен радни век	L_{req}	100000 h
Поузданост	R_{req}	90
Фактор радног века	a_{SKF}	1
Радна температура	t	100°C
Фактор сила	f_d	1
Фактор трења	μ	0,0015
Мазиво		Маст

Табела 4.50. Резултати прорачуна лежаја 1 и 2

		Лежај 1	Лежај 2
Радни век	L_{10}	103130847 h	2038789 h
Порачунати фактор статичке сигурности	s_{0c}	46,29597	17,56451
Губитак снаге при трењу	P_z	0,02652 W	0,16216 W

4.3.2. Лежаји 3 и 4 на вратилу са спојницом

Табела 4.51. Силе на лежајима 3 и 4

		Лежај 3	Лежај 4
Радијална сила	F_r	273 N	61 N
Аксијална сила	F_a	83 N	67N
Број обртаја	n	112 min ⁻¹	112 min ⁻¹

Табела 4.52. Тип лежаја 3 и 4

Тип лежаја		DIN 625-T1 (6303-17x47x14)
Унутрашњи пречник лежаја	d	17 mm
Спољашњи пречник лежаја	D	47 mm
Ширина лежаја	B	14 mm
Динамичка моћ ношења	C	13500 N
Статичка моћ ношења	C_0	6550 N

Табела 4.53. Прорачун радног века лежаја 3 и 4

Метод прорачуна		SKF AG
Предвиђен радни век	L_{req}	100000 h
Поузданост	R_{req}	90
Фактор радног века	a_{SKF}	1
Радна температура	t	100°C
Фактор сила	f_d	1
Фактор трења	μ	0,0015
Мазиво		Маст

Табела 4.54. Резултати прорачуна лежаја 3 и 4

		Лежај 3	Лежај 4
Радни век	L_{10}	42201477 h	1081504857 h
Порачунати фактор статичке сигурности	s_{0c}	24,01246	93,0348
Губитак снаге при трењу	P_z	0,03079 W	0,01044 W

4.3.3. Лежаји 5, 6 и 7 на вратилу са спојницом

Табела 4.55. Силе на лежајима 5 и 6

		Лежај 5	Лежај 6
Радијална сила	F_r	165 N	183 N
Аксијална сила	F_a	1258 N	1258 N
Број обртаја	n	112 min ⁻¹	112 min ⁻¹

Табела 4.56. Тип лежаја 5 и 6

Тип лежаја		DIN 711 (512 07-35x62x18)
Унутрашњи пречник лежаја	d	35 mm
Спољашњи пречник лежаја	D	62 mm
Ширина лежаја	B	18 mm
Динамичка моћ ношења	C	35100 N
Статичка моћ ношења	C_0	73500 N

Табела 4.57. Прорачун радног века лежаја 5 и 6

Метод прорачуна		SKF AG
Предвиђен радни век	L_{req}	100000 h
Поузданост	R_{req}	90
Фактор радног века	a_{SKF}	1
Радна температура	t	100°C
Фактор сила	f_d	1
Фактор трења	μ	0,0015
Мазиво		Маст

Табела 4.58. Резултати прорачуна лежаја 5 и 6

		Лежај 5	Лежај 6
Радни век	L_{10}	3223979 h	3223979 h
Порачунати фактор статичке сигурности	s_{0c}	58,43151	58,43151
Губитак снаге при трењу	P_z	0,33659 W	0,33659 W

Табела 4.59. Силе на лежају 7

		Лежај 7
Радијална сила	F_r	165 N
Аксијална сила	F_a	1258 N
Број обртаја	n	112 min ⁻¹

Табела 4.60. Тип лежаја 7

Тип лежаја		DIN 711 (512 07-35x62x18)
Унутрашњи пречник лежаја	d	35 mm
Спољашњи пречник лежаја	D	72 mm
Ширина лежаја	B	17 mm
Динамичка моћ ношења	C	27000 N
Статичка моћ ношења	C_0	15300 N

Табела 4.61. Прорачун радног века лежаја 7

Метод прорачуна		SKF AG
Предвиђен радни век	L_{req}	100000 h
Поузданост	R_{req}	90
Фактор радног века	a_{SKF}	1
Радна температура	t	100°C
Фактор сила	f_d	1
Фактор трења	μ	0,0015
Мазиво		Маст

Табела 4.62. Резултати прорачуна лежаја 7

		Лежај 7
Радни век	L_{10}	7121694 h
Порачунати фактор статичке сигурности	s_{0c}	20,59325
Губитак снаге при трењу	P_z	0,22939 W

4.3.4. Лежаји 8 и 9 на излазном вратилу

Табела 4.63. Силе на лежајима 8 и 9

		Лежај 8	Лежај 9
Радијална сила	F_r	1009 N	3027 N
Аксијална сила	F_a	191 N	191 N
Број обртаја	n	3 min ⁻¹	3 min ⁻¹

Табела 4.64. Тип лежаја 8 и 9

Тип лежаја		DIN 720 (33006-30x55x20)	CSN 02 4720 (32212)
Унутрашњи пречник лежаја	d	30 mm	60 mm
Спољашњи пречник лежаја	D	55 mm	110 mm
Ширина лежаја	B	20 mm	29,750 mm
Динамичка моћ ношења	C	34500 N	108000 N
Статичка моћ ношења	C_0	25500 N	91500 N

Табела 4.65. Прорачун радног века лежаја 8 и 9

Метод прорачуна		SKF AG
Предвиђен радни век	L_{req}	100000 h
Поузданост	R_{req}	90
Фактор радног века	a_{SKF}	1
Радна температура	t	100°C
Фактор сила	f_d	1
Фактор трења	μ	0,0018
Мазиво	-	Маст

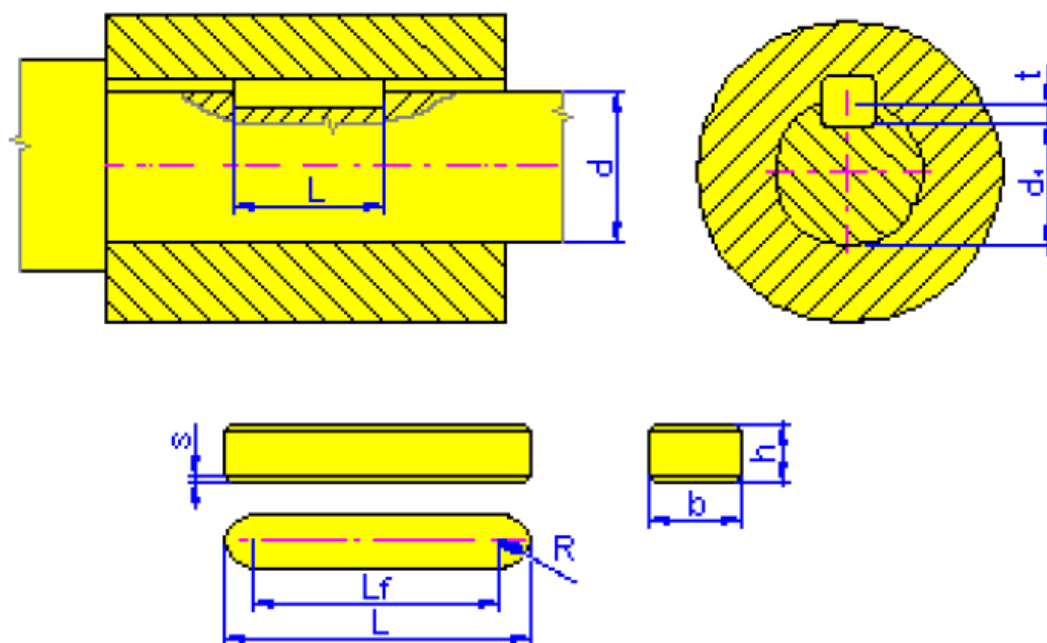
Табела 4.66. Резултати прорачуна лежаја 8 и 9

		Лежај 8	Лежај 9
Радни век	L_{10}	2591289659 h	4106184620 h
Порачунати фактор статичке сигурности	s_{0c}	25,26178	30,23124
Губитак снаге при трењу	P_z	0,00557 W	0,03037W

4.4. Клинови

Веза остварена клином се убраја у раздвојиве спојеве, јер се веза лако раздваја без оштећења спојених делова и клина. Клинови се деле на уздужне и попречне у зависности од положаја и сила којима су изложени. Највише се примењују уздужни клинови без нагиба, [6].

У механизму елевације цеви користе се уздужни клинови и за њихов прорачун се користе димензије клина као и снага и број обртаја.



Слика 4.42. Скица клина

4.4.1. Клин 1

Табела 4.67. Полазни параметри за прорачун клина 1

Снага	P	0,075 kW
Број обртаја	n	140,4 min ⁻¹
Обртни момент	T	5,101 Nm

Табела 4.68. Димензије за прорачун клина 1

Пречник вратила	d	17 mm
Ширина клина	b	5 mm
Висина клина	h	5 mm
Дужина клина	L	14 mm
Оборена ивица	r_I	0,4 mm
Радијус	r	0,16 mm

Табела 4.69. Резултати прорачуна клина 1

		Клин	Вратило	Главчина
Површински притисак	p	31,753 МПа	31,753 МПа	31,753 МПа
Степен сигурности при површинском притиску	s	7,747	7,747	7,747

4.4.2. Клин 2

Табела 4.70. Полазни параметри за прорачун клина 2

Снага	P	0,074 kW
Број обртаја	n	112,32 min ⁻¹
Обртни момент	T	6,291 Nm

Табела 4.71. Димензије за прорачун клина 2

Пречник вратила	d	17 mm
Ширина клина	b	5 mm
Висина клина	h	5 mm
Дужина клина	L	14 mm
Оборена ивица	r_I	0,4 mm
Радијус	r	0,16 mm

Табела 4.72. Резултати прорачуна клина 2

		Клин	Вратило	Главчина
Површински притисак	p	38,816 МПа	38,816 МПа	38,816 МПа
Степен сигурности при површинском притиску	s	6,338	6,338	6,338

4.4.3. Клин 3

Табела 4.73. Полазни параметри за прорачун клина 3

Снага	P	0,074 kW
Број обртаја	n	112,32 min ⁻¹
Обртни момент	T	6,291 Nm

Табела 4.74. Димензије за прорачун клина 3

Пречник вратила	d	17 mm
Ширина клина	b	5 mm
Висина клина	h	5 mm
Дужина клина	L	10 mm
Оборена ивица	r_l	0,4 mm
Радијус	r	0,16 mm

Табела 4.75. Резултати прорачуна клина 3

		Клин	Вратило	Главчина
Површински притисак	p	70,492 МПа	70,492 МПа	70,492 МПа
Степен сигурности при површинском притиску	s	3,49	3,49	3,49

4.4.4. Клин 4

Табела 4.76. Полазни параметри за прорачун клина 4

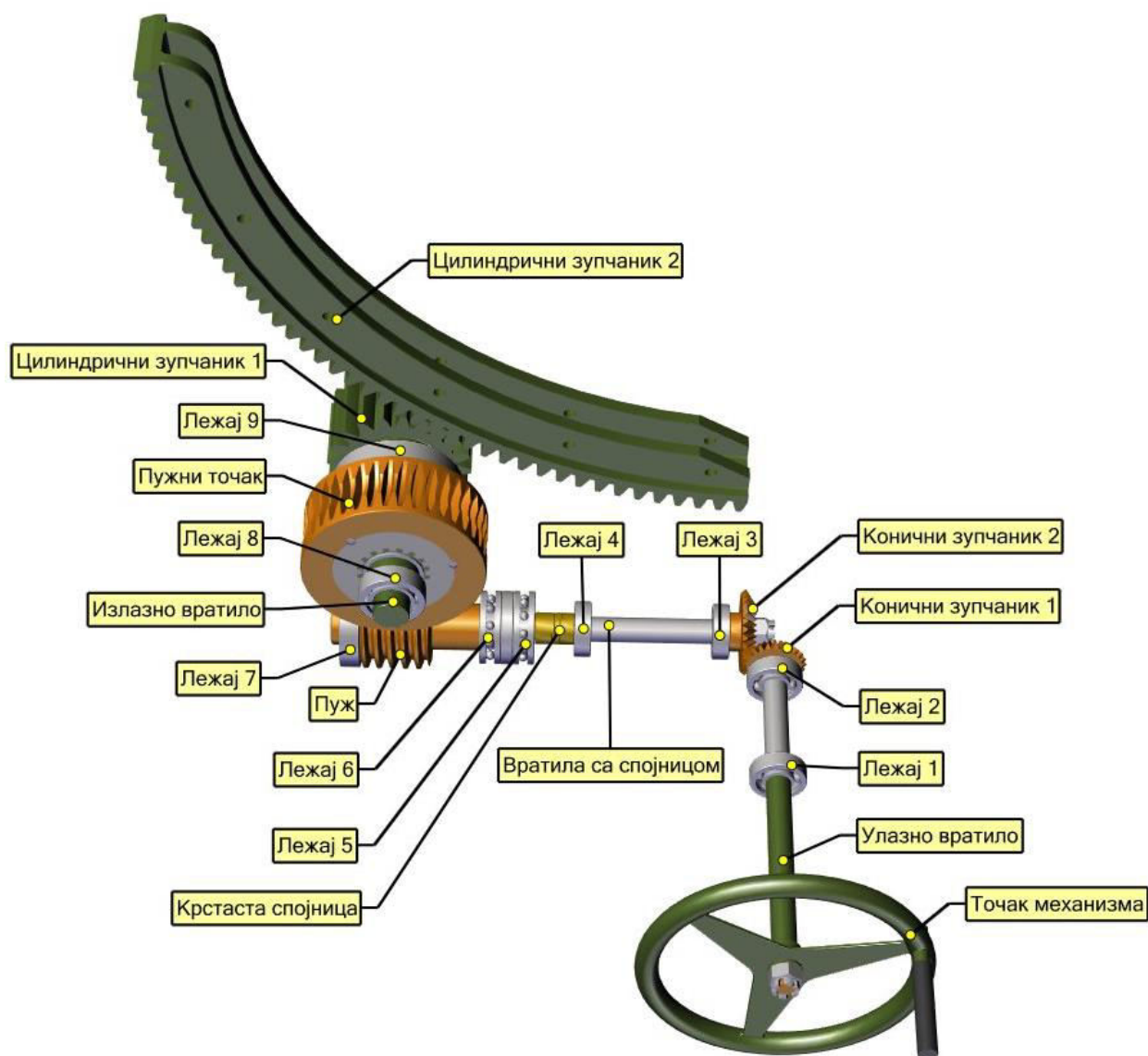
Снага	P	0,074 kW
Број обртаја	n	112,32 min ⁻¹
Обртни момент	T	6,291 Nm

Табела 4.77. Димензије за прорачун клина 4

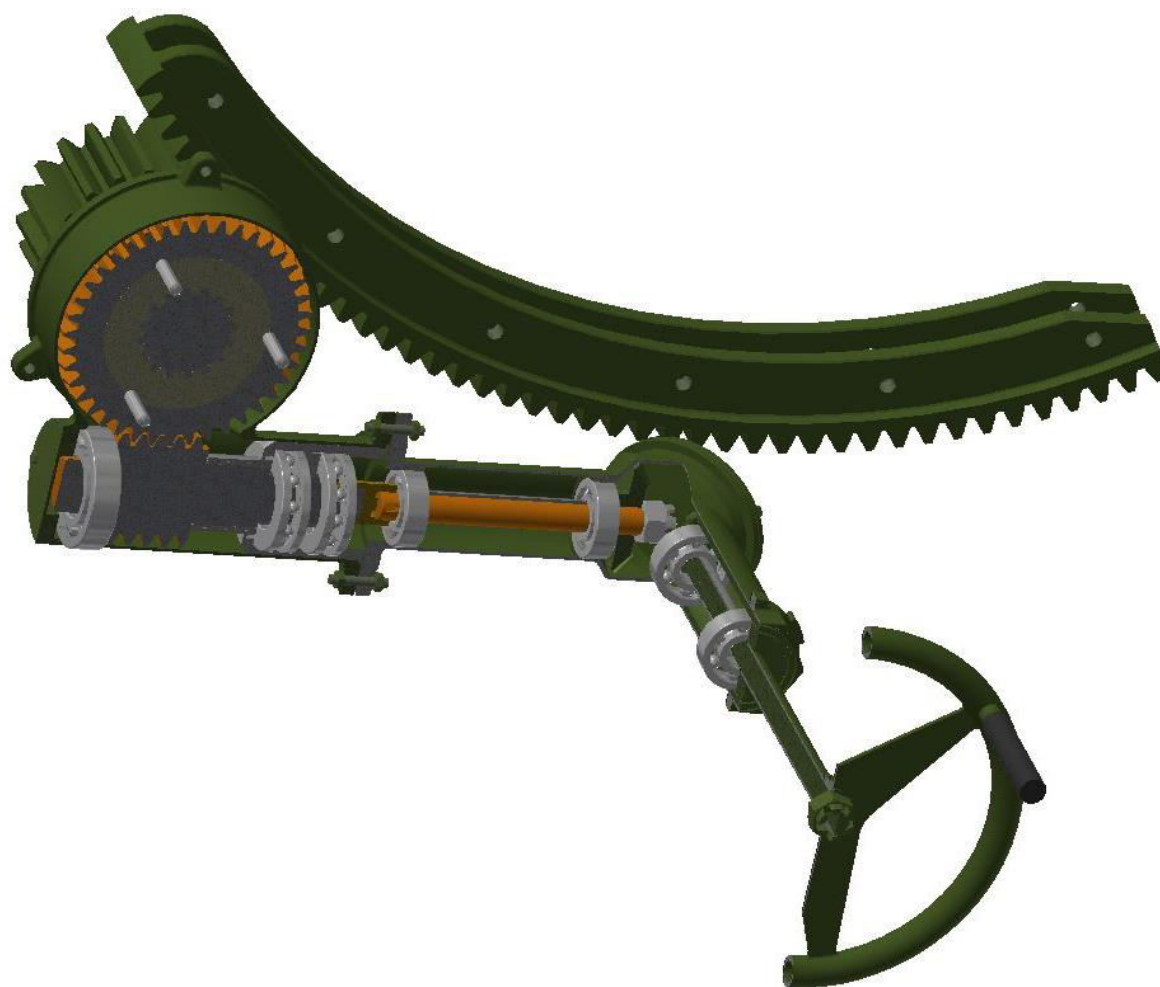
Пречник вратила	d	20 mm
Ширина клина	b	6 mm
Висина клина	h	6 mm
Дужина клина	L	14 mm
Оборена ивица	r_l	0,4 mm
Радијус	r	0,16 mm

Табела 4.78. Резултати прорачуна клина 4

		Клин	Вратило	Главчина
Површински притисак	p	30,247 МПа	30,247 МПа	30,247 МПа
Степен сигурности при површинском притиску	s	8,133	8,133	8,133



Слика 4.43. Механизам елевације цеви без кућишта



Слика 4.44. Пресек механизма елевације цеви

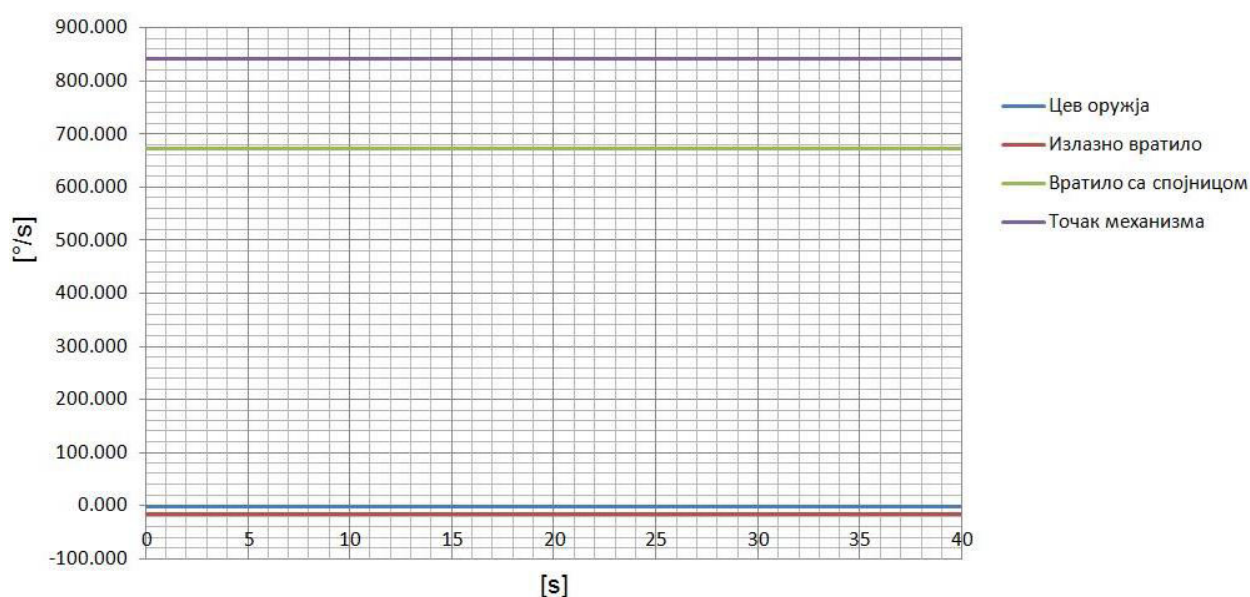
5. ДИНАМИЧКА СИМУЛАЦИЈА МЕХАНИЗМА ЗА ЕЛЕВАЦИЈУ ЦЕВИ ХАУБИЦЕ 122 mm

Динамичка симулација извршена је у оквиру софтверског пакета *Autodesk Inventor* (модул *Dynamic Simulation*²).

Модел склопа добијен на основу претходне главе се у модулу за динамичку симулацију даље анализира. Задају му се одговарајућа ограничења, везе између компонената и сила гравитације, [9]. Као полазна величина узима се угаона брзина која се дефинише преко броја обртаја у минути првог коничног зупчаника, што је уједно и угаона брзина точка механизма. Вредност угаоне брзине точка је добијена на основу једначине (4.2) и износи 842,4 %/s.

Након постављања ограничења и веза у склопу задаје се угаона брзина првог коничног зупчаника. Као резултат симулације добијају се графички резултати приказани на следећим сликама.

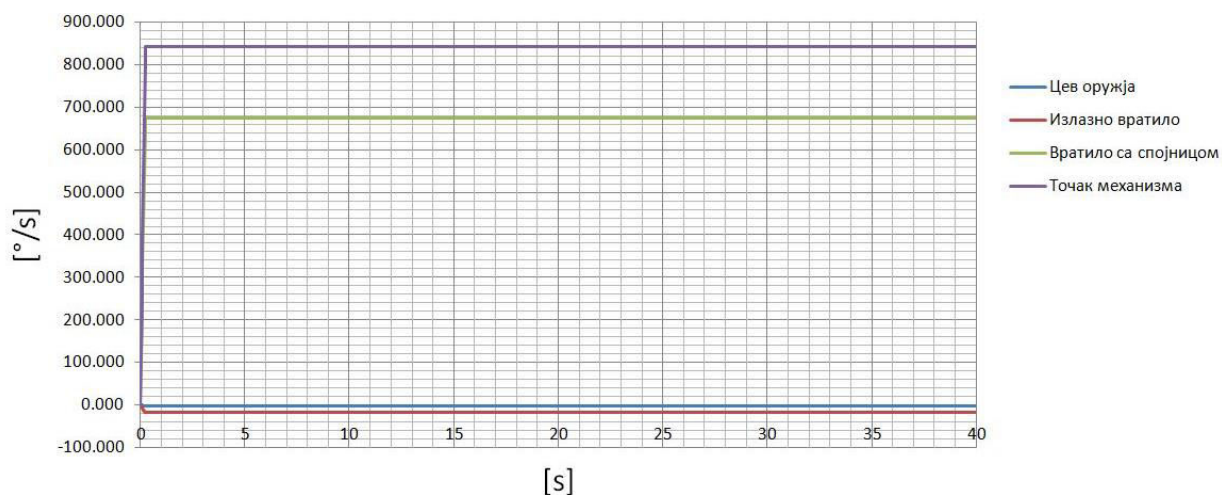
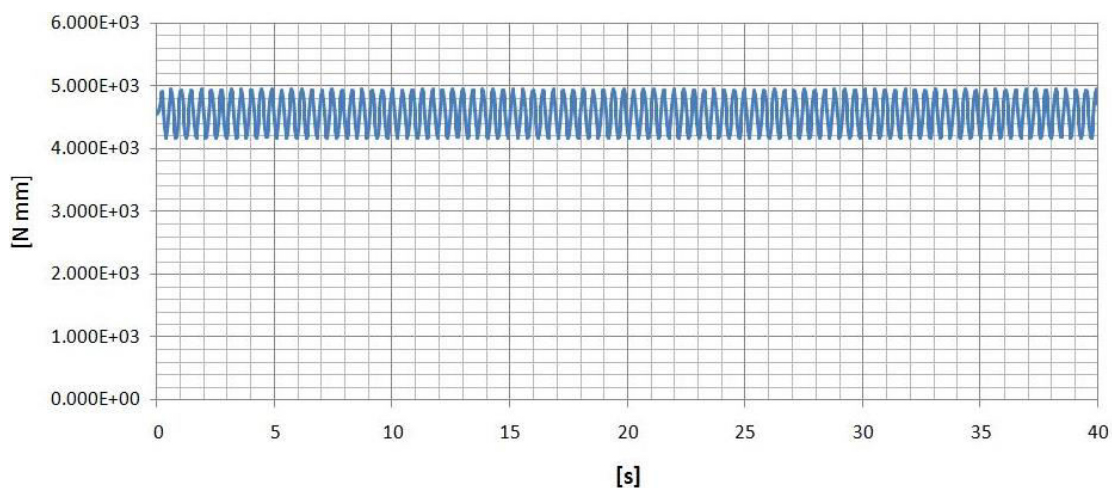
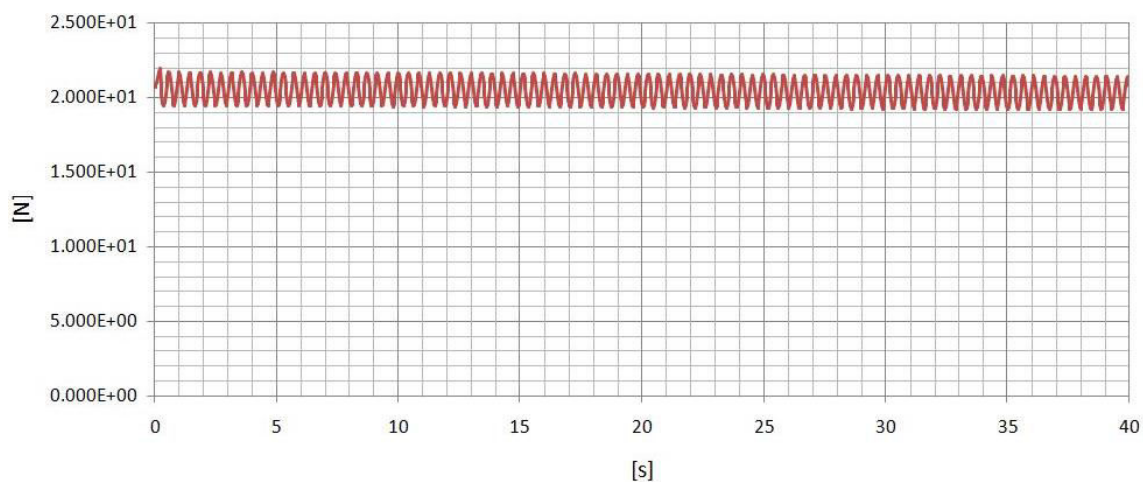
Резултати симулације при константном броју обртаја точка механизма приказани су на слици 5.1.



Слика 5.1. Вредности угаоних брзина при константном броју обртаја, %/s

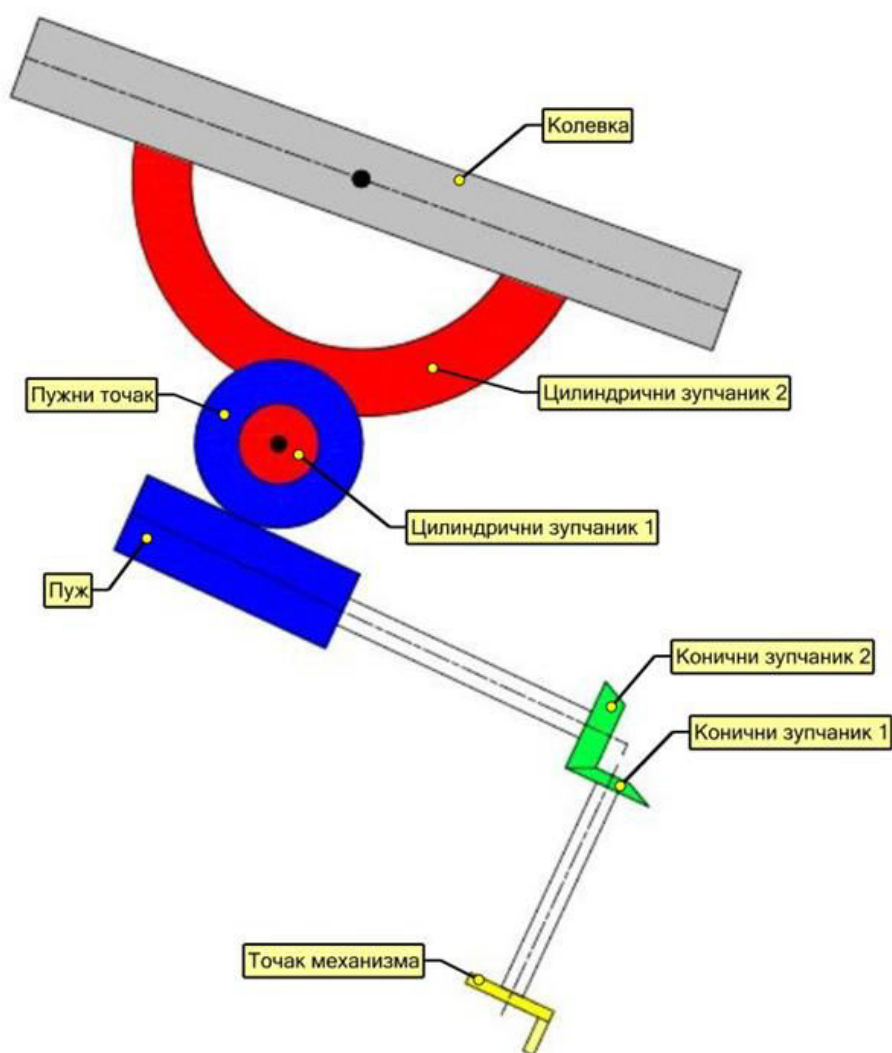
На сликама 5.2., 5.3. и 5.4. приказани су резултати симулације када је присутно угаоно убрзање.

² *Dynamic Simulation* модул обезбеђује команде за симулацију и анализу динамичких карактеристика покретног склопа под различитим условима оптерећења.

Слика 5.2. Вредности угаоних брзина када је присутно убрзање, $^{\circ}/s$ Слика 5.3. Момент на точку за покретање, Nm Слика 5.4. Сила на ручици точка, N

6. АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА

На слици 6.1. приказана је шема механизма елевације цеви без кућишта. За колевку је причвршћен озубљени сектор (цилиндрични зупчаник 2), који је у спрези са зупчаником излазног вратила. Центар озубљеног сектора лежи у оси рамена колевке. На једном крају излазног вратила причвршћен је пужни точак којег покреће пуж. Вратило пужа преко коничног зупчастог пара и вратила спојено је са точком механизма.



Слика 6.1. Шема механизма елевације цеви

При окретању точка, обртање се преноси преко коничног пара на пужни преносник, затим даље преко зупчаника и на озубљени сектор. При заокретању озубљеног сектора, заједно са њим се заокреће колевка у односу на осу њених рамена. Како је цев смештена у колевци, угаона брзина заокретања колевке, односно озубљеног сектора је уједно и угаона брзина заокретања цеви оруђа.

На основу табеларних и графичких резултата може се закључити да са силом на ручици од 40 N, бројем обртаја од $140,4 \text{ min}^{-1}$ и снагом од 75 W, добија се број обртаја цеви од $0,31 \text{ min}^{-1}$. Како се цев може заокретати од -7° до 70° , за пун ход од 77° потребно је 41,4 s.

Прорачуном вратила добијају се и графички резултати. На сликама 4.7., 4.18. и 4.29. приказане су силе у ослонцима вратила. Ове силе се користе за прорачун лежаја.

На сликама 4.15., 4.26., и 4.31. приказани су идеални пречници вратила у зависности од дужине вратила. Сва генерисана вратила задовољавају прорачун јер нису мањег пречника од идеалног.

На основу осталих графичких резултата може се закључити у којим тачкама на вратилу су највећи напони и оптерећења.

На улазном вратилу може се видети да се максималне вредности момента савијања од 7,93611 Nm и напон на савијање од 16,4536 МПа налазе у тачки првог ослонца. Ове вредности линеарно расту до тачке максимума од почетка вратила и експоненцијално падају до краја вратила са благим скоком вредности у тачки другог ослонца. Угао увијања има максималну вредност на почетку вратила од 0,0673778°, а минималну између ослонаца. Угиб на улазном вратилу има максималну вредност од 191,251 μm на почетку вратила, а минималну између два ослонца. Напон на савијање је максималан у тачки првог ослонца и има вредност 16,4536 МПа, а напон на затезање – притисак на самом крају вратила код зупчаника, где има максималну вредност од 0,293378 МПа.

Момент савијања на другом и трећем вратилу које је спојено крстастом спојницом има максималну вредност на месту пужа од 7,21226 Nm. Угиб има максималну вредност где се поставља конични зупчаник. Напон на савијање има максималну вредност у тачки ослонца коничног зупчаника и износи 7,15075 МПа. Напон на затезање – притисак има максималну вредност дуж другог вратила све до места ослонца пре спојнице.

На излазном вратилу момент савијања има максималну вредност од 118,031 Nm у тачки ослонца између пужног точка и цилиндричног зупчаника. Угао увијања је минималан на озубљеном делу вратила, а максималан на месту цилиндричног зупчаника. Угиб је максималан на месту цилиндричног зупчаника и износи 5,3788 μm . Напон на савијање је максималан у тачки ослонца између пужног точка и цилиндричног зупчаника, а напон на увијање има максималну вредност на месту ожлебљеног споја вратила са главчином.

Задавањем почетне угаоне брзине точка механизма покреће се динамичка симулација. На слици 5.1. приказане су угаоне брзине точка механизма вратила са спојницом, излазног вратила и цеви оруђа изражене у %/s. Поређењем ових величина добијају се исте вредности угаоних брзина добијених у модулу *Design Accelerator*.

Како је немогуће да се механизам од почетка кретања креће константном брзином, за постизање постизање брзине од 0 до 842,4 %/s потребно је одређено време (време замаха) од 0,16 s. Вредности угаоних брзина при оваквом кретању приказане су на слици 5.1. а угаоно убрзање износи 11,5 %/s².

Момент на точку механизма као и сила на ручици приказани су на сликама 5.3. и 5.4. и имају синусоидни облик криве где се вредности момента крећу од 4163,6 до 4979,3 Nmm, а вредности силе од 19,2 до 22 N.

У следећој табели приказане су упоредне вредности резултата добијених у модулима *Design Accelerator* и *Dynamic Simulation* и вредности препоручене литературом. Због различитих јединица које користе ова два модула у табели су приказане величине у јединицама добијеним у одговарајућем модулу и претворене ради упоређивања.

Табела 6.1. Упоредна табела резултата

		Препорука из литературе	<i>Design Accelerator</i>	<i>Dynamic Simulation</i>
Улазна снага		75 ÷ 150 W	75 W	-
Сила на ручици		30 ÷ 40 N	40 N	19,2 ÷ 22 N
Момент на точку		5,1 Nm	5,101 Nm	4,2 ÷ 4,9 Nm= =4163,6 ÷ 4979,3 Nmm
Угаона брзина	Точак механизма	-	842,4 °/s	842,4 °/s
	Цев оруђа	1,5 ÷ 4 °/s	1,84 °/s	1,84 °/s
Угаоно убрзање цеви оруђа		8,5 ÷ 12 °/s ²	-	11,5 °/s ²
Време замаха		0,125 ÷ 0,16 s	-	0,16 s
Време заокретања цеви од -7° до 70°		-	41,4 s	41,3 s

У модулу *Design Accelerator* точак механизма се креће константном угаоном брзином од 842,4 °/s, а цев оруђа 1,84 °/s што одговара препорученим вредностима које се крећу у границама од 1,5 ÷ 4 °/s. Улазна снага и сила на ручици су узете по препоруци из литературе и добијене вредности угаоне брзине цеви од 1,84 °/s добија се и време које је потребно за заокретање цеви од -7° до 70° које износи 41,4 s. Да би се испитало кретање када је присутно угаоно убрзање коришћен је модул *Dynamic Simulation*. Као улазна величина коришћена је угаона брзина од 842,4 °/s. Време за које се достигне брзина од 0 до 842,4 °/s износи 0,16 s које је у границама вредности наведених у литератури. У току оваквог кретања постиже се убрзање од 11,5 °/s² и налази се у границама препоручених вредности. Симулацијом се добијају и вредност силе на ручици која се креће у границама од 19,2 N до 22 N што је знатно мање од захтеване силе коју човек треба да примени за покретање механизма.

Са смањењем висине линије ватре повећава се стабилност оруђа при опаљењу. Међутим, ово смањење висине ватрене линије доводи до смањења простора за трзање цеви при већим елевацијама. Да би се обезбедио простор за трзање цеви, тежиште трзајуће масе се помера испред осе рамена колевке. Тако долази до неуравнотежености осцилујуће масе и до отежаног рада справе нагиба цеви. Да би се омогућило ручно покретање справе за давање нагиба цеви, треба уравнотежити осцилујућу масу, што се постиже изравњачима.

Уравнотежење осцилујуће масе због непоклапања осе рамена колевке са осом средишта масе осцилујућих делова може бити статичко и динамичко. Статичко уравнотежење се постиже вештачким отежавањем задњег дела осцилујуће масе (задњака). Овај начин уравнотежења доста повећава масу оруђа па се мало примењује код вучних оруђа. Код топова куполне уградње (бродски и тенковски топови) примењује се чешће поступак статичког уравнотежења, [3].

Према еластичном средству које даје или преноси потребну силу за динамичко уравнотежење, изравњачи могу бити опружног или пнеуматског типа. Према начину деловања силе изравњача на осцилујућу масу, изравњачи могу бити испред или иза, испод или изнад рамена колевке, [3]. На хаубици 122 mm Д-30Ј налази се изравњач опружно – пнемуматски гурајућег типа. Намењен је за уравнотежење маса које осцилују око осе рамена колевке и тако олакшава рад механизма за елевацију цеви. У овом раду није узет у обзир изравњач за прорачун механизма.

7. ЗАХТЕВИ И НЕИСПРАВНОСТИ МЕХАНИЗМА ЗА ЕЛЕВАЦИЈУ ЦЕВИ

Механизми за навођење намењени су за усмеравање цеви артиљеријских оруђа у хоризонталној и вертикалној равни. Обично су завојног или секторског типа. Основни захтеви који се постављају пред механизме за навођење су:

- лаган и равномеран рад механизма на целом пољу дејства,
- сила на ручицама справа не сме прелазити вредности дефинисане у техничкој документацији,
- мртви ход³ справа не сме прелазити дозвољене границе,
- вертикална померања осцилујућих делова и хоризонтална померања окретних делова не смеју прелазити одређене вредности, [10].

Наведени захтеви уједно представљају параметре стања (експлоатационе параметре). Услед трошења и оштећења појединих делова и склопова механизма за навођење током употребе, могућ је отежан рад и отежано или чак онемогућено тачно навођење оруђа на циљ. Велике силе на ручицама справа механизма за навођење, због тешког хода, отежавају рад нишанције, повећавају његов замор, повећавају време неопходно за навођење, повећавају грешке у навођењу оруђа на циљ и изазивају интензивније трошење.

Повећани мртви ходови механизма за навођење усложњавају навођење, снижавају његову тачност и повећавају утрошак времена, те доводе до допунских грешака.

Повећано вертикално и хоризонтално померање осцилујућих и окретних делова омета навођење оруђа.

У најчешће неисправности справа за заузимање елевације цеви оруђа спадају:

- тежак рад справа,
- повећан мртви ход, [10].

Узроци тешког рада – хода могу бити:

а) неисправност изравњача:

- нижи или виши притисак азота у цилиндрима изравњача,
- лом опруге изравњача,
- неподешен преднапон опруге изравњача,
- оштећење на цилиндрима изравњача,

б) неисправности елемената конструкције справа за давање нагиба:

- оштећења зупца цилиндричног зупчаника и зупца сектора колевке,
- превише притегнут пуж,
- лом иглице у лежају рамена колевке,

³Мртвим ходом механизма за навођење сматра се величина могућег померања ручице механизма, а да не дође до померања цеви.

- неподешеност озубљења зупчаника,
- прекомерно притегнути ослони лежаји,
- оштећења спрегнутих делова,
- запрљаност и неподмазаност.

Узроци повећаног мртвог хода могу бити:

а) у погону справе:

- истрошеност налегања точка справе и вратила (климање),

б) у кућишту конусних зупчаника:

- неподешеност озубљења конусних зупчаника,
- истрошеност лежишта конусних зупчаника,
- истрошеност зупца конусних зупчаника,
- истрошеност споја чивија – клин, [10].

8. ЗАКЉУЧАК

У софтверском пакету *Autodesk Inventor* конструисан је механизам за елевацију цеви хаубице 122 mm по узору на механизам код хаубице 122 mm Д-30Ј.

За прорачун су коришћена два модула софтверског пакета *Autodesk Inventor*:

- *Design Accelerator*,
- *Dynamic Simulation*.

У модулу *Design Accelerator* добијени су резултати који су представљени графички и табеларно генерисањем:

- зупчастих парова,
- вратила,
- ожлебљеног споја,
- лежаја и
- клинова.

Резултати представљају силе, моменте и брзине које делују на поједине компоненте склопа.

Полазећи од првог коничног зупчастог пара, преко осталих компонената долази се до цилиндричног зупчаника (озубљеног сектора) који је преко колевке оруђа у вези са цеви оруђа, добија се угаона брзина покретања цеви оруђа, време за које је потребно заокренути цев, као и силе које делују на делове склопа. Вредности угаоне брзине цеви износи $1,84^\circ/\text{s}$, а време које је потребно за заокретање цеви од -7° до 70° износи 41,4 s.

Кроз динамичку симулацију у модулу *Dynamic Simulation*, анализирано је кретање покретних делова склопа. Излазни подаци су приказани графички и предстаљају моменте, силе, брзине и убрзања у јединици времена и поклапају се са резултатима добијеним у модулу *Design Accelerator*. Овај модул омогућава да се задавањем различитог броја обртаја точка механизма у јединици времена испита кретање већ постојећег склопа. Кроз овај модул могуће је испитати и кретање када је присутно убрзање. Тако задавањем убрзања добија се сила на ручици и момент на точку механизма. Сила на ручици се креће у границама од 19,2 N до 22 N, а момент од 4,2 Nm до 4,9 Nm.

Коршћењем модула *Design Accelerator* софтверског пакета *Autodesk Inventor*, скраћује се време потребно за прорачун и моделирање зупчастих парова, вратила, лежаја и других машинских елемената. Једноставним уношењем параметара аутоматски се генерише одређени елемент и добијају се резултати прорачуна. Модул *Dynamic Simulation* даје могућност испитивања кретања механизма при различитим режимима кретања где се поред графичких резултата добија и могућност визуелног анализирања кретања.

Софтверски пакети као што је *Autodesk Inventor* у великој мери доприносе развоју производа јер дају резултате који мало одступају од теоријских. Смањењем времена потребног за прорачун, повећава се и брзина развоја самог производа.

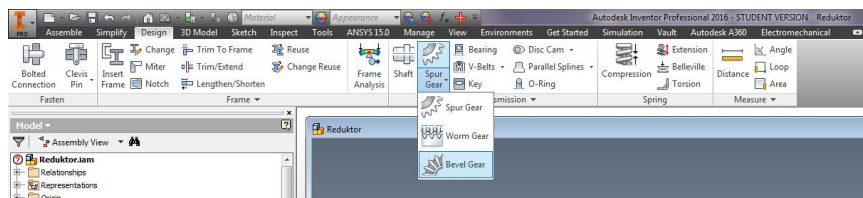
ЛИТЕРАТУРА

- [1] Д. Петровић, *Артиљерија света*, Београд, 2002.
- [2] М. Калезић, *Пројектовање артиљеријских система*, Београд, 2010.
- [3] З. Ристић, *Конструкција артиљеријског наоружања*, у припреми
- [4] Д. Павловић, М. Новаковић, А. Дуило, *Основи конструкције артиљеријског наоружања*, Београд, 1983.
- [5] [https://sr.wikipedia.org/wiki/%D0%94-30_\(%D1%85%D0%B0%D1%83%D0%B1%D0%B8%D1%86%D0%B0\)#/media/File:Haubica_122mm_D-30J.jpg](https://sr.wikipedia.org/wiki/%D0%94-30_(%D1%85%D0%B0%D1%83%D0%B1%D0%B8%D1%86%D0%B0)#/media/File:Haubica_122mm_D-30J.jpg) (јул 2016.)
- [6] В. Николић, *Машински елементи*, Крагујевац, 2004.
- [7] М. Трбојевић, М. Јанковић, Ј. Вугделија, С. Ивковић, В. Латиновић, *Редуктори*, Београд, 1984.
- [8] <http://www.asadenshi.co.jp/en/product/coupling/ac/> (јул 2016.)
- [9] *Autodesk Inventor Simulation Tutorial*
- [10] З. Маричић, *Технологија одржавања наоружања*, скрипта

ПРИЛОГ

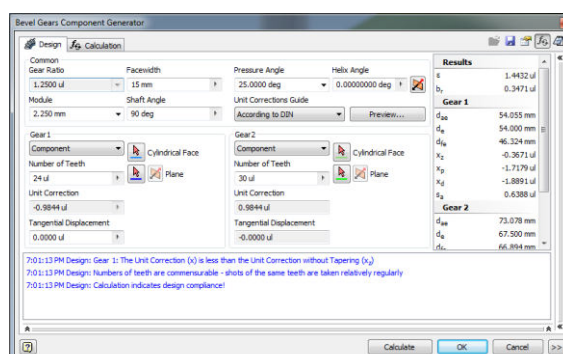
УПУТСТВО ЗА КОРИШЋЕЊЕ МОДУЛА *DESIGN ACCELERATOR И DYNAMIC SIMULATION*

За израду 3D модела коничног зупчастог пара у оквиру радног прозора када је активирана картица *Design* бира се опција *Bevel Gear*.

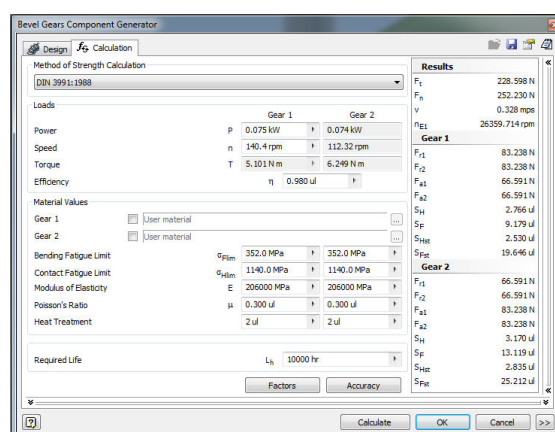


Слика П.1. Израда 3D модела коничног зупчастог пара

Затим се појављује нови прозор *Bevel Gears Component Generator*, где се у оквиру прозора кад је активирана картица *Design*, уносе геометријски параметри зупчастог коничног пара, а када је активирана картица *Calculation* потребно је унети вредност снаге, број обртаја за погонски зупчаник и карактеристике материјала (Слике П.2. и П.3.).

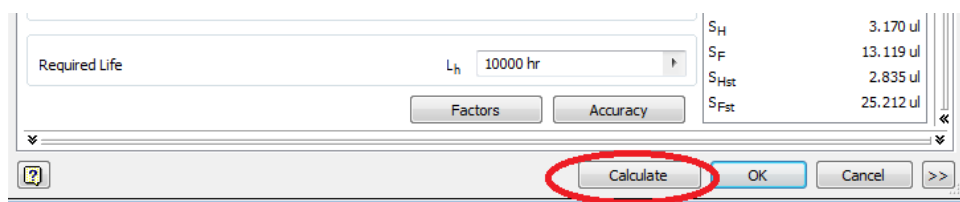


Слика П.2. Унос геометријских параметара коничног зупчастог пара



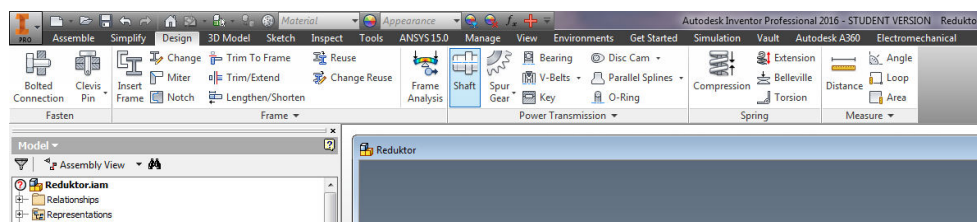
Слика П.3. Унос података за конични зупчasti пар

На исти начин као за конични зупчasti пар, добија се 3D модел пужног пара и цилиндричног зупчастог пара. За израду 3D модела пужног пара бира се опција *Worm Gear*, а за модел цилиндричног зупчастог пара бира се опција *Spur Gear* што се види са слике П.1. Кад се заврши са уносом података бира се поље *Calculate*, након чега се види да ли се добијају задовољавајући степени сигурности (Слика П.4.).



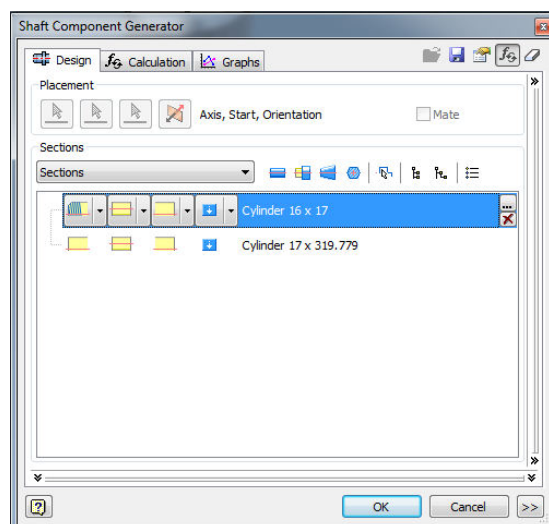
Слика П.4. Изглед доњег дела прозора (картица Calculation)

За израду 3D модела улазног вратила бира се опција *Shaft*.

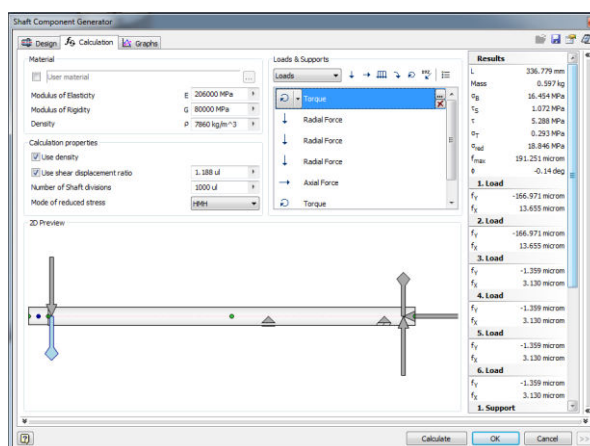


Слика П.5. Израда 3D модела вратила

Појављује се нови прозор који садржи картице *Design*, *Calculation* и *Graphs*. У оквиру картице *Calculation* бирају се карактеристике материјала вратила, задају се оптерећења и места ослонаца.

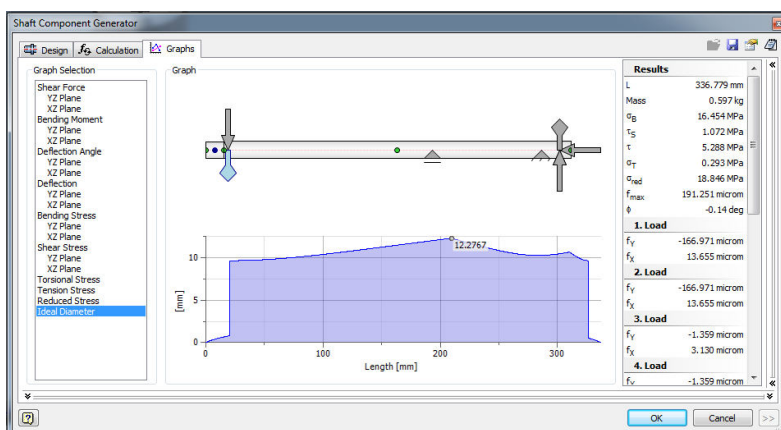


Слика П.6. Изглед прозора Shaft Component Generator (картица Design)



Слика П.7. Изглед прозора Shaft Component Generator (картица Calculation)

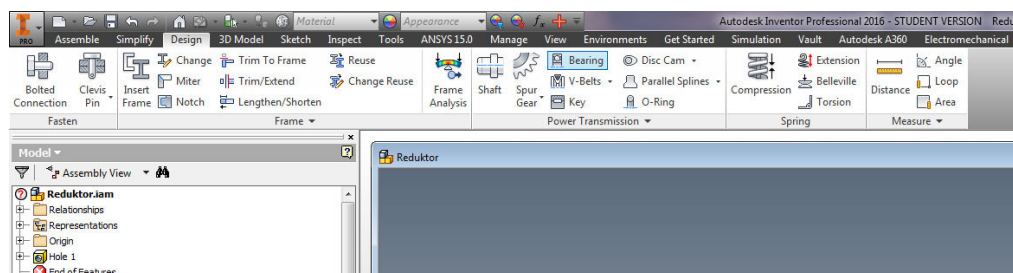
У оквиру картице *Graphs* се добијају дијаграми сила, момената, напона и идеалан пречник вратила.



Слика П.8. Изглед прозора *Shaft Component Generator* (картица *Graphs*)

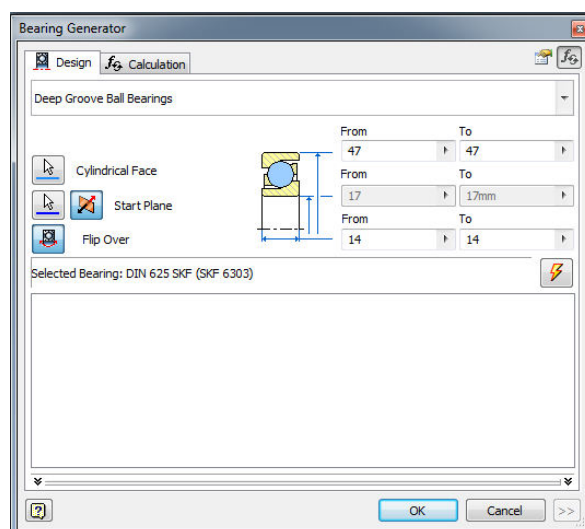
На исти начин се добијају 3D модели вратила са спојницом и излазног вратила. Резултати прорачуна свих вратила приказани су у мастер раду.

За израду 3D модела и прорачун лежаја бира се опција *Bearing* (Слика П.9.).

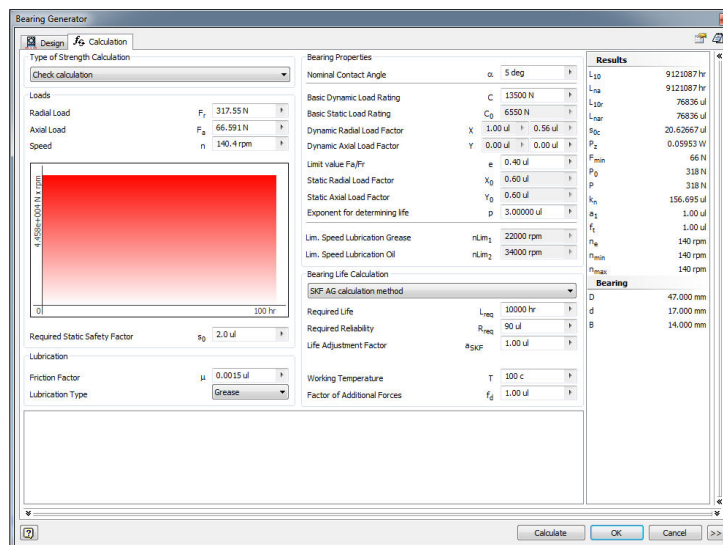


Слика П.9. Израда 3D модела лежаја

Појављује се нови прозор *Bearing Generator* са картицама *Design* и *Calculation*. У оквиру картице *Design* бира се тип лежаја, димензије и врши се позиционирање лежаја. Након унетих података врши се прорачун у оквиру картице *Calculation*.

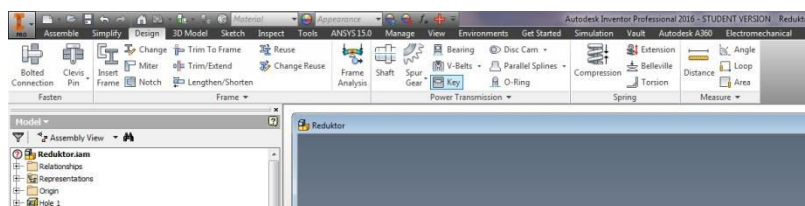


Слика П.10. Изглед прозора *Bearing Generator* (картица *Design*)



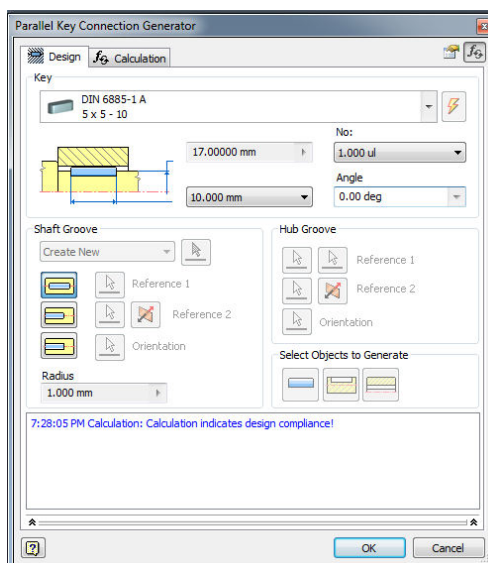
Слика П.11. Изглед прозора Bearing Generator (картица Calculation)

За израду 3D модела клина бира се опција Key (Слика П.12.). Исто као и код претходних примера појављује се нови прозор у оквиру којег је потребно унети податке и извршити прорачун.

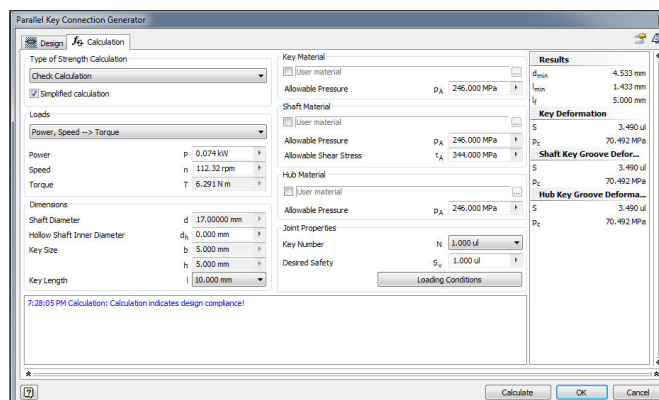


Слика П.12. Израда 3D модела клина

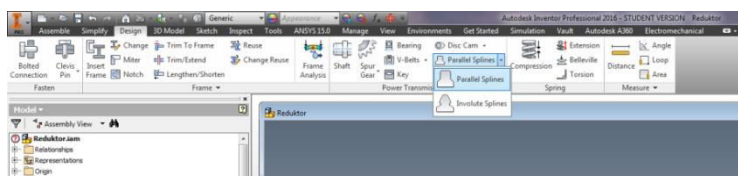
У оквиру новог прозора *Parallel Key Connection Generator* налазе се две картице *Design* и *Calculation* (Слике П.13. и П.14.). Бира се модел клина, врши се позиционирање клина, уносе се карактеристике материјала и потребни параметри, затим се врши прорачун и провера резултата.



Слика П.13. Изглед прозора Parallel Key Connection Generator (картица Design)

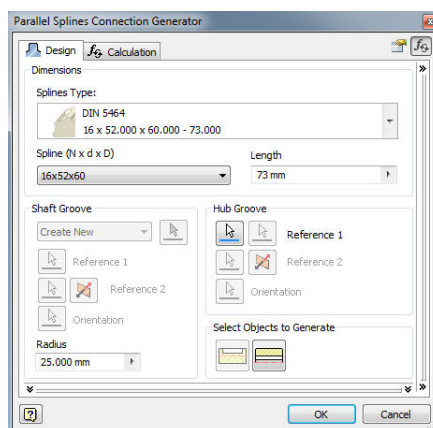
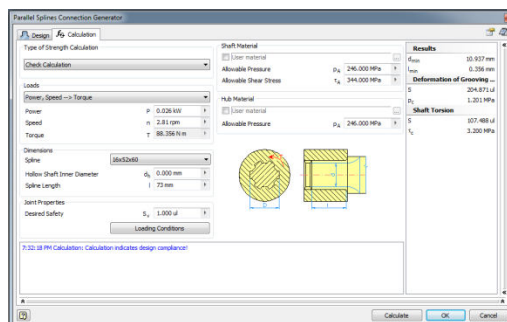
Слика П.14. Изглед прозора *Parallel Key Connection Generator* (картица *Calculation*)

За израду жлебног споја бира се опција *Parallel Splines* (Слика П.15.). Избором те опције добија се нови прозор *Parallel Splines Connection Generator* који садржи картице *Design* и *Calculation* (Слике П.16. и П.17.).

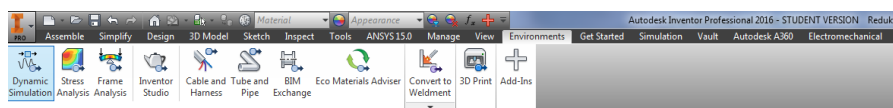


Слика П.15. Израда жлебног споја

У оквиру прозора када је активирана картица *Design* бира се тип жлебног споја и остали параметри, а када је активирана картица *Calculation* уносе се карактеристике материјала и остали параметри, затим се врши прорачун.

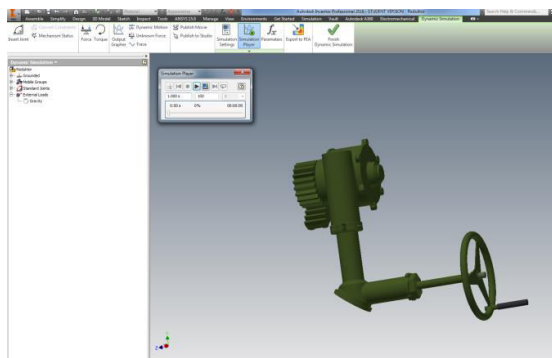
Слика П.16. Изглед прозора *Parallel Splines Connection Generator* (картица *Design*)Слика П.17. Изглед прозора *Parallel Splines Connection Generator* (картица *Calculation*)

У радном окружењу *Environments* бира се опција *Dynamic Simulation* за покретање симулације.



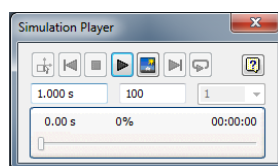
Слика П.18. Бирање опције *Dynamic Simulation*

Након покретања те опције, отвара се нови прозор *Dynamic Simulation* у оквиру којег се задају услови симулације.



Слика П.19. Радно окружење *Dynamic Simulation*

Симулација се покреће кликом на дугме *Play*.

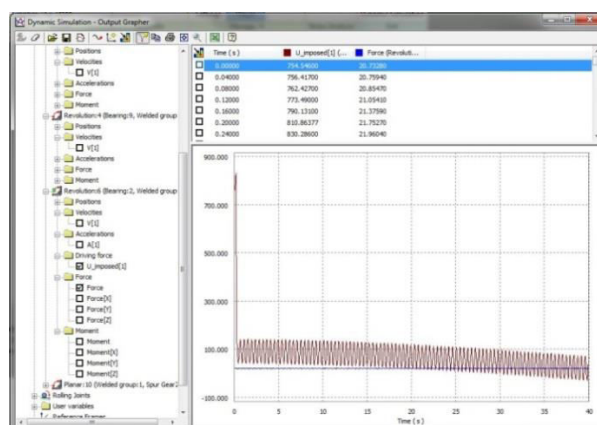


Слика П.20. Покретање симулације

За добијање резултата симулације рада редуктора користи се опција *Output Grapher*.



Слика П.21. Покретање опције *Output Grapher*



Слика П.22. Приказ резултата симулације