

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство
Ниво студија: Мастер академске студије
Модул: Моторна возила и мотори
Предмет: Конструкција и прорачун мотора СУС
Број индекса: 317/2011

Елвис Ж. Јанковић

**Примена метода структурне анализе у процесима
пројектовања и оптимирања виталних делова мотора
сус с обзиром на механичка оптерећења
мастер рад**

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Драгољуб Радоњић, ред.проф.

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да обрати посебну пажњу на следеће:

- Основни принципи, фазе и методе пројектовања и оптимирања мотора СУС (прорачунске, симулационе, експерименталне)
- Врсте и карактер оптерећења виталних делова мотора СУС
- Критички осврт на прорачунски метод пројектовања мотора СУС применом система еквивалентних греда и критичних оптерећења на примеру мотора М-34Т
- Примена савремених метода за структурну анализу на утврђивање и проверу напона од механичких оптерећења у елементима клипног механизма мотора М-34Т
- Критичко поређање резултата добијених класичним, прорачунским методама и методама структурне анализе
- Закључци

Препоручена литература:

- [1] Радоњић Д., Пешић Р.: Топлотни прорачун мотора СУС, Универзитет у Крагујевцу, Машински факултет у Крагујевцу, 1996.
- [2] Томић М., Петровић С.: Мотори са унутрашњим сагоревањем, Универзитет у Београду, Машински факултет у Београду, 1994.

Крагујевац, 2013

ментор:
Др Драгољуб Радоњић, ред.проф.



Катедра за моторна возила и моторе

МАСТЕР РАД

за кандидата: Елвис Јанковића бр. индекса: 317/2011

Тема: ПРИМЕНА МЕТОДА СТРУКТУРНЕ АНАЛИЗЕ У ПРОЦЕСИМА
ПРОЈЕКТОВАЊА И ОПТИМИРАЊА ВИТАЛНИХ ДЕЛОВА МОТОРА СУС
С ОБЗИРОМ НА МЕХАНИЧКА ОПТЕРЕЋЕЊА

Тезе:

1. Основни принципи, фазе и методе пројектовања и оптимирања мотора СУС (прорачунске, симулационе, експерименталне)
2. Врсте и карактер оптерећења виталних делова мотора СУС
3. Критички осврт на прорачунски метод пројектовања мотора СУС применом система еквивалентних греда и критичних оптерећења на примеру мотора М-34Т
4. Примена савремених метода за структурну анализу на утврђивање и проверу напона од механичких оптерећења у елементима клипног механизма мотора М-34Т
5. Критичко поређење резултата добијених класичним, прорачунским методама и методама структурне анализе
6. Закључци

Предметни наставник за Моторе СУС,

Проф. др Драгољуб Радоњић

Крагујевац,
13. 09. 2013. год.

Шеф Већа Катедре за моторна возила и моторе,

Проф. др Драгољуб Радоњић

РЕЗИМЕ

У оквиру рада је објашњен принцип пројектовања мотора сус који је намењен за погон пољопривредног возила, у овом случају трактора. Најпре су разматрана општа сазнања о постојећим решењима мотора сус. Након тога, на основу већ постојећих решења усвојена је концепција дизел мотора који се пројектује по узору на већ постојећи мотор М-34Т. Коришћењем програмских пакета реализован је комплетан циклус пројектовања мотора сус. Прва фаза представља примену прорачунског модела који представља полазну основу током пројектовања, а друга фаза садржи програмски пакет за симулацију виталних делова мотора сус. Уз помоћ програмског пакета CatiaV5R16 успешно је реализована проблематика која је била заступљена код делова који су извршавали своју функцију код мотора сус.

Кључне речи: *пројектовање, мотор сус, програмски пакет CatiaV5R16.*

Summary

In the framework of the outlined principles of design of internal combustion engines intended for driving agricultural vehicles, in this case the tractor. First they considered general knowledge about existing solutions combustion engines. Subsequently, on the basis of already existing solutions adopted the concept of a diesel engine that is projected on the model of the existing motor M-34T. Using software packages implemented a complete cycle of the design of internal combustion engines. The first stage is the application of the calculation model, which is the starting point in the design, and the second phase includes a software package for simulating the vital parts of internal combustion engines. With the help of the software package CatiaV5R16 successfully realized the problems that had been present in the parts that have performed their function in combustion engines.

Key words: *Design, combustion engine, software package.*

САДРЖАЈ

1. 0 Увод	1
2.0 Основни принципи, фазе и методе пројектовања и оптимизирања мотора СУС (прорачунске, симулационе, експерименталне)	2
2.1 Дефиниције и врсте мотора	3
2.2 Подела мотора сус према извођењу клипног механизма	3
2.3 Подела мотора сус према одвијању процеса сагоревања	4
2.4 Подела мотора сус према начину измене радне материје	5
2.5 Подела мотора сус према конструктивном извођењу	6
2.6 Систем развода радне материје мотора сус	8
2.7 Систем за напајање дизел мотора горивом	9
2.8 Систем хлађења мотора сус	10
2.9 Систем подмазивања мотора сус	11
2.10 Радни параметри мотора са унутрашњим сагоревањем	11
2.11 Основни принципи прорачунске методе пројектовања мотора СУС	14
2.11.1 Прорачунски циклуси мотора сус	14
2.11.2 Стварни циклус мотора сус	15
2.12 Основни принципи симулационе методе пројектовања мотора СУС	16
2.13 Основни принципи експерименталне методе пројектовања мотора СУС	17
3.0 Врсте и карактер оптерећења виталних делова мотора СУС	20
3.1 Врсте и карактер оптерећења виталних делова мотора сус с обзиром на карактеристике радног процеса	20
3.2 Врсте и карактер оптерећења виталних делова мотора сус с обзиром на кинематику моторног механизма	23
3.3 Врсте и карактер оптерећења виталних делова мотора сус с обзиром на динамику моторног механизма	27
3.3.1 Прорачун замајца мотора М34/Т уз коришћење симулационог модела из програмског пакета Матлаб	33
4.0 Критички осврт на прорачунски метод пројектовања мотора СУС применом система еквивалентних греда и критичних оптерећења на примеру мотора М-34Т	35

4.1 Прорачун клипа мотора применом метода система еквивалнетних греда	35
4.2 Прорачун клипних прстенова мотора применом метода система еквивалнетних греда	41
4.3 Прорачун осовинице клипа мотора применом метода система еквивалнетних греда	44
4.4 Прорачун клипњаче мотора применом метода система еквивалнетних греда	47
<i>4.4.1 Прорачун мале песнице клипњаче</i>	48
<i>4.4.2 Прорачун стабла клипњаче</i>	49
<i>4.4.3 Прорачун велике песнице клипњаче</i>	52
4.5 Прорачун коленастог вратила мотора применом метода система еквивалнетних греда	54
<i>4.5.1 Први прорачунски случај коленастог вратила</i>	56
<i>4.5.2 Други прорачунски случај колена коленастог вратила</i>	57
<i>4.5.3 Трећи прорачунски случај коленастог вратила</i>	59
5.0 Пимена савремених метода за структурну анализу на утврђивање и проверу напона од механичких оптерећења у елементима клипног механизма мотора М-34Т	62
5.1 Моделирање виталних делова мотора М34/Т	62
5.2 Структурна анализа виталних делова мотора М34/Т	65
6.0 Критичко поређење резултата добијених класичним, прорачунским методама и методама структурне анализе	74
7.0 Закључак	75
Литература	76

1.0 Увод

Пројектовање мотора са унутрашњим сагоревањем захтева базу многобројих сазнања о могућностима њихове реализације на основу претходних захтева и захтева за будућа решења. Изразито је значајна чињеница да се мотори са унутрашњим сагоревањем израђују на бази већ постојећих конструкција али да би се побољшале одређене карактеристике они се надограђују посебним елементима и системима. У смислу побољшања одређених карактеристика посебно штетених компонената у издувним гасовима. Сматра се да су еколошки аспекти са порастом броја мотора сус у експлоатацији премашили скоро своја ограничења која су законом дефинисана. Дакле, није једноставно израдити мотор који ће моћи да постигне услове које су дефинисане пројектним задатком, већ мора да задовољи и законске прописе јер у супротном не постоји могућност за примену таквог мотора. Да би се почело са израдом мотора са унутрашњим сагоревањем најпре се морају сагледати законске одредбе које су јасно и прецизно дефинисане. Поштујући законске прописе који су дефинисани за моторе са унутрашњим сагоревањем и усвајајући постављене захтеве постиже се једноставнија реализација за много краћи период од почетка периода израде. Ово практично значи да уколико се изабере чврста и јасна основа са дефинисаним границама и постигнутим резултатима унутар тога, онда се таква концепција мотора може надаље надоградити и кориговати у неким од својих елемената. При томе морају се опет поштовати законски прописи који се са годинама мењају и постају све ригорознији.

Што се тиче посебних мера за успешност реализације мотора сус полази се од намене која указује на могућност његове примене у различитим областима. Постоји могућност да се на основу неколико изабраних параметара одреде величине које су карактеристичне за мотор сус. Те најважније величине су пре свега снага која се са порастом жеље за динамичнији рад мотора увећава, обртни момент који представља другу по реду најважнију карактеристику мотора сус, пречник и ход клипа од чијих се вредности величина образује радни цилиндар мотора односно добија се укупна радна запремина мотора и специфична поторшња горива која, представља количину уложене хемијске енергије горива, а заједно са кисеоником из ваздуха помоћу посебних система образује смешу горива и ваздуха.

Када се одлучи о намени мотора онда се наставља са анализом примене одговарајућег циклуса по коме би радио и развијо одређени специфични рад. Први метод прорачунавања мотора сус јесте свакако математички модел који је заснован на познатим законима из термодинамике. Укључијући ограничења и зависност усвајања одговарајућег броја претпоставки из претходних анализа и верификација тих претходних података по истом принципу и методологији се мора применити и на новопроектирани мотор сус. Када су подаци који су добијени математичком методом у потпуности сагласни за већ постојећим усвојеним вредностима које треба да буду добијене том методом, онда се наставља даље са реализацијом мотора сус. Уколико постоје неприхватљива одступања у добијеним вредностима резултата онда се процес понавља са новим вредностима за конкретне параметре.

2.0 Основни принципи, фазе и методе пројектовања и оптимирања мотора СУС (прорачунске, симулационе, експерименталне)

Приликом пројектовања мотора сус потребно је предвидети избор могућих решења којим би се на једноставан начин успешно реализовала потреба за тачноћу и прецизношћу његових делова и њиховог правилног функционисања након израде и саме уградње у једну сложену целину, а то је свакако мотор сус. Постоји неколико фаза пројектовања мотора сус, при чему се свака фаза надограђује или се део података преноси на наредну фазу пројектовања. Прво се одређује метода прорачуна, затим се уз помоћ симулационог модела темељније испитају карактеристике делова мотора при чему се добијају одређене вредности, а које се могу представити дијаграмима. Затим се уз сазнање о могућим силама у моторном механизму пројектују делови у једном од програмских пакета за креирање истих. Делови се детаљно моделирају при чему се након завршетка свих делова врши спајање и позиционирање према редоследу функционисања мотора. Када се након овог корака изврши прорачун уз помоћ програмског пакета који може бит посебан или заједно са програмом за цртање делови се анализирају. Ако су вредности напона у дозвољеним границама онда се приступа изради техничке документације за сваки део посебно. Да би се прецизније одредила могућност постојаности тих делова у пракси постоје 3D штампачи који омогућавају брзу израду прототипова делова. Брза израда прототипова помоћу 3D штампача је врло прецизна метода и у свету се широко користи, а њена примена је свакако оправдајућа јер се тиме скраћује време пројектовања и испитивања делова. Прецизност израде зависи од претходно измоделираног облика дела тако да уколико се на готовом прототипском делу уочи неки недостатак убрзо се може решити дорадом у програмском пакету на већ претходно креирани модел [1].

Израда техничке документације се верификује након утврђивања свих димензија и облика делова при чему се делови уводе у серијску производњу. Када се делови уводе у серијску производњу могућност за даљом манипулацијом и корекцијом над њима није више могућа. Делови се израђују на посебним машинама које су аутомтском регулацијом вођене електронским путем ради прецизније израде делова. Најчешће су то ЦНЦ машине које поред прецизности имају и краћи временски период израде делова. Експерименталном методом могу испитати излазне вредности пројектованог мотора сус при чему даља корекција конструктивних параметара није могућа. Једина могућа варијанта за побољшањем излазних вредности карактеристика мотора сус током експерименталне методе јесте корекција угла предубризгавања и циклусне количине горива. Корекција се може извршити на додатним уређајима при чему су конструктивни параметри непроменљиви.

2.1 Дефиниције и врсте мотора

Постојеће машине које претварају било који вид енергије у механичку називају се моторима. Зависно од вида полазне енергије мотори се деле на топлотне, електричне, водене. Мотори са унутрашњим сагоревањем спадају у групу топлотних мотора. Код њих се топлотна енергија добијена сагоревањем горива трансформише делимично у механичку енергију. С тога се може направити подела према месту где се обавља сагоревање горива, односно према томе да ли су продукти сагоревања истовремено и радни медијум, при чему се топлотни мотори деле у две групе:

- Мотори са спољашњим сагоревањем (мотори ССС)
- Мотори са унутрашњим сагоревањем (мотори СУС) [1].

Код мотора са спољашњим сагоревањем, унета количина горива сагорева и ослобађа количину топлоте коју предаје радном медијуму (пари или ваздуху), а одвија се у посебном апарату (парни котао, загрејач ваздуха) чиме се повећава енергетски потенцијал радне материје изражен притиском и температуром. Овако енергијски оптерећен радни флуид доводи се у мотор у коме се његова потенцијална енергија, путем ширења делимично претвара у механичку енергију. У ову групу спадају парни и ваздушни мотори, при чему могу бити изведени као клипни и турбински мотори. Код мотора са унутрашњим сагоревањем сам процес сагоревања се обавља унутар самог мотора. Топлота ослобођена током сагоревања предаје се продуктима сагоревања, чиме се знатно повећава њихов енергетски потенцијал изражен притиском и температуром. Ширењем гасова у самом органском склопу мотора доводи се до примопредаје садржане топлотне енергије у механички рад. Овде спадају клипни, турбински и млазни мотори сус. Суштинска разлика између ове две групе топлотних мотора је у томе што се код мотора са унутрашњим сагоревањем као радна материја јављају гасови настали у току процеса сагоревања, тзв. продукти сагоревања горива у цилиндру мотора, док се код мотора са спољашњим сагоревањем као радна материја користи посредни медијум, најчешће вода или ваздух. Топлота ослобођена сагоревањем горива иде и овде прво на загревање продукта сагоревања, а са ових се предаје посредном медијуму који се потом топлотно оптерећен води у топлотни мотор. За даље разматрање узимају се у обзир клипни мотори са унутрашњим сагоревањем (МСУС) [2].

2.2 Подела мотора сус према извођењу клипног механизма

С обзиром на извођење клипног механизма ови мотори се могу сврстати у две групе:

- ▲ Мотори са осцилујућим клиповима или „класични клипни“ мотори, код којих се променљивост запремине постиже помоћу наизменично променљивог праволинијског кретања клипа
- ▲ Мотори са обртним клиповима или „ротациони“ мотори, код којих се променљивост запремине постиже помоћу кретања клипа специјалног облика у одговарајућем цилиндру.

Код класичног клипног мотора сус, цилиндрични клип се креће у радном простору у облику цилиндра, принудно осцилујући под дејством кривајног коленастог механизма. Радни процес се одвија у простору који је ограничен цилиндром, клипом и цилиндарском главом. Током процеса рада клип се креће од спољне мртве тачке – СМТ (најудаљеније тачке положаја клипа од осе коленастог вратила) до унутрашње мртве тачке – УМТ (тачке најближе осе коленастог вратила). При томе клип обавља један такт, односно прелази ход клипа – S описујући у цилиндру пречника D – радну запремину V_h . Доласком клипа у СМТ у радном простору преостаје компресиона запремина V_c , која чини комору сагоревања. Клипни мотор са праволинијски осцилујућим клиповима доминира у сувоземном транспорту, мањим летелицама авио сабраћаја, воденом транспорту нижих и средњих снага, пољопривредној и грађевинској механизацији, индустријској и агрегатској примени [2].

Од свих мотора са обртним клиповима, упркос многим патентима, једину практичну реализацију нашао је тзв. ванкел мотор. У радном простору овог мотора који је у виду специјалног облика – трохоиде, креће се троугласти клип вршећи дупло обртно кретање. Обртно кретање се остварује заједно са ексцентричним вратилом које носи клип, око осе мотора и око своје осе на ексцентру вратила, под дејством зупчастог преноса. Ротациони клип носи зупчаник са унутрашњим озубљењем који је спрегнут са непокретним зупчаником везаним за кућиште мотора. Преносни однос зупчастог преноса је 3:1 тако да, док се ексцентрично вратило окрене три пута, ротациони клип се окрене једном у радном цилиндру обављајући један радни циклус. Термодинамички принцип рада ротационог мотора је исти као и код свих клипних мотора. Ротациони мотори су нашли велику примену код лаких конструкција, за погон путничких возила, мањих пловних објеката, пољопривредне механизације, лаког авио транспорта. Посебан развој ових мотора настао је током шездесетих година када је ванкел мотор примењен на аутомобилима. Међутим, због извесних недостатака убрзо је успорен развој ванкел мотора чиме су истиснути из ауто индустрије због законских прописа о издувној емисији возила.

2.3 Подела мотора сус према одвијању процеса сагоревања

Према начину образовања смеше и одвијања сагоревања, постојећи клипни мотори се деле на :

- ото – мотори
- дизел – мотори.

Ото – мотори су мотори сус код којих се упаљење смеше обавља помоћу варнице, страним извором енергије. Због тога се ови мотори често називају „мотори са паљењем варницом“ или се користи и назив „бензински мотори“ због најчешће коришћене врсте горива или „ карбураторски мотори“, с обзиром на чест начин образовања смеше. Без обзира на назив ради се о једно те истом мотору. Предности ото – мотора су: висока развијена снага из јединице радне запремине (због могућности рада са смешом теоријског састава), добро прихватање променљивих режима рада (због погодног облика погонских карактеристика мотора) и лака конструкција (због релативно малих притисака у цилиндру).

Недостаци ото мотора су релативно нешто лошија економичност мотора, због немогућности рада са високим степенима сабијања. Због тога се ови мотори махом користе тамо где се тражи лака конструкција и висока специфична снага на рачун нешто више потрошње горива. Међу таквим конструкцијама спадају: путнички аутомобили, мотоцикли, мопеди, тестере, лаки бродски мотори, мањи стационарни агрегати, мањи клипни авио мотори. Дизел – мотори су клипни мотори код којих се упаљење горива врши на рачун енергије сабијеног ваздуха. С обзиром на начин сагоревања, дизел мотори раде са већим вишковима ваздуха, због чега развијају мању снагу из јединице радне запремине. Међутим због поседовања знатно већих притисака у цилиндру, маса делова мотора је знатно већа него код ото – мотора. Највећа предност дизел – мотора је повољна економичност горива, због чега се овај мотор користи за тешку тракцију и механизацију. Примена дизел – мотора је заступљена код средњих и већих бродских мотора, у индустријским постројењима, за агрегатну примену, али такође и у аутомобилској индустрији [2].

2.4 Подела мотора сус према начину измене радне материје

Према извођењу процеса пуњења и пражњења цилиндра клипни мотори се дела у две групе:

- четворотактни мотори
- двотактни мотори.

Четворотактни мотор обавља радни циклус у четири такта при чему клип обави четири хода, а коленасто вратило направи два обртаја. Овај мотор обавља свој радни циклус који се састоји из следећих тактова:

- ✱ први такт – усисавање, при чему се клип креће из СМТ према УМТ стварајући депресију у цилиндру тако да долази до усисавања свежег пуњења (чистог ваздуха ако се ради о дизел – мотору, односно смеше бензина и ваздуха ако се ради о ото – мотору) у цилиндар мотора преко отвореног усисног вентила
- ✱ други такт – сабијање, при чему се клип креће од УМТ до СМТ сабијајући свеже пуњење (чист ваздух или смешу) припремајући је за сагоревање. При крају сабијања долази до паљења смеше (помоћу варнице код ото мотора или путем убризгавања и самопаљења горива код дизел мотора). Након упаљења смеше долази до сагоревања при чему се овај процес не сматра тактом већ неминовним процесом који је пратећи. Сагоревањем смеше расте притисак и температура гаса и повећава се унутрашња енергија радне материје
- ✱ трећи такт – ширење, током кога радни гас делује на чело клипа и предаје му енергију приморавајући га да се креће од СМТ ка УМТ при чему се повећава запремина радног простора, односно сагорели гас врши експанзију. Такт ширења је једини радни такт четворотактног мотора. Током овог такта добија се рад којим се савлађује спољни отпор и обављају остали тактови радног процеса.
- ✱ четврти такт – издувавање, током кога долази до пражњења радног простора. Доласком клипа у близини УМТ отвара се издувни вентил тако да најпре, под дејством притиска у цилиндру продукти сагоревања иструјавају из радног простора, а затим клип својим кретањем од УМТ до СМТ избацује преостали гас. Када се заврши процес издувавања у цилиндру заостаје мања количина сагорелог гаса чиме се отпочиње са новим циклусом [2].

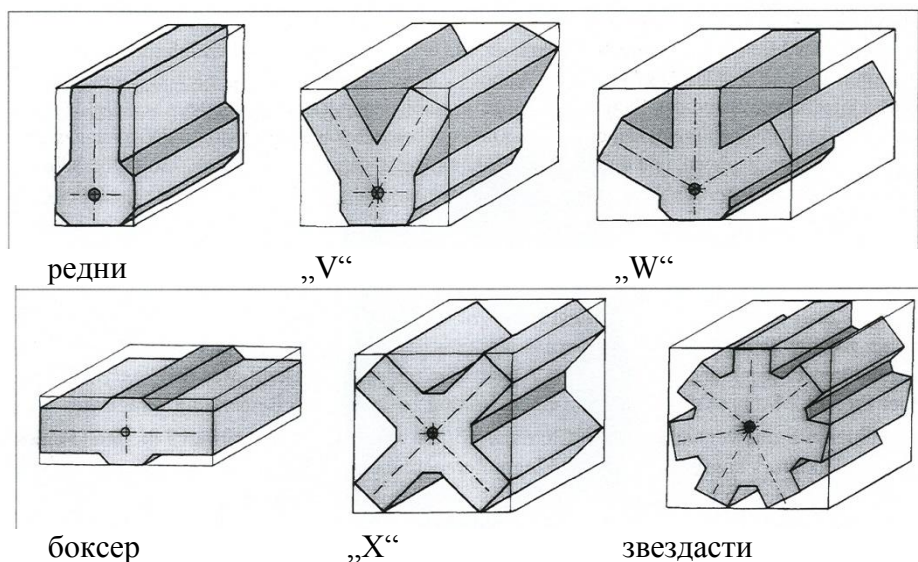
Предности четворатактог мотора су: добар квалитет измене радне материје, што омогућава добру економичност. Недостатак је потреба за реализацијом комплетног циклуса са четири хода клипа, тако да је број радних тактова у јединици времена релативно мали. Снага која је добијена по овом принципу рада је релативно ограничена. Међутим због своје економичности ови мотори се широко користе у ото и дизел конструкцији за моторе малих, великих и средњих снага. Двотактни мотор обавља радни циклус у два такта, при чему има само два хода клипа и један обртај коленастог вратила за укупан радни циклус. Процес сагоревања у двотактном мотору је исти као и у четворотактном. Због тога двотактни мотори могу бити и ото и дизел. Након сагоревања одвија се такт ширења који и овде представља једини радни такт. Експанзија траје све док клип не отвори излазни канал и тада под дејством притиска сагорели гасови иструјавају из радног простора при чему притисак опада до близу притиска околине. У том тренутку клип отвара улазни канал и под дејством напојног компресора, под малим надпритиском убацује се у цилиндар свеже пуњење (чист ваздух или смеша бензина и ваздуха). Тиме долази до испирања цилиндра када преко улазног канала, у цилиндру улази свеже пуњење. Свеже пуњење потискује испред себе сагореле гасове и избацује их изван цилиндра преко истовремено отвореног излазног канала. При томе увек долази до већег или мањег мешања продуката сагоревања и свежег пуњења тако да се део свеже радне материје губи, а део сагорелих гасова остаје у цилиндру. Двотактни мотор мора поседовати напојни компресор који ће након отварања преливног канала под веома малим натпритиском убацити свеже пуњење. Процес испирања цилиндра траје све док клип, прошавши кроз УМТ не затвори најпре улазни канал, да би се нешто касније затворио и излазни канал. Тиме почиње права компресија пуњења које се налази у цилиндру, иако је сам такт сабијања почео у ствари већ након проласка клипа кроз УМТ. Пре доласка клипа у СМТ, где се завршава сабијање, долази до паљења (варницом или самопаљењем) и сагоревања, након чега се циклус понавља. Предност двотактних мотора у доносу на четворотактне су: једноставност и већи број радних тактова при истом броју обртаја, при чему се делом постиже већа снага из исте запремине. Међутим, постоји два пута већи број радних тактова у јединици времена него четворотактни мотор, због слабије измене радне материје снага двотактног мотора није два пута већа него само за око $50 \div 80\%$. Економичност двотактног мотора је лошија због слабијег квалитета измене радне материје. Двотактни мотори се користе код мањих мотора (за мотоцикле, пољопривредну механизацију, ванбродске моторе) у ото конструкцији, да би се постигла што већа снага, при чему је потрошња горива мање значајна јер се ради о јединицама мање запремине. Двотактни мотор се такође јавља код екстремно великих бродских мотора који се користе у дизел варијанти са малим бројевима обртаја тако да се процес испирања може добро контролисати и обавити, чиме се постиже и добра економичност и висока развијена снага.

2.5 Подела мотора сус према конструктивном извођењу

Поред претходно наведених основних подела клипних мотора, они се могу изводити у већем броју различитих варијанти. Да би се стекла представа о неким могућностима реализације конструкције клипних мотора оне се могу расподелити у више конструкцијских класификација.

Према броју цилиндара, мотори могу бити једноцилиндрични и вишецилиндрични са по неколико везаних цилиндара (дво-, тро-, четворо-, пето-, шесто-, осмо-, дванаесто-, шеснаесто- цилиндрични мотори) [2].

Према положају цилиндара мотори могу бити: вертикални (најчешће коришћени због најједноставније градње, природног тока уља и воде, лаког опслуживања), хоризонтални (коришћени специјално при погону аутобуса), под углом (због прилагодљивости смештајном простору). Према распореду цилиндара, постоје: линијски мотори (када су осе цилиндара међусобно паралелне и у истој равни, а најчешће коришћен код мотора са шест и мање цилиндара), V- мотор (када осе цилиндра заклапају одређени угао и секу се у оси мотора, а погодан је због своје компактности при већем броју цилиндара), боксер В - мотор (који је уствари хоризонтални мотор код кога су наспрамни клипови крећу један насупрот другом долазећи истовремено у СМТ и УМТ и који су погодни за уградњу на моторциклима), звездасти мотор (погодан за авионске моторе), Х – мотор (уствари два V – мотора спојена у центру од којих је један висећи), W – мотор (са три гране цилиндара чије се осе секу у оси мотора где је смештено коленасто вратило или два паралелно V – мотора са заједничким изводом снаге), Н – мотор (са два коленаста вратила у средини и заједничким излазом), делта D – мотор (са три коленаста вратила и три цилиндра са наспрамним клиповима).



Слика 2.0 *Врсте мотора према распореду цилиндара [3]*

Према броју радних клипова у цилиндру постоје мотори са једним или ређе са два клипа која се крећу један наспрам другог у једном истом цилиндру који када су у СМТ заједно формирају између себе комору сагоревања.

Према начину извођења клипног механизма, постоје мотори без и са укрсном главом. Укрсна глава представља мотор који поред клипа и клипњаче има и клипну полугу и укрсну вођицу клипњаче. Према начину дејства, постоје мотори са једноструког и двоструког дејства. Код првог се процес одвија само са једне стране клипа, а код другог се радни процес обавља са обе стране клипа. Према брзоходности мотора постоје: спороходни мотори (са бројем обртаја испод $n = 250 \text{ мин}^{-1}$), средње брзоходни мотори ($n = 250$ до $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$), брзоходни мотори ($n = 1000$ до $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$), супер брзоходни мотори ($n > 3000 \text{ мин}^{-1}$). Према намени мотори могу бити: стационарни, возилски, бродски, авионски, тракторски, идустријски. Према врсти хлађења постоје мотори са ваздушним и воденим хлађењем, зависно од врсте коришћеног расхладног средства.

Према врсти коришћеног горива постоје: гасни мотори, мотори са течним горивом и вишегориви мотори.

2.6 Систем развода радне материје мотора сус

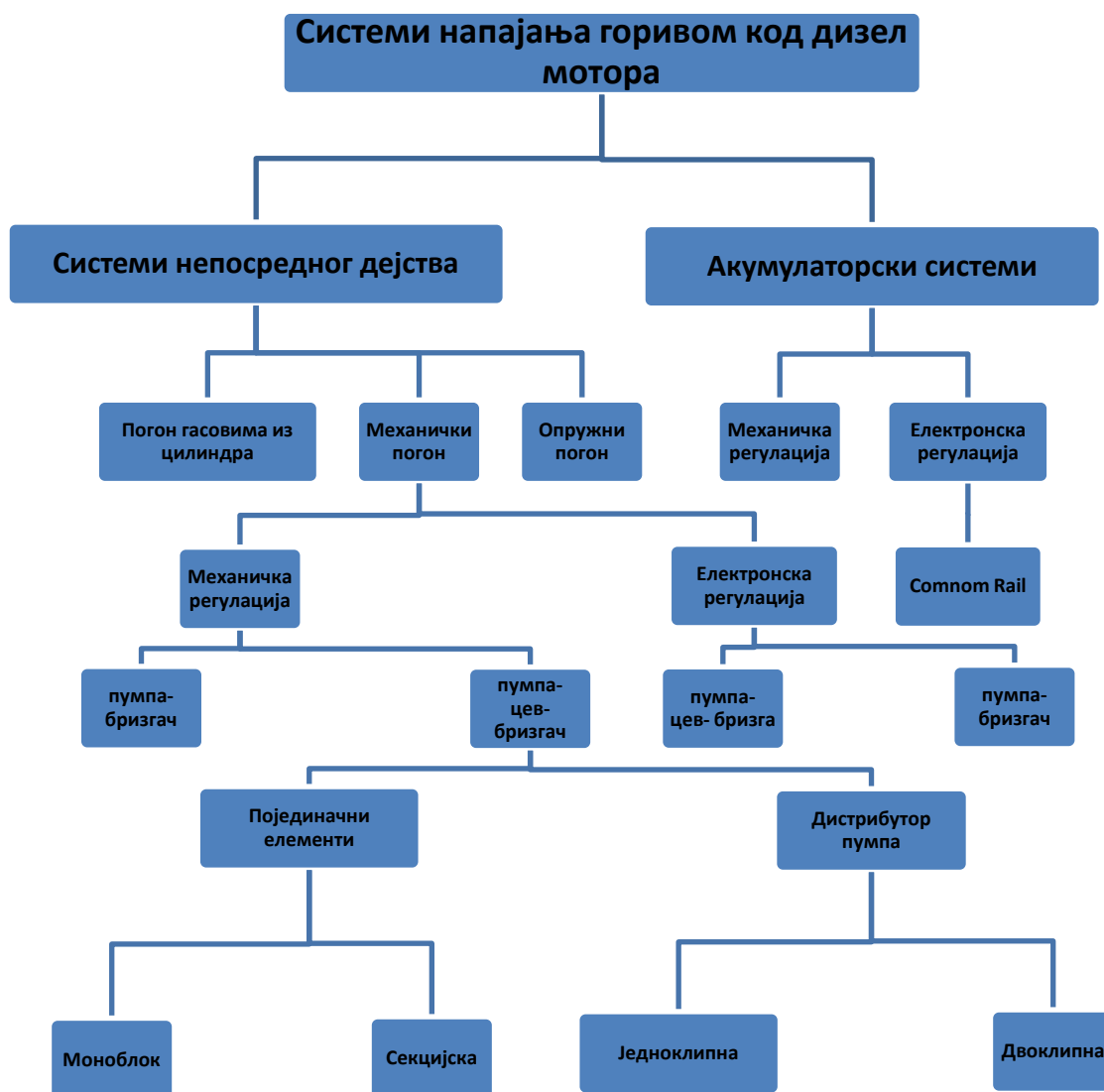
Задатак система развода је да обезбеди правовремено отварање и затварање усисних и издувних органа како би се омогућила што квалитетнија измена радне материје. Дакле, циљ је да се што потпуније одстрани продукти сагоревања након њихове експанзије и што боље пуњење свежеом радном материјом. Код четворотактних мотора се примењује вентилски развод где се као разводни органи употребљавају вентили. Код двотактних мотора примењује се засунски развод где улогу овог органа врши сам клип или комбиновано (засунско – вентилски развод). Захтеви за разводним механизмом су већи код отових мотора јер они постижу већи број обртаја него дизелови мотори. Осим тога, код ото мотора конструкција разводног механизма је уско повезана са обликом простора коморе за сагоревање, затим за обезбеђивање коморе за рад са потребним октански бројем горива и за што мањом штетном емисијом у издувним гасовима [2].

Као разводни елементи најчешће се користе вентили, а некада су се користили и ротирајући засуни разних облика, осцилирајуће цилиндарске кошуљице. Разводни механизам данас искључиво користи вентиле, а њихова предност се огледа у следећем: једноставна и јефтина израда вентила и седишта при чему је облик симетричан и кружног попречног пресека, поуздано заптивање помоћу додатног притиска из цилиндра, велика трајност и поузданост механизма, а захтеви за одржавање су минимални.

Покретање вентила се остварује брегастим вратилом, а у будућности се предвиђа погон без брегастог вратила. У случају погона без брегастог вратила користили би се вентили са електромагнетским системом управљања. Разводни механизам се може препознати по смештају вентила и њиховом броју по цилиндру и по смештају брегастог вратила. Вентили се по смештају могу конципирати као стојећи и viseћи вентили у глави мотора. Број вентила по цилиндру може да буде од два до осам вентила са међусобном комбинацијом и распоредом унутар компресионе коморе главе мотора. Брегасто вратило може бити смешетно у блоку и глави мотора са једном или са две брегасте. Погон брегастог вратила се остварује: зупчаницима, ланцима, зупчастим ременом. Облик брегастог вратила може да буде: тангенцијалан, брег са удубљењем (конкавним боком), брег са испупчењем (конвексним боком). За високе бројеве обртаја потребно је имати што мању осцилирајућу масу при чему се остварује предност са више мањих вентила, што већа крутост разводног механизма, безударни профили брега који има континуалну промену убрзања. Брзина струјања кроз вентилски отвор је од 80 до 110 [m/s], а највећа температура се остварује код издувног вентила и износи до 800 °C [2].

2.7 Систем за напајање дизел мотора горивом

Код дизел мотора се гориво посредством пумпе за убризгавање горива уводи у цилиндар мотора под високим притиском, који је испуњен ваздухом под одређеним притиском и високом температуром. Гориво има посебну температуру и притисак у тренутку убризгавања у цилиндар што директно утиче на формирање смеше.



Слика 2.1 Подела система за убризгавање горива код дизел мотора [2]

Формирање смеше се одвија у самом цилиндру у врло кратком временском периоду. Према начину дејства системи за напајање горивом код дизел мотора могу бити посредног дејства при чему се као погон користе гасови из цилиндра, механички погон или опругни системи. Најистакнутији системи из ове групе су са механичким погоном који могу да се регулишу механичким или аутоматским путем. Акумулаторски системи су такође према начину регулације индентични системима непосредног дејства али им је принцип рада друкчији. Common Rail систем је најпопуларнији из ове групе система за напајање дизел мотора и данас се увелико примењује.

2.8 Систем хлађења мотора сус

Сагоревање горива у цилиндру мотора ослобађа се одређена количина топлоте од које се један део претвара у рад, један део преноси на виталне делове мотора и један део одводи издувним гасовима. Систем хлађења мотора управо има улогу да део топлоте која се преноси на главне делове (цилиндарски блок, главу, клипни механизам) одведе у околину и на тај начин обезбеди оптимално температурско стање мотора и заштити његове виталне делове од термичког преоптерећења.

Према врсти расхладног флуида систем хлађења код мотора СУС може се поделити у две групе:

- систем хлађења течностима
- систем хлађења ваздухом.

Зависно од принципа хлађења, систем хлађења течностима може се поделити на следећи начин:

- хлађење испаравањем
- отворени циркулациони систем
- затворени циркулациони систем.

Хлађење испаравањем се заснива на познатом физичком закону да се испаравањем течности из околине одводи одговарајућа количина топлоте која је једнака топлоти испаравања те течности. Недостатак оваквих система је доста висок температурски ниво на коме се испаравање одвија.

Отворени циркулациони системи се користе за хлађење мотора који раде поред природних резервоара воде (реке, језера, мора), или служе за погон средстава воденог транспорта, где се вода, као расхладно средство, узима из околине и након обављене функције хлађења поново у њу враћа.

Затворени циркулациони системи се могу поделити на системе са принципом термосифонског струјања и са принудном циркулацијом. Системи хлађења са термосифонским струјањем, раде на принципу природног струјања које се јавља у течности када се она загрева. Овај ефекат не обезбеђује потребан интензитет хлађења за моторе СУС. Због захтева за интензивним хлађењем, код мотора СУС се користе затворени системи хлађења са принудном циркулацијом помоћу пумпе. Код система ваздушног хлађења расхладни медијум је ваздух који се узима из околне атмосфере. Вентилатор кога покреће коленасто вратило, потискује ваздух који се уз помоћ усмеривача усмерава у међуребарске просторе цилиндра и главе одакле односи одређену количину топлоте и тако загрејан се избацује у околину. У циљу одржавања оптималне температуре излазног ваздуха потребно је извршити регулацију овог система на један од следећих начина:

- променом броја обртаја вентилатора,
- променом угла нагиба лопатица вентилатора,
- променом пригушења на улазу или излазу вентилатора,
- рецикулацијом загрејаног ваздуха [2].

2.9 Систем подмазивања мотора сус

За подмазивање виталних делова мотора користи се затворени циркулациони систем подмазивања под притиском. Зависно од тога где је смештена основна количина уља (средства за подмазивање) системи за подмазивање могу бити: са мокрим и сувим картером. Код система са мокрим картером основна количина уља је смештена у картеру, а са сувим картером у посебном резервоару.

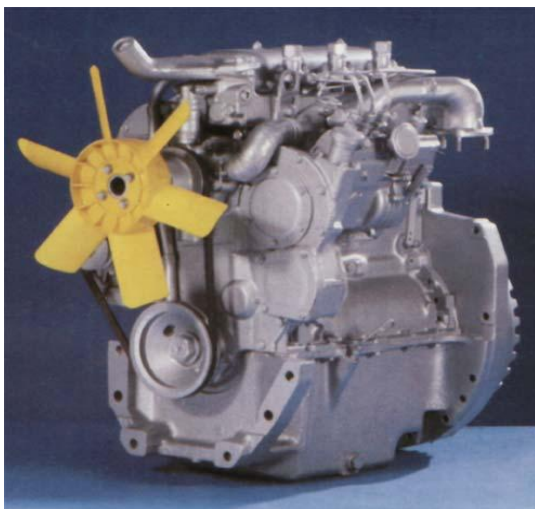
Систем за подмазивање је неопходан систем код мотора СУС, а његова улога је следећа:

- да смањи трење и хабање у деловима који су међусобном контакту и релативно се крећу један у односу на други (клизни лежајеви, склоп клип-цилиндар, зупчаници),
- да одведе топлоту од делова који се подмазују насталу у процесу трења и процеса сагоревања,
- да заштити делове од корозије [2].

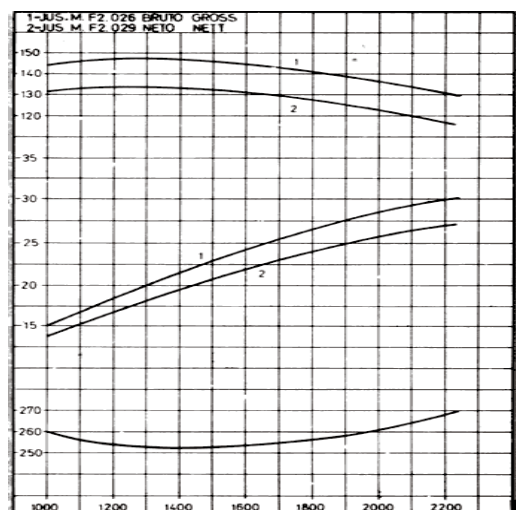
Уље из картера се под дејством пумпе преко усисне корпе шаље у главни (магистрални) вод, а потом преко одговарајућих канала до основних и летећих лежајева коленастог вратила, лежајева брегастог вратила и осовине клацкалица. Притисак уља се у систему креће од 2 до 5 бара. Остали склопови мотора (клип-цилиндар, зупчаници, ланчаници и сл.) се подмазују разбацивањем капљица и парама које настају испаравањем уља на повишеним температурама. Уљни прстенови клипа скидају вишак уља са површине цилиндра и стварају фини слој који служи за подмазивање овог склопа. Притисак уља се контролише помоћу манометра или контролне сигналне лампице, а количина помоћу мерача нивоа уља.

2.10 Радни параметри мотора са унутрашњим сагоревањем

Дијаграми на следећим сликама представљају криве снаге, обртног момента и потрошње горива мотора при пуном оптерећењу, а то су уједно и важнији радни параметри мотора сус. Треба нагласити да су сви тракторски мотори снабдевени свережимским регулаторима који омогућавају погон трактора у условима брзо променљивих отпора који се јављају при операцијама обраде земљишта.



Слика 2.2 Изглед мотора М34/Т [3]



Слика 2.3 Спољашња брзинска карактеристика мотора М34/Т [3]

У ефективне параметре мотора са унутрашњим сагоревањем спадају следеће величине:

- ★ Ефективна снага
- ★ Обртни момент мотора
- ★ Средњи ефективни притисак
- ★ Степен компресије мотора
- ★ Специфична снага мотора
- ★ Специфична потрошња горива.

Ефективна снага мотора представља најважнији параметар који представља производ обртног момента и броја обртаја. Крива снаге се разликује од мотора до мотора јер сваки мотор има независно различиту карактеристику криве снаге. Брзоходни мотори имају благо повијену криву при максималном броју обртаја и у тим границама мотор испољава максималну снагу. Код средње брзоходних мотора нормалне конструкције за аутомобилску примену максимум криве снаге је при већим бројевима обртаја с тим да се карактер промене криве одвија постепено од минимума до максимума. Код спороходних мотора максимум снаге се одтвараје на максималном броју обртаја уз још повијену криву снаге при мањим бројевима обртаја.

Обртни момент мотора представља другу по реду важну величину која карактерише радне параметре мотора сус. Обртни момент код брзоходних мотора се налази на вишем броју обртаја, а код спороходних мотора се максимум обртног момента налази при мањем броју обртаја. Због тога мотори исте запремине и истих бројева обртаја немају исте перформансе у погледу одвијања рада па им је примена ограничена. То значи да мотор мора да има своју намену да би се снага равномерно распоредила иначе његова примена није могућа. То повлачи и развијање криве обртног момента која је врло променљива код мотора намењени за пољопривредне послове као што је случај са мотором М34/Т.

Средњи ефективни притисак представља рад који је добијен током једног радног циклуса мотора по јединици радне запремине. Такав притисак делује током читавог циклуса и представља неку средњу вредност која не зависи од средњег притиска који иначе влада у мотору када се извршавају процеси усисавања, сабијања и издувавања.

Степен компресије мотора одређује се из претходног сазнања о врсти и раду мотора а на основу радне запремине мотора и компресионе запремине одређује се степен компресије [3].

Специфична снага мотора се одређује на основу укупне снаге мотора и радне запремине, а често се назива и литарска снага мотора. Она представља мерило запреминског форсирања мотора.

Специфична потрошња горива дефинише потребну количину горива у јединици времена за развијање јединице снаге. Што је овај параметар мањи то је и економичност мотора повољнија. По дефиницији специфична потрошња горива представља однос потрошње горива и развијене ефективне снаге мотора.

Да би се значај наведених параметара пратио, потребно је познавати структуру читавог погонског агрегата као и могућност кориговања карактеристика појединих параметара да би се клипни механизам налазио у заштићеној зони и како би се постављени захтеви унапредили. Погонски агрегат са унутрашњим сагоревањем представља склоп од више целина које су прецизно прорачунате и утемељене на законима кретања делова подсклопова при чему се пажња посвећује поред одговарајуће снаге, обртног момента, броја обртаја, потрошње горива, емисије издувних гасова и на сам његов спољашњи и унутрашњи изглед.

Целина састављена од међусобно повезаних делова мора бити компактна и свака нова минимална измена у неким од параметара би могла да изазове позитивне али и при недовољној оцени и негативне ефекте. Основни задаци клипног механизма се могу вредновати од:

- формирање компактне коморе за сагоревање између две равни
- могућност пријема силе притиска гасова добијене током циклуса
- способност да примљене силе притиска гасова пренесе на следеће потребне делова механизма
- могућност претварања праволинијског кретања клипа у кружно кретање коленастог вратила
- поуздан пренос остварене потребне силе кроз делове склопа као и посеба пажња на критична места везе делова система
- пренос нормалне силе на цилиндарски блок
- пренос топлоте са својих делова на цилиндарски блок
- пренос обртног момента на радну машину.

Покретни елементи клипног механизма су најоптерећенији елементи мотора који су изложени дејству механичких оптерећења (сила притиска гасова и од инерцијалних сила) и топлотних оптерећења (од контаката са врелим продуктима сагоревања, међусобног трења и трења са непокретним елементима).

Код већине брзоходних мотора оптерећења која се јављају у раду преносе се и на картер мотора тако да се и сама конструкција картера налази под ударним оптерећењем. Због тога се од конструкције покретних елемената клипног механизма захтева:

- висока чврстоћа материјала, добра крутост и отпорност на хабање при релативној малој маси
- поваљан облик, квалитетан избор материјала и режима обраде
- добра уравнотеженост и равномеран број обртаја при свим режимима рад
- елиминација вибрација и критичних зона радних режима при одређеном броју обртаја мотора
- поуздан рад на различитим експлоатационим режимима.

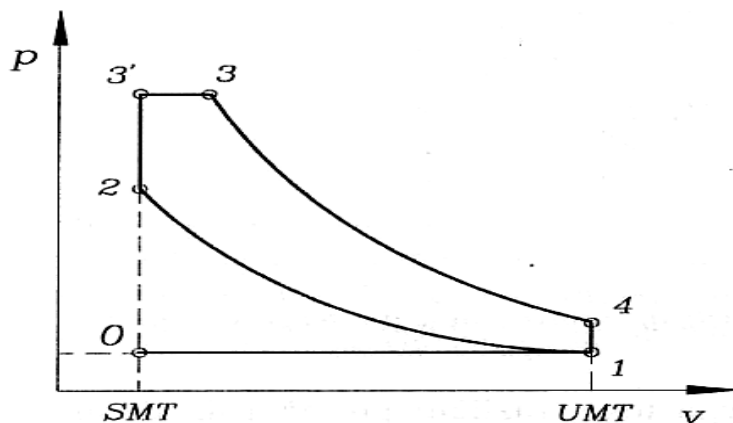
2.11 Основни принципи прорачунске методе пројектовања мотора СУС

Пројектовање прорачунском методом се своди на математички поступак одређивања усвојених вредности параметара мотора и корекција добијених вредности. Најтеже је одредити прву фазу пројектовања мотора где је потребно на бази већ постојећих решења усвојити параметре и прорачунати одговарајуће тачке којим су представљене позиције критичних вредности појединих параметара (притисак, температура, запремина) који ће се током прорачуна користити. Уколико се усвојени параметри (тип и намена мотора, снага, макс. број обртаја, пречник и ход клипа, степен компресије, број и распоред цилиндара) третирају као захтев за израду таквог мотора са свим тим параметрима онда се прорачун своди на одређивање притиска и температуре у појединим тачкама уз могућност корекције појединих параметара. Међу познатим параметрима је и податак о врсти примењеног горива. Радна запремина мотора се добија на основу већ усвојених вредности параметара пречника и хода клипа уз предходну дефинисаност за распоредом и бројем цилиндара мотора. Ако се као захтевни параметар усваја радна запремина и снага онда се корекција извршава на пречнику и ходу клипа. Такође се снага може кориговати повећањем или смањењем максималног броја обртаја. Примена горива веће енергетске ефикасности од предвиђене није меродавна за корекцију током прорачуна те се као таква у почетку усваја и не мења се током читавог прорачуна [1].

2.11.1 Прорачунски циклуси мотора сус

Прорачунски циклуси мотора се користе за егзактно упоређење или прорачун параметара циклуса, како бисмо што реалније приказали ток затвореног кружног процеса у цилиндру мотора. Најчешће се прорачунски циклус реализује по методи Гриниветски – Мазинг, са следећим претпоставкама:

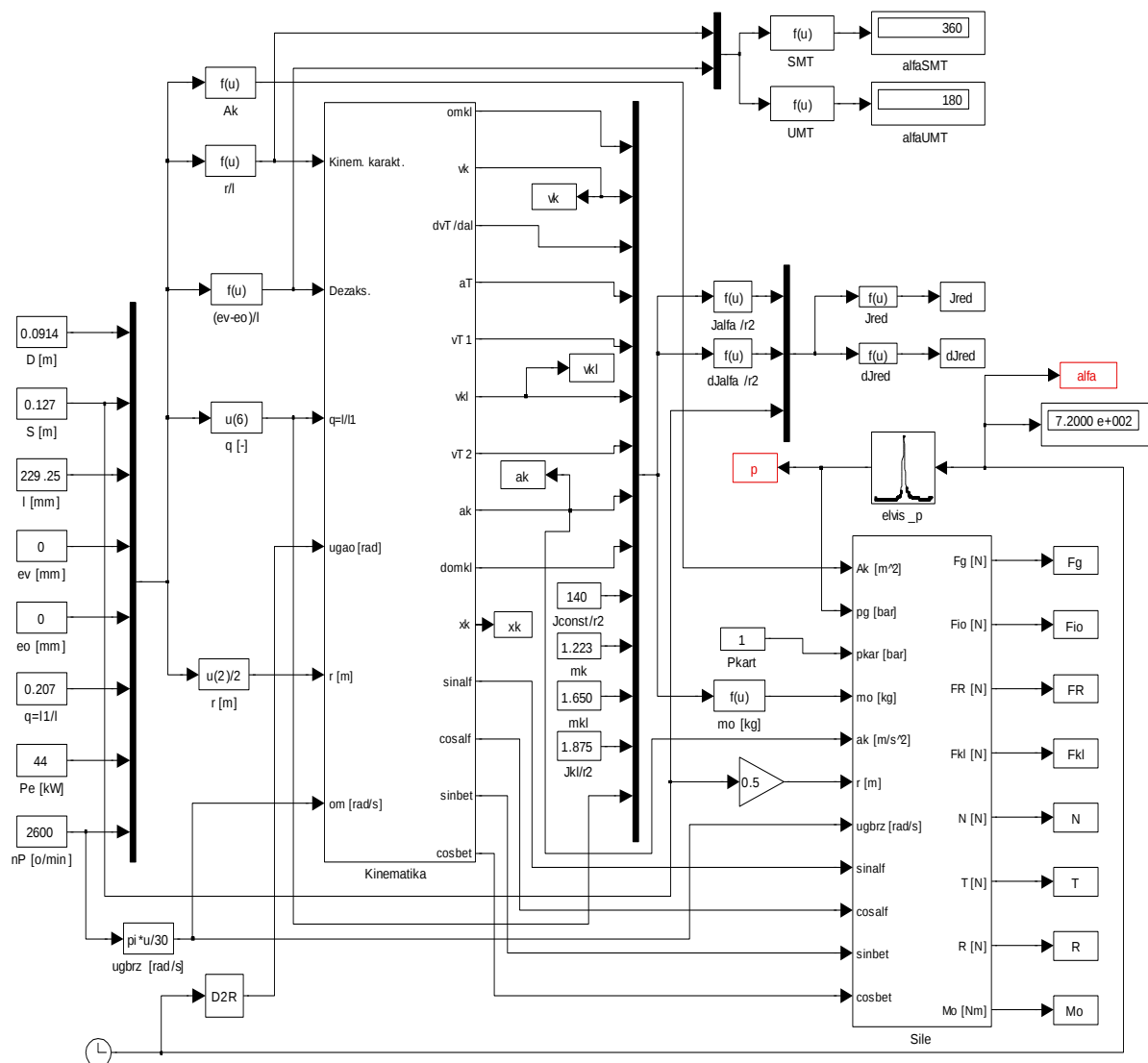
- * радна материја се током циклуса мења
- * специфичне топлоте радног тела су променљиве
- * сагоревање није потпуно, постоји дисоцијација и губици топлоте.



Слика 2.1 Изглед прорачунског комбинованог циклуса четвортактног мотора [1]

2.12 Основни принципи симулационе методе пројектовања мотора СУС

Све кинематске и динамичке карактеристике клипног механизма приказују се у функцији угла обртања коленастог вратила. Приликом симулације помоћу софтверског пакета Матлаб све кинематске и динамичке карактеристике се дају у функцији угла обртања коленастог вратила. Дијаграми са резултатима су приказани у даљем раду.



Слика 2.3 Симулациони модел Simulink у програмском пакету Matlab за израчунавање кинематских и динамичких величина клипног механизма [5]

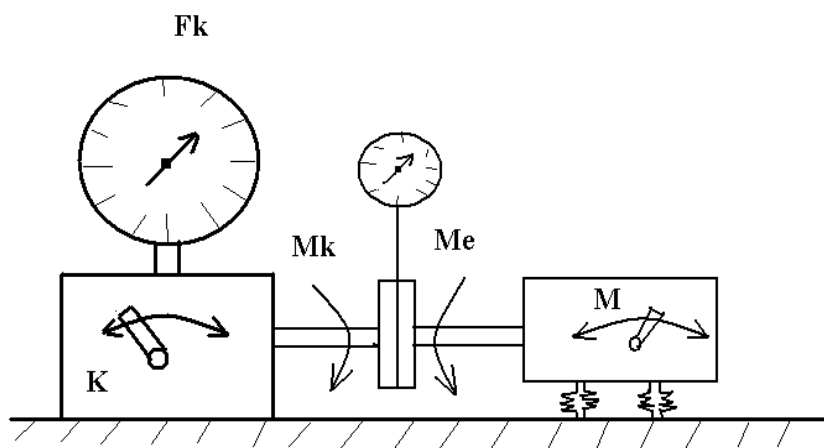
На следећим сликама су приказани графици и утицајни параметри на исход кинематских величина. Као утицајне величине узимају се:

l - кинематска карактеристика која се даје као однос дужине летећег рукавца и дужине клипњаче.

δ - релативна дезаксијалност која представља однос укупне дезаксијалности и дужине клипњаче.

2.13 Основни принципи експерименталне методе пројектовања мотора СУС

Једна од могућих мера утврђивања карактеристика пројектованог мотора СУС, након свих предходних фаза које су уследиле током израде готовог склопа, јесте заправо испитивање погонских карактеристика на пробном столу за испитивање мотора СУС. Лабораторија за мерење погонских карактеристика мотора СУС на пробном столу за испитивање, постоји у оквиру већ постојећег објекта саме установе, а која су адекватно изолована и обезбеђена максималном сигурношћу приликом њеног коришћења од стране лица која су задужена за овакав вид испитивања. Пробни сто се састоји од испитиваног мотора, кочнице која симулира спољашње оптерећење у којем се мотор реално у експлоатацији сусреће и опреме за мерење вредности величина које се током процеса рада испитују. На слици 2.4 дат је шематски приказ пробног стола за испитивање карактеристика пројектованог мотора СУС.



Слика 2.4 Шематски приказ пробног стола за испитивање карактеристика пројектованог мотора СУС [3]

Значење словних ознака са слике 2.4 представљају следеће делове на пробном столу: М-мотор, К-кочница, F_k -сила кочења, M_k -момент кочења, M_e -обртни момент мотора. Моторна кочница служи за оптерећење мотора и полугом кочнице може се кориговати сила кочења, тј. момент кочења који оптерећује мотор. Сам поступак извршења мерења снаге мотора, коришћењем кочнице се своди на то да се полугама К и М, мотор доводи у жељени режим рада, а на скали се читава жељена сила кочења и број обртаја мотора. Мотор на овом жељеном режиму мора да се одржи у раду неколико минута пред сам почетак мерења. Тек након тога постиже се устаљени режим рада ($F_k, n = \text{const}$). При устаљеном режиму рада вредност силе која оптерећује излазно вратило мотора толерише се у границама које представљају њену константну вредност при чему број обртаја мотора не сме варирати ван дозвољених граница. Најидеалније би било да се устаљени режим рада мотора одвија без било каквих варијација, узимајући у обзир силе или бројеве обртаја мотора, који се током дужег временског стања благо мењају. Због карактера самог процеса сагоревања у мотору, као и због утицаја спољашњих фактора, доводи се у питање валидност резултата, а да би се цео процес стабилизовао и наставио даље са праћењем тока испитивања усвајају се или уводе се корекциони фактори.

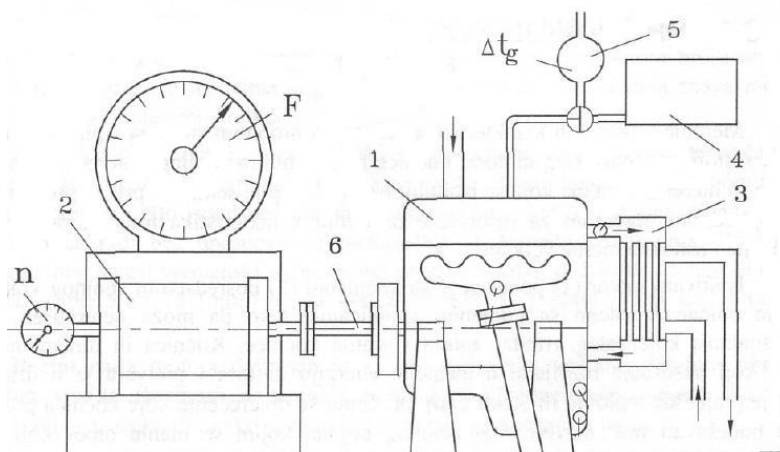
Корекциони фактори доприносе повећању тачности мерених величина чиме се процес испитивања приближава стварном процесу током рада мотора у могућим условима експлоатације. Усвајајући одређене факторе вредности излазних карактеристика мотора сус постају релевантне имајући у виду карактер одвијања циклуса у цилиндрима мотора.

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_e - M_k, \quad n = \text{const} \rightarrow \omega = \text{const} \rightarrow \frac{d\omega}{dt} = 0 \rightarrow M_e = M_k$$

На основу ових релација следи да је за одређивање обртног момента мотора (M_e) потребно одредити момент кочења (M_k). Познавајући вредност сила кочења (F_k) која се читава на манометру, надаље се прорачунава крак који спаја моторску кочницу са мерном вагом. Међутим, да би се избегла стална мерења и тиме убрзао процес испитивања, овај крак је углавном дат као карактеристика моторске кочнице, тако да је то већ позната величина. Према томе, може се одредити веза између момената мотора сус и момената кочења према следећој релацији:

$$M_k = F_k L = M_e$$

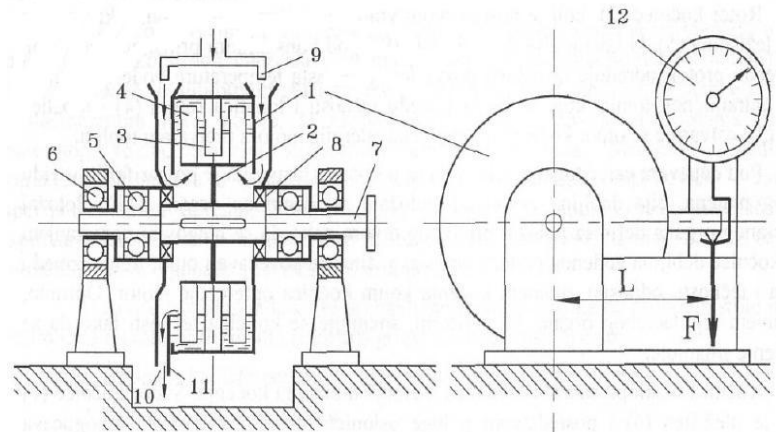
У даљем тексту ће бити детаљно описан систем испитивања карактеристика мотора сус на пробном столу. На слици 2.5 може се видети детаљнија шема пробног стола за испитивање. Испитивани мотор (1) повезан је са кочницом (2), посредством спојничког вратила (6) које је обично изведено са гуменим спојницама, тако да би неутралисало мању дезаксијалност коленастог вратила мотора и вратила кочнице. Кочница је уређај који апсорбује развијену механичку енергију мотора и претвара је у друге видове енергије (најчешће топлотну или електричну), при чему се оптерећење које кочница производи може подешавати посредством регулационе полуге којом се мења отпор који мотор савлађује током рада. Подешавање жељеног режима рада мотора добија се деловањем на регулациону полугу мотора или кочнице. Мотор и кочница представљају посебан фундамент у односу на темељ зграде лабораторије, како се вибрације које они изазивају не би преносиле на целу зграду и тиме изазвале велика померања и потресе. Према начину остваривања момента кочења, кочнице можемо поделити на : механичке, хидрауличке, пнеуматске и електричне. Данас су у употреби најчешће хидрауличне и електричне.



Слика 2.5 Инсталација за испитивање мотора (пробни сто) [3]

Принцип рада хидрауличне кочнице може се описати на следећи начин (слика 2.6). Ротор кочнице (2), који се посредством вратила везује са мотором, окреће се у својим лежиштима (5).

У кочницу се доводи вода (9), под константним притиском, при чему се потребан проток одређује из услова дозвољеног пораста температуре воде у кочници. Путем хидрауличног трења, које се јавља између течности и лопатица ротора (4) и лопатица статора (3), остварује се отпор кочења и механичка енергија се претвара у топлотну енергију. Под дејством центрифугалне силе вода се у кочници распоређује по периферији, у виду воденог прстена, чија дебљина зависи од положаја регулационог органа (11). Положај регулационог органа дефинише положај преливног отвора, тако да се његовим померањем ка оси кочнице дебљина воденог прстена повећава, чиме се повећава и отпор трења између лопатица и течности, тј. регулише се момент кочења којим се кочи мотор. Померањем регулационог органа ка периферији смањује се количина течности чиме се смањује и оптерећење. Кочница у свом склопу садржи и уређај за мерење момента кочења. Статор кочнице (1), такође је улежиштен (6) и посредством полуге ослоњен је на вагу (12), која омогућује мерење силе кочења, односно силе која се путем хидрауличног трења преноси са ротора на статор кочнице. На основу измерене силе (F) и познатог крака кочнице (L) одређује се реактивни момент кочења који је једнак активном обртном моменту мотора, што је претходно описано. Такође је у склопу мерне јединице омогућено и мерење броја обртаја мотора, потрошње горива, као и притиска и температуре околине. Зависно од врсте испитивања могу се мерити и бројне друге величине. При раду мотора за хлађење се обично користи лабораторијски систем за хлађење (најчешће измењивач топлоте типа вода-вода). Испитивање погонских карактеристика мотора врши се у низу стационарних радних режима. Стационарни радни режим мотора подразумева и устаљено температурско стање тако да мотор на сваком режиму треба да ради одређено време (у просеку од 5 до 10 мин), након чега се приступа мерењу, а затим подешавању новог радног режима.



Слика 2.6 *Принцип функционисања хидрауличне кочнице [3]*

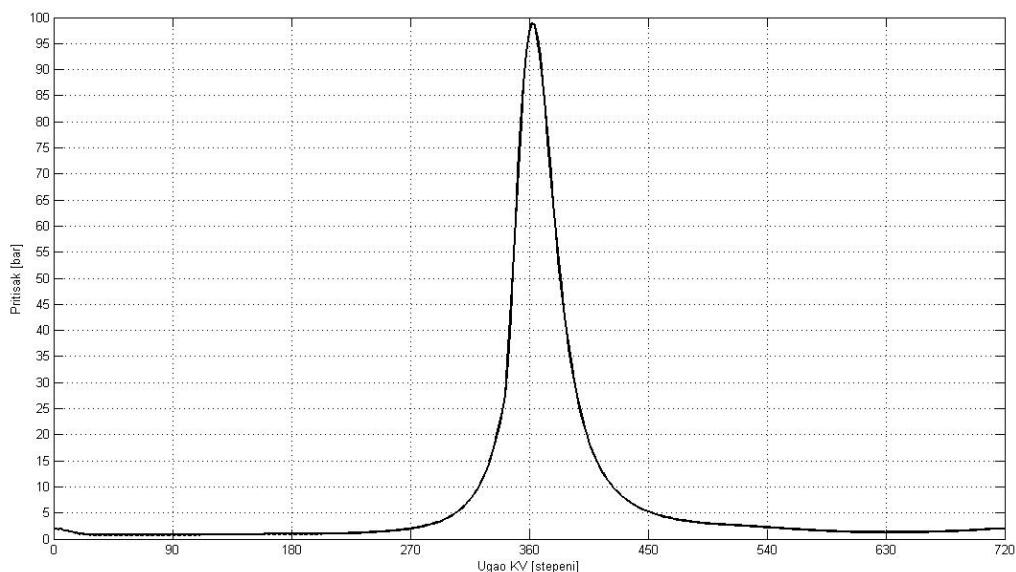
Услови мерења и декларисана карактеристика мотора на пробном столу најчешће су условљени посебним националним и интернационалним стандардима (ISO, SAE, DIN, GOST) који се морају испоштовати и тиме допринети тачности вредностима измерених величина. Све дефинисане мере и предвиђена мерна опрема мора да одговарају препорукама која су писана у стандардима и то је једини могући начин да се утврде вредности карактеристике мотора са што мањим одступањима. Данас се све више примењују електричне и хидрауличне кочнице због својих карактеристика да су веома поуздане у раду и имају током одабира стабилан момент.

3.0 Врсте и карактер оптерећења виталних делова мотора СУС

Витални делови мотора сус током свог рада оптерећени су променљивим врстама оптерећења. Почевши од тренутне идеје са израдом мотора сус улази се најпре у суштину добијања вредности минималних и максималних величина. Од суштинског значаја у почетној фази израде мотора сус јесте свакако притисак и температура која се остварује у радном цилиндру мотора сус. При свакој промени запремине од спољашње мртве тачке до унутрашње мртве тачке вредности за притисак и температуру имају различите вредности. Затим се, такође одређује степен пораста притиска током сагоревања и специфични рад циклуса или средњи притисак циклуса. Кретањем делова мотора сус изазивају се додатна оптерећења која зависе од димензија делова и брзине кретања. Кинематска анализа делова се заснива на одређивању пута, брзине и убрзања виталних делова мотора сус. Динамичка анализа одређује карактер и врсту оптерећења која су значајна са аспекта издржљивости делова и могућностима за одређивање вишка рада који се акумулира посредством замајца мотора. Дакле мотор сус оптерећен је термодинамичким, кинематским и динамичким силама које се анализирају и коригују да буду у дозвољеним границама.

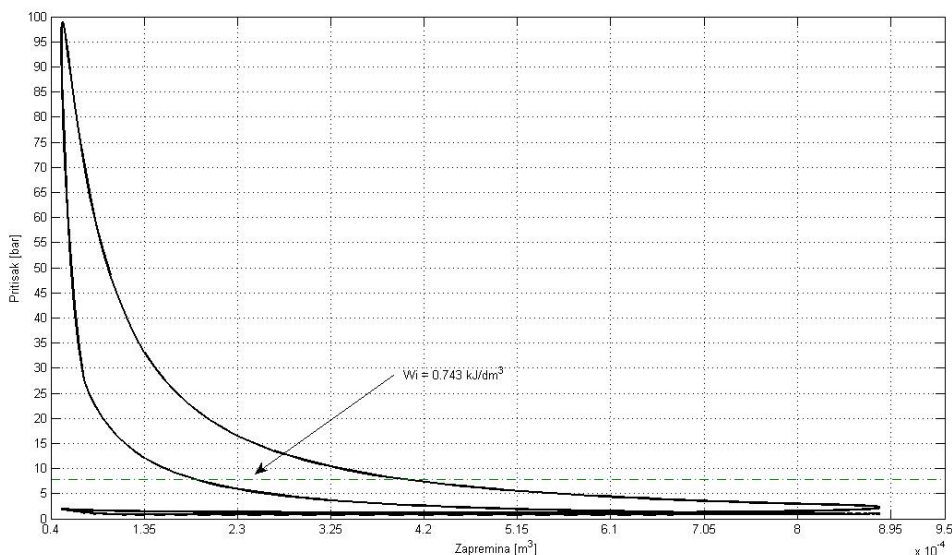
3.1 Врсте и карактер оптерећења виталних делова мотора сус с обзиром на карактеристике радног процеса

Запремина, притисак гасова у цилиндру, отворени и затворени индикаторски дијаграм и температура одређују карактеристике радног процеса. Овим се имају у виду вредности наведених величина које се мењају у функцији угла коленастог вратила. Притисак има благо повијену криву максимума после СМТ, а то је исправно јер је највећи притисак гасова за исправно функционисање клипног механизма управо неколико степени иза СМТ. Овим се постиже максимално искоришћење притиска гасова за савлађивање отпора и добијање вишка рада за остале процесе током циклуса.



Слика 3.0 Отворени индикаторски дијаграм мотора M34/T [5]

Када би крива максималног притиска била постигнута испред СМТ онда би притисак био преко недозвољених граница чиме би се угрозила постојаност делова. Такође би се повећали и механички губици при процесима измене радне материје и током хода сабијања. Ни сувише већи део ове криве после СМТ није повољан јер се тиме смањује притисак гасова, а тиме се смањује специфични рад циклуса. Пораст притиска пре и после СМТ зависи од тренутка убризгавања горива у цилиндар мотора у односу на тренутни положај коленастог вратила, тако да се оптималним избором вредности угла предубризгавања и количином убризганог горива подешава тежиште максималног притиска током циклуса.

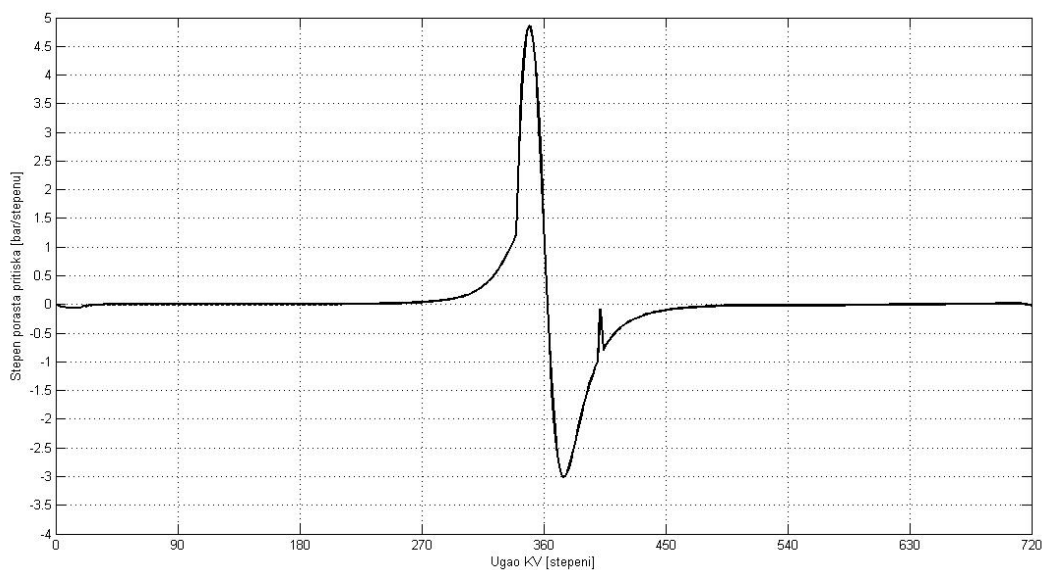


Слика 3.1 Затворени индикаторски дијаграм мотора М34/Т [5]

Затворени индикаторски дијаграм представља један радни циклус мотора сус чиме се може одредити специфични рад током једног циклуса. Ово не значи да ће и наредни циклус дати исту вредност али се после неколико циклуса одређује средњи специфични рад циклуса. Даје се као однос притиска који се појављује са различитим вредностима према радној запремини једног цилиндра мотора. Промена притиска током одвијања радних процеса је променљива и динамична која се одвија у веома кратком временском интервалу у зависности од броја обртаја мотора. Дизел мотор због саме чињенице да ради са већом количином вишка ваздуха може још више повећати овај рад уколико се користе већи натпритисци пуњења цилиндра. Специфични рад циклуса је веома битан параметар током одређивања индикаторске снаге мотора.

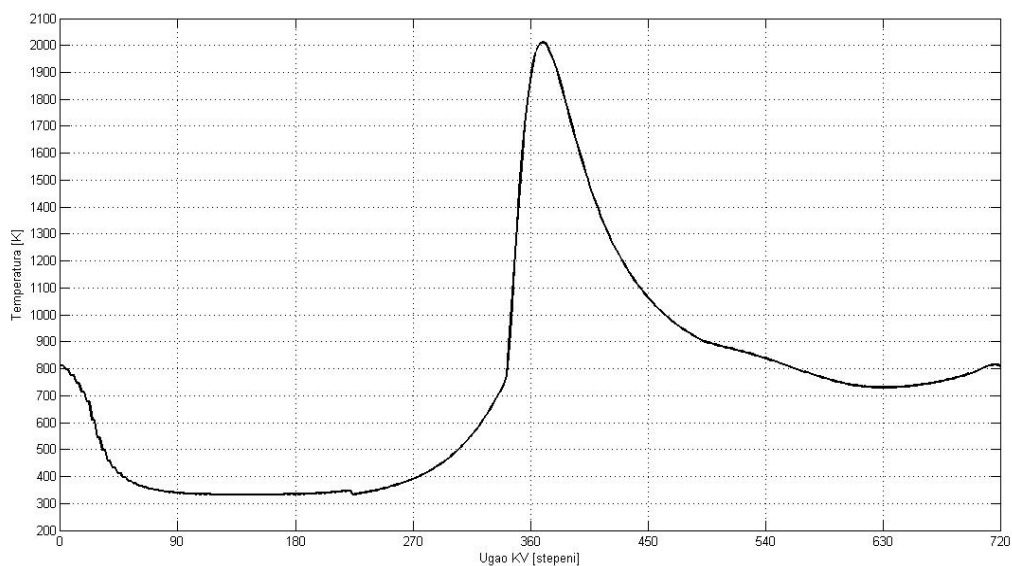
Приликом одређивања индикаторског степена корисности који представља мерило квалитета развијеног рада у цилиндру мотора у погледу искоришћене топлотне енергије горива, специфични индикаторски рад има пресудан утицај. Однос развијеног индикаторског рада током једног циклуса према доведеној топлотној енергији која је добијена сагоревањем горива током циклуса, представља индикаторски степен корисности.

Степен пораста притисак се дефинише као вредност промене притиска гасова по сваком углу коленастог вратила. Промена притиска почиње од тренутка упаљења првих молекула горива у присуству ваздуха пре СМТ (слика 3.2).



Слика 3.2 Дијаграм степена пораста притиска по углу коленастог вратила мотора M34/T [5]

Затим се притисак при сваком углу коленастог вратила расте до максималне вредности при минималној запремини. Проласком клипа кроз СМТ и кретајући се ка унутрашњој мртвој тачки вредност степена пораста притиска се смањује. При даљој ротацији коленастог вратила степен пораста притиска добија минималну вредност односно нема више утицаја на даљи ток притиска.

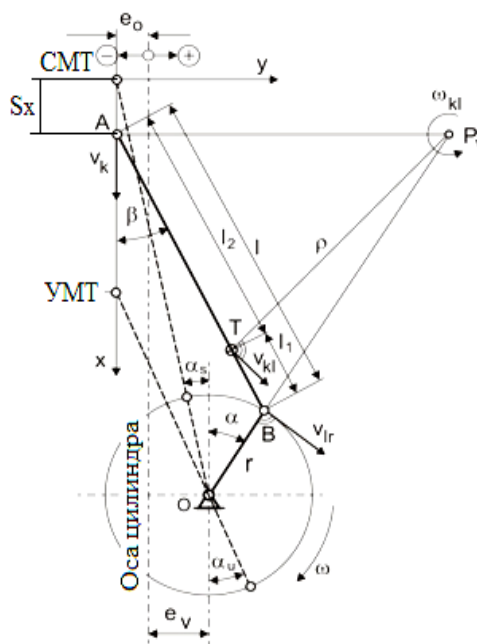


Слика 3.3 Дијаграм температуре по углу коленастог вратила мотора M34/T [5]

Температура током циклуса у цилиндру мотора је од суштинког значаја за одвијања свих процеса. Почевши од температуре током усисавања која има минималне вредности и нешто је виша од температуре околине до веома високе температуре на крају процеса сагоревања виталних делова мотора који су веома термички оптерећени. Посебно су термички оптерећени када се процес сагоревања и делом током ширења одвијају исувише споро при високим температурама где не постоји повољна могућност за што бољим одвођењем топлоте систему за хлађење мотора.

3.2 Врсте и карактер оптерећења виталних делова мотора сус с обзиром на кинематику моторног механизма

Кинематика моторног механизма дефинише кинематске карактеристике: пут, брзину и убрзање клипа мотора у функцији угла обртања колена коленастог вратила. Мотор М34/Т има кинематику аксијалног клипног моторног механизма код кога оса осовинице клипа, оса цилиндра и оса обртања коленастог вратила леже у истој равни. Како би се јасније дефинисала кинематика кретања моторног механизма и зависности које постоји на следећој слици дата је шема дезаксијалног клипног механизма која може да се посматра и као шема аксијалног клипног механизма уколико се изаберу одговарајуће вредности карактеристичних параметара за релативну дезаксијалност δ .



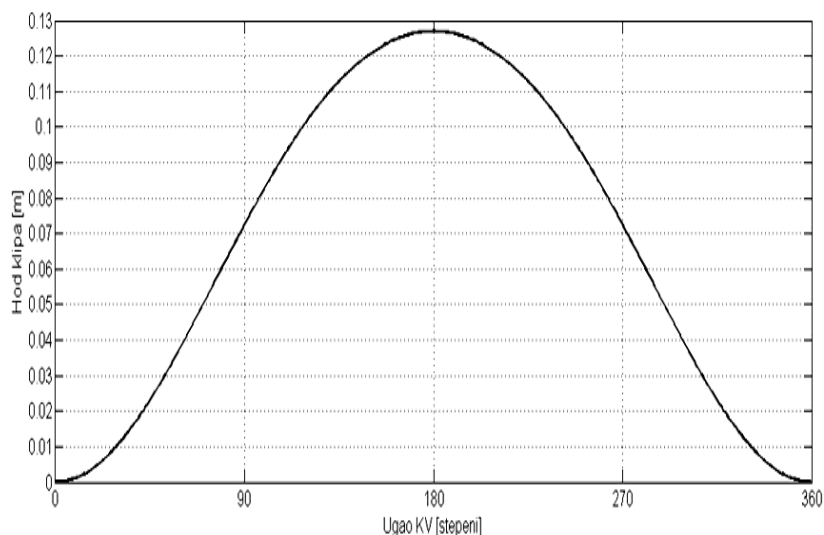
Слика 3.4 Кинематска шема дезаксијалног клипног механизма [3]

Бездимензиони параметри дезаксијалног клипног механизма:

- кинематска карактеристика: $\lambda = r / l$
- релативна дезаксијалност: $\delta = (e_v - e_o) / l$
- положај тежишта клипњаче: $q = l_1 / l$

При произвољном положају колена коленастог вратила који је одређен углом α , дефинисаним у односу на положај колена када је клип у СМТ, клип се налази на растојању од СМТ у тачки А, а клипњача мотора, дужине l , заклапа са осом цилиндраугао β . Максимална величина угла β , односно нагиба клипњаче у односу на осу цилиндра, зависи од дужине клипњаче, прецизније од односа $\lambda = r/l$, главне кинематске карактеристике мотора. Ова величина се код изведених мотора креће у границама око $\lambda = 0,22 \div 0,33$. Мање вредности овог односа дају мање силе моторног механизма док већи односи дају већу дужину летећег рукавца коленастог вратила, а мању дужину клипњаче.

Када је дужина летећег рукавца већа онда се добијају краће клипњаче сходно односу λ , па самим тим мотор постаје лакши и има мању висину блока. Пут клипа приказује се у функцији угла коленастог вратила. Минимална вредност за пут клипа је у спољној мртвој тачки док се највећа вредност за пут клипа остварена у унутрашњој мртвој тачки.

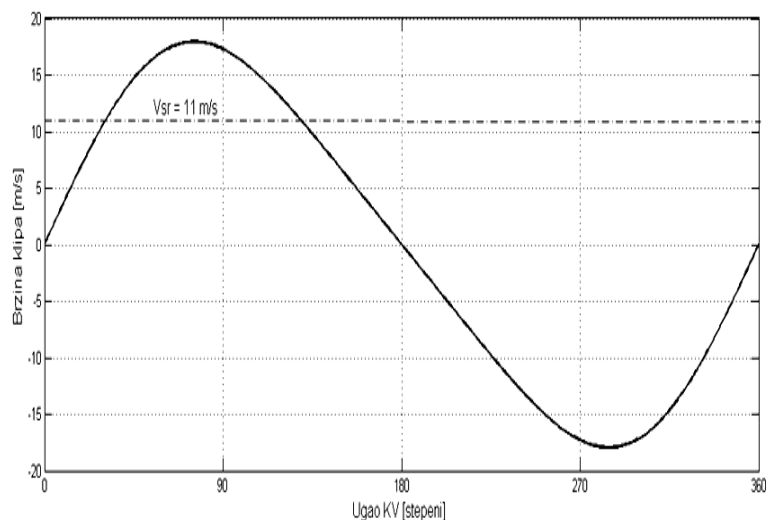


Слика 3.5 Дијаграм за пут клипа по углу коленастог вратила [5]

Пут клипа је сложена хармонијска функција која је састављена од два хармоника, односно две просте тригонометријске функције. При томе први хармоник поседује знатну амплитуду и фреквенцу која је идентична фреквенци коленастог вратила. Други хармоник има мању амплитуду, а два пута већу фреквенцу промене. Виши и нижи хармоници промене пута на дијаграму нису узети у обзир али они свакако постоје. Пут клипа може се изразити у функцији обртања коленастог вратила:

$$Sx = r + l - r \cdot \cos\alpha - l \cdot \cos\beta = r \cdot (1 - \cos\alpha) + l \cdot (1 - \cos\beta)$$

$$Sx = r \cdot (1 - \cos\alpha) + \frac{r \cdot \lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) = S'_x + S''_x$$



Слика 3.6 Дијаграм брзине клипа по углу коленастог вратила [5]

Брзина клипа се добија диференцирањем израза за пут по времену:

$$v_k = \frac{dS}{dt} = \frac{dS}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{dS}{d\alpha} \cdot \omega$$

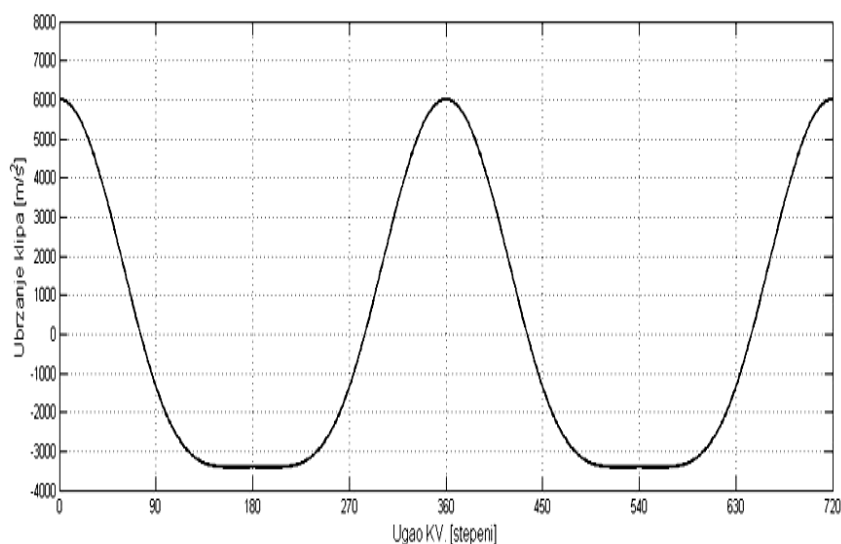
$$v_k = r \cdot \omega \cdot \sin\alpha + \frac{r \cdot \omega \cdot \lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha = v' + v''$$

Брзина клипа је такође сложена хармонијска функција, при чему први хармоник има знатну амплитуду и фреквенцу једнаку фреквенци обртања коленастог вратила, док је други хармоник има око осам пута мању амплитуду и два пута већу фреквенцу. На дијаграму је приказана само укупна брзина клипа без предходна два хармоника. Максимум брзине се не постиже на средини хода клипа при 90°KB већ нешто пре тога на неких 80°KB . При томе је максимална брзина клипа већа од периферне брзине колена коленастог вратила. Средња вредност брзине клипа износи 11 [m/s] чиме је испуњен услов који треба да задовољи клип што се тиче брзине при једном обртају коленастог вратила. Средња брзина клипа може се једноставније одредити по формули: $v_{sr} = 2 \cdot s \cdot n \text{ [m/s]}$

При чему следеће ознаке представљају:

s – ход клипа [m]

n – број обртаја коленастог вратила [s^{-1}].



Слика 3.7 Дијаграм убрзања клипа по углу коленастог вратила [5]

Убрзање клипа се добија диференцирањем израза за брзину по времену:

$$v_k = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{dv}{d\alpha} \cdot \omega$$

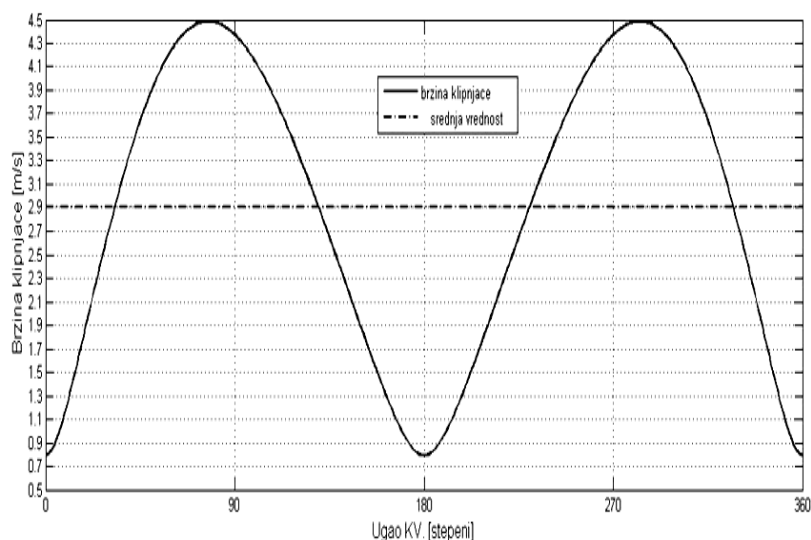
$$a_k = r \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha + r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha = a' + a''$$

Убрзање клипа је такође сложена хармонијска функција, при чему први хармоник има знатну амплитуду и фреквенцу коленастог вратила, док други хармоник има око четири пута мању амплитуду а два пута већу фреквенцу. На дијаграму је представљена линија промене укупног убрзања клипа. Максимална вредност убрзања клипа постиже се у СМТ и она је представљена као: $a_{max} = r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda)$. Из овог обрасца се види значај главне кинематске карактеристике мотора (λ) при чему се њеним порастом повећава максимално убрзање клипа, а самим тим и инерцијалне силе клипног механизма.

Минимално убрзање се постиже у УМТ које је по апсолутној вредности знатно мања од убрзања у СМТ чак два пута мање, а може да се претстави помоћу обрасца:

$$a_{min} = -r \cdot \omega^2 \cdot (1 - \lambda)$$

Убрзање клипа се даје у $[m/s^2]$ и на дијаграму има највећу вредност у СМТ, а минималну вредност има у УМТ. Клипњача мотора врши сложено кретање при чему се један део њеног кретања одвија у виду ротације, а други део у виду транслације. Брзина којом клипњача врши своје кретање дато је на дијаграму при чему се види да се максимална брзина постиже пре 90 и после 270° КВ. Ти положаји клипњаче су најутицајнији јер је у том делу брзина клипа такође великог интензитета и једним делом супротног смера.



Слика 3.8 Дијаграм угаоне брзине клипњаче по углу коленастог вратила [5]

Угаона брзина клипњаче може да се напише у следећем облику:

$$\omega_{kl} = \frac{d\beta}{dt} = \omega \frac{d\beta}{d\alpha} = \omega \frac{\lambda \cos \alpha}{\cos \beta}$$

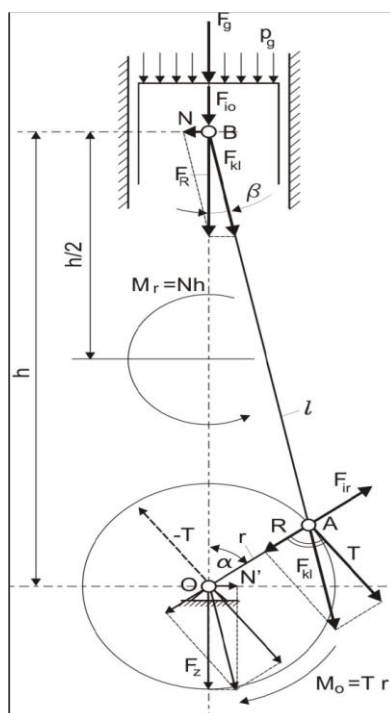
Средња брзина клипњаче је скоро око три пута мања од средње брзине клипа. Пошто клипњача нема утицај трења на зидове цилиндра као што то има клип онда се ова брзина сматра мање утицајном али и неминовном јер доводи у везу брзину клипа и угаону брзину коленастог вратила. Брзина клипњаче у унутрашњим мртвим тачкама има неку вредност за разлику од брзине клипа која у тој тачки има вредност једнако нули. Што се тиче коленастог вратила она врши ротационо кретање које добија од клипњаче угаону брзину а други део транслаторне брзине клипњаче остаје у вези са клипом. Кориговањем и усвајањем правилног односа главне кинематске карактеристике мотора могу се добити оптималне величине које би смањиле убрзања и брзину довеле у границама предвиђених мера. Такође би се могао побољшати однос између углова уколико се они тако изаберу да убрзања клипа буду што мања јер би се каснијим прорачуном под утицајем сопствене масе тих делова појавиле велике инерцијалне силе. У овом делу се занемарујући утицај масе усвајају само димензије и положај веза клипног механизма при чему се њиховим померањима и вођењем у равни изабрали оптимални углови између осе цилиндра и летећег рукавца коленастог вратила и између осе цилиндра и осе клипа при највећој брзини јер су ту највеће вредност углова α и β .

3.3 Врсте и карактер оптерећења виталних делова мотора сус обзиром на динамику моторног механизма

Динамика моторног механизма проучава дејство сила које настају услед притиска гасова у радном простору (цилиндру мотора) и услед кретања елемената при преношењу енергије (развијеног рада) са клипа до излазног вратила мотора. Код мотора са клипним механизмом је дејство тих сила веома комплексно одредити. Рад развијен током једног радног циклуса преноси се са чела клипа на коленасто вратило у облику обртног момента. Силе у мотору имају променљив карактер при чему се јављају различити динамички проблеми:

- * неравномерност обртања коленастог вратила мотора
- * неуравнотеженост инерцијалних сила мотора
- * торзионе осцилације коленастог вратила
- * осцилације мотора на ослонцима фундамента
- * неуједначена расподела оптерећења лежаја у мотору
- * осцилације елемената разводног механизма.

При даљој анализи разматраће се само утицај неравномерности обртања коленастог вратила и неуравнотеженост инерцијалних сила мотора.



Слика 3.9 Силе и моменти у клипном механизму мотора [3]

Што се тиче врсте сила при анализи динамике моторног механизма могу се издвојити три карактеристичне групе сила које делују на клипни механизам мотора:

1. Силе притиска гасова у цилиндру
2. Силе инерције покретних делова
3. Силе трења на клизним површинама

Силе које потичу од тежине елемената се, као веома мале у односу на остале, занемарују осим код врло спороходних мотора великих димензија где је њихов утицај знатно велики. Силе трења се најчешће занемарују при разматрању динамичких проблема као релативно мале у односу на прве две групе сила. Међутим, ипак се морају узети у обзир с обзиром на чињеницу да се на њихово савлађивање троши знатан део енергије развијен у цилиндру мотора најмање око $10 \div 20\%$ а на неким режимима и знатно више. Силе трења су посебно изражене у области клипног склопа, смањујући активну силу која се преноси преко клипног механизма. Силе трења дефинисане су познатим изразом:

$$F_{tr} = \mu \cdot F_N$$

μ – коефицијент трења

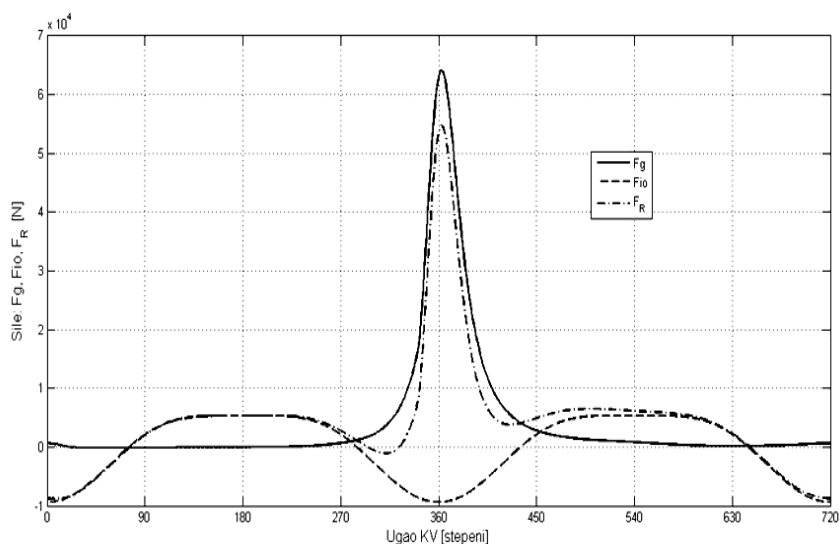
F_N – сила која делује нормално на клизне површине

Због немогућности за прецизним дефинисањем вредности величина коефицијента трења при даљој анализи се утицај ових сила занемарује.

На основу програма DINAMIKA врши се динамички прорачун упрошћеног моторског механизма дизел мотора СУС. То је програмски пакет који је креиран у програму Бејзик. Упрошћавање моторског механизма је извршено редукцијом масе клипњаче на две тачке, на осу осовине клипа и на осу рукавца клипњаче. Такође су и неуравнотежене масе рамена коленастог вратила редуковане на осу рукавца клипњаче. Својим извршавањем програм припрема податке за цртање дијаграма свих сила које делују на моторски механизам. Излазне вредности (карактеристични параметри мотора, максималне вредности појединих сила, маса замајца, средња вредност укупне тангенцијалне силе) се остављају на фајлу REZDINAMIKA.DAT. У наставку рада детаљно су објашњени утицаји појединачних сила на делове моторског механизма дизел мотора М-34Т. Силе притиска гасова или тзв. гасне силе потичу од дејства притиска у радном простору мотора. Притисак у цилиндру делује равномерно по целој површини радног простора делујући на зидове цилиндра, ствара радијалне силе које оптерећују цилиндар у радијалном правцу. Делујући на цилиндарску главу ствара аксијалну силу која тежи да одвоји главу од цилиндра мотора (при чему се супростављају вијци главе) и делујући на чело клипа ствара силу која се реализује у механички рад. Сила која делује на чело клипа је најинтересантнија јер се као активна сила преноси и изводи из мотора путем клипног механизма. Карактер промене гасне силе зависи од промене притиска у цилиндру мотора. За четворотактни мотор М-34Т са слике 3.10 промена гасне силе је очигледно највећа одмах након СМТ (на око $360 \div 380^\circ\text{KB}$) тамо где је и притисак највећи.

Инерцијалне силе настају услед променљивог кретања маса клипног механизма. У принципу зависно од врсте кретања карактеристичне масе клипног механизма, ове силе се могу сврстати у две најважније групе. Прву групу сачињавају силе инерције маса које врше праволинијско променљиво кретање, односно тзв. силе инерције праволинијских осцилаторних маса. Ове силе настају услед променљивог кретања клипа, имају правац осе цилиндра, интензитет им је променљив током хода клип, а смер им је такође променљив и супротан смеру убрзања. Другу групу чине центрифугалне силе или силе инерције маса које врше ротационо кретање, односно тзв. инерцијалне силе ротационих маса. Ове силе потичу од маса које се крећу заједно са коленом коленастог вратила и које врше чисто ротационо кретање.

Оне делују у осу летећег рукавца колена, константног су интензитета, правац им је радијалан, а смер од центра ка периферији. С обзиром да су инерцијалне силе ротационих маса константног интензитета, оне стварају мање динамичких проблема јер се њихово дејство може неутралисати додавањем масе противтега на супротној страни. Сходно томе ове силе делују радијално тако да не учествују формирању активне силе која окреће коленасто вратило, а чији је правац тангенцијалан на круг обртања летећег рукавца. Међутим сила инерције праволинијски осцилаторних маса делује упоредо са гасном силом на осовиницу клипа тако да заједно са њом формира резултујућу силу клипа која се даље преноси на клипни механизам.

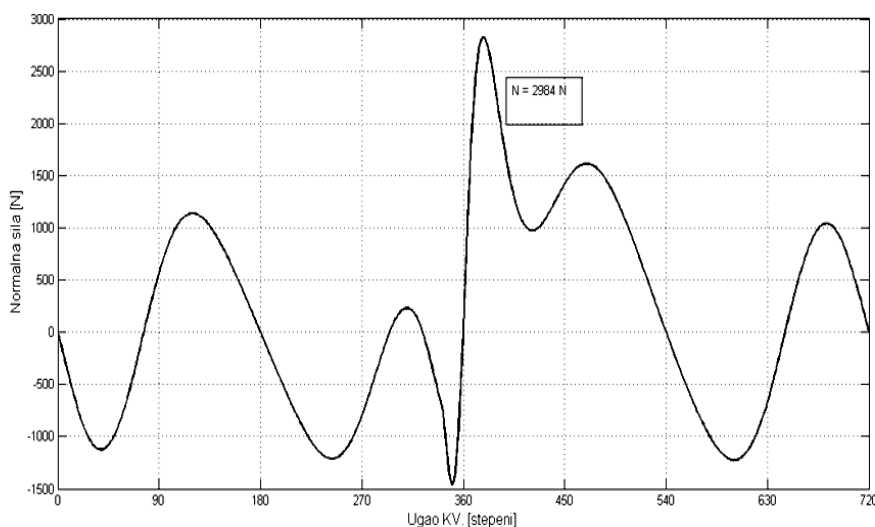


Слика 3.10 Дијаграм силе притиска гасова, инерцијалне силе и резултујуће силе по углу коленастог вратила [5]

Резултујућа сила може да се представи као збир инерцијалне силе праволинијских осцилаторних маса и гасне силе: $F_R = F_g + F_{io}$. Ток и промене резултујуће гасне силе клипа, заједно са променом гасне и инерцијалне силе праволинијски осцилаторних маса дат је на слици 3.10.

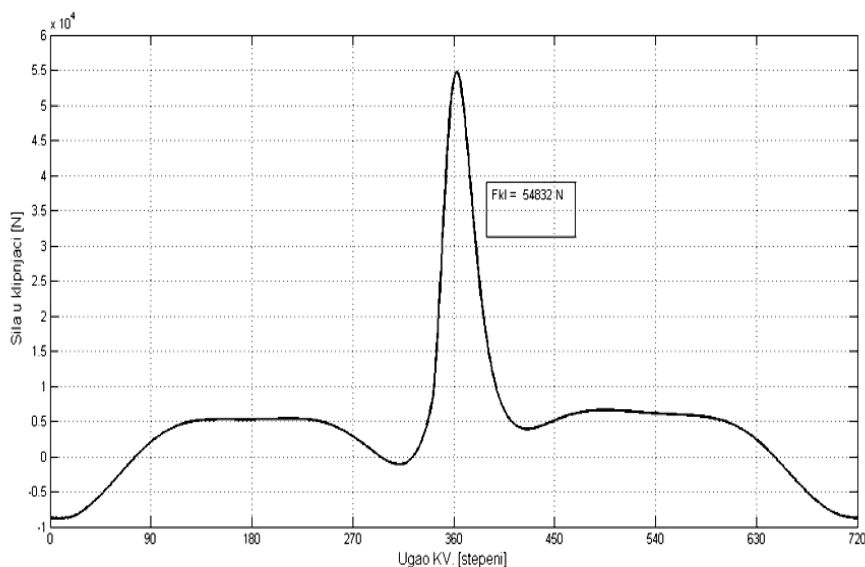
Са слике може да се изведе закључак да је гасна сила највећа али да се она као таква не преноси у потпуности на остале делове клипног механизма већ се под утицајем инерцијалних сила праволинијски осцилаторних маса разлаже на резултујућу силу. Инерцијалне силе праволинијски осцилаторних маса у неким тренуцима имају већу вредност силе од гасне силе испред 270 и након 450°KB. Вредност резултујуће силе варира између гасне и инерцијалне силе и као таква се даље преноси клипним механизмом. Резултујућа сила се разлаже у самој осовиници клипа, односно малој песници клипњаче на једина два могућа правца дејства у правцу клипњаче и у правцу нормално на осу цилиндра. Овим се добија вредност нормалне силе N .

Компонентна нормалне силе притиска клип уз цилиндар, а како је променљивог интензитета и смера, изазива промену стране ослањања клипа о зид цилиндра.



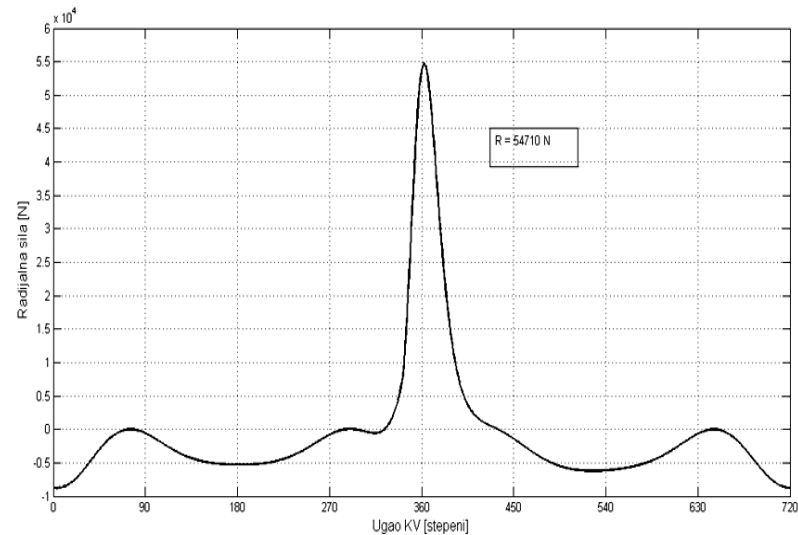
Слика 3.11 Дијаграм нормалне силе по углу коленастог вратила [5]

Тиме она директно утиче на трење између клипа и цилиндра и хабање додирних површина због чега је пожељно да буде што мања. За дату вредност резултујуће силе, нормална сила може се смањити смањењем отклона клипњаче, односно смањењем угла β путем повећања дужине клипњаче и смањења главне кинематске карактеристике мотора λ . Нормалан сила има вредност: $N = F_R \cdot \operatorname{tg} \beta$. Нормална сила је веома променљива и по правцу и по интензитету, а максималну вредност достиже после СМТ на неких 380°KV где се са слике 3.11 уочава њена највећа вредност. Сила клипњаче с обзиром да је угао β релативно мали (углавном испод 10°), његов косинус је близак јединици, тако да сила клипњаче следи промену резултујуће силе и може да се изрази помоћу обрасца: $F_{kl} = \frac{F_R}{\cos \beta}$. До највеће разлике би дошло у близини средине хода клипа јер је угао β тада највећи, али је резултујућа сила у том делу углавном мала, осим у ходу ширења. Сила клипњаче се даље преноси као активна сила клипњачом на летећи рукавац коленастог вратила мотора.



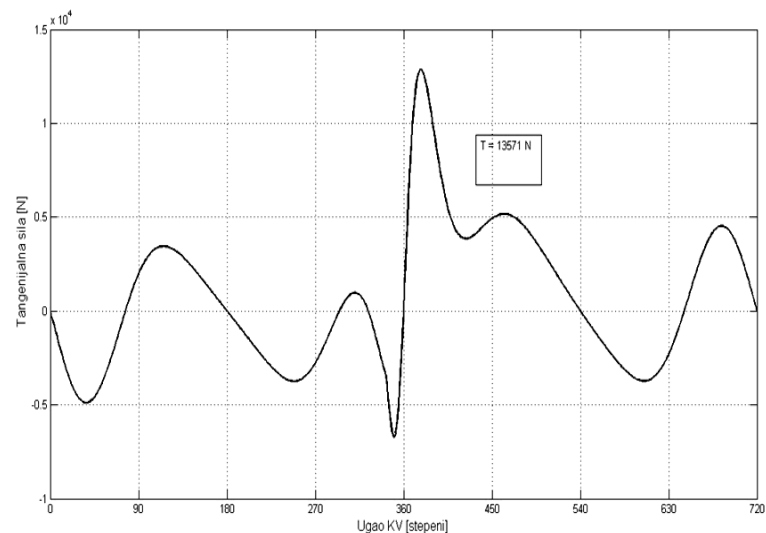
Слика 3.12 Дијаграм силе у клипњачи по углу коленастог вратила [5]

Највећа вредност силе клипњаче је иста као и код резултујуће силе при чему се може узети у обзир да су приближно идентично једнаке. Сила клипњаче у оси летећег рукавца, разлаже се на једина два могућа правца дејства и то: правац колена и тангенцијални правац чиме се добијају две нове силе: радијална и тангенцијална сила клипног механизма.



Слика 3.13. Дијаграм радијалне силе по углу коленастог вратила [5]

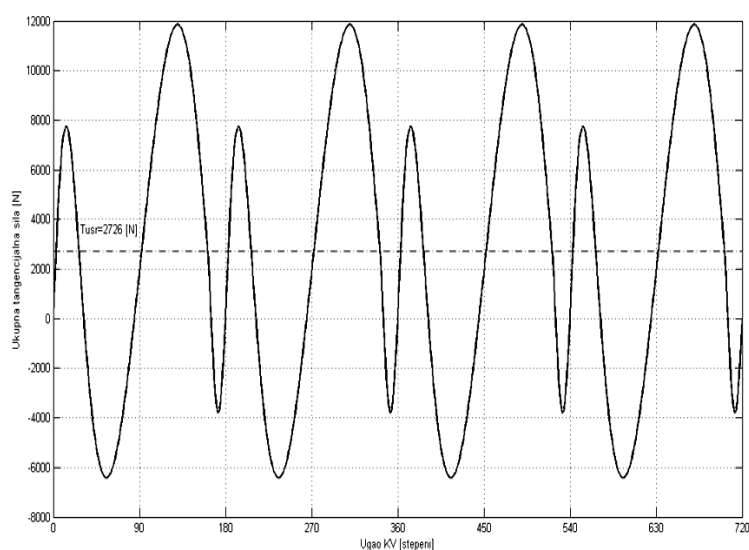
Радијална сила оптерећује коленасто вратило и његове лежаче преносећи се се на конструкцију кућишта и блока мотора. Ова радијална сила није пожељна али је ипак неминовна последица конфигурације клипног механизма. Радијална сила има вредност интензитета која је приближно иста са силом у клипњачи. Као таква она највећи део силе клипњаче преноси на основне лежачеве коленастог вратила.



Слика 3.14 Дијаграм тангенцијалне силе по углу коленастог вратила [5]

Тангенцијална сила је једина корисна сила која делујући тангенцијално изазива обртни момент који окреће коленасто вратило. Овим обртним моментом добијен од стране тангенцијалне силе на одговарајућем растојању летећег рукавца од осе коленастог вратила савлађује се спољни отпор. Обртни момент мотора износи: $M_T = T \cdot r$

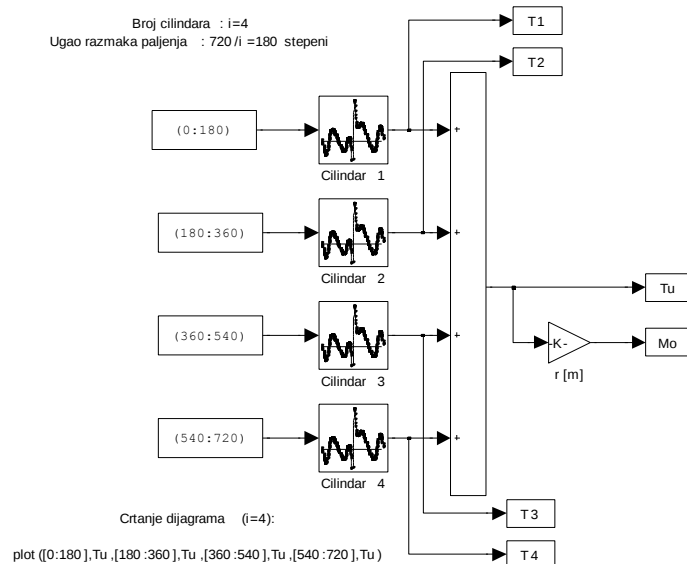
Тангенцијална сила је око четири пута мања од радијалне силе за један циклус, а што се јасно може видети са слике 3.14 Тангенцијална сила има позитивну и негативну вредност током рада. Највећа вредност тангенцијалне силе остварује се после СМТ за угао од око 380°KB . Промена тангенцијалне силе, потиче услед дејства силе једног цилиндра мотора. Ова сила има вредност једнако нули у мртвим тачкама мотора, али је такође једнака када резлутујућа сила клипа једнака нули. Највећа позитивна вредност тангенцијалне силе постиже се током хода ширења када доминира знатна гасна сила настала након сагоревања. Током осталих ходова, када је гасна сила мала, доминира утицај инерцијалне силе. Што је рад гасне силе већи то је и позитиван рад тангенцијалне силе током ширења већи. Да би дошло до обртања коленастог вратила, позитиван рад тангенцијалне силе (пропорционалан површини изнад апсцисне осе) мора бити већи од негативног рада (пропорционалног површини испод апсцисне осе).



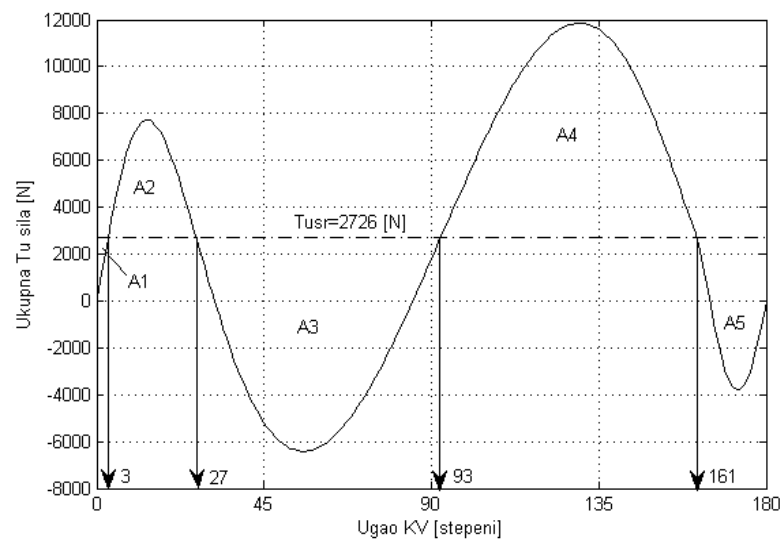
Дијаграм укупне тангенцијалне силе за четвороцилиндрични мотор М34/Т дат је на слици 3.15 где се јасно види боља равномерна расподела укупне тангенцијалне силе. Овим се закључује да се код вишецилиндричних мотора неравномерност обртања коленастог вратила смањује. Са повећањем броја цилиндра, знатно се побољшава равномерност и правилност промене укупне тангенцијалне силе.

3.3.1 Прорачун замајца мотора М34/Т уз коришћење симулационог модела из програмског пакета Матлаб

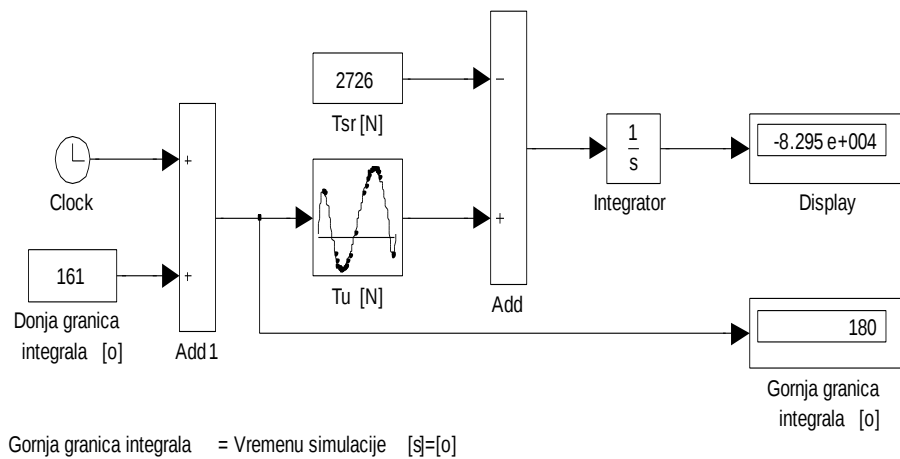
За прорачун замајца мотора потребно је искористити укупну тангенцијалну силу у интервалу од 0° до 180° угла коленастог вратила, средњу вредност укупне тангенцијалне сила помоћу програма за одређивање тангенцијалне силе, слика 3.16, на основу чега ће се вршити прорачунавање површина рада означених на слици 3.17, чије прорачунавање се изводи помоћу симулационог модела са слике 3.18.



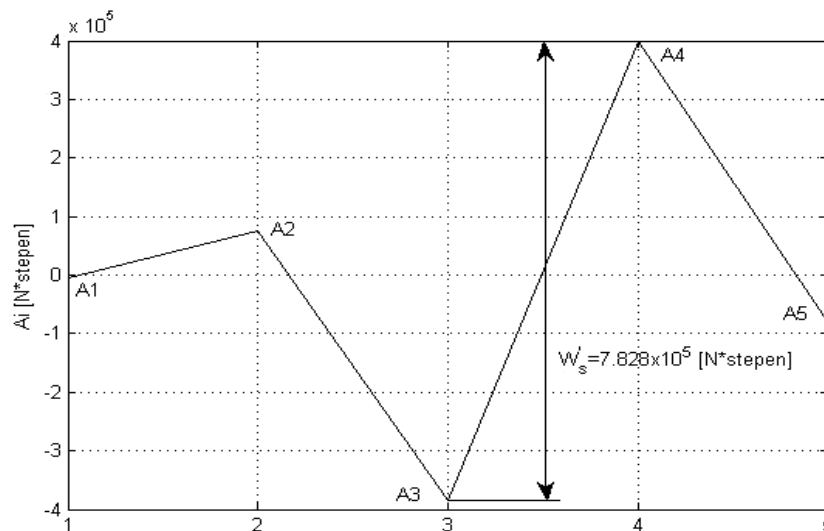
Слика 3.16 Симулациони модел у програмском пакету Матлаб за одређивање укупне тангенцијалне силе четвороцилиндричног мотора М34/Т [5]



Слика 3.17 Илустрација површина за одређивање вишка рада пресечним линијама [5]



Слика 3.18 Симулациони модел у програмском пакету *Matlab* за одређивање вишка рада четвороцилиндричног мотора *M34/T* [5]



Слика 3.19 Илустративне вредности вишка рада четвороцилиндричног мотора *M34/T* [5]

На основу прорачуна утврђивања вредности површина врши се израчунавање вишка рада W'_s , слика 3.19. Када је познат вишак рада који износи $7,828 \cdot 10^6$ [N°], прво се врши превођење из јединица N° у јединице $\left[\frac{\text{kgm}^2}{\text{s}^2}\right]$, након чега се прорачунава маса замајца.

$$W_s = \frac{r\pi}{180} \cdot W'_s \left[\frac{\text{kgm}^2}{\text{s}^2}\right] - \text{вишак рада}$$

$$m_z = \frac{W_s}{\delta \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot D_z^2} [\text{kg}] - \text{маса замајца}$$

δ — степен неравномерности обртања мотора

n — број обртаја мотора [s^{-1}]

D_z — [m] - пречник замајца мотора.

4.0 Критички осврт на прорачунски метод пројектовања мотора СУС применом система еквивалентних греда и критичних оптерећења на примеру мотора М-34Т

Од свих делова моторског механизма који су значајни за детаљније разматрање када се пројектује мотор сус, јесте свакако клипна група моторског механизма коју обједињују клип, клипни прстенови, осовиница клипа, клипњача и коленасто вратило. Сви ови делови међусобно су повезани, образујући једну целину са већим бројем зазора, веза које су по карактеру стања покретни или непокретни. Основни задатак који предстоји једном оваквом склопу састављен од делова различитих профила, металних елемената и различитих димензија јесте остваривање механичког рада на рачун ослобођене хемијске енергије из горива. Један део те хемијске енергије унето путем горива у мотор правилно се распоређује на одавање великог степена топлоте у виду топлотне енергије, а преостали део делујући на чело клипа, остварује механичку енергију при којој се клип транслаторно креће у цилиндру мотора. Кретање клипа је ограничено између две равни тако да се кретање, транслаторно кретање може описати као материјална тачка која се транслаторно наизменично креће између двеју дефинисаних тачака у равни. На основу дефинисаних двеју тачака у равни, онда је и клип, који се посматра као материјална тачка у равни, тачно дефинисан за сваки положај унутар тих тачака у равни [4].

4.1 Прорачун клипа мотора применом метода система еквивалентних греда

Клип мотора може се сматрати елементом који представља суштински значај за одвијање свих процеса у цилиндру мотора и као полазна тачка сваког система који га користи, а то су првенствено топлотни мотори са унутрашњим сагоревањем. При свом раду склоп клипа треба да извршава следеће функције:

- Прима и преноси силе притиска гасова преко осовинице клипа и клипњаче на коленасто вратило мотора.
- Обезбеђује заптивање радног простора и тиме спречава продор врелих гасова из коморе за сагоревање у корито мотора (картер) као и продор ваздуха и мазива из корита мотора у радни простор мотора за сагоревање.
- Омогућује прелаз топлоте, ослобођене при сагоревању горива, са чела клипа преко клипних прстенова на цилиндарску кошуљицу блока мотора.
- Отвара и затвара преливне и издувне канале код двотактних мотора чиме се омогућује довођење и одвођење ваздуха или смеше у цилиндар мотора.
- Обликом чела клипа утиче на формирање облика коморе за сагоревање.
- Преноси нормалну силу од силе притиска гасова преко кошуљице (плашта) клипа на зид цилиндра (цилиндарска кошуљица) [4].

Сам клип као издвојена целина, приликом анализе представља један од најодговорнијих делова мотора али се и без поменутих остали делова клипног механизма не може замислити реализација процеса вршења рада у мотору. Клип подноси оптерећења која су врло блиска по карактеру ударним, а што је посебно изражено код мотора са високим бројевима обртаја. Изузев свега тога, јављају се инерцијалне силе које су врло променљиве и разликују се од сила притиска гасова, а понекад буду и веће од њих. Инерцијалне силе су поред сила притиска гасова присутне, јер клип има велику брзину кретања која се мења од нуле до неке максималне вредности. Температура гасова која делује на клип креће се од 2 000 до 2 500 °С. Овакве врло високе температуре у телу клипа доводе до различите прерасподеле топлоте, а чиме се изазивају велика термичка напрезања. При преношењу сила притиска гасова на остале виталне делове мотора, најпре долази до трења између склопа клипа и цилиндра, а уколико је подмазивање у већој мери недовољно да би се омогућило њено смањивање у прописаним границама, као последица тога настаје интензивно хабање додирних површина.

Основни елементи клипа који га чине су његово дно и цилиндрични омотач. Цилиндрични омотач се састоји из горњег дела који на себи има клипне прстенове и који се назива глава клипа. Доњи део цилиндричног омотача клипа представља површину за вођење кроз цилиндар. Преко горњег дела клипа заједно са клипним прстеновима одводи се око 70% развијене топлотне енергије од укупне која се развија у цилиндру мотора. Хлађење клипова најчешће се врши уљем под притиском са доње стране испод чела клипа млазницама које су пројектоване да усмере млаз уља директно из уљне магистрале на унутрашњу површину клипа одузимајући већи део топлотне са високо загрејаних делова клипа и предајући је систему за подмазивање мотора уљем. Други начине као што је напоменуто је одвођење топлотне са високо загрејаних канала у клипу преко клипних прстенова на зидове цилиндра, која се предаје систему за хлађење мотора расхладном течносту. Трећи начин одвођења топлоте са високо загрејаних места клипа представљају избушени канали у самом клипу, кружно по целој површини клипа или локално симетрично са обе стране при чему уље својим проласком кроз ове канале одводи топлоту са површине делова клипа са којом је у додиру. Клипови се најчешће израђују као једноделни а ређе дводелни. Када се израђују као дводелни онда је дно клипа израђено од ватроотпорног материјала, а остали део од материјала који има високу отпорност на хабање. Конструкција клипова из два дела је врло повољна у пракси јер се у случају хаварије једног дела клипа други део се може и даље користити под претпоставком да има предвиђене димензије за даљу употребу. Клипови четворотактних мотора су обично краћих димензија, а дужина главе клипа. Код двотактних мотора клип има нешто дужу водећу површину због саме чињенице да преузима улогу разводника за измену радне материје у процесима уписавања и издувавања. Облик клипа и основне димензије одређују се на основу одвођења топлоте јер би се неадекватним избором тога смањено животни век клипа а повећала вероватноћа од изненадног отказа. При конструисању клипа посебан осврт се даје на некомплексност облика клипа и симетричност. Чело клипа и канали кроз тело клипа треба да погодују максималном могућству за што бољим одвођењем топлоте ради спречавања прегревања клипних прстенова и њиховом могућем отказу. Због тога се код клипова који се не хладе у довољној мери на описани начин дебљина дна клипа повећава од центра према периферији у правцу зида цилиндра. Прелаз од чела клипа према бочним странама остварује се са што је могуће већим радијусом а од начина образовања смеше углавном зависи сам облик чела клипа.

Конструкција клипа треба да буде чврста и крута као се не би применио геометријски облик под дејством спољних оптерећења. У принципу до промене геометријског облика свакако да долази али неприметно због чињенице да се ради у уско толерисаним границама. Места на клипу где се осовиница ослања посебно се ојачавају попречним и уздужним ребрима са дном клипа. У случају отежаних услова подмазивања клипа било да се ради о недовољној количини уља за подмазивање или недовољног притиска уља лежаји осовинице клипа се израђују од бронзаног или челичног материјала у облику чаура које имају изванредне могућности сопственог подмазивања у најкритичнијим условима. Поједини елементи клипа различито одводе топлоту са својих површина при чему клипни прстенови који преузимају топлоту од канала у којима се налазе одводе 60 до 75% а глава клипа 20 до 30%. Преостали део топлоте одводи се ваздухом који се ствара испод чела клипа у кориту мотора и уљем које се прска по унутрашњој површини дна клипа од 5 до 10%. Постоји још један начин који доводи до повећања топлоте на површинама елемената делова клипа само супротно делујући од силе притиска гасова, а то се односи на трење које се јавља између клипа и цилиндра мотора. Ова топлота директно се већим делом одводи расхладним системом за хлађење а системом за подмазивање уља обезбеђује се да буде што нижа температура на рачун мањег трења између додирних површина, подмазивањем уља. Када се положај клипа доводи у горњу мртву тачку канал за смештај првог клипног прстена треба да се налази у зони која се хлади а по могућству што даље од дна чела клипа. Међутим овакав начин конструисања клипа доводи до већих габаритних димензија мотора у правцу осе цилиндра, а самим тим и веће дужине клипа. Усвајање оптималног зазора за примену разликује се од мотора до мотора али суштински гледано зазор између клипа и цилиндарске кошуљице има пресудан значај на комплетан склоп клип-цилиндар-клипни прстенови. У случају да је зазор између клипа и цилиндарске кошуљице исувише велики, то доводи до прегревања клипних прстенова, јер је смањена додирна површина и повећан је пут преласку топлоте, а погоршавају се и заптивна својства клипа при чему се остварује велика непожељна могућност за увођењем уља у комору за сагоревање.

Такође се при великом зазору повећавају удари клипа о цилиндар због великог зазора у области главе клипа у моменту када се његов смер кретања промени, што доводи до ерозије површине цилиндра која се хлади, повећава се бука, хабање и потрошња уља. При малом зазору између клипа и цилиндарске кошуљице постоји могућност заривања и заглављивања клипа у цилиндарској кошуљици услед линеарног коефицијента топлотног ширења материјала од кога су делови израђени. Због тога да не би дошло до описаног отказа клипа онда постоје прописани зазори када се клип налази у хладном стању. Како се мотор загрева тако се и прописани зазори смањују до дозвољених вредности чиме се постижу боље перформансе мотора. Смањење зазора се предходно мора прорачуната на основу максималне температуре која се испољава током рада и на бази коефицијента линерног топлотног ширења. Постоје методе уливањем трака од специјалног челика у тело клипа чиме се постиже скоро исти зазор у топлом и хладном стању. При свом загревању челичне траке задржавају исти положај клипа као и у хладном стању а са већим загревањем се клип равномерно шири и распоређује се целом запремином равномерно смањујући зазоре. Сличним примером могу се представити попречни и уздужни жлебови који се изводе у телу клипа са циљем да се обезбеди правилан зазор између клипа и цилиндра у хладном и топлом стању.

Материјал од кога се израђују клипови треба да поседује следеће особине:

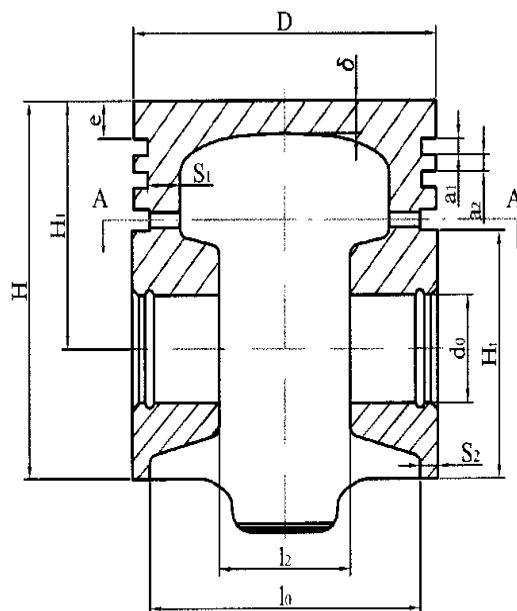
- Довољну механичку чврстоћу на променљивим оптерећењима и високим температурама
- Добру топлотну проводљивост
- Добре антифрикционе особине и при ограниченom подмазивању
- Малу специфичну тежину
- Минималан коефицијент линеарног ширења
- Повишена антикорозивна својства.

Као материјал за клипове најчешће се примењује:

- ливено гвожђе (само за дизел моторе)
- алуминијумске легуре (ото и дизел мотори)
- челик (само за дизел моторе).

Напрезања у клипу настају као последица дејства следећих оптерећења:

- силе притиска гасова F_g
- нормалне силе клипа N
- термичког оптерећења $T_{\text{гор}}$.



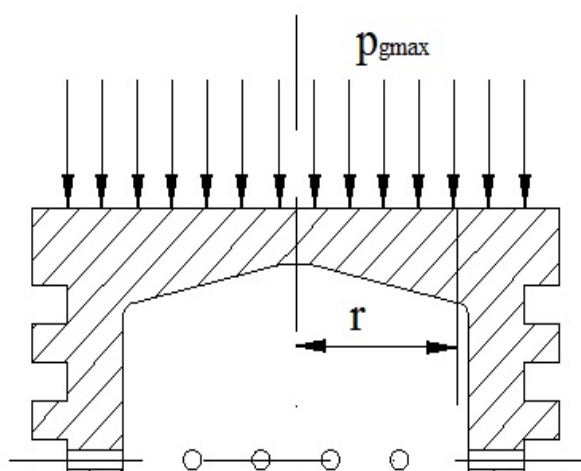
Слика 4.0 Скица моторске клипне групе [3]

Табела 1. Конструктивни параметри клипа [3]

	ОТО	ДИЗЕЛ
b [mm]	$(0,03 \div 0,075) \cdot D$	$(0,1 \div 0,2) \cdot D$
S_1 [mm]	$(0,05 \div 0,1) \cdot D$	$(0,05 \div 0,1) \cdot D$
S_2 [mm]	$1,5 \div 4,5$	$2 \div 5$
E [mm]	$(0,08 \div 0,12) \cdot D$	$(0,12 \div 0,2) \cdot D$
l_2 [mm]	$(0,3 \div 0,5) \cdot D$	$(0,3 \div 0,5) \cdot D$
H_1 [mm]	$(0,42 \div 0,7) \cdot D$	$(0,6 \div 1) \cdot D$
H [mm]	$(1,1 \div 1,4) \cdot D$	$(1,25 \div 1,65) \cdot D$
H_t [mm]	$(0,7 \div 0,8) \cdot D$	$(0,8 \div 1,1) \cdot D$
d_o [mm]	$(0,25 \div 0,3) \cdot D$	$(0,3 \div 0,4) \cdot D$
d_i [mm]	$(0,3 \div 0,5) \cdot D$	$(0,4 \div 0,6) \cdot D$

а) Прорачун чела клипа:

При прорачуну чела клипа врше се одговарајућа упрошћавања. Сматра се да је чело клипа округлог облика, налик равној плочи која је укљештена на крајевима (у боковима клипа) и која је оптерећена константним оптерећењем p_{gmax} . Наравно у реалности то није случај али се ради лакше анализе, а приближног резултата, усваја као у претходно наведеном. Приликом прорачуна клипа мотора потребни су следећи параметри од којих су најважнији: пречник чела клипа (D), дебљина чела клипа (δ), затим фактор који узима у обзир еластичност укљештења (ζ), поасонов коефицијент (μ).



Слика 4.1 Дејство притиска гасова на чело клипа [3]

Максимални дозвољени нормални напон за легуре алуминијума:

$$\sigma_{doz.} = (400 \div 600) \left[\frac{daN}{cm^2} \right].$$

Максимални притисак гасова у цилиндру:

$$p_{gmax} = 98,68 \left[\frac{daN}{cm^2} \right] - [bar].$$

$$\text{Полупречник плоче: } r = \frac{D}{2} [mm]$$

Највећи нормални напон на контури плоче у радијалном правцу:

$$\sigma_x = \frac{3}{4} \cdot \mu \cdot \frac{r^2}{\delta^2} \cdot p_{gmax}, \quad \sigma_x = 423,76 \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$$

Највећи нормални напон на контури плоче у тангенцијалном правцу:

$$\sigma_y = \frac{3}{4} \cdot \mu \cdot \frac{r^2}{\delta^2} \cdot p_{gmax}, \quad \sigma_y = 110,17 \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$$

Укупни напон на контури плоче:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2} \leq \sigma_{doz}, \quad \sigma = 437,84 \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$$

Нормални напони у центру плоче могу се одредити као:

$$\sigma_x = \sigma_y = \frac{3}{8} \cdot (1 + \mu) \cdot \frac{r^2}{\delta^2} \cdot p_{gmax}$$

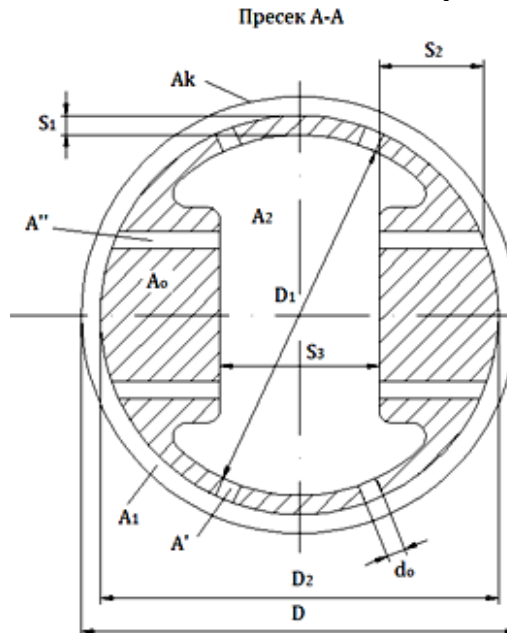
$$\sigma_x = \sigma_y = 303,18 \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$$

Укупни напон у центру плоче:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2} \leq \sigma_{doz} \quad \sigma = 428,63 \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$$

б) Провера на гњечење у најслабијем пресеку клипа:

Приликом прорачуна клипа на гњечење у најслабијем пресеку уводе се следеће величине: унутрашњи пречник кружног прстена: (D_1), спољашњи пречник кружног прстена (D_2), максимални дозвољени напон на притисак: $\sigma_{cdoz.} = 250 \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$. Површина кружног прстена рачуна се по следећем обрасцу: $A_o = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) + \Delta A$



Слика 4.2 Приказ места најслабијег пресека клипа [3]

Површина једног отвора се рачуна по обрасцу: $A' = d_o \cdot S_1$, $A'' = d_o \cdot S_2$

Површина изложена гњечењу: $A = A_o - z_1 \cdot A' - z_2 \cdot A''$

Површина која је изложена гњечењу зависи од броја отвора за одвођење уља за подмазивање кроз тело клипа и прво се рачунају површине краћих па дужих отвора.

Напон на притисак у најслабијем пресеку:

$$\sigma_c = \frac{F_{g\max}}{A} \leq \sigma_{c\text{doz.}} \quad \sigma_c = 237,67 \left[\frac{daN}{cm^2} \right] \leq \sigma_{c\text{doz.}}$$

в) Провера површинског притиска на кошуљицу клипа

Да би се извршила проверка површинског притиска на кошуљицу клипа мора се најпре одредити дужина кошуљице клипа (H_t) при дејству максималне нормалне сила на кошуљицу ($N_{\max}$) и спољни пречник клипа (D). Максимални дозвољени притисак на кошуљицу износи: $p_{p\text{doz.}} = (3 \div 10) \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$

Провера површинског притиска на кошуљицу:

$$p_p = \frac{N_{\max}}{H_t \cdot D} \left[\frac{daN}{cm^2} \right] \leq p_{p\text{doz.}} \quad 3,62 \left[\frac{daN}{cm^2} \right] \leq p_{p\text{doz.}}$$

г) Провера на површински притисак у окцима клипа:

Површински притисак у окцима клипа се одређује на бази усвојених величина: спољашњи пречник осовинице: $d_o = (0,3 \div 0,4) \cdot D$, дужина осовинице (l_o), унутрашње растојање између окаца клипа (l_2) Максимална сила притиска гасова на чело клипа: ($F_{g\max}$). Дозвољени површински притисак износи $p_{o\text{doz.}} = 500 \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$.

Провера на површински притисак у окцима клипа израчунава се по обрасцу:

$$p_o = \frac{F_{g\max}}{(l_o - l_2) \cdot d_o} \left[\frac{daN}{cm^2} \right] \leq p_{o\text{doz.}} \quad p_o = 257,59 \left[\frac{daN}{cm^2} \right] \leq p_{o\text{doz.}}$$

4.2 Прорачун клипних прстенова мотора применом метода система еквивалнетних греда

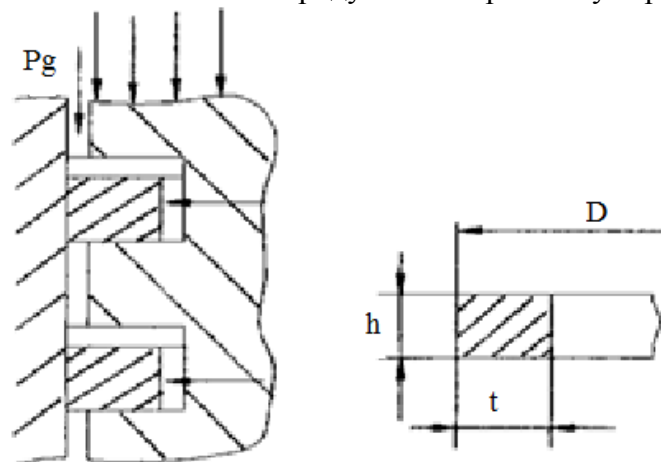
Клипни прстенови раде у тешким условима и то важи за све прстенове, а нарочито за први клипни прстен који се назива компресиони клипни прстен. Пошти је први компресиони прстен у непосредном додиру са врелим гасовима и притом изложен великом трењу он се самим тим и много загрева. Температура зидова цилиндра који примају топлоту од клипних прстенова је од 100 до 120°C, с тога се одвођење топлоте ограничава. Због тога температура првог компресионог прстена достиже вредност од 350 до 450°C, а притом постоји и велики проблем да се обезбеди ефикасно подмазивање нарочито при положају клипа у горњу мртву тачку. У тој зони два прва клипна (компресиона) прстена обављају свој рад у условима полусувог трења. Оваква појава и одвијање процеса заптивања радног простора изазива појачано хабање клипних прстенова и тог дела цилиндра. Дебљина слоја мазива који обезбеђује подмазивање између клипног прстена и зида цилиндарске кошуљице је због великог притиска гасова знатно мањи од дебљине слоја мазива између клипног прстена и канала у клипу.

Стога је коефицијент предаје топлоте између прстена и цилиндра 3 до 5 пута већи него између главе клипа и прстена. Да би се смањила температура клипа потребно је повећање радијалне висине и смањење дебљине компресионог клипног прстена у аксијалном правцу. Основни захтев који клипни прстенови треба да испуне односи се на добро налагање по површини цилиндра и наслону површину у каналу клипа. Адекватно налагање на зид цилиндарске кошуљице обезбеђује се тако што се клипни прстен при монтажи, оптерети услед своје еластичности при чему он одаје почетно напрезање на притисак, којим се врши на зид цилиндарске кошуљице. Уколико се не створи довољан почетни притисак на клипни прстен током монтаже може се десити продирање врелих гасова поред прстена у корито мотора. Ово има за циљ повећање притиска испод чела клипа при чему се уље из корита мотора одиже и доспева назад поред клипних прстенова када је притисак у радном цилиндру мањи од притиска који влада у кориту мотора и испод чела клипа. Ово се може десити у току такта усисавања где се клип креће ка доњој мртвој тачки, стварајући подпритисак у радном цилиндру, а надпритисак у кориту мотора и могућност продирања уља под притиском је повећана. Постоји и опасност уколико је доњи део корита мотора (одушак) спојен директно са атмосфером тако да долази до избацивања уља из мотора и тиме смањи ефикасност уљног система за подмазивање [4].

Основни проблеми који се јављају приликом рада клипних прстенова првенствено се односи на њихово сагоревање, пропуштање гасова из радног цилиндра и уља из корита мотора, губљење еластичних својства и повећање хабања. Заптивни ефекат прстенова остварује се захваљујући њиховом налагању на површину цилиндра с једне стране и дејство система клипних канала и зазора с друге стране који у њима представљају неку врсту лавиринтског заптивача. Правилно налагање клипних прстенова на цилиндар обезбеђује се посредством сопствене силе еластичности који поседују прстенови и притиска гасова који продиру кроз зазоре у клипне канале. Прва два клипна прстена највише су оптерећена притиском гасова док су остали клипни прстенови мање оптерећени будући да притисак гасова опада идући према нижим прстеновима. Код јако оптерећених мотора где су бројеви обртаја изразито високи за заптивање радног простора мотора довољна су само прва два клипна прстенова. У већини случајева обично се повећава број клипних прстенова јер се тиме постиже боље одвођење топлоте и да би се сачувало херметичност и заптивање у случајевима када долази до прегоревања једног или оба највиша клипна прстена. Клипни прстенови четворотактних мотора у односу на двотактне се не фиксирају у својим каналима да би се захваљујући њиховој ротацији око сопствене осе сачували од прегоревања. При раду мотора долази до скидања слоја уља за подмазивање цилиндарске кошуљице који доспева у радну комору цилиндра и заједно са смешом горива сагорева изазивајући погоршане услове рада мотора. Узрок овој чињеници је тај што се уље у малим количинама уводи у радни простор за сагоревање, а произилази из услова рада компресионих клипних прстенова који при свом раду имају дејство пумпе која извлачи уље из корита мотора усмеравајући је у комору за сагоревање. Да би се спречило губљење уља за подмазивање поред наведених прстенова уводи се и још један прстен скидач уља, који вишак уља за подмазивање скида са зида цилиндра недозвољавајући да се оно даље пренесе између највиших канала у клипу и компресионих прстенова. Компресиони (заптивни) клипни прстенови конструкцијски се изводе у различитим варијантама:

- ◆ клипни прстенови са конусним нагибом
- ◆ клипни прстенови цилиндричног облика
- ◆ клипни прстенови трапезног облика.

Клипни прстенови су расечени да би се обезбедила њихова еластичност, а обично се изрез даје под косим углом од 45° или су обично право сечени. Спољне ивице клипних прстенова треба да буду заобљене јер оштре ивице нарушавају слој уља за подмазивање. Исто тако унутрашње ивице клипних прстенова морају бити оборене под одговарајућим угловима јер се тиме обезбеђује правилан зазор у каналима и смањује се концентрација напрезања. Са порастом хабања клипних прстенова и цилиндра, притисак клипних прстенова на зидове цилиндра слаби па се рад мотора погоршава. Да би се обезбедио оптималан притисак клипног прстена на цилиндар и поред слабијег притиска из коморе за сагоревање могуће је остварити помоћу челичног оппругног прстена који се примењује код прстена скидача уља. Овај прстен има способност да сам услед своје еластичности створи притисак на цилиндарску кошуљицу блока мотора независно од дејства притиска који се ствара у комори за сагоревање. Обично клип има од једног до три прстена скидача уља и они се непосредно стављају испод компресионих прстенова и наниже на водећем делу клипа. Да би се побољшало заптивање, смањило трење и хабање цилиндра, клипне прстенове треба израдити са мањом висином (h) и већом радијалном дебелином (t). Ако се примењују клипни прстенови са мањом висином онда се може смањити и висина главе клипа. Прстенови мање висине брже се прилагођавају али се као недостатак јавља погоршано одвођење топлоте од клипа на цилиндар. Уљни прстенови могу бити изведени као мазајући са отвором у средини за одвод вишка уља и стругачи који скидају вишак уља са зида цилиндра који се одводи кроз отвор испод прстена. С обзиром на захтев да клипни прстенови имају довољну механичку чврстоћу, отпорност на хабање и мали коефицијент трења при високим радним температурама (око 300°C), најпогоднији материјал за њихову израду је сиво ливено гвожђе одговарајуће структуре. Код јако оптерећених клипних прстенова користи се сиво ливено гвожђе легирано са: манганом, хромом, молибденом, бакром и никлом. Ради побољшања карактеристика клизања површина прстенова који су у контакту са зидом цилиндра понекад се пресвлаче мрежастом структуром хрома и молибдена. Прорачун клипних прстенова се обавља на бази усвојених величина а међу њима су: пречник цилиндра (D), ширина прстена (t), висина прстена (h). Дозвољени напон на савијање износи $\sigma_{f2doz.} = (1500 \div 2500) \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]$. Притисак гасова делује на чело клипа и такође се простире у каналима клипа те на тај начин врше притисак на клипне прстенове. Овај притисак је пожељан и приликом монтаже се мора постићи прописани зазори између канала и клипног прстена уколико се жели исправност склопа и што мање продуката сагоревања у картер мотора.



Слика 4.3 Принцип заптивања радног простора цилиндра мотора клипним прстеновима [4]

Модул еластичности за компресионе клипне прстенове $E = 1,20 \cdot 10^6 \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$ Модул еластичности за уљне клипне прстенове $E = 1,24 \cdot 10^6 \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$. Уколико се приликом прорачуна установи да је притисак на цилиндар минималан, онда се усваја други модул еластичности са већом вредношћу односно квалитетнији клипни прстенови. Усвајање напона на савијање прстена при монтажи $\sigma_{f1} < 3000 \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$.

а) Напон на савијање клипних прстенова при раду мотора:

$$\sigma_{f2} = 2 \cdot E \cdot \left(\frac{t}{D} \right)^2 - \sigma_{f1} \left[\frac{daN}{cm^2} \right] \leq \sigma_{f2doz.} = 1500 \div 2500 \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$$

Напон на савијање компресионих клипних прстенова при раду мотора:

$$\sigma_{f2k} = 1728,57 \left[\frac{daN}{cm^2} \right] \leq \sigma_{f2doz.}$$

Напон на савијање уљних клипних прстенова при раду мотора:

$$\sigma_{f2u} = 1832,86 \left[\frac{daN}{cm^2} \right] \leq \sigma_{f2doz.}$$

б) Притисак клипног прстена на зид цилиндра:

$$p = \frac{\sigma_{f2}}{3 \cdot \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^2} \left[\frac{daN}{cm^2} \right] \leq p_{doz.} = 1,5 \div 4 \left[\frac{daN}{cm^2} \right], \quad p = 1,81 \left[\frac{daN}{cm^2} \right] \leq p_{doz.}$$

4.3 Прорачун осовинице клипа мотора применом метода система еквивалнетних греда

Осовиница клипа је врло одговоран део мотора, а током рада се савија чиме се излаже деформацијама на смицање и овализацију. Код двотактних мотора осовиница клипа је напрегнута променљивим силама по величини, а код четвортактних мотора и по величини и по правцу. Ломови осовинице, како показују подаци експлоатације, долазе пре свега од напрезања на савијање као и од напона услед овализације. Код мотора са великим бројевима обртаја оптерећење на осовиницу клипа се испољава у виду ударног оптерећења. Осовиница клипа током свог рада трпи и велика топлотна оптерећења пре свега од топлоте која прелази са главе клипа и топлоте која се развија у контакту трења осовинице клипа са малом песницом клипњаче при свом заокретању. Осовиница клипа заједно са склопом клипа врши осцилаторно кретање, а у неким конструкцијама мотора врши и закретање око своје осе [4].

Довођење уља за подмазивање до контактних површина осовинице у клипу је врло отежано посебно ако се зна да осовиница клипа врши и лагано осцилаторно кретање дуж своје осе под врло високим притисцима. Због немогућности да се осовиници доводи уље за подмазивање она често ради у условима полусувог трења што је недопустиво јер се притом површине осовинице брже хабају.

Приликом пројектовања осовинице клипа с обзиром да су сви набројани фактори који оптерећују осовину познати, онда је потребно елиминисати њихов негативни утицај, а да би се то омогућило потребно је још у фази пројектовања предвидети следеће чињенице:

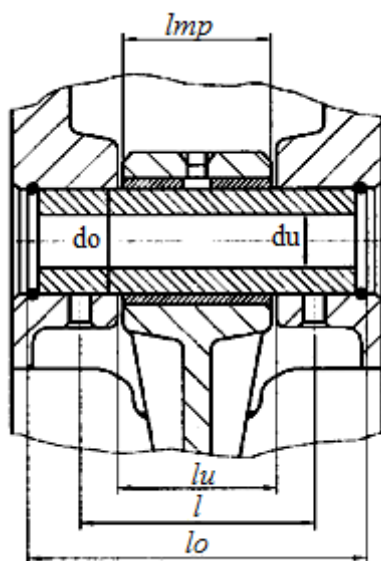
- осовиница мора да има што мању масу
- могућност минималне деформације за време рада
- отпорност на хабање с обзиром на променљива ударна оптерећења
- висок степен чврстоће и жилаво језгро.

Да би осовиница клипа имала што мању масу често се изводи као шупља са цилиндричним отвором или се понекад израђује са ојачањем у средини. Ојачање у средини представља начин којим се осовиница равномерно оптерећује и практично се приближава греди која има готово једнак отпор по целој својој дужини.

Конструктива извођења осовинице клипа је могуће остварити на три начина:

- ★ Осовиница чврсто стегнута у малој песници клипњаче
- ★ Осовиница чврсто стегнута у окцима клипа
- ★ Пливајућа осовиница клипа.

За израду осовиница клипа примењују се угљенични и легирани челици. Најчешће се примењују висококвалитетни челик који је површински оплемењен каљењем, цементирањем, нитрирањем и који је најпрецизније обрађен као би имао велику жилавост језгра и високу површинску тврдоћу. Клипне осовинице при раду су подвргнуте напонима савијања као и деформацијама на смицање и овализацију. Материјал од кога се израђују осовинице клипа су висококвалитетни челик који је површински оплемењен (каљен, цементиран и нитриран). Код ото мотора се користе угљенични челици: Č1220, Č1221, а код дизел мотора високолегирани: Č4120, Č4320, Č4720. Осим високог квалитета обраде спољашње површине осовинице морају бити отворднуте са захтеваном тврдоћом: $62 \pm 2 \text{ HRC}$.



Слика 4.4 Прорачунска шема осовинице клипа [3]

а) Напрезање осовинице клипа на површински притисак у малој песници:

Одређивање површинског притиска у малој песници је могуће одреити уколико постоје следећи параметри: максимална сила притиска гасова (F_{gmax}), дужина мале песнице (l_{mp}), спољашњи пречник осовинице (d_o), дозвољени притисак на осовиницу у малој песници $p_{mpdoz.} = 600 \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$.

Површински притисак на осовиницу клипа даје се изразом:

$$p_{mp} = \frac{F_{gmax}}{d_o \cdot l_{mp}} \leq p_{pm doz} \quad p_{mp} = 555,32 \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$$

б) Провера напона на савијање на средини осовинице:

За утврђивање напона на савијање на средини осовинице клипа користе се следеће величине: дужина осовинице (l_o), дужина налегања осовинице у окцу клипа (l_1), дужина мале песнице (l_{mp}), спољашњи пречник осовинице (d_o), унутрашњи пречник осовинице (d_u), максимална сила притиска гасова (F_{gmax}), дозвољени напон на савијање $\sigma_{fdoz.} = (2500 \div 5000) \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$. Однос унутрашњег и спољашњег пречника осовинице клипа: $\alpha = 0.43$.

Провера напона на савијање на средини осовинице одређује се следећим изразом:

$$\sigma_f = \frac{F_{gmax} \cdot (l_o + 2l_1 - 1,5l_{mp})}{1,2d_o^3 \cdot (1 - \alpha^3)} \left[\frac{daN}{cm^2} \right] \leq \sigma_{fdoz.}, \quad \sigma_f = 1594,07 \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$$

ц) Провера напона на смицање у пресеку између окаца клипа и мале песнице клипњаче:

Да би се проверио напон на смицање у пресеку између окаца клипа и мале песнице клипњаче могу се користити вредности величина из претходног прорачуна за напон на савијање на средини осовинице, а једино се усваја вредност за дозвољени смичући напон $\tau_{doz.} = 1000 \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$.

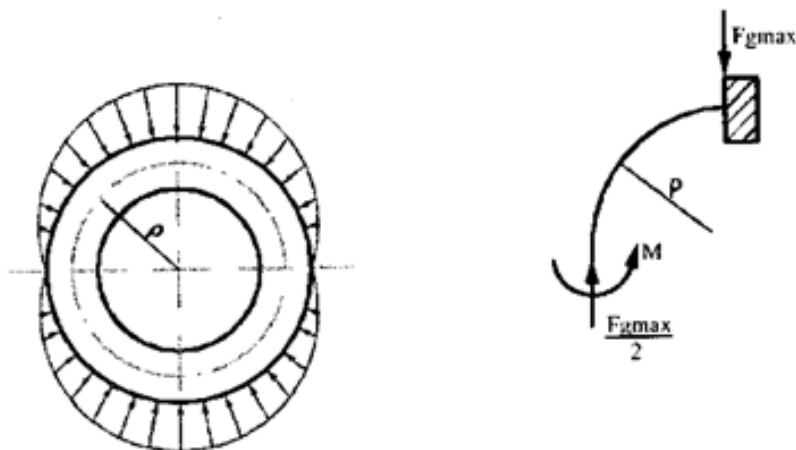
$$\tau = \frac{0,85 \cdot F_{gmax}}{d_o^2} \cdot \frac{1 + \alpha + \alpha^2}{1 - \alpha^4} \leq \tau_{doz.}, \quad \tau = 692,48 \left[\frac{daN}{cm^2} \right] \leq \tau_{doz.}$$

д) Провера осовинице клипа на овализацију попречног пресека:

Овализација осовинице клипа настаје због самог начина рада овог елемената клипног механизма и максимална сила притиска гасовасе расподељује на два дела јер се осовиница у клипу наслања једним делом своје површине у окцима клипа а други део површине онај средишњи је ослоњен у малој песници клипњаче.

Оптерећење осовинице клипе се мења по косинусној промени угла при чему линије сила имају највећу вредност на средини осовинице клипа паралелно са осом осовинице клипа а управно на осовиницу линије сила имају најмању вредност.

Провера осовинице клипа на овализацију је могуће одредити уз помоћ претходно искоришћених величина уз додатак за коефицијент попречног пресека: $K = 1,5 - 15 \cdot (0,43 - 0,4)^3 = 1,499 [-]$, дозвољени напон на савијање $\sigma_{fdoz.} = (1300 \div 2500) \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$.



Слика 4.5 Карактер промене оптерећења осовинице клипа [3]

Стварни напон осовинице клипа услед овализације:

$$\sigma_{fo} = \frac{F_{gmax}}{l_o \cdot d_o} \left[0,174 \cdot \frac{(1+2\alpha) \cdot (1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} - \frac{0,636}{1-\alpha} \right] \cdot K \left[\frac{daN}{cm^2} \right] \leq \sigma_{fodoz}, \quad \sigma_{fo} = 787,67 \left[\frac{daN}{cm^2} \right] \leq \sigma_{fodoz}$$

е) Увећање пречника осовинице клипа у правцу управном на осу клипа:

Увећање пречника осовинице клипа се остварује у правцу управном на осу клипа при чему се у том правцу пречник увећава, а у супротном правцу смањује пречник осовинице. За одређивање увећања осовинице у наведеном правцу потребно је користити неке од претходно изабраних величина, вредност за модул еластичности материјала осовинице клипа $E = 2,1 \cdot 10^6 \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$, дозвољено увећање пречника осовинице $\Delta d_{odoz} = (0,02 \div 0,05)[mm]$.

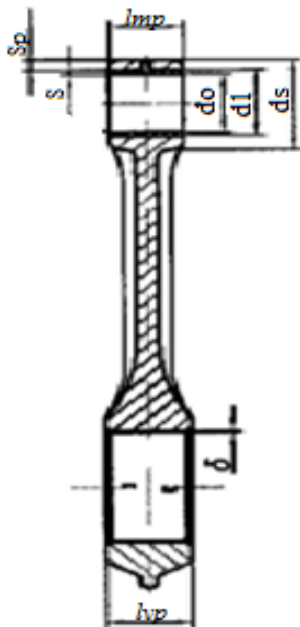
Стварно увећање пречника осовинице представља се изразом:

$$\Delta d_o = \frac{0,09 F_{gmax}}{E \cdot l_o} \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \cdot K [mm], \quad \Delta d_o = 0,0062 [mm] \leq \Delta d_{odoz}.$$

4.4 Прорачун клипњаче мотора применом метода система еквивалнетних гред

Клипњача као елемент клипног механизма се састоји из следећих елемената: мале песнице, тела клипњаче, велике песнице, лежајева, завртњева. Клипњача је елемент који повезује клип са коленастим вратилом. Сила притиска гасова се разлаже на силу која се преноси кроз клипњачу и силу која делује у правцу осе осовинице клипа. Сила која се кроз клипњачу преноси на коленасто вратило остварује обртни момент мотора који зависи и од дужине летећег рукавца од осе основног рукавца. Силе које делују на клипњачу су променљивог интензитета и карактера. Највише је клипњача изложена дејству силе притиска гасова и инерцијалних сила. Клипњача треба да буде довољно чврста а и довољно отпорна на хабање, а такође треба да има и што већу крутост при минималној маси.

Основни материјал за израду клипњача су угљенични и легирани челици. Клипњаче мотора са високим бројевима обртаја могу се израђивати из алуминијумових, манганових и титанових легура. Клипњаче се израђују ковањем а након тога се подвргавају термичким обрадама нормализација, каљење и отпуштање. Да би се повећала чврстоћа на замор, стабло клипњача које су јако оптерећене уместо полирања подвргавају се пескирању. Код бензинских мотора понекад се примењују и ливене клипњаче од перлитног ливеног гвожђа. Њихове предности су мања цена у поређању са кованим клипњачама и могућност бољег искоришћења материјала при сложеној конфигурацији дела. Да би клипњача могла правилно да обави свој главни задатак њене осе морају да буду паралелне. Дакле, оса мале песнице клипњаче и оса велике песнице клипњаче морају сваком тренутку да буду паралелне. Приликом монтаже делова клипњаче и клипа потребно је имати контролни уређај којим се проверава исправност делова који се монтирају. Ту пре свега спада уређај за контролу паралелности и увијености осе мале и велике песнице клипњаче. Да би мотор правилно функционисао контрола овог елемента овим уређајем је врло значајна и додаје јој се велики значај.



Слика 4.6 Подужни пресек клипњаче [3]

4.4.1 Прорачун мале песнице клипњаче

У већини случајева мала песница клипњаче се израђује изједна са телом клипњаче. Она има унутрашњи цилиндрични облик док је спољни облик приближно цилиндрични. Величина мале песнице зависи од осовине клипа и могућности њеног смештаја у шупљини клипа. Код лаких мотора са великим бројевима обртаја облик главе мале песнице је претежно цилиндричан док се код мотора великих снага и малих бројева обртаја израђује се са овалним обликом и кружним задебљањем или цилиндричним облик са оребрењем у горњем делу мале песнице. Код неких аутомобилских и тракторских мотора ако је осовина клипа чврсто спојена у малу песницу, постоје конструкцијска решења која код којих је мала песница расечена па се прорез поставља под неким углом према оси клипњаче (ради лакше монтаже) па се у овим случајевима мала песница притеже завртњевима.

У малу песницу клипњаче се утискује лежишна чаура клипњаче која се израђује од бронзе или челика са унутрашњим слојем од неке антифрикционе легуре. Лежишне чауре се понекад осигуравају чивијама или завртњевима против окретања или аксијалног померања. У конструкцијама лаксих мотора понекад се уместо лежишних чаура употребљава игличасти лежај. Конструкција мале песнице са применом игличастог лежаја допушта повећање притиска на ослону и обезбеди дужи век мотора без ремонта. Међутим таква конструкција је специфична и неекономична за уградњу. Подмазивање лежаја у малој песници може да се врши под притиском или прскањем уља. Ако се подмазивање врши под притиском онда се уље доводи под притиском од места лежаја у великој песници кроз избушени канал у телу клипњаче, па све се то протеже до лежаја у малој песници у којој се налази кружни канал који равномерно распоређује уље дуж целе површине лежаја. Уколико се подмазивање врши прскањем онда уље доспева до лежаја у малој песници кроз један или више отвора који су избушени кроз спољну површину мале песнице. Мала песница клипњаче се прорачунава на основу следећих величина: дебљина од горње стране до саме бронзане чауре мале песнице (S_p), дужина мале песнице (l_{mp}), маса клипне групе ($m_{kl.gr.}$), полупречник колена коленастог вратила (r), главна кинематска карактеристика (λ). Дозвољени напон на истезање $\sigma_{edoz.} = (350 \div 600) \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$, угаона брзина коленастог вратила $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 36,33 = 272,27 \left[\frac{rad}{s} \right]$

Инерцијална сила клипне групе:

$$F_{in.kl.gr} = m_{kl.gr} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) = 730,57 [daN]$$

а) Стварни напон на истезање:

$$\sigma_e = \frac{F_{in.kl.gr}}{2 \cdot l_{mp} \cdot S_p} = 158,13 \left[\frac{daN}{cm^2} \right] \leq \sigma_{edoz.}$$

б) Провера овализације мале песнице у правцу управном на осу осовинице:

$$\Delta d = \frac{0,0685 \cdot F_{in.kl.gr.} \cdot R_{sr}}{E \cdot I} = 0,000140 [mm] \leq 0,001 - 0,007 [mm]$$

Δd рачуна се по 1 cm средњег пречника мале песнице: $R_{sr} = \frac{R_s + (R_o + s)}{2}$, спољашњи пречник осовинице (d_o), унутрашњи пречник осовинице (d_u), $R_s = \frac{d_o}{2}$, $R_o = \frac{d_u}{2}$, модул еластичности материјала за клипњачу $E = 2 \cdot 10^6 \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$

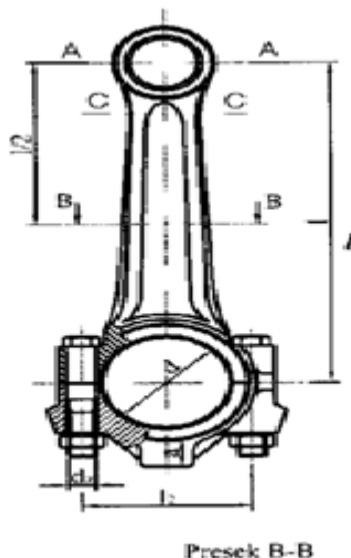
$$\text{Момент инерције пресека: } I = \frac{l_{mp} \cdot [R_s - (R_o + s)]^3}{12} = 0,296 cm^4$$

Када је осовиница фиксирана у малој песници онда је $S \approx 0$.

4.4.2 Прорачун стабла клипњаче

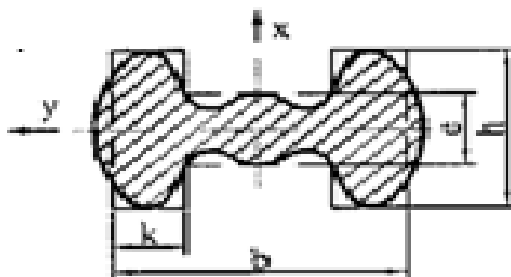
Да би се одредила дужина стабла клипњаче полази се од главне кинематске карактеристике мотора $\lambda = r / l$, при чему је r – растојање од осе летећег до осе основног рукавца, а l – дужина клипњаче. За већину мотора препоручује се да буду у размери $\lambda = 1 / 5$ до $\lambda = 1 / 3$, с тим што се мање вредности односе на моторе са нижим бројевима обртаја, а веће вредности за брзоходне моторе, односно моторе са вишим бројевима обртаја.

Са смањењем односа λ смањује се притисак клипа на површину цилиндра али се повећава дужина клипњаче, а самим тим и висина мотора. Попречни пресек тела клипњаче углавном зависи од врсте мотора и технологије израде клипњаче. Најчешће се широко користи поперчни пресек у облику дуплог слова „Т“ јер се на такав начин обезбеђује највећа крутост при минималној маси клипњаче.



Слика 4.7 Приказ стабла клипњаче [3]

Постоје и поперчни пресеци у облику дуплог слова „Т“ са ојачаним средњим пресеком, затим постоје и клипњаче са кружним поперчним пресеком, а које се углавном користе код мотора са малим бројевима обртаја и код бродских мотора. Недостатак тела клипњаче са кружним поперчним пресеком је нерационално искоришћење материјала јер је остварена непотребна крутост у равни која је управна на раван кретања клипњаче. Код поперчног пресека тела клипњаче у облику слова „Н“ остварен је постепен прелаз од тела према малој песници чиме је олакшана технологија израде и обраде. Тела клипњаче која имају правоугаони поперчни пресек врло су једноставна за израду и примењују се код мотора малих снага. Код већине конструкцијских извођења тела клипњаче, површина њеног поперчног пресека постепено се повећава приближавањем великој песници клипњаче.



Слика 4.8 Поперчни пресек стабла клипњаче [3]

а) Напрезање на притисак у минималном пресеку:

Димензије стабла клипњаче: k , b , h , e , дозвољени притисак:

$$\sigma_{\text{doz.}} = (1400 \div 2000) \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]$$

Површина минималног пресека клипњаче: $A_{\text{min}} = 2 \cdot k \cdot h + e \cdot (b - 2 \cdot k)$

Напон на притисак у минималном пресеку се одређује помоћу обрасца:

$$\sigma = \frac{F_{gmax}}{A_{min}} \left[\frac{daN}{cm^2} \right] = 1118,31 \left[\frac{daN}{cm^2} \right] < \sigma_{doz.}$$

За проверау на извијање по Тетмајеру користе се исте вредности као у примеру за одређивање притиска на напрезање стим што се још усваја степен сигурности на извијање $\nu = (2,5 \div 5)$, површина попречног пресека тела на средини клипњаче за осу (у-у) је иста као у претходном наведеном случају за притисак, дужина клипњаче $l = r / \lambda$. Момент инерције пресека на средини тела клипњаче за осу (у-у):

$$I_y = \frac{(b-2k) \cdot e^3}{12} + 2 \frac{k \cdot h^3}{12} [cm^4], \quad I_y = 1,3792 [cm^4]$$

$$\text{Полупречник момента инерције: } \rho_y = \sqrt{\frac{I_y}{A_{sr}}} = 4,876 [mm]$$

$$\text{Провера односа: } \frac{l}{\rho_y} = 42,6 < 89$$

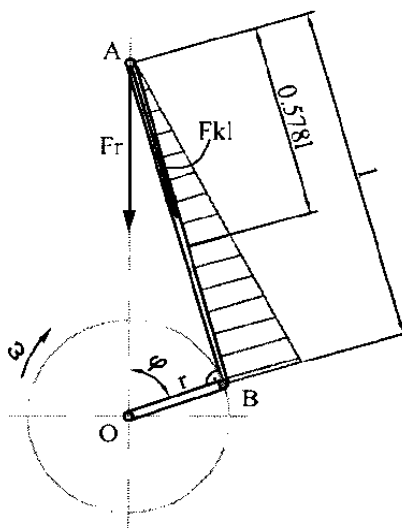
За случај $l/\rho_y < 89$ важе следећи изрази за критичну силу при којој настаје извијање:

$$F_{kr} = A_{sr} \cdot \left(4700 - 23 \frac{l}{\rho_y} \right) = 17695,65 [daN]$$

$$\text{Порачунати степен сигурности клипњаче на извијање } \nu = \frac{F_{kr}}{F_{gmax}} = 2,78$$

б) Напрезање на савијање са узимањем у обзир инерцијалних сила клипњаче:

Највеће оптерећење клипњаче од силе инерције која делују у равни клипњаче, оствариће се у положају када клипњача заклапа прав угао са рукавцем коленастог вратила. Максимални момент савијања ће бити $0,578 \cdot l$ мерено од од мале песнице.



Слика 4.9 Приказ напрезања на савијање у критичном пресеку клипњаче [3]

Приликом прорачуна потребне су димензије попречног пресека стабла клипњаче, површина попречног пресека стабла клипњаче (A_{sr}), номиналан број обртаја коленастог вратила (n), дужина клипњаче (l), растојање најудаљеније тачке попречног пресека од х-осе при чему је $y_{max} = 14 [mm]$, дозвољени напон на савијање $\sigma_{idoz.} = 1800 \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$.

Момент инерције пресека на средини клипњаче за x-осу:

$$I_x = \frac{h \cdot b^3}{12} - \frac{(h-e) \cdot (b-2 \cdot k)^3}{12} [cm^4], \quad I_x = 4,43 [cm^4]$$

Отпорни момент савијања тела клипњаче за x-осу:

$$W_x = \frac{I_x}{y_{\max}} [cm^3] = 3,16 [cm^3]$$

Напрезање на притисак тела клипњаче:

$$\sigma_c = \frac{F_{kl}}{A_{sr}} = 945,37 \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$$

Напрезање на савијање тела клипњаче у критичном пресеку:

$$\sigma_f = \left(\frac{n}{1000} \right)^2 \cdot \frac{r \cdot A \cdot l^2}{180 \cdot W_x} = 242,11 \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$$

Укупно напрезање у телу клипњаче:

$$\sigma_i = \sigma_f + \sigma_c = 1187,48 \left[\frac{daN}{cm^2} \right] < \sigma_{idoz.} = 1800 \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$$

4.4.3 Прорачун велике песнице клипњаче

Велика песница клипњаче се обично састоји из два дела да би се олакшала њена монтажа на коленастом вратилу. Постоји и варијанта из једног дела која се често примењује код мотора код кога је коленасто вратило монтажно. Конструкција велике песнице клипњаче мора да задовољи следеће услове:

- Што већа крутост ради сигурног рада лежаче клипњаче на рукавцу коленастог вратила
- Минимални габарити који дозвољавају да се изврши демонтажа клипа заједно са клипњачом кроз цилиндар мотора
- Постепен прелаз према телу клипњаче, како би се избегло повећање концентрација напрезања
- Сигурност спајања завртњевима [4].

Код мотора са великим бројевима обртаја да би се смањила маса и габарити, тело клипњаче и горња половина велике песнице раде се из једног дела. Због већег оптерећења на коленастом вратилу мотора и због повећаног броја цилиндара јавила се потреба за повећањем рукаваца радилице. Са порастом пречника рукавца расту и габарити велике песнице клипњаче па се на такав начин отежава демонтажа клипа са клипњачом кроз цилиндар. Повезивање горње и доње половине велике песнице врши се површинама за центрирање на завртњима, а може да се оствари и специјалним озубљењем кје се израђује на спајајућим површинама. Дозвољено аксијално померање велике песнице клипњаче на летећи рукавац коленастог вратила износи 0,10 до 0,20 mm. Између чела мале песнице и унутрашње површине клипа постоји зазор од око 2 mm са обе стране ради слободног премештања клипњаче у правцу осе вратила при топлотном ширењу блока и радилице мотора, као и ради компензације одступања линијских мера које се остварују обрадом.

Да би се смањили габарити велике песнице и могућност њене демонтаже кроз цилиндар примењују се следећа конструкцијска решења:

- Уместо два постављају се четири завртња мањег пречника
- Примењују се велике песнице са косо сеченом саставном површином под углом од $\alpha = 30, 45$ или 60° према оси тела а овим поступком се смањује сила на завртњевима
- Примењују се тела клипњаче која која се посебним завртњевима везују за горњу половину велике песнице, а друга два завртња повезују горњу и доњу половину велике песнице у једну целину
- Примењује се веза између горње и доње половине велике песнице помоћу клинова и осовинице за спајање
- Изводе се велике песнице из три дела које су међусобно спојена завртњевима.

Велика песница клипњаче се прорачунава на затезање и притисак, узимањем у обзир променљивог оптерећења под дејством силе инерције транслаторно-осцилаторних маса m_o (маса клипне групе + део масе клипњаче који се редукује на осу осовинице клипа при положају клипа у СМТ и сила инерције масе обртних делова m_{kl}^B (део масе клипњаче који се редукује на осу летећег рукавца без поклопца велике песнице). Од потребних величина за прорачун узимају се као најважније: маса клипњаче (m_{kl}), маса клипњаче која се редукује на осу летећег рукавца без поклопца велике песнице $m_{kl}^B = 0,3 \cdot m_{kl}$, маса клипне групе ($m_{kl.gr.}$), маса транслаторно – осцилаторних делова $m_o = 0,54\text{kg} + m_{kl.gr.}$

Инерцијална сила која делује на завртњеве:

$$F_i = r \cdot \omega^2 \cdot [m_o \cdot (1 + \lambda) + m_{kl}^B] = 1322,28 \text{ [daN]}$$

Сила претходног притезања завртњева која се оствари при контакту:

$$F_{pz} = (2 \div 4) \cdot F_i \text{ [daN]} = 2,5 \cdot F_i = 3966,86 \text{ [daN]}$$

Укупна сила која оптерећује завртњеве:

$$F_z = F_{pz} + (0,15 \div 0,25) \cdot F_i \sin \alpha \text{ [daN]}, \quad F_z = 4231,31 \text{ [daN]}$$

За право сечену клипњачу:

$$\alpha = \frac{\pi}{2}, \quad \sin \alpha = 1$$

Напон на истезање у завртњевима велике песнице:

$$\sigma_{ezavrt.} = \frac{F_z}{i_z \cdot \frac{d_{un}^2 \cdot \pi}{4}} \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right] = 2323,50 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right], \quad \text{број завртњева } i_z = 2$$

Унутрашњи пречник завртња: $d_{un} = 10,77 \text{ [mm]}$

Момент увијања завртњева:

$$M_{tzavrt.} = \mu \frac{F_{pz}}{i_z} \cdot \frac{d_{sr}}{2} \text{ [daNcm]} = 112,55 \text{ [daNcm]}$$

Коефицијент трења у навојима $\mu = 0,1 \div 0,15$

Средњи пречник завртњева: $d_{sr} = 11,35 [mm]$

Напрезање на увијање завртњева:

$$\tau_t = \frac{M_{tzavrt.}}{W_t} \left[\frac{daN}{cm^2} \right] = 459 \left[\frac{daN}{cm^2} \right]$$

Отпорни момент кружног попречног пресека :

$$W_t = \frac{d_{un}^3 \cdot \pi}{16} = 0.245 [cm^3]$$

Идеални напон у завртњу:

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_{ezavrt.}^2 + 4\tau_t^2} \left[\frac{daN}{cm^2} \right] = 2498,58 \left[\frac{daN}{cm^2} \right] \leq \sigma_{doz.}$$

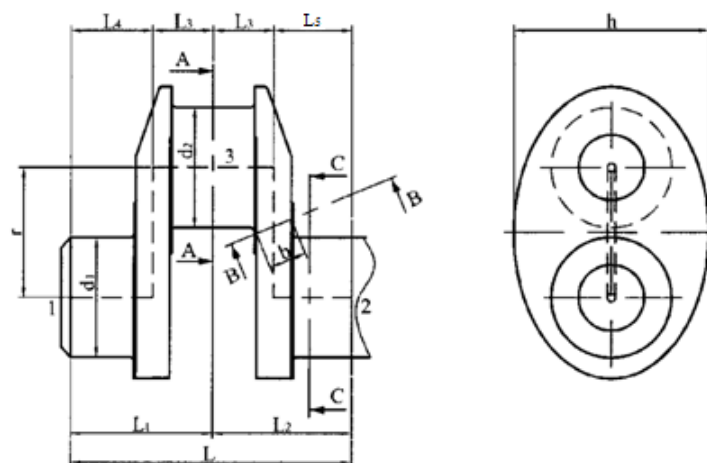
4.5 Прорачун коленастог вратила мотора применом метода система еквивалнетних греда

Коленасто вратило најчешће је смештено у цилиндарском блоку мотора, а врши ротацију у клизним лежајевима који се налазе у блоку. За време рада мотора сила која се ствара на чело клипа делује на коленасто вратило преко клипњаче. При томе се ствара обртни момент мотора који условљава окретање коленастог вратила, а тиме и преношење створеног обртног момента на замајац мотора. Лежајеви коленастог вратила састоје се из два дела у виду две полушоље. У њима се налазе челичне постелице назване „бели метал“ јер се састоји од легуре калаја и основног састојака којима се додају у одређеној мери и други метали. Овакве легуре се користе за моторе мањих снага. Ако су у питању мотори већих снага, за лежајеве се користи ливено калајно-оловна бронза као и ваљкасти лежачеви. Коленасто вратило је такође изложено попречним и уздужним вибрацијама који у моменту резонантне учестаности могу чак и да сломају овај највиталнији део. Коленасто вратило се израђује по правилу ковањем као једна целина може бити и ливено. Код великих мотора може бити израђено из више делова који се накнадно спајају. Скупља је израда коленастог вратила ковањем него ливењем. Коленасто вратило се израђује од специјалног челика оплемењеног хромом, силицијумом, манганом. У склопу коленастог вратила улазе: рукавац преко којих се вратило ослања у лежећим лежачевима цилиндарског блока и летећих рукаваца који се окрећу у лежачевима велике песнице клипњаче, рамена који спајају ове рукавце, противтегова, предњег и задњег дела коленастог вратила. Распоред летећих рукаваца зависи од броја и распореда цилиндара у мотору. Коленасто вратило је углавном изложено савијању, а лежишта су изложена великим притисцима. Против тегови имају задатак да обезбеде уравнотежавање коленастог вратила. Код мањих мотора противтегови су израђени изједна са вратилом, а код великих мотора се посебно израђују, па се накнадно причврћују. На предњем крају коленастог вратила поставља се зупчаник преко којег се остварује веза између коленастог и брегастог вратила, док се на другом крају вратила поставља замајац мотора. Вратило мора бити статички и динамички уравнотежено.

Кроз коленасто вратило пролазе канали кроз које долази уље под притиском за подмазивање клизних лежајева. Конструкција коленастог вратила треба да обезбеди високу чврстоћу и отпорност на савлађивање свих наведених оптерећења. При томе маса не сме да буде исувише велика, јер у мотору има врло мало слободног простора у који треба да се смести одређени број делова. Током увођења анализе прорачунског метода пројектовања мотора сус применом система еквивалентних греда поједностављују се делови који се пројектују. Коленасто вратило је оптерећено сложеним напрезањем од савијања, притиска (истезања) и торзије. Силе и моменти који делују на коленасто вратило се мењају у функцији његовог положаја, па се при прорачуну усвајају прорачунски случајеви којима одговарају максималне вредности сила и момената. Најчешће се узимају у разматрање следећи прорачунски случајеви:

1. Положај коленастог вратила у коме се постиже максимална сила притиска гасова: F_{gmax} . Угао коленастог вратила који одговара овом положају је α_1 и за вредност овог угла треба одредити остале силе које су потребне за прорачун: радијалну R , тангенцијалну у једном цилиндру T , и укупну тангенцијалну силу T_u . У овом случају се често уводи претпоставка да је: $\alpha_1 \approx \alpha_{SMT} = 360^\circ$, односно: $R \approx F_{gmax}$, $T=0$, $T_u=T_{uSMT}$.
2. Положај коленастог вратила у коме се постиже максимална радијална сила: R_{max} . Угао који одговара овом положају је α_2 и за вредност овог угла треба одредити остале силе које су потребне за прорачун: силу притиска гасова F_g , тангенцијалну у једном цилиндру T , и укупну тангенцијалну силу T_u .
3. Положај коленастог вратила у коме се постиже максимална вредност укупне тангенцијалне силе: T_u . Угао који одговара овом положају је α_3 и за вредност овог угла треба одредити остале силе које су потребне за прорачун: силу притиска гасова F_g , радијалну силу R и тангенцијалну силу у једном цилиндру T .

Са овако одређеним вредностима сила проверавају се следећи пресеци: летећег рукавца (A÷A), ручице летећег рукавца (B÷B) и основног рукавца (C÷C) чији је прорачун готово исти као и за пресек летећег рукавца (A÷A).



Слика 4.11 Прорачунска шема коленастог вратила [5]

4.5.1 Први прорачунски случај коленастог вратила

У овом случају посматра се колено коленастог вратила (α_1) првог цилиндра за који радијална сила у рамену коленастог вратила постиже максималну вредност. Овде се уводе одговарајућа упрошћења: тангенцијална сила за први цилиндар једнака је нули, укупна тангенцијална сила једнака је нули, радијална сила је приближно једнака максималној сили притиска гасова на чело клипа.

$$\alpha_1 \approx 360^\circ \text{KB}$$

$$T_{\max} \approx 0$$

$$R \approx F_{\max} = 6486,20 \text{ [daN]}$$

$$T_u \approx 0$$

Отпори ослонца:

$$\sum M_r^o = F_{r2} \cdot L - F_{g\max} \cdot L_1 = 0$$

$$F_{r2} = \frac{F_{g\max} \cdot L_1}{L} = 3079,99 \text{ [daN]}$$

$$\sum F_r = F_{r1} - F_{g\max} + F_{r2} = 0$$

$$F_{r1} = F_{g\max} - F_{r2} = 3341,01 \text{ [daN]}$$

$$\sum M_t^o = F_{t2} \cdot L - T \cdot L_1 = 0$$

$$F_{t2} = \frac{T \cdot L_1}{L} = 0$$

$$\sum F_t = F_{t1} - T + F_{t2} = 0$$

$$F_{t1} = 0$$

Прорачун летећег рукавца А-А:

$$\text{Момент савијања у равни (R): } M_{fr} = F_{r2} \cdot L_2 = 19711,93 \text{ [daNcm]}$$

$$\text{Момент савијања у равни (T): } M_{ft} = F_{t2} \cdot L_2 = 0$$

$$\text{Укупни момент савијања: } M_f = \sqrt{M_{fr}^2 + M_{ft}^2} = 19711,93 \text{ [daNcm]}$$

Аксијални отпорни момент попречног пресека летећег рукавца, пресек А-А:

$$W_{fa} = \frac{\pi}{32} d_2^3 = 21,21 \text{ [cm}^3\text{]}, \quad d_2 - \text{ пречник летећег рукавца}$$

$$\text{Напон савијања: } \sigma_f = \frac{M_f}{W_{fa}} = 929,36 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$$

Момент увијања у пресеку А-А:

$$M_t = M_{t2} - F_{t2} \cdot r = T_u \cdot r - F_{t2} \cdot r = r(T_u - F_{t2})$$

$$M_t = (T_u - F_{t2}) \cdot r = 0$$

$$\text{Напон увијања: } \tau_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t}{2 \cdot W_{fa}} \text{ [daN/cm}^2\text{]} = 0$$

Резултујући напон у пресеку А-А:

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_f^2 + 4\tau_t^2} = 929,36 \text{ [daN/cm}^2\text{]} < \sigma_{doz} = 1000 \div 1400 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$$

Прорачун напрезања ручице летећег рукавца B-B:

Момент савијања у R-равни: $M_{fr} = F_{r2} \cdot L_5 = 10471,96 \text{ [daNcm]}$

Момент савијања у T-равни: $M_{ft} = M_{ft} = M_t - F_{t2} \cdot \frac{d_1}{2} = T_u \cdot r - F_{t2} \cdot \frac{d_1}{2} = 0 \text{ [daNcm]}$

Отпорни момент ручице летећег рукавца:

$$W_{fx} = \frac{I_x}{\frac{b}{2}} \text{ [cm}^3\text{]} = 6,66 \text{ [cm}^3\text{]}$$

$$I_x = \frac{h \cdot b^3}{12} - \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = 6,66 \text{ [cm}^4\text{]}$$

$$W_{fz} = \frac{2 \cdot I_z}{h} \text{ [cm}^3\text{]} = 33,33 \text{ [cm}^3\text{]}$$

$$I_z = \frac{b \cdot h^3}{12} - \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = 166,66 \text{ [cm}^4\text{]}$$

$$\text{Напон савијања: } \sigma_{fr} = \frac{M_{fr}}{W_{fx}} = 1572,36 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$\sigma_{ft} = \frac{M_{ft}}{W_{fz}} = 0$$

$$\sigma_c = \frac{F_{r2}}{A} = 155,55 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$A = b \cdot h - \frac{d^4 \cdot \pi}{4} = 19,80 \text{ [cm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{fmax} = \sigma_{fr} + \sigma_{ft} + \sigma_c = 1727,91 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]$$

Момент увијања: $M_t = F_{t2} \cdot L_5 = 0$

$$\text{Напон увијања: } \tau_{max} = \frac{M_t}{\eta_2 \cdot b^3 \cdot h} = 0, \quad \eta_2 = f \cdot \left(\frac{h}{b} \right) = 0,745$$

Резултујући напон:

$$\sigma_i = \sqrt{(\sigma_{fr} + \sigma_c)^2 + 4\tau_{max}^2} = \sigma_{fr} + \sigma_c = 1345 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right] < \sigma_{doz.} = 1000 \div 1400 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]$$

4.5.2 Други прорачунски случај колена коленастог вратила

Посматра се колено до замајца у положају (α_2) за који тангенцијална сила у том цилиндру постиже максималну вредност. За ту вредност угла рачунају се сва остала оптерећења.

$$R_{max} = 2663 \text{ [daN]}$$

$$\alpha_2 = 380^\circ$$

$$T_{max} = 1357,10 \text{ [daN]}$$

$$T_u = 613,90 \text{ [daN]}$$

Отпори ослонца:

$$\sum M_r^o = F_{r2} \cdot L - R \cdot L_1 = 0$$

$$F_{r2} = \frac{R \cdot L_1}{L} = 1085,50 \text{ [daN]}$$

$$\sum F_r = F_{r1} - R + F_{r2} = 0$$

$$F_{r1} = R - F_{r2} = 2663 - 1085,50 = 1177,49 \text{ [daN]}$$

$$\sum M_t^o = F_{t2} \cdot L - T \cdot L_1 = 0$$

$$F_{t2} = \frac{T \cdot L_1}{L} = 650,96 \text{ [daN]}$$

$$\sum F_t = F_{t1} - T + F_{t2} = 0$$

$$F_{t1} = 706,13 \text{ [daN]}$$

Прорачун летећег рукавца A-A:

$$\text{Момент савијања у равни (R): } M_{fr} = F_{r2} \cdot L_2 = 6947,20 \text{ [daNcm]}$$

$$\text{Момент савијања у равни (T): } M_{ft} = F_{t2} \cdot L_2 = 4166,14 \text{ [daNcm]}$$

$$\text{Укупни момент савијања: } M_f = \sqrt{M_{fr}^2 + M_{ft}^2} = 8100,63 \text{ [daNcm]}$$

Аксијални отпорни момент попречног пресека летећег рукавца, пресек A-A:

$$W_{fa} = \frac{\pi}{32} d_2^3 = 21,21 \text{ [cm}^3\text{]}, \quad d_2 - \text{пречник летећег рукавца}$$

$$\text{Напон савијања: } \sigma_f = \frac{M_f}{W_{fa}} = 381,92 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]$$

Момент увијања у пресеку A-A:

$$M_t = M_{t2} - F_{t2} \cdot r = T_u \cdot r - F_{t2} \cdot r = r(T_u - F_{t2})$$

$$M_t = (T_u - F_{t2}) \cdot r = 235,31 \text{ [daNcm]}$$

$$\text{Напон увијања: } \tau_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t}{2 \cdot W_{fa}} = 55,40 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]$$

Резултујући напон у пресеку A-A:

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_f^2 + 4\tau_t^2} = 259,81 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right] < \sigma_{doz.} = 1000 \div 1400 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]$$

Прорачун напрезања ручице летећег рукавца B-B:

$$\text{Момент савијања у R-равни: } M_{fr} = F_{r2} \cdot L_5 = 3690,70 \text{ [daNcm]}$$

Момент савијања у Т-равни: $M_{ft} = M_t - F_{t2} \cdot \frac{d_1}{2} = T_u \cdot r - F_{t2} \cdot \frac{d_1}{2} = 1619,90 \text{ [daNcm]}$

Отпорни момент ручице летећег рукавца: $W_{fx} = \frac{I_x}{\frac{b}{2}} \text{ [cm}^3\text{]} = 6,66 \text{ [cm}^3\text{]}$

$$I_x = \frac{h \cdot b^3}{12} - \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = 6,66 \text{ [cm}^4\text{]}$$

$$W_{fz} = \frac{2 \cdot I_z}{h} \text{ [cm}^3\text{]} = 33,33 \text{ [cm}^3\text{]}$$

$$I_z = \frac{b \cdot h^3}{12} - \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = 166,66 \text{ [cm}^4\text{]}$$

Напон савијања: $\sigma_{fr} = \frac{M_{fr}}{w_{fx}} = 554,15 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]$

$$\sigma_{ft} = \frac{M_{ft}}{w_{fz}} = 48,60 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$\sigma_c = \frac{F_{r2}}{A} = 54,82 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$A = b \cdot h - \frac{d^4 \cdot \pi}{4} = 19,80 \text{ [cm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{fmax} = \sigma_{fr} + \sigma_{ft} + \sigma_c = 657,56 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]$$

Момент увијања: $M_t = F_{t2} \cdot L_5 = 2213,26 \text{ [daNcm]}$

Напон увијања: $\eta_2 = f\left(\frac{h}{b}\right) = 0,745$

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{\eta_2 \cdot b^3 \cdot h} = 74,27 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]$$

Резултујући напон :

$$\sigma_i = \sqrt{(\sigma_{fr} + \sigma_c)^2 + 4\tau_{max}^2} = 626,82 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right] < \sigma_{doz} = 1000 \div 1400 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]$$

4.5.3 Трећи прорачунски случај коленастог вратила

Посматра се положај коленастог вратила за који укупна тангенцијална сила има максималну вредност (α_3). За ту вредност угла рачунају се сва остала оптерећења.

$$T_{umax} = 1185 \text{ [daN]}$$

$$\alpha_3 = 490^\circ$$

$$T(\alpha_3) = 403,20 \text{ [daN]}$$

$$R(\alpha_3) = -520,70 \text{ [daN]}$$

Отпори ослонца:

$$\sum M_r^o = F_{r2} \cdot L - R \cdot L_1 = 0$$

$$F_{r2} = \frac{R \cdot L_1}{L} = 249,76 \text{ [daN]}$$

$$\sum F_r = F_{r1} - R + F_{r2} = 0$$

$$F_{r1} = R - F_{r2} = 270,93 \text{ [daN]}$$

$$\sum M_t^o = F_{t2} \cdot L - T \cdot L_1 = 0$$

$$F_{t2} = \frac{T \cdot L_1}{L} = 193,40 \text{ [daN]}$$

$$\sum F_t = F_{t1} - T + F_{t2} = 0$$

$$F_{t1} = 209,40 \text{ [daN]}$$

Прорачун летећег рукавца пресек А-А:

Момент савијања у равни (R): $M_{fr} = F_{r2} \cdot L_2 = 1598,46 \text{ [daNcm]}$

Момент савијања у равни (T): $M_{ft} = F_{t2} \cdot L_2 = 1237,76 \text{ [daNcm]}$

Укупни момент савијања: $M_f = \sqrt{M_{fr}^2 + M_{ft}^2} = 2021,66 \text{ [daNcm]}$

Аксијални отпорни момент попречног пресека летећег рукавца, пресек А-А:

$$W_{fa} = \frac{\pi}{32} d_2^3 = 21,21 \text{ [cm}^3\text{]}, \quad d_2 - \text{пречник летећег рукавца}$$

Напон савијања: $\sigma_f = \frac{M_f}{W_{fa}} = 95,31 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]$

Момент увијања у пресеку А-А: $M_t = M_{t2} - F_{t2} \cdot r = T_u \cdot r - F_{t2} \cdot r = r \cdot (T_u - F_{t2})$

$$M_t = (T_u - F_{t2}) \cdot r = 6296,66 \text{ [daNcm]}$$

Напон увијања: $\tau_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t}{2 \cdot W_{fa}} \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right] = 148,43 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]$

Резултујући напон у пресеку А-А:

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_f^2 + 4\tau_t^2} = 311,79 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right] < \sigma_{doz} = 1000 \div 1400 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]$$

Прорачун напрезања ручице летећег рукавца пресек В-В:

Момент савијања у R-равни:

$$M_{fr} = F_{r2} \cdot L_5 = 849,18 \text{ [daNcm]}$$

Момент савијања у Т-равни:

$$M_{ft} = M_t - F_{t2} \cdot \frac{d_1}{2} = T_u \cdot r - F_{t2} \frac{d_1}{2} = 6847,85 \text{ [daNcm]}$$

Отпорни момент ручице летећег рукавца: $W_{fx} = \frac{I_x}{\frac{b}{2}} \text{ [cm}^3\text{]} = 6,66 \text{ [cm}^3\text{]}$

$$I_x = \frac{h \cdot b^3}{12} - \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = 6,66 \text{ [cm}^4\text{]}$$

$$W_{fz} = \frac{2 \cdot I_z}{h} \text{ [cm}^3\text{]} = 33,33 \text{ [cm}^3\text{]}$$

$$I_z = \frac{b \cdot h^3}{12} - \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = 166,66 \text{ [cm}^4\text{]}$$

Напон савијања: $\sigma_{fr} = \frac{M_{fr}}{w_{fx}} = 127,50 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$

$$\sigma_{ft} = \frac{M_{ft}}{w_{fz}} = 205,45 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$$

$$\sigma_c = \frac{F_{r2}}{A} = 12,61 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$$

$$A = b \cdot h - \frac{d^4 \cdot \pi}{4} = 19,80 \text{ [cm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{fmax} = \sigma_{fr} + \sigma_{ft} + \sigma_c = 345,56 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$$

Момент увијања: $M_t = F_{t2} \cdot L_5 = 657,56 \text{ [daNcm]}$

Напон увијања: $\eta_2 = f\left(\frac{h}{b}\right) = 0,745$

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{\eta_2 \cdot b^3 \cdot h} = 22,06 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$$

Резултујући напон :

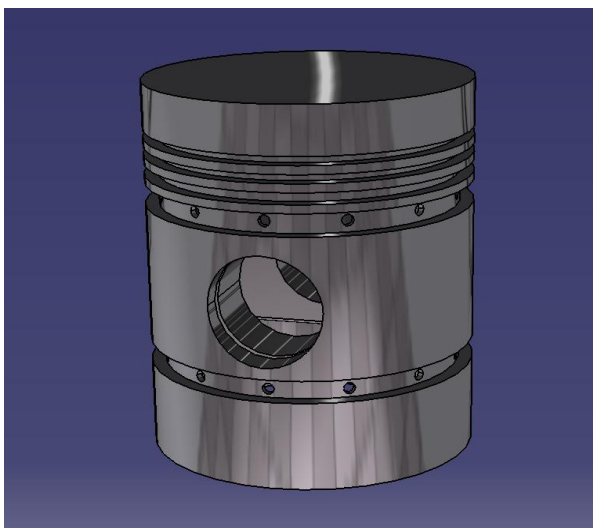
$$\sigma_i = \sqrt{(\sigma_{fr} + \sigma_c)^2 + 4\tau_{max}^2} = 146,89 \text{ [daN/cm}^2\text{]} < \sigma_{doz.} = 1000 \div 1400 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$$

5.0 Пимена савремених метода за структурну анализу на утврђивање и проверу напона од механичких оптерећења у елементима клипног механизма мотора М-34Т

Витални делови мотора М34/Т измоделирани су у програмском пакету CatiaV5R16.

У виталне делове мотора спадају: клип, клипни прстенови (компресиони, уљни), осовиница клипа, осигурачи осовинице клипа, бронзана чаура мале песнице, клипњача, лежишна полушоља велике песнице, лежајеви полушоље велике песнице клипњаче, коленасто вратило и замајац мотора.

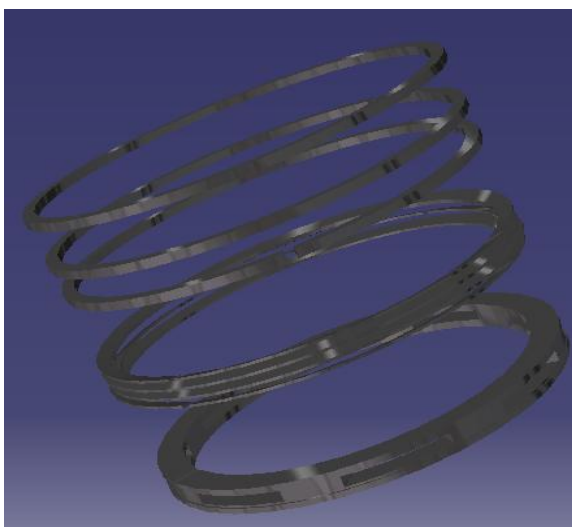
5.1 Моделирање виталних делова мотора М34/Т



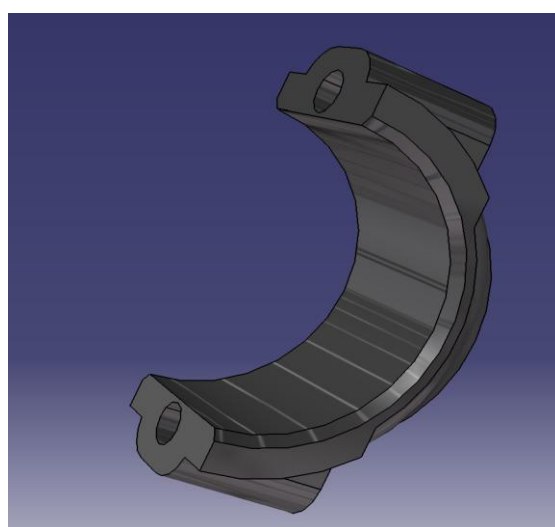
Слика 5.0 Приказ измоделираног клипа



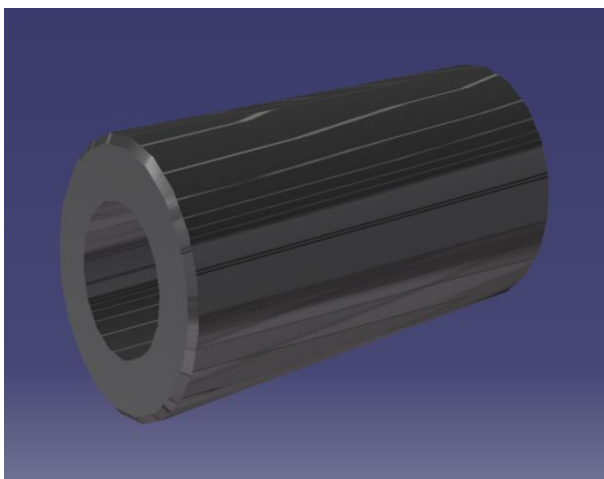
Слика 5.1 Приказ реалног стања клипа



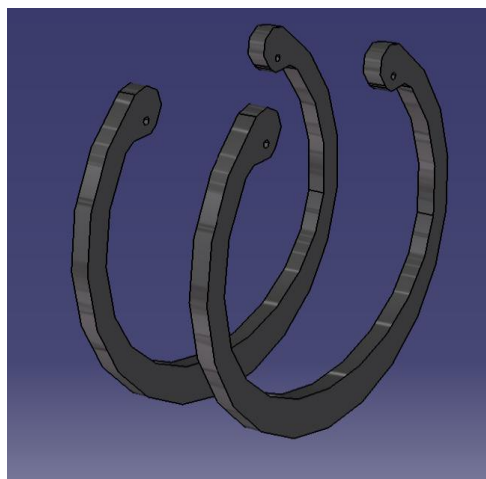
5.2 Приказ измоделираних клипних прстенова



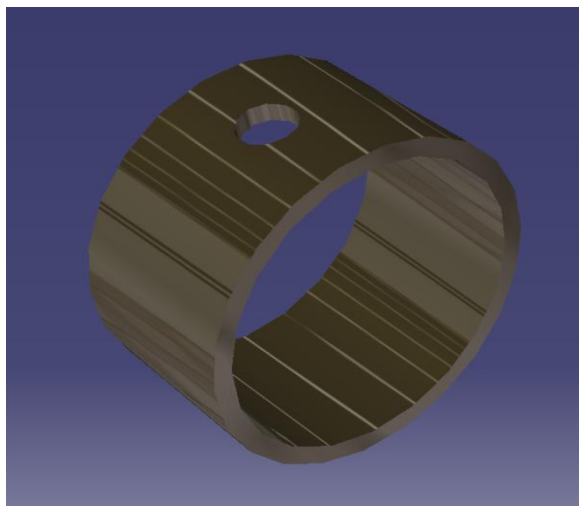
*Слика 5.3 Приказ измоделиране
полушоље велике песнице*



Слика 5.4 Приказ измоделиране осовинице клипа



Слика 5.5 Приказ измоделираних осигурача осовинице клипа



Слика 5.6 Бронзана чаура мале песнице



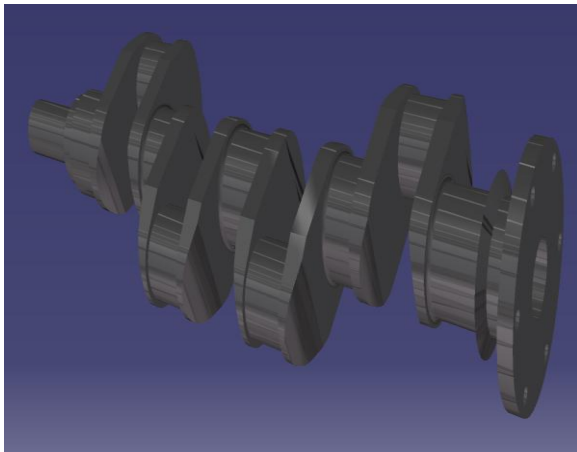
Слика 5.7 Практично извођење бронзане чаура мале песнице



Слика 5.8 Приказ измоделиране клипњаче



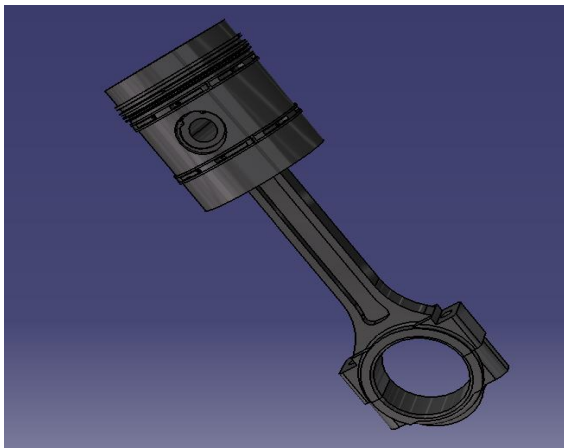
Слика 5.9 Практично извођење клипњаче



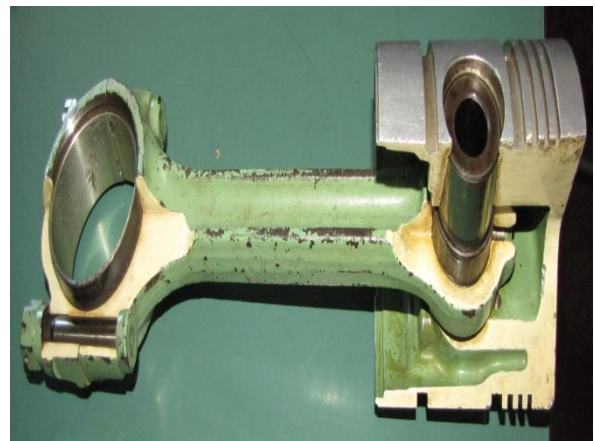
Слика 5.10 Приказ измоделираног коленастог вратила мотора М34/Т



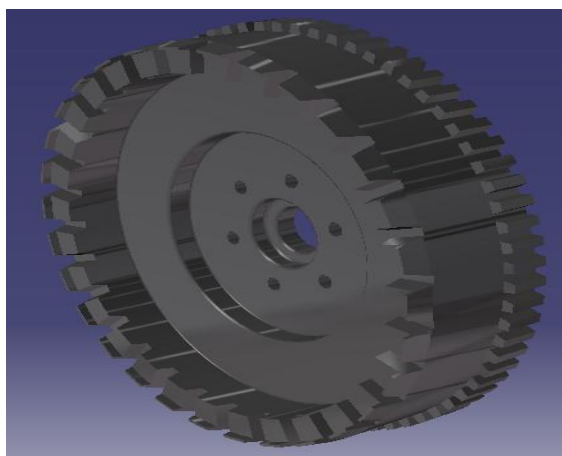
Слика 5.11 Приказ практичног извођења коленастог вратила М34/Т



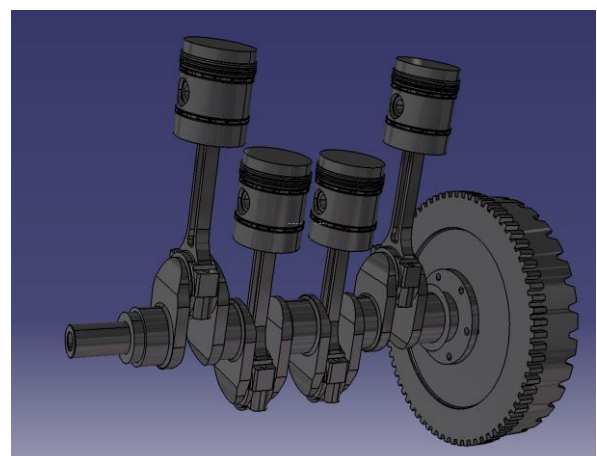
Слика 5.14 Приказ склопљеног стања клипне групе и клипњаче



Слика 5.15 Пресек практичног извођења клипне групе и клипњаче

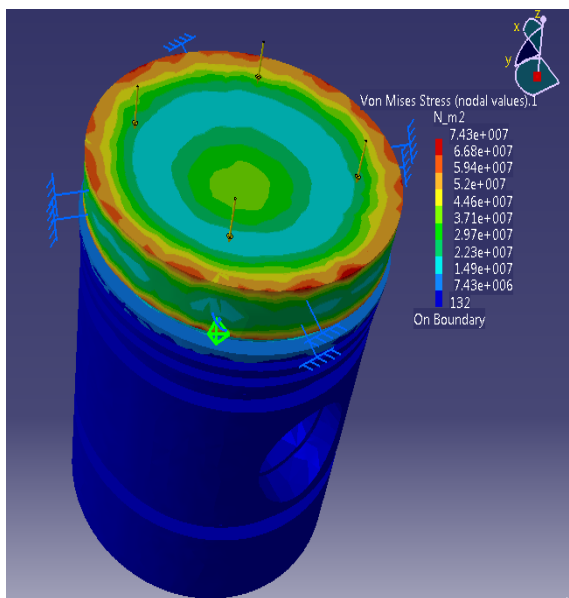


Слика 5.16 Приказ измоделираног замајца

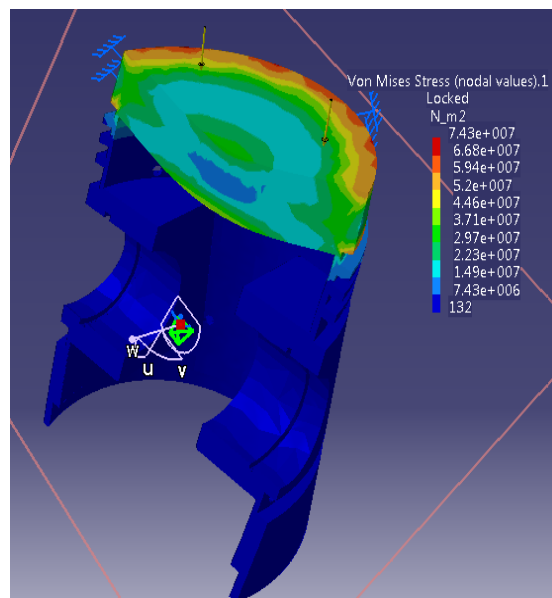


Слика 5.17 Склоп виталних делова М34/Т

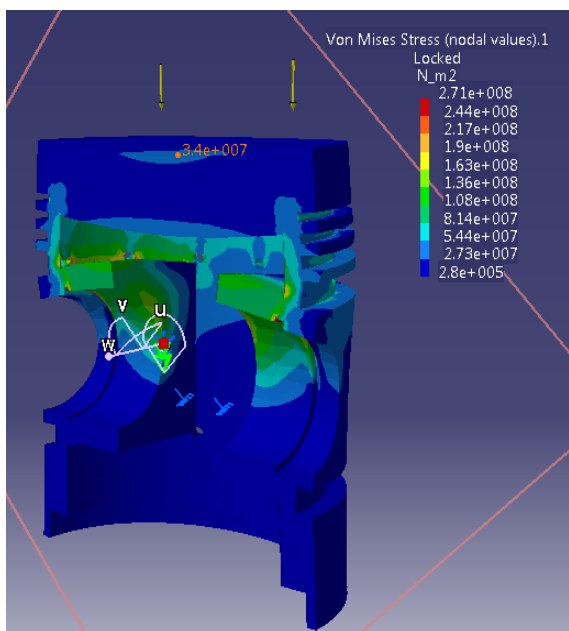
5.2 Структурна анализа виталних делова мотора М34/Т



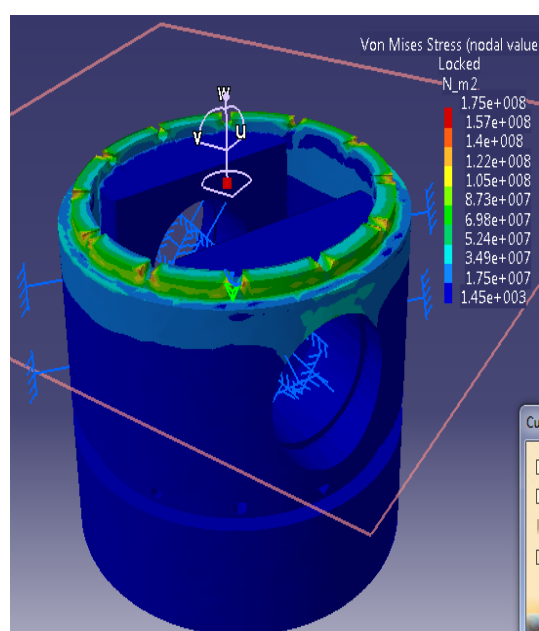
Слика 5.18 Бочно укљештење чела клипа



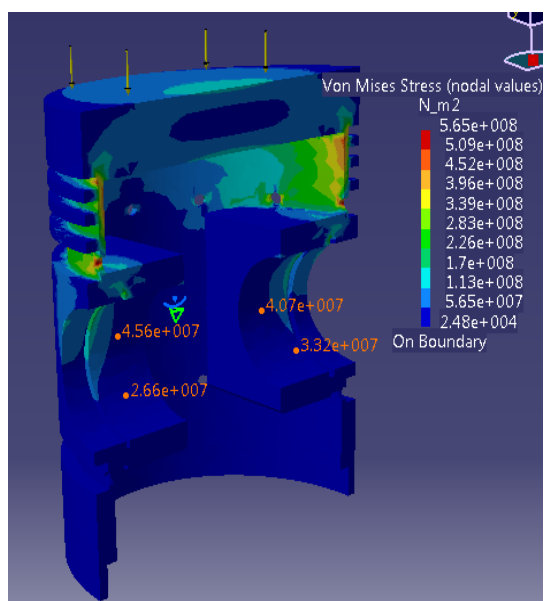
Слика 5.19 Напон у пресеку чела клипа



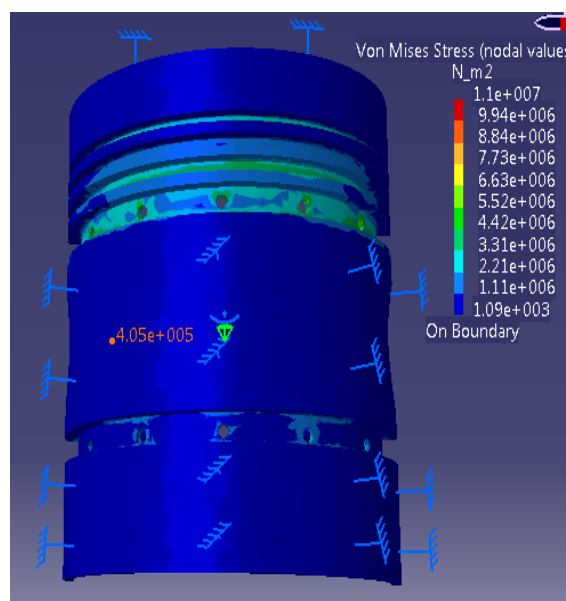
Слика 5.20 Притисак у центру чела клипа



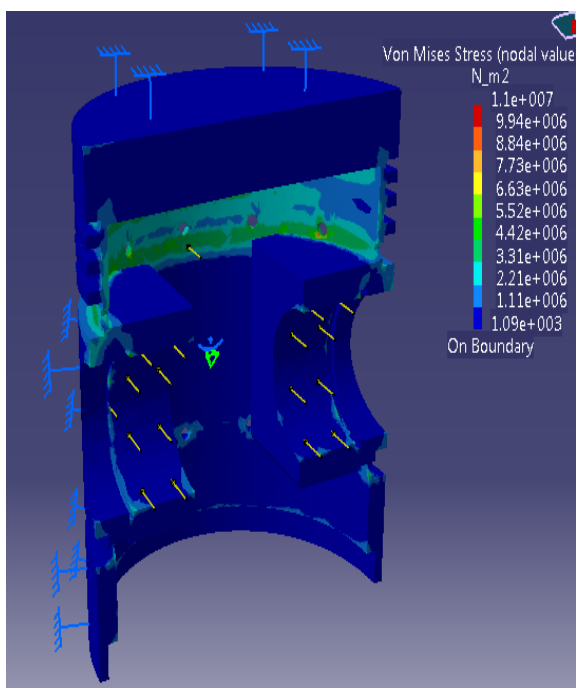
Слика 5.21 Притисак на гњечење у најслабијем делу клипа



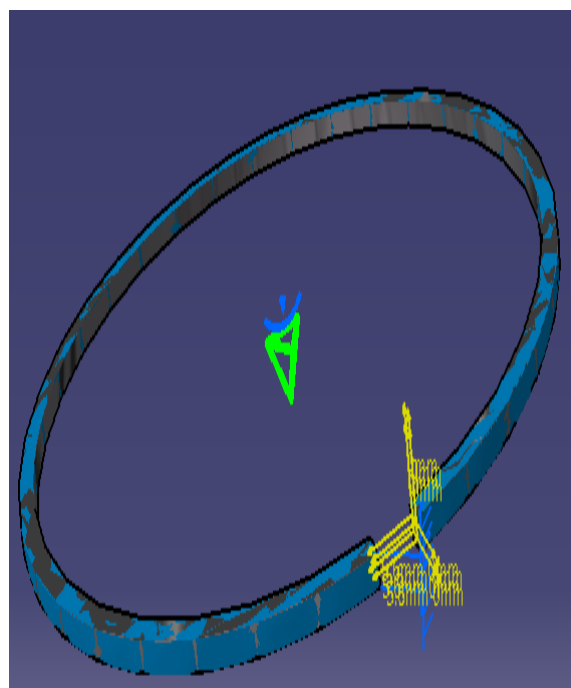
Слика 5.22 Површински притисак у окцима клипа



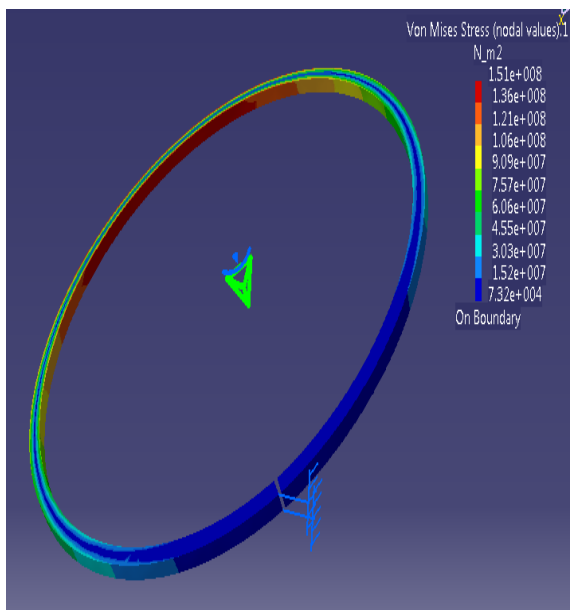
Слика 5.23 Површински притисак на кошуљицу клипа



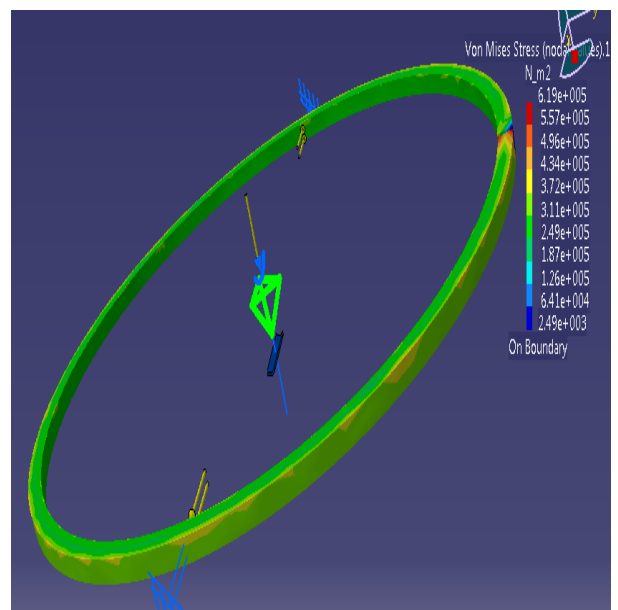
Слика 5.24 Дејство нормалне силе на кошуљицу клипа



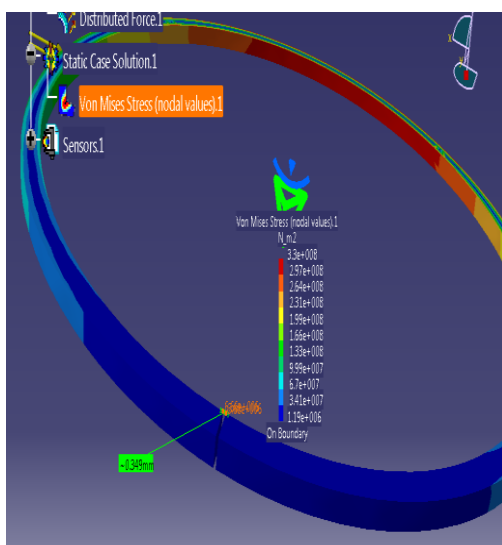
Слика 5.25 Клипни прстен неоптерећен током монтаже



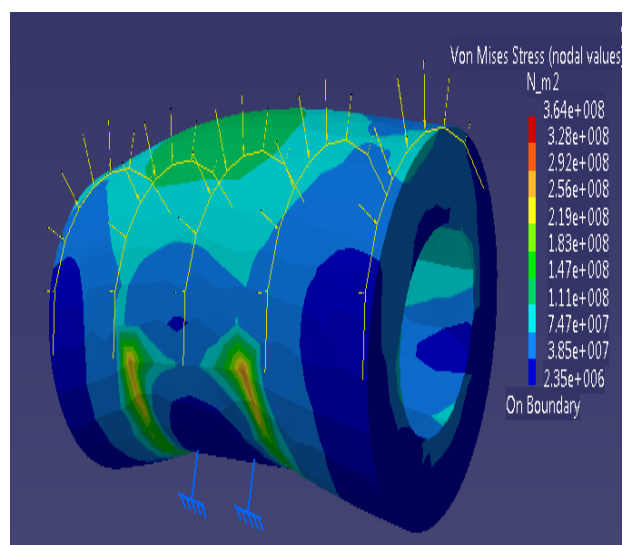
Слика 5.26 Клипни прстен оптерећен на савијање



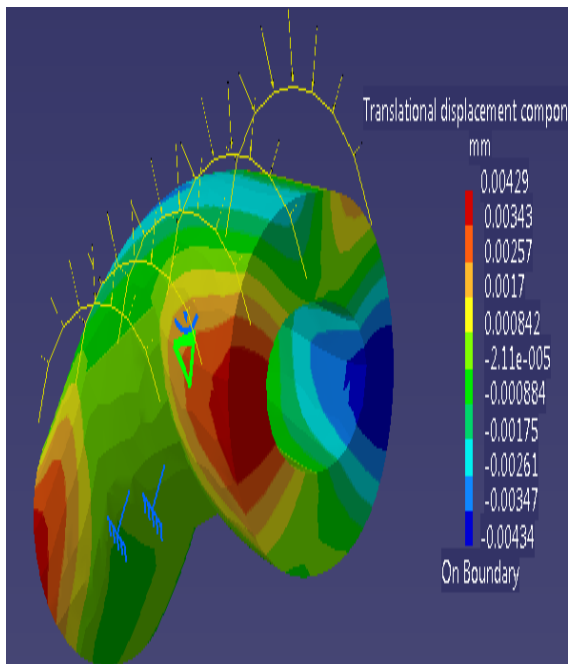
Слика 5.27 Притисак клипног прстена на кошуљицу цилиндра



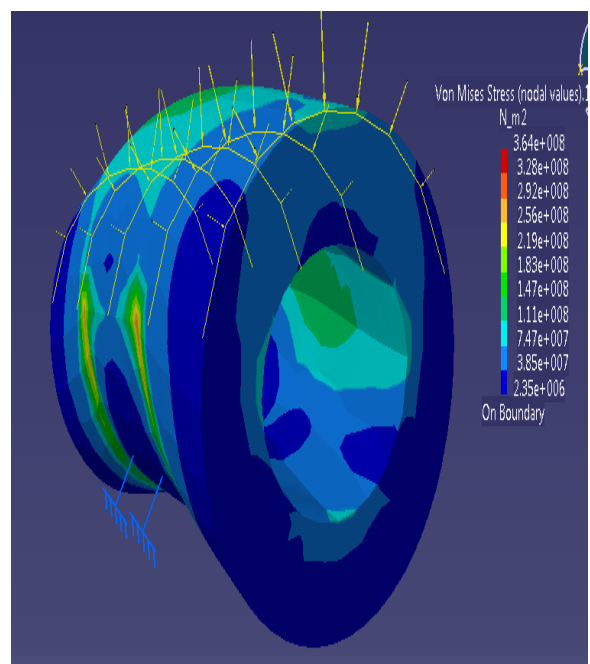
Слика 5.28 Дозвољени зазор клипног прстена у оптерећеном стању



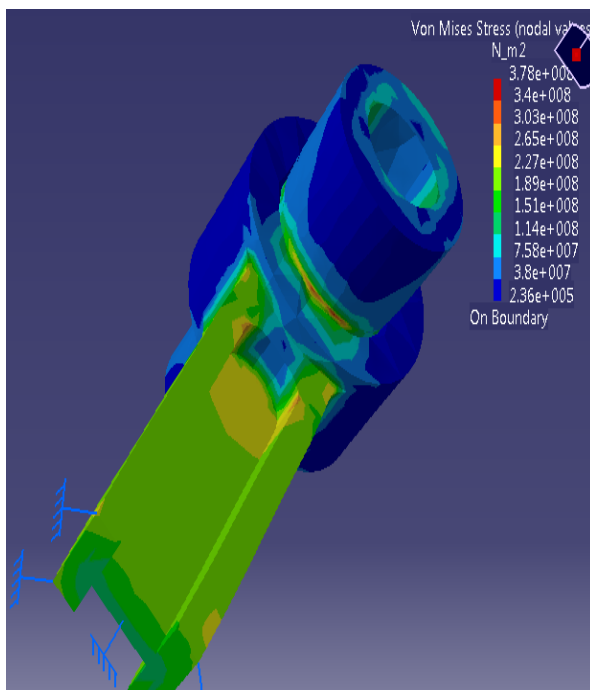
Слика 5.29 Расподела напона осовинице клипа и место укљештења



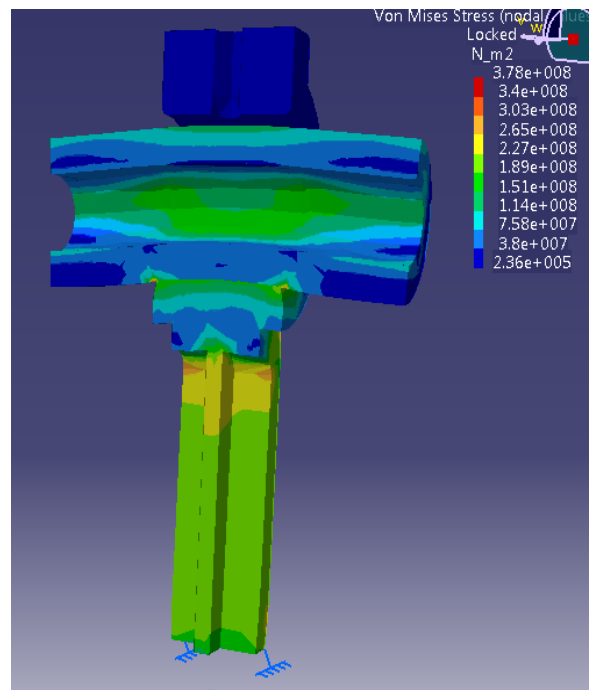
Слика 5.30 Овализација осовинице



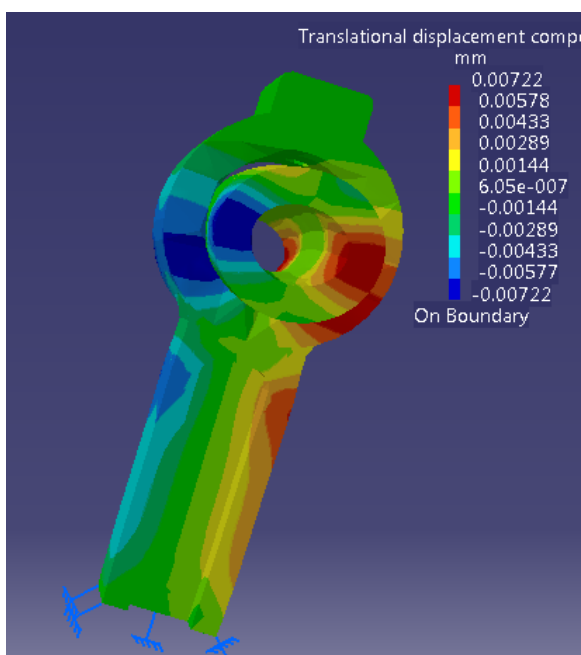
Слика 5.31 Напон услед овализације осовинице



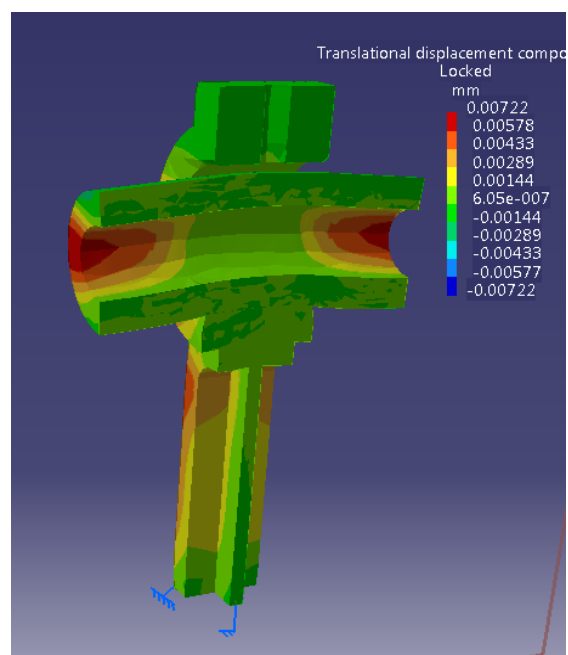
Слика 5.32 Критичан пресек осовинице и мале песнице клипњаче



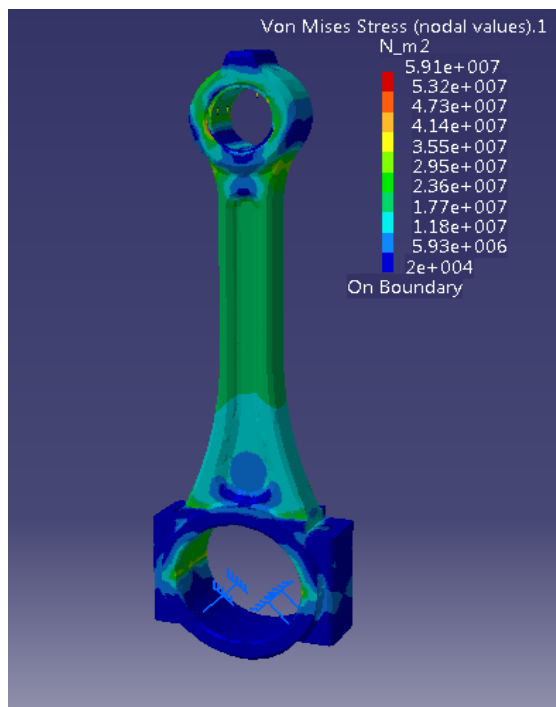
Слика 5.33 Подужни приказ критичног пресека



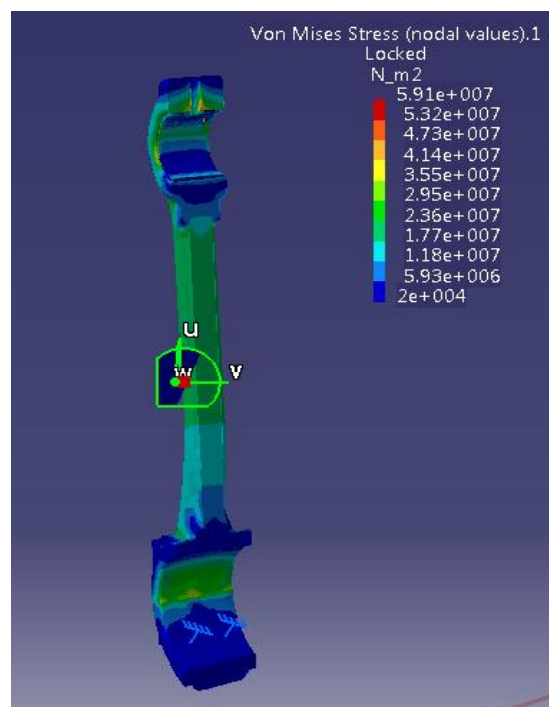
Слика 5.34 Овализација мале песнице и осовинице у склопу



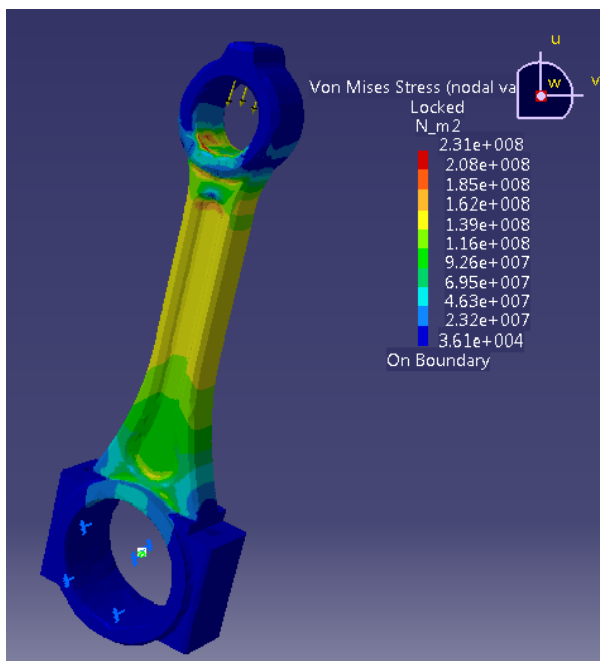
Слика 5.35 Пресек мале песнице и осовинице у склопу услед овализације



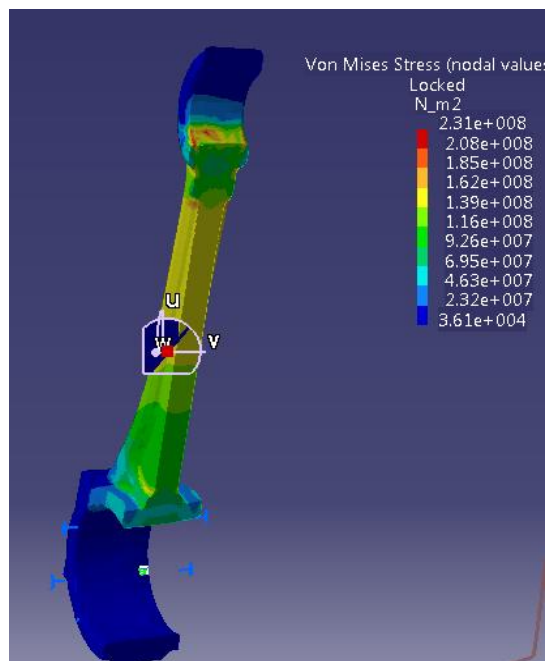
Слика 5.36 Оптерећење мале песнице клипњаче на истезање



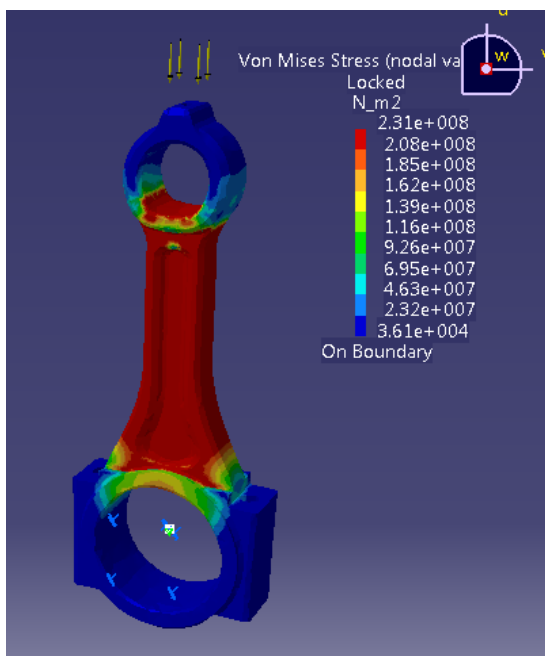
Слика 5.37 Подужни пресек мале песнице клипњаче услед истезања



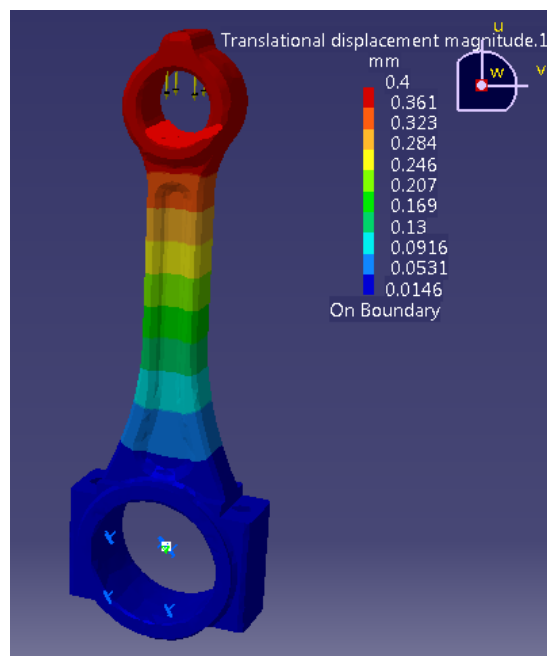
Слика 5.38 Тело клипњаче оптерећено на притисак



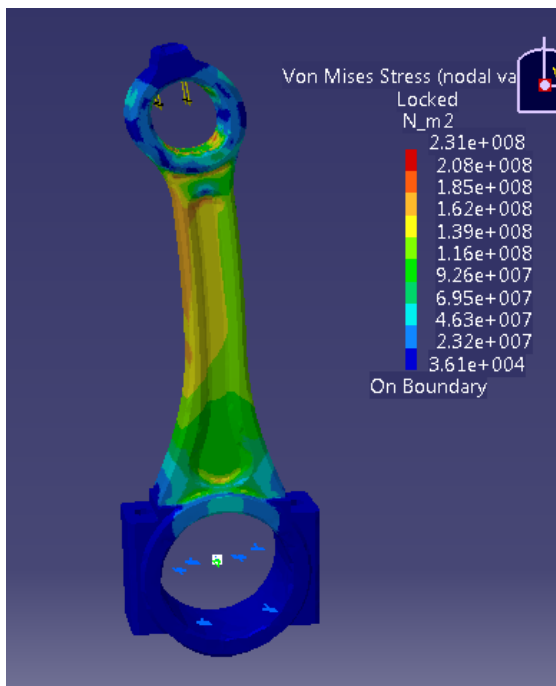
Слика 5.39 Подужни пресек тела клипњаче услед оптерећења на притисак



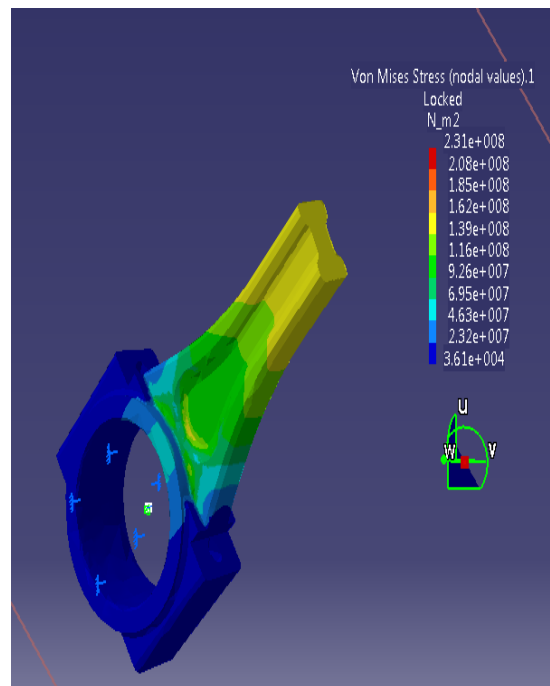
Слика 5.40 Напрезање на извијање тела клипњаче



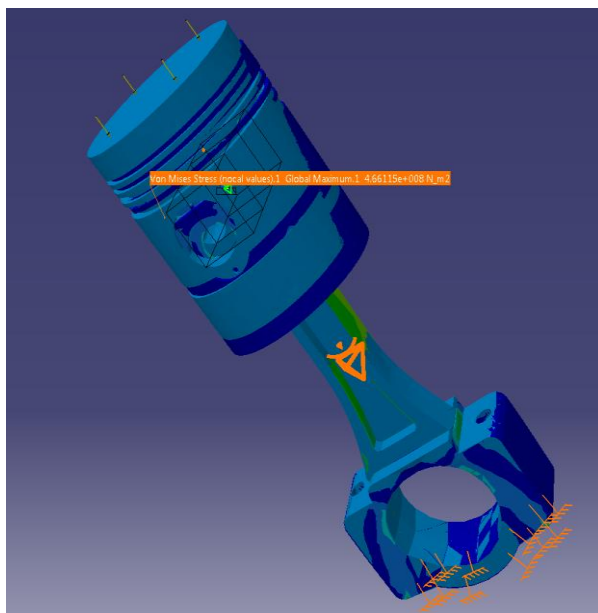
Слика 5.41 Деформација тела клипњаче услед извијања



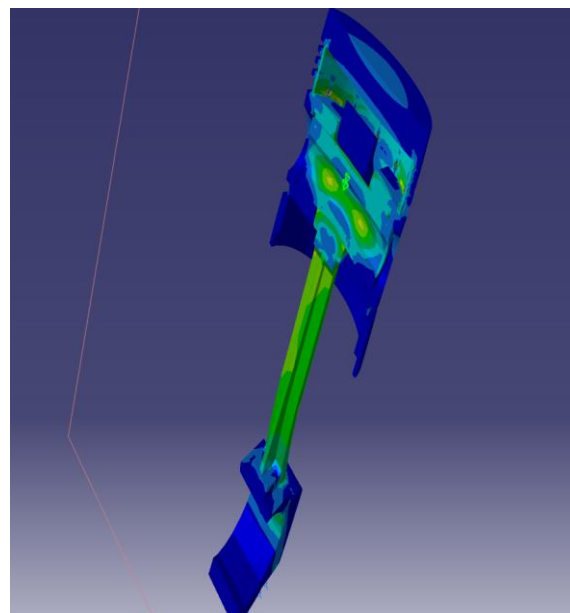
Слика 5.42 Приказ напрезања на савијање тела клипњаче



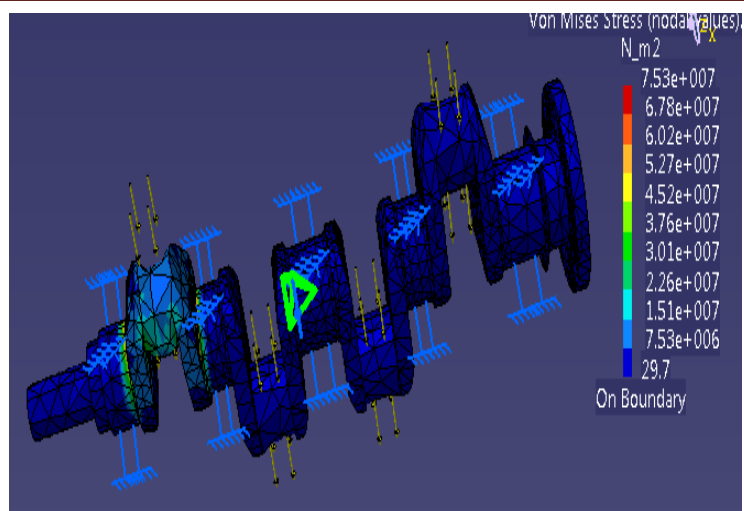
Слика 5.43 Критичан пресек тела клипњаче услед напона на савијање



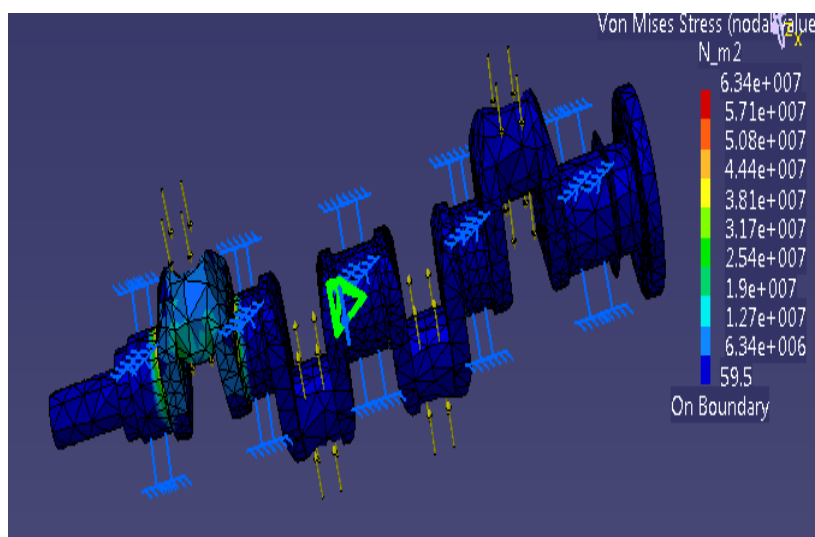
Слика 5.44 Приказ структуре клипног склопа под дејством притиска гасова



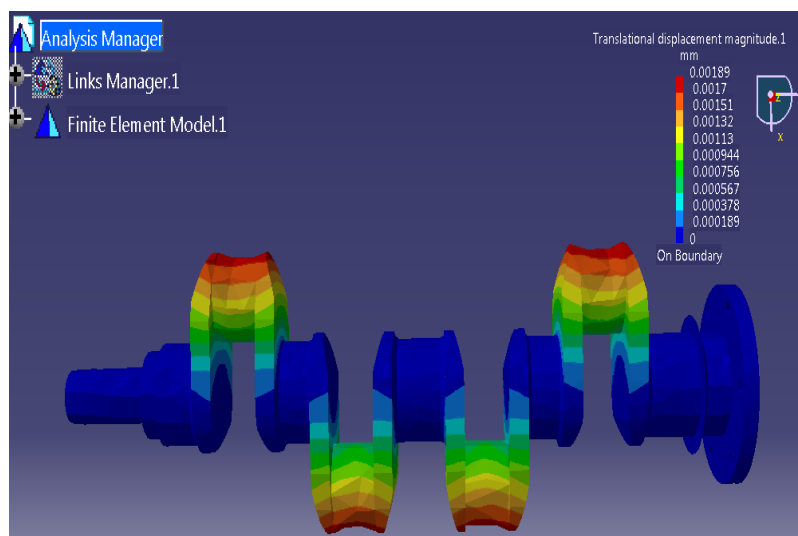
Слика 5.45 Приказ подужног пресека клипа услед дејства притиска гасова



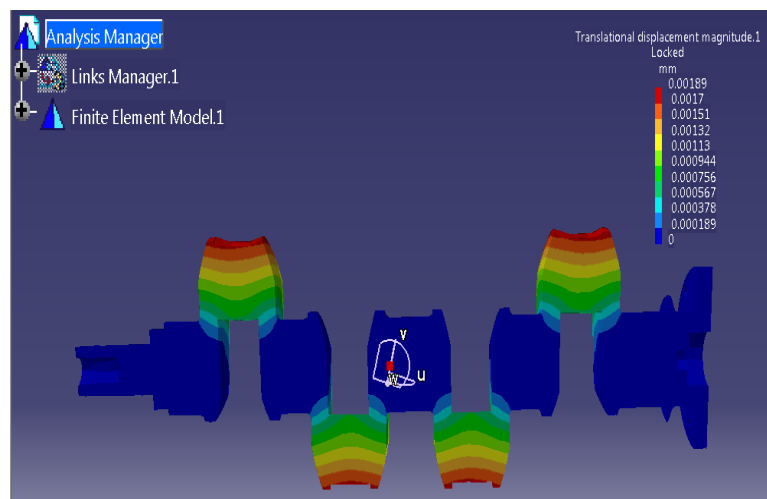
Слика 5.46 Коленасто вратило максимална сила притиска гасова



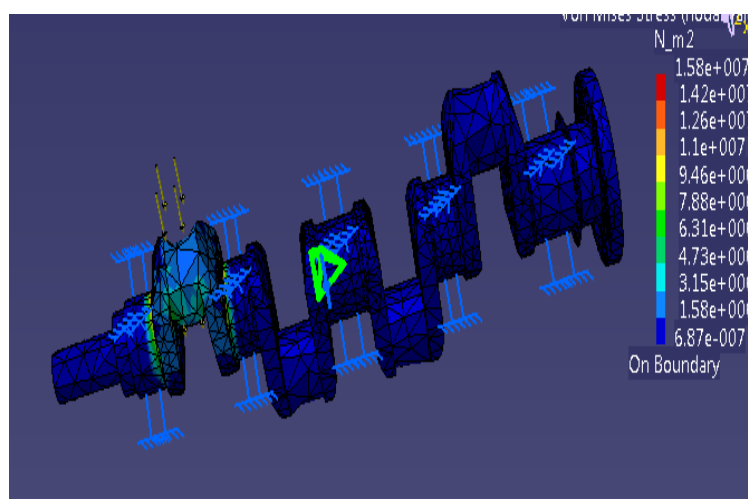
Слика 5.47 Коленасто вратило радијална сила



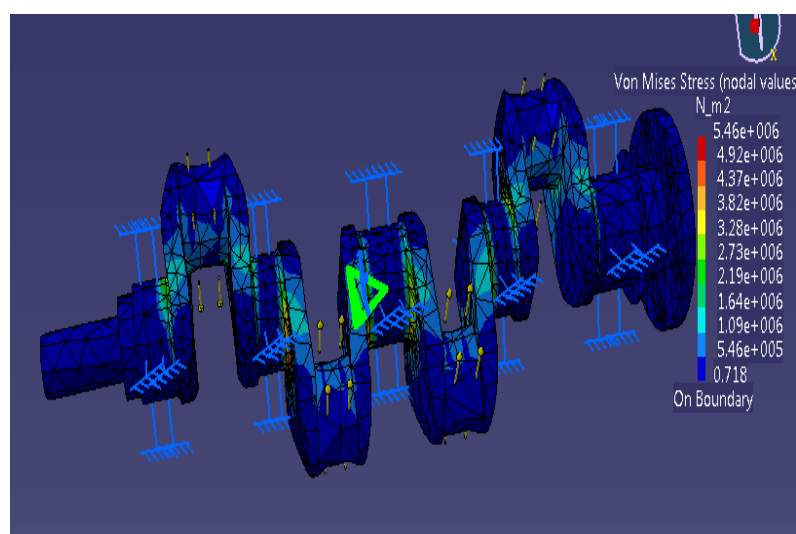
Слика 5.48 Коленасто вратило поље померања и деформације



Слика 5.49 Подужни пресек коленастог вратила и приказ поља померања



Слика 5.50 Коленасто вратило тангенцијална сила за један цилиндар



Слика 5.51 Коленасто вратило укупна тангенцијална сила

6.0 Критичко поређење резултата добијених класичним, прорачунским методама и методама структурне анализе

Критички сагледано резултати који су добијени класичним прорачунском методом се већим делом битно разликују од оних који су обрађени у програмском пакету методама структурне анализе. Одступања једних од других постоје али се обе методе могу примењивати. Код прорачунског метода усвајају се многобројни фактори чиме се одступа од реалног стања у мањој или већој мери разликују. То свакако да помера границу прецизности па су крајњи резултати мање прецизни. Али свакако да резултати прорачунске методе могу бити услов за предвиђање и побољшање резултата при следећем класичном прорачуну.

Прорачунска метода пројектовања мотора је врло доступна и лако примењива при чему се добијају приближна сазнања о вредностима резултата. Овим се практично добијају резултати на бази математичких принципа који се директно решавају помоћу математичких формулација. Ова метода представља полазну основу која само усмерава на даљи ток рада.

Што се тиче методе структурне анализе она представља реалнију слику о понашању испитиваних елемената те се као таква врло често користи а наравно да је предуслов томе уследио и повећани пораст самих рачунара који су неминовни. Метода структурне анализе је метода која се у посебном подпрограму у Catia налази и њеним активирањем је могуће анализирати цео склоп или само делове склопа. Уколико се анализира само део неког склопа онда се не ограничавају контакти пошто у том случају постоје само један контакт између дела и дејства силе. Ограничења се постављају тако да одговарају реалном стању дела који се испитује.

Након постављања веза и ограничавајућих фактора предузима се следећи корак а то је провера постављених веза и евентуална корекција дејства самог дела по кординатним осама. Уколико део који се посматра остаје без померања по кординатним осама онда се одговарајућом иконицом на месту тог дела поставља ограничавајући фактор који не дозвољава померања.

Резултати који су добијени методом структурне анализе се не разликују у већој мери од резултата класичног прорачуна. Једина предност која се види јесте поље напона које се може пратити по читавој структури дела који се анализира. Код класичне методе то није могуће па се због тога њена примена ограничава на сазнања о вредностима у критичним пресецима. Да би резултати били што потпунији и реалнији морају се посебно водити рачуна о силама које оптерећују делове и њиховим ограничењима.

Одступања између методе структурне анализе и класичне методе је у дозвољеним границама. Напон који се јавља у деловима мотора сус је у дозвољеним границама односно мањи од напона који може да издржи материјал од којих су делови израђени.

7.0 Закључак

Данашњи развој мотора са унутрашњим сагоревањем постао је веома комплексан. Томе су допринела сазнања многобројних истраживања која се баве овом проблематиком. Пројектовање мотора са унутрашњим сагоревањем обухвата скуп сазнања из више области јер је његова целина интегрисана са многобројним системима. Сваки од делова система је адекватно прорачунат па се као такав уграђује заједно са осталим деловима мотора. Као резултат тога добија се целина која се састоји из мноштво делова, подсклопова и склопова који међусобним сједињавањем учествују у изградњи једне целине, а то је мотор са унутрашњим сагоревањем. Даљи поступак пројектовања мотора сус се заснива на методама које су постојеће и које су тек у развоју, а за циљ имају лакши приступ решавању проблема и могућност минимизације трошкова у изради делова. Данашњи мотори су све специфичније конструкције, а то је свакако могуће захваљујући програмским пакетима за моделирање делова. Измоделирани делови у програмском пакету помоћу рачунара далеко су ефикаснији и једноставнији од креирања обичних делова који су ручно израђени.

Програмски пакет Catia која има подпрограме, а међу њима и методу структурне анализе која је у овом раду примењивана постала је све популарнија за коришћење приликом анализе делова мотора јер се једноставно користи. Предност је и у томе што се може директно извршити манипулација тих делова у једну целину постављајући им додатна ограничења која одговарају условима у којима би у реалности такав склоп функционисао. Друга важна предност коришћења програмског пакета и подпрограма који извршава методу структурне анализе је сазнање о напону који се манифестује у сваком од делова мотора. Напон се може пратити по површини целог дела и јасно се може утврдити где је најкритичнији пресек. Затим се као предност коришћења методе структурне анализе наводи веома брзо моделирање делова који се могу уз минималне корекције довести у ред величина које одговарају постављеним захтевима.

Уштеда у времену и сигуран приступ решавању проблема могуће је уз помоћ програмског пакета поступно решавати скоро сваки проблем. Данас када је развој мотора сус веома интензиван свакако да се уз све наведене предности методе структурне анализе чине погодности да се једноставно и врло брзо испуне све захтеви. Пројектовање мотора прати читав низ прописа и услова који се морају испунити на предвиђени начин. Мотори сус морају да прате законске прописе који се скоро сваке године модификују и чинећи да мотори буду што еколишки доступни. То се пре свега односи на могућност примене мотора сус а да притом природни ресурси не буду под негативним утицајем онога што мотори сус емитују. Најчешће се посвећује посебна пажња избацивању продуката сагоревања и њиховом саставу који се данас једноставно решавају конструктивним и додатним елементима система. Испарења као и све остале штетене материје се минимизирају такође уз помоћ додатних система. Све строжији законски прописи доводе до све већих захтева, а мала је вероватноћа да ће то сви произвођачи успети истовремено да испуне па отуда се и јавља конкуренција на тржишту приликом израде мотора сус.

Мотори сус су свакако постали део свакодневних људских активности при њиховој реализацији морају пре свега пажљиво изабрати методологије приликом пројектовања и примењени материјали који треба да имају што мању масу и габарите, а што већу крутост и прецизност током израде.

Литература

- [1] Радоњић Д., Пешић Р.: Топлотни прорачун мотора СУС, Универзитет у Крагујевцу, Машински факултет у Крагујевцу, 1996.
- [2] Томић М., Петровић С.: Мотори са унутрашњим сагоревањем, Универзитет у Београду, Машински факултет у Београду, 1994.
- [3] Радоњић Д., Наставни материјал са предавања, Универзитет у Крагујевцу, Машински факултет у Крагујевцу, 2011.
- [4] Јанковић Е., Семинарски рад, Конструкција и прорачун мотора СУС, Универзитет у Крагујевцу, Факултет инжењерских наука, 2013.
- [5] Стојковић С.: Мотори са унутрашњим сагоревањем, Новинско-издавачка радна организација Техничка књига, Београд, 1986.
- [6] Програмски пакет CatiaV5R16.