

Факултет инжењерских наука

Универзитет у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Моторна возила и мотори

Предмет: Мотори СУС 1

Број индекса: 707/2013

Жељена Д. Живановић

Радни процес четворотактног мотора СУС

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Радивоје Пешић, проф. – ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране _____

Оцена _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да

Опише и анализира:

- Уводне напомене о моторима СУС, значају и еколошким проблемима
- Идеални циклуси у моторима СУС, параметри за оцену и поређење
- Стварни циклуси,
- Приближни метод прорачуна по методу Гриневецки-Мазинг
- Извршити топлотни прорачун ото мотора AUB ŠKODA FABIA по приближној методи Гриневецки-Мазинг,
- Основне напомене о прорачуну стварног радног процеса мотора СУС и закључци.

Препоручена литература:

[1] Радоњић Д., Пешић Р.: Топлотни прорачун мотора СУС, Машински факултет у Крагујевцу и Бања Луци, 1996.

[2] Пешић Р., Петковић С. и Веиновић С.: Моторна возила - Опрема, Машински факултет у Крагујевцу и Бања Луци, 2008.

[3] С. Петровић, М. Томић: Мотори СУС, Машински факултет Београд

[4] Иван Филиповић: Мотори и моторна возила, Машински факултет Универзитета у Тузли Тузла, 20

Крагујевац, 07.02.2018.

ментор:

Др Радивоје Пешић, проф.

Велику захвалност дугујем свом професору Др Радивоју Пешићу, проф. на несебичној помоћи током израде овог завршног рада, али и асистенту Ивану Грујићу, који ми је увек излазио у сусрет што се тиче овог завршног рада.

Посебну захвалност дугујем својој породици која ми је увек пружала своју подршку током свих година студирања.

Резиме рада: Мотори са унутрашњим сагоревањем су топлотни мотори код којих продукти сагоревања својим директним дејством врше механички рад. Сваки мотор са унутрашњим сагоревањем у току свог рада мора обавити четири основна процеса: усисавање, сабијање (компресија), сагоревање (експанзија) и издувавање. Што се тиче еколошких проблема, емисија штетних гасова се састоји од сличних елемената: несагорелих угљоводоника, оксида азота, угљен-моноксида, честица, угљен-диоксида, водене паре итд. Идеални циклуси мотора са унутрашњим сагоревањем су кружни, затворени и повратни термодинамички циклуси. Под појмом стварних циклуса, претварање топлоте у рад у реалним моторима са унутрашњим сагоревањем су кружни, незатворени и неповратни циклус. Извршен је и топлотни прорачун ото мотора AUB ŠKODA FABIA по приближној методи Гриневецки-Мазинг. Утврђено је да применом Гриневецки-Мазинг веома добро описује радни циклус мотора са унутрашњим сагоревањем.

Кључне речи: Мотори са унутрашњим сагоревањем, СУС мотори, емисија штетних гасова, идеални циклуси, стварни циклуси, топлотни прорачун ото мотора AUB ŠKODA FABIA по методи Гриневецки-Мазинг.

Abstract: Internal combustion engines are heat engines in which combustion products by their direct action perform mechanical work. Each internal combustion engine must perform four basic processes during its operation: suction, compression, combustion (afterburning), exhausting (blowing out). Considering ecological problems, the emission of harmful gases is consisted of similar elements: non-combustible hydrocarbons, oxide, nitrogen, carbon monoxide, particles of carbon dioxide, water vapor, etc. Ideal cycles of internal combustion engines are circular, closed and reverse thermodynamic cycles. Under the term of real cycles, the conversion of heat into operation in real internal combustion engines are circular, non-closed and non-returning cycle. The heat calculation of the internal combustion engine was also performed in the model car brand Škoda Fabia code motor codes AUB according to the approximate Greenwich - Mazing method. It was found that by using the Greenwich - Mazing method the working cycle of the internal combustion engine is very well described.

Key words: Internal combustion engines, the emission of harmful gases, ideal cycles, combustion engine was also performed in the model car brand Škoda Fabia code motor codes AUB according to the approximate Greenwich - Mazing method.

Садржај

1. Увод и историјат	1
2. Уводне напомене о моторима са унутрашњим сагоревањем	3
2.1 Подела мотора СУС	4
2.2 Еколошки аспекти коришћења мотора СУС	8
3. Идеални циклуси о моторима СУС, параметри за оцену и поређење	10
3.1 Параметри за оцену упредних циклуса мотора СУС	12
4. Стварни циклуси	14
4.1 Процес измене радне материје	15
4.2 Процеси сабијања и ширења	16
4.3 Процес сагоревања	16
5. Приближни метод прорачуна по методу Гриневецки-Мазинг	18
7. Закључак	37
8. Литература	38

1. Увод и историјат

Свака машина која претвара било који вид енергије у механички рад, назива се „мотор“. Да би био употребљив, мотор мора имати поуздано и економично претварање енергије из једног облика у други. У зависности од места претварања енергије, тј. места сагоревања радног флуида, мотори се деле на две групе, и то:

- Мотори са спољашњим сагоревањем (мотори ССС), код којих се сагоревање врши у посебном уређају – ложишту, где се настала топлота, посредством продуката сагоревања, предаје радној материји, у посебним измењивачима топлоте.
- Мотори са унутрашњим сагоревањем (мотори СУС), који могу бити клипни, млазни или турбински, спадају у групу топлотних мотора, јер се хемијска енергија горива, посредством сагоревања, претвара у потенцијалну енергију радног флуида, а затим путем експанзије радног флуида претвара делом у механичку енергију, односно користан рад.

Мотор СУС је доминантна технологија која покреће свет данас, и представља незамењиво погонско средство у низу области људске делатности, као што су: друмски саобраћај, у коме мотори СУС имају највећу примену; водни саобраћај (код мањих пловила скоро искључива примена мотора СУС, а код великих у знатној мери); шински саобраћај (дизел-локомотиве, шинобуси); пољопривредна и грађевинска механизација; ваздушни саобраћај; војна индустрија; помоћне централе – агрегати, итд.

Због врло широког поља примене, развијен је веома велики број врста, типова и конструктивних варијанти мотора СУС, различитих снага које се крећу од испод 1 kW па све до скоро 40 000 kW (бродски и стационарни мотори) и различитих бројева обртаја на којима ради мотор. На основу тога, ради лакшег проучавања, направљене су одговарајуће поделе мотора СУС у зависности од њихових својстава. Таквих подела има много, али постоје две основне поделе, и то:

- Према начину рада (према тактности);
- Према принципу рада (начину упаљења смеше горива и ваздуха).

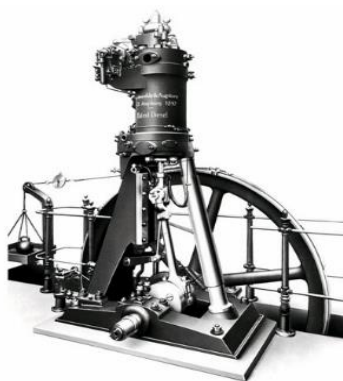
Према начину рада мотора, односно према тактности, сви мотори СУС се могу сврстати у две групе:

- четворотактни мотори СУС су мотори чији се радни циклус састоји из 4 хода клипа, при чему коленасто вратило направи 2 обртаја. Сваки ход клипа је један такт током кога се обавља једна фаза радног циклуса: 1) такт – усисавање; 2) такт – сабијање; 3) такт – ширење; 4) такт – издување.
- двотактни мотори СУС су мотори чији се радни циклус састоји из 2 хода клипа, при чему коленасто вратило мотора направи један обртај. Током ова два такта обаве се све фазе радног циклуса мотора (усисавање, сабијање, ширење и издување).

Према принципу рада, односно према начину упаљења смеше, мотори се могу сврстати такође у две групе, и то: Ото и Дизел мотори.

Дизел мотори раде на принципу усисавања чистог ваздуха, који се потом сабија до високих притисака. Тим путем се повећава и температура усисаног компримованог ваздуха, која тако постаје већа од температуре самопаљења горива. У тако загрејан компримован ваздух убризгава се гориво под високим притиском, које се распршује, испарава и пали услед контакта са ужареним ваздухом, тзв. самопаљење горива.

Немачки инжењер и иноватор Рудолф Кристиан Карл Дизел (енг. Rudolf Christian Karl Diesel) (1858-1913) имао је идеју која се састојала у томе да се у цилиндар уноси чист ваздух, да се тај ваздух сабија у цилиндру до притиска око 200 бар, када би се у њега убризгавало тешко гориво (сирова нафта или петролеум). Високи степен загрејаности сабијеног ваздуха изазвао би тренутно запаљење горива, путем процеса самопаљења. Међутим, принцип рада дизеловог мотора није за то време био тако прост, како то просто звучи. Претварање идеје у праксу стварало је много проблема, јер ни једна машина до тада није користила тако високи притисак и температуру. У сарадњи са „MAN“ у Немачкој 1893. године био је покушај да се произведе први мотор, нажалост безуспешан. Утрошено је више година на усавршавању, да би 1896. године био произведен мотор са степеном искоришћења око 25% (много већи него код других машина у то време). Међутим, прва успела конструкција мотора настала је 1897. године, када се и сматра настанак дизел мотора (слика 1). Комерцијална производња мотора ишла је веома успорено, јер је такав начин убризгавања горива захтевао компликоване и скупе допунске уређаје, а настале су и тешкоће око признавања патента. 1922. године, Роберт Бош је одлучио да развије нови уређај за убризгавање горива у дизел мотор, што је довело до поновног развоја дизел мотора и њихове широке примене. Двадесетих година XX века почиње примена дизел мотора на тракторе и камионе, а тридесетих и на путничка возила (1936. Mercedes-Benz 260D) и на авионе. Заједничко првим конструкцијама мотора, током њиховог развоја, јесте мали број обртаја (500-600 min⁻¹) а самим тим и мала снага (3-4kW). Захваљујући низу предности у односу на парну машину, пре свега већој економичности и компактности, мотор са унутрашњим сагоревањем је врло брзо постао веома тражена машина. То је условило и убрзало његов даљи развој и усавршавање како у погледу процеса рада, тако и у погледу конструкције.



Слика 1. Изглед првог дизел мотора

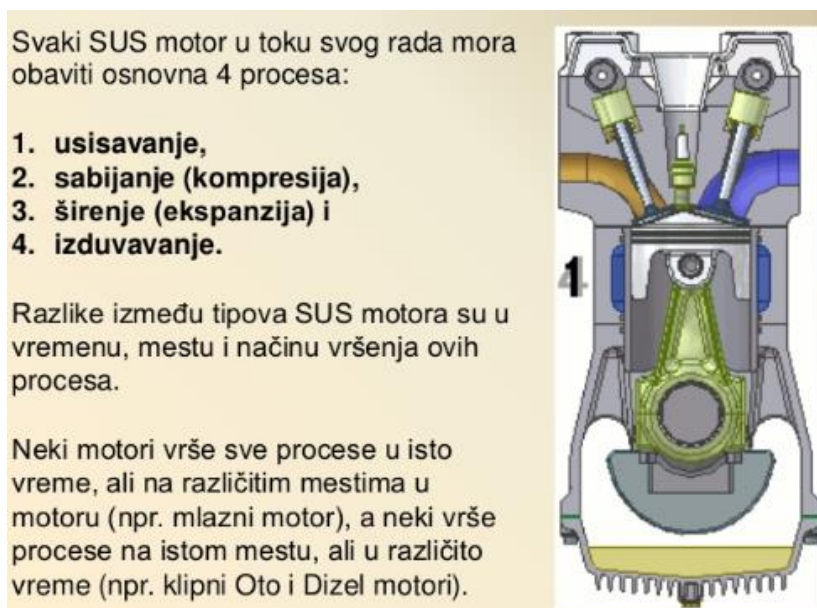
2. Уводне напомене о моторима са унутрашњим сагоревањем

Клипни мотори са унутрашњим сагоревањем (мотори СУС), спадају у групу топлотних мотора код којих се топлота добијена сагоревањем горива претвара у рад. Претварање топлоте у рад, код ове врсте мотора, врши се узастопним релативно лаганим ширењем радне материје у радном простору чија се запремина мења у току времена што указује на цикличност одвијања ових процеса. Укупан процес трансформације хемијске енергије горива у унутрашњу енергију радног тела и топлоте у рад праћен је низом веома сложених физичко-хемијских и топлотних појава које се често временски преклапају и које све скупа, обухватамо појмом радни циклус мотора.

Од карактеристика одвијања радног циклуса и појединих њихових фаза, зависне излазни параметри мотора: снага потрошња горива, токсичност издувних гасова, бука итд. Практично са настанком мотора СУС јавила се и потреба за његовим даљим проучавањем и анализом његовог радног процеса.

У овом завршном раду пажња ће бити усмерена на анализу и прорачун радних циклуса мотора са унутрашњим сагоревањем, коришћењем прорачунског модела Гриневецки.

Пре тога, говорићемо уводним напоменама као што је подела мотора са унутрашњим сагоревањем.



Слика 2. Четворотактни СУС мотор

2.1 Подела мотора СУС

Као што знамо врло широко поље примене мотора СУС, тако да је дошло до тога да је условило својим разноврсним захтевима да настане велики број врло различитих типова конструкција мотора СУС. Због тога ћемо у наставку дати поделу мотора СУС према неким од основних критеријума (како су ово уводне напомене нећемо залазити у детаље и шири опис сваке поделе).

1) Према намени мотора

- Мотори за транспортне сврхе (аутомобилски, бродски, тракторски, локомотивски, ваздушни итд)
- Стационарни мотори (погон у електранама, пумпним и компресорским станицама, итд.)
- Мотори за спортска и тркачка возила и мотоцикле.

2) Према врсти горива

- Мотори на лака течна горива (бензин, бензол, керозин)
- Мотори на тешка течна горива (дизел гориво, мазут, лож уље)
- Мотори на гасовита горива (природни плин, пропан бутан,)
- Мотори на мешана горива-основно гориво је гасовито, а за паљење се користи течно гориво (познати као *dualfuel engine*)
- Вишегориви мотори (користе лака и тешка течна горива)

3) Према начину стварања смеше

- Мотори са спољашњим стварањем смеше.

Смеша се припрема пре уласка у цилиндар мотора (типичан представник ото мотор, изузев *GDI* ото мотора).

- Мотори са унутрашњим стварањем смеше. Гориво и ваздух се доводе одвојено у цилиндар, где се врши мешање (типичан представник Дизел мотор).

4) Према начину паљења смеше

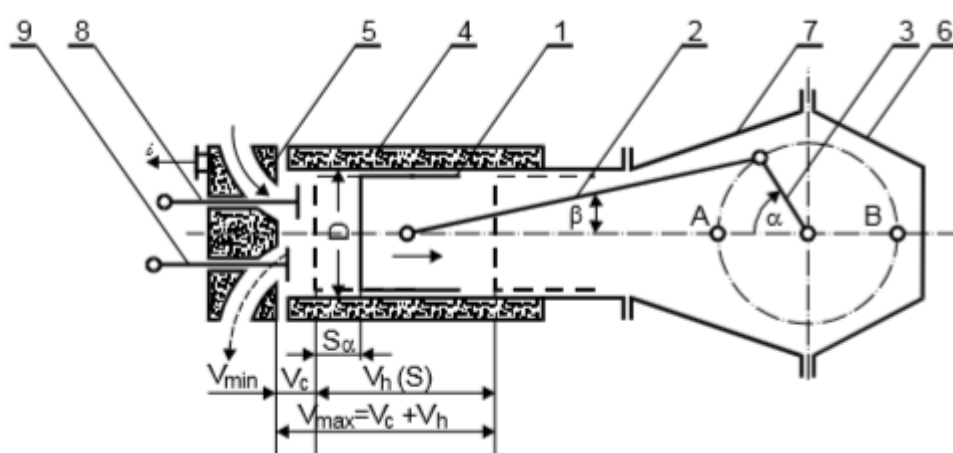
- Мотори са принудним паљењем смеше са електричном варницом (ото мотори),
- Мотори са самопаљењем смеше (дизел мотори),

- Мотори са паљењем гасовитог горива са малом количином течног горива,
- Мотори са принудним паљењем богате смеше у преткомори.

5) Према остварењу радног циклуса

Због лакшег схватања даљег описа, овде ће бити приказана скица моторног механизма са свим главним деловима (сл. 3). Радни простор мотора формиран је од цилиндра (4), који је са једне стране затворен цилиндарском главом (5), а са друге стране померљивим клипом (1). Радни простор се састоји од:

V_c – компресионе запремине и V_h – ходне (радне) запремине.



1- Клип; 2-клипњача; 3-коленасто вратило (тј радилица); 4-цилиндр; 5-цилиндарска глава; 6-картер; 7-горњи део моторног склопа; 8-усисни вентил; 9-издувни вентил.

Слика 3. Скица главног моторног механизма клипног мотора са праволинијским осцилаторним кретањем клипа

6) Према начину регулације:

- мотори са квалитативном регулацијом (контролише се проток и бризгавање горива) типичан представник дизел мотор,
- мотори са квантитативном (количинском) регулациом, где се контролише дозирање мешавине гориво-ваздух, типичан представник ото мотор.

7) Према ходу мотори се деле на:

- спороходе са $C_m < 6,5 \text{ m/s}$
- средње брзоходе са $6,5 \text{ m/s} < C_m < 10 \text{ m/s}$
- брзоходе моторе са $C_m > 10 \text{ m/s}$

где је:

$$C_m = 2 \times S \times N$$

C_m – средња брзина клипа

N – број обртаја радилице мотора

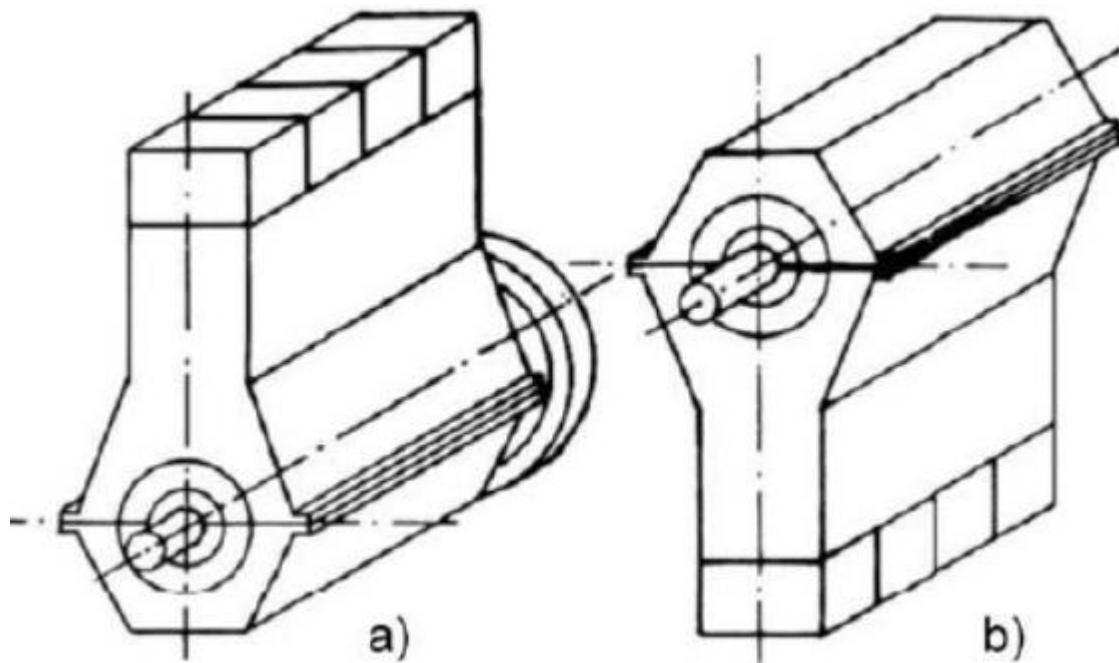
Како би касније у раду описали циклусе мотора, важно је напоменути и поделу према начину пуњења мотора.

8) Према начину пуњења мотори се деле на:

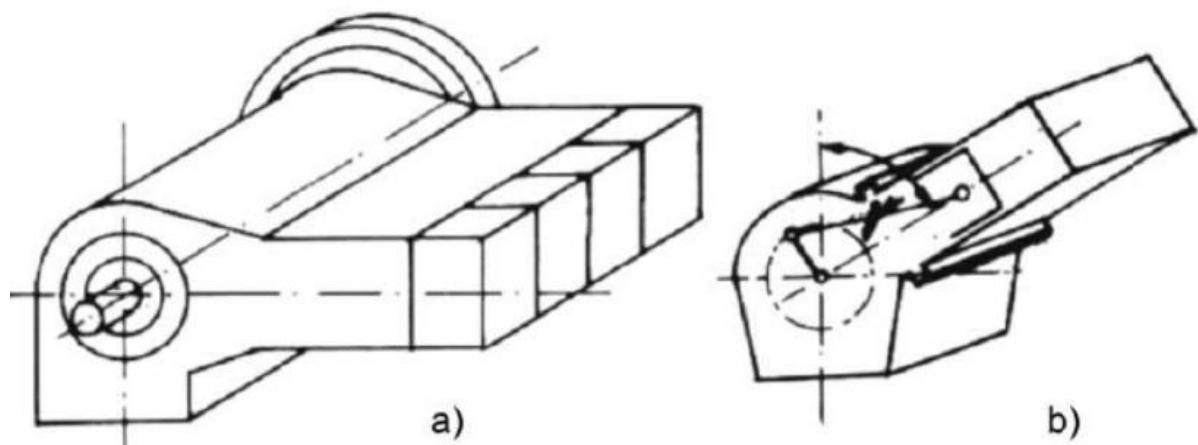
- усисне моторе, где се усисавање ваздуха у мотор врши природним путем на основу разлике притиска у околини и у радном простору, која настаје кретањем клипа,
- надпуњене моторе, где се ваздух претходно сабије и као такав доводи у цилиндар. Ваздух се сабије у компресору, који може бити погоњен од мотора или погоњен од турбине (у зависности од врсте СУС мотора), коју покрећу издувни гасови својом експанзијом (тзв. турбокомпресор).

9) Према броју цилиндара на:

- једноцилиндричне и
- вишецилиндричне.



Слика 4: Скица линијски вертикалног стојећег (а) и вертикалног viseћег (б) мотора



Слика 5: Скица хоризонталног (а) и косог (б) мотора.

10) Према положају цилиндара:

- вертикални-стојећи (слика број 4 а))
- вертикални-висећи (слика број 4 б))
- хоризонтални (лежећи) (слика број 5 а)) и
- коси мотор (слика број 5 б)).

2.2 Еколошки аспекти коришћења мотора СУС

Више од 125 година, бензински и дизел мотори су били најбоље решење за инжењере при налажењу најјефтинијих и најпогоднијих начина коришћења извора енергије из природе.

Још увек не постоји уређај за трансформацију енергије, у циљу добијања рада, који има већи степен искоришћена од мотора са унутрашњим сагоревањем.

Сагоревање је основни процес током којег се хемијска енергија из горива претвара у топлоту и даље у механички рад у моторима СУС. Од укупне енергије која се ослобађа процесом сагоревања, око 42% се користи за покретање возила, док су преосталих 58% губици. Начелно, што је мотор ефикаснији, то су и мање количине штетних издувних гасова. Развој и употреба нових технологија, а у циљу смањења емисије гасова, довела је до таквих напредних решења који су штетну емисију гасова смањили за више од 95%.

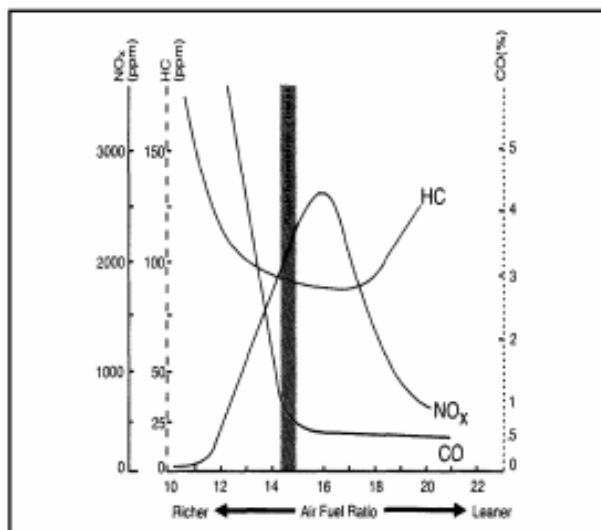
Сагоревање је веома комплексан хемијски поступак, окарактерисан наглим променама температуре, притиска и концентрације реактивних супстанци. Процес хемијске конверзије у комори за сагоревање је све, само не једноставна хемијска реакција. Зато још увек није дефинисана задовољавајућа теорија сагоревања која би описала наведени процес у сваком детаљу. Емисија штетних гасова се састоји у највећем делу од следећих елемената:

- несагорелих угљоводоника,
- оксида азота,
- угљен-моноксида,
- честица,
- угљен-диоксида,
- водене паре,
- оксида сумпора,
- озона,
- оксида олова и других додатака горивима у циљу побољшања физичко хемијских карактеристика (нискотемпературна и подмазујућа својстава дизел горива).

Однос количине ваздуха и горива игра важну улогу у ефикасности процеса сагоревања, а тиме и на емисију гасова, потрошњу горива као и на перформансе мотора.

Уколико је смеша богатија (има више горива него ваздуха за потпуно сагоревање), доћи ће до повећане потрошње горива и емисије гасова (нарочито СО и НС), слика 6.

У случају сиромашне смеше (има више ваздуха него горива за потпуно сагоревање), то ће се одразити на мању снагу мотора и погоршану возивост возила.



Слика 6 - Зависност емисије штетних gasova од односа ваздух/гориво

Када мотор ради са приближно стехиометријском смешом (идеална је са аспекта односа горива и ваздуха потребних за потпуно сагоревање, а то не значи да је идеална за минималну токсичност или максималну снагу) количине HC и CO су релативно ниске.

Међутим, тада је продукција азотних оксида веома висока. Такви односи говоре о

комплексности проблема једновременог смањења емисије свих штетних компоненти у исто време (слика 6). Принцип функционисања трокомпонентног катализатора захтева прецизну регулацију састава смеше око стехиометријског.

3. Идеални циклуси о моторима СУС, параметри за оцену и поређење

Постоје три врсте циклуса: идеални, стварни и прорачунски циклуси о којима ће се у даљем тексту нешто више бити речено о сваком појединачно.

Идеални циклуси мотора СУС су кружни, затворени, повратни термодинамички циклуси који су дефинисани увођењем следећих претпоставки:

Радна материја је идеална гас који се у тому циклуса не мења ни по количини ни по хемијском саставу,

Специфичне топлоте радне материје су константне.

У циклусу не постоје никакви губици осим оних који су по другом закону термодинамике повезани са предајом дела топлоте хладнијем делу (топлотном понору).

Стварни процес сагоревања је замењен процесом довођења топлоте радној материји који се одвија при одређеним променама стања.

Последице увођења ових претпоставки огледају се у следећем:

Процеси сабијања и ширења у идеалном циклусу су изентропски (без размене топлоте са околином),

Степен искоришћења и рад идеалног циклуса су максимални у поређењу са осталим циклусима.

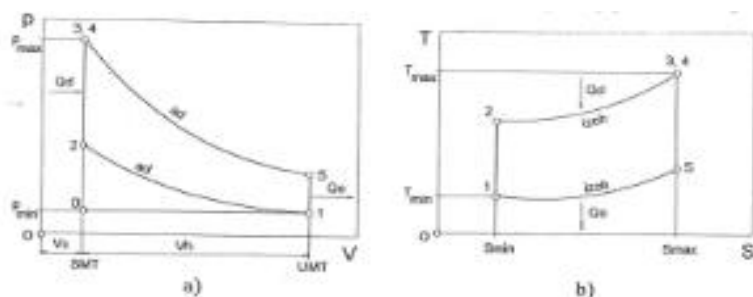
Посебан значај идеалних циклуса огледа се у могућности дефинисања упредних или еквивалентних циклуса стварним циклусима мотора СУС. Да би неки идеални циклус био упоредни одређеној врсти мотора (ото, дизел) треба испунити следеће услове.

- Да садржи исте фазе циклуса и исти редослед њиховог одвијања
- Да се циклус одвија у истим границама запремине,
- Да се довођење топлоте радној материји врши при променама стања које навише одговарају карактеру стварног сагоревања код мотора и ри роме доведе еквивалентна количина топлоте по јединици масе радне материје,
- Исти притисак и температура у изабраној референтној тачки.

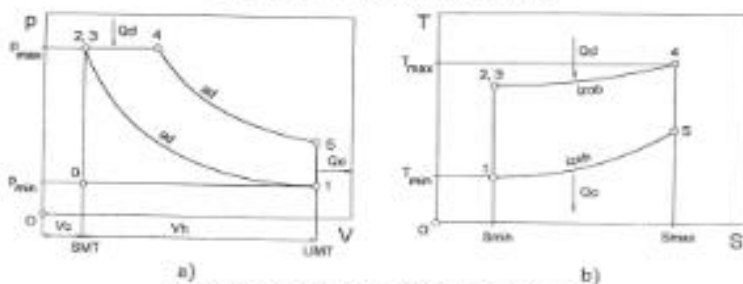
Полазећи од наведених услова дефинисана су три упредна циклуса који су у литератури потнати као ото, дизел и комбиновани циклус а одговарају редом ото, класичном дизел и савременом дизел мотору. Основна разлика између ових циклуса је у начину довођења топлоте радној материји. Код упоредног ото циклуса довођење топлоте се врши при $V=const$, код дизел циклуса је $P=const$ и код комбинованог циклуса $V=const$ и $P=const$. Одвођење топлоте код свих циклуса врши се при $V=const$.

У циљу анализе карактера тока појединих фаза циклуса и њихових међусобног поређења, уобичајна је њихова графичка интерпретација у p - V и t - S координатним системима.

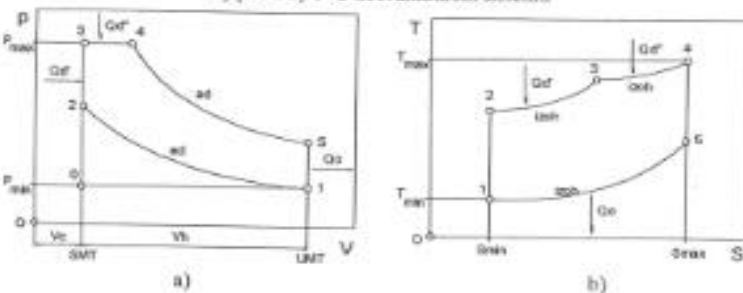
Дијаграми на сликама 3, 4, 5 управо показују отов, дизелов и комбиновани циклус у поменутом два координатна система.



Sl. 1: Grafički prikaz uporednog oto ciklusa u:
a) p-V i b) T-S koordinatnom sistemu



Sl. 2: Grafički prikaz uporednog dizel ciklusa u:
a) p-V i b) T-S koordinatnom sistemu



Sl. 3: Grafički prikaz kombinovanog ciklusa u:
a) p-V i b) T-S koordinatnom sistemu

Промене стања 1-2-3-4-5 одговарају ткзв. високопритисном делу циклуса који се састоји из адијабатског сабијања (1-2), довођења топлоте (2-3-4) и адијабатског ширења (4-5). Нископритисни део циклуса, који одговара процесима иземене радне материје код стварног циклуса, на дијаграму је приказан променама стања (5-1), при којима се одводи топлота еквивалентна топлоти коју са собом односе издувни гасови и 0-1 која се поклапа са линијом константог притиска околине и представља линије усисавања и издувавања при занемаривању отпора у усисном и издувном систему. Уколико се у референтној тачки 1 усвоји температура једнака температури околине, онда ће количина радне материје у циклусу одговарати случају када је степен пуњења једнак јединици.

3.1 Параметри за оцену упредних циклуса мотора СУС

Оценивање упоредних циклуса мотора СУС се може вршити за разне критеријуме. За оцену упредних циклуса мотора СУС по критеријуму економичности и ефикасности користе се:

- степен искоришћења и
- специфичан рад или средњи притисак циклуса

У циљу истраживања сигурности фактора на вредност ових величина потребно је, полазећи од њихове дефиниције утврдити функционалне зависности од основних параметара циклуса.

Другим речима уопштено анализа и поређење идеалних циклуса има великог значаја при оцени ефективности и економичности стварних радних циклуса мотора СУС. Код класичних мотора СУС користе се, као што смо већ поменули три основна упоредна циклуса: ото, дизел и комбиновани. Развојем мотора СУС, пре свега применом: нових система за образовање смеше, променљиве шеме развода, надпуњења и система за накнадну обраду издувних гасова, дошло је до модификације постојећих циклуса, али и до потребе увођења нових упоредних циклуса као што су: Аткинсон, Милер и Груден циклуси.

Досадашњи метод анализе и поређења идеалних циклуса се сводио на одређивање израза за специфични рад и степен искоришћења сваког појединачног циклуса у функцији карактеристичних параметара, усвајања критеријума поређења и коначно, поређења вредности специфичног рада и степена искоришћења датих циклуса при различитим вредностима изабраног параметра.

Често је у научно-истраживачким радовима приказиван нови метод поређења који се заснива на примени општег термодинамичког циклуса, уведеног од стране тих аутора.

Из општег термодинамичког циклуса, по одређеној процедури, могу се извести сви могући циклуси за претварање топлоте у рад (укупно: 130), па се одређивањем израза за специфични рад и степен искоришћења овог циклуса и стављањем у њих одговарајућих услова могу добити изрази за специфични рад и степен искоришћења сваког појединачног циклуса. На бази наведене процедуре развијен је софтверски пакет који омогућава графичке приказе следећих величина изабраног циклуса: pV и tS дијаграма, промене специфичног рада и степена искоришћења у функцији жељеног бездимензионог параметра, као и поређење два или више циклуса по неком задатом критеријуму.

Степен искоришћења упредних циклуса

По дефиницији степен степен искоришћења циклуса представља однос добијеног рада L_t и доводене количине топлоте Q_d :

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_d}$$

С обзиром да је по раније уведеној предпоставци код идеалних циклуса једини губитак количина топлоте Q_o која се одводи по околини, то се рад циклуса може приказати разликом одведене количине топлоте:

$$L_t = Q_d - Q_o$$

Заменом ове вредности у предходну једначину добије се:

$$\eta_{\tau} = \frac{Q_d - Q_o}{Q_d} = 1 - \frac{Q_o}{Q_d}$$

4. Стварни циклуси

Стварни циклус мотора се знатно разликује од теоријског (термодинамичког) и полутеоријског циклуса. На одступање стварног циклуса од теоријског утиче низ фактора, од којих су најзначајнији:

- радни флуид није идеални гас, него је мешавина ваздуха, горива и продуката сагоревања
- у току одвијања процеса врши се пренос топлоте са радног флуида на околину и обрнуто, што значи сабијање и ширење није изентропски процес
- време сагоревања је коначно и продужава се у такту ширења са додатним ослобађањем дела топлоте. Због високих температура радне материје у току сагоревања долази до интензивног преноса топлоте са радног флуида на зидове цилиндра
- услед непотпуног сагоревања и појаве дисоцијације (изнад 1500 K наступа разлагање појединих вишеатомних гасова-дисоцијација, што је праћено утроском извесне количине топлоте) долази до мањег искоришћења топлоте
- услед пропуштања гаса у корито мотора, струјних отпора, присуства заосталих гасова у цилиндру мотора и др. долази до губитака што такође утиче на смањење корисног рада који даје мотор
- при измени радне материје настају енергетски губици услед струјних отпора, преноса топлоте, присуства заосталих гасова у цилиндру, итд.

Из наведених ставки логично следи да је степен искоришћења стварног циклуса мањи од степена искориштења идеалног циклуса.

Општи аналитички израз за степен искоришћења не може се због сложене функционалне зависности специфичних топлота гаса од температуре и састава наћи у затвореном облику. Зато се мора анализирати сваки процес посебно (измена радне материје, сабијање, сагоревање и експанзија), па онда на основу анализе и упоредних испитивања доћи до основних карактеристика појединих процеса и њихових утицајних праметара.

Ако се желе обухватити сви главни фактори стварног радног циклуса процеси се не могу као код идеалних циклуса описати алгебарским једначинама, већ се проблем своди на сложени систем нелинеарних диференцијалних једначина, које описују процесе у цилиндру и процесе у усисним и издувним системима.

Примена савремених рачунара отворила је нову еру истраживања мотора, међутим и овде тачност резултата зависи од узетих претпоставки и од сложености модела за цилиндри, усисни и издувни систем. Због тога је важно за одређене анализе изабрати најприхватљивији модел. Према томе се у пракси често комбинује аналитички метод са експерименталним испитивањима у циљу добијања прихватљивог модела, па према томе тј на основу тога врше корекције и побољшања на стварним моторима. Параметри који карактеришу одвијање појединих процеса у циклусу као и циклуса у целини могу се добити експерименталним путем снимањем индикаторског дијаграма.

Осим наведене методе, данас се експерименталне методе, данас се наравно користе низ других помоћу којих се прате процеси и одређују величине које директно или индиректно утичу на одвијање циклуса у реалном мотору:

- мерење брзине простирања фронта пламена помоћу јонизационих сонди,
- визуализација процеса у цилиндру (посебно процеса сагоревања и карактера кретања радне материје),
- помоћу ултра брзих камера и LDA (*laser doppler anemometry*) метода,
- снимања закона убризгавања код дизел мотора,
- интезитета вртлога итд..

Значајно повећање тачности поменутих метода остварено је усавршавањем давача и електронске мерне опреме, али и остварењем хардверске везе између мерних уређаја и рачунара помоћу брзих А/Д конвертора чиме је омогућена аутоматизација процеса мерења и комплексна обрада добијених резултата.

4.1 Процес измене радне материје

Аналогно увођењу појма идеалног циклуса, потребно је дефинисати и идеални процес измене радне материје за које важе следеће представке.

- притисци у току усисавања и издувавања су константи,
- вентили се отварају и затварају тренутно у крајним положајима клипа, спољашњој и унутрашњој мртвој тачки,
- радна материја је идеалан гас.

Крајни циљ прорачуна процеса измене радне материје је поређивање количине (степен пуњења), састава и стања (притисак, температура) радне материје на почетку такта сабијања.

Реалнији резултати се могу добити ако би се за познате, константне вредности притисака у усисном и издувном колектору, количина радне материје одреди на бази прорачуна стационарног струјења кроз пригушена места (проточне пресеке усисног и издувног вентила). Предпоставка о константности притисака у усисном и издувном колектору може бити оправдана само у случају када су на цилиндар прикључени колектори велике запремине, у противном се морају узети у обзир таласне појаве у току процеса измене радне материје, а самим тим и нестационарни методи прорачуна.

Данас се у разним фазама пројектовања нових или оптимисања постојећих усисно-издувних система мотора, користе различити пакети програма.

4.2 Процеси сабијања и ширења

Сабијање радне материје у току циклуса мотора СУС има за циљ да повиси њену температуру и притисак чиме се стварају услови за ефикасније сагоревање. Код дизел мотора процесом сабијања се између осталог постиже температура радне материје у тренутку започињања процеса убризгавања која треба да обезбеди сигурно упалање горива. Пред крај сабијања, код мотора чије коморе за сагоревање имају изражене зоне истискивања, генерише се интензиван вртлог што погодује процесу образовања смеше и сагоревању.

Код овог типа прорачуна у СУС мотору могућа су два приступа:

1. Да се процеси сматрају политропским са променљивим експонентима политропа сабијања и ширења,
2. Да се одреде коефицијенти преноса топлоте између радне материје и зидова радног простора, а затим у сваком тренутку израчуна размењена количина топлоте.

У првом случају, експоненти политропа сабијања и ширења се могу одредити експерименталним путем обрадом предходно снимљеног индикаторског дијаграма мотора.

У другом случају, подразумева се познавање вредности коефицијента преноса топлоте што такође захтева одговарајуће преносне експерименталне податке. У литератури постоји низ емпиријских формула за одређивање ове величине које се односе на неку врсту мотора (ото, дизел) у њихово коришћење у прорачунском меделу циклуса је готово неизбежно.

4.3 Процес сагоревања

Процес сагоревања у стварном циклусу мотора СУС обухвата сложене реакције оксидације горива у току којих се хемијска енергија горива претвара у топлотну.

Због своје сложености егзактно математичко моделирање овог процеса захтевало би веома комплексне математичке моделе. Отуда би при овом прорачуну процеса сагоревања требало да се уведу одговарајуће претпоставке које би за циљ имале да поједноставе његов математички модел.

Највећи број упрошћења је уведен при дефинисању идеалног циклуса у коме се стварни процес сагоревања замахује процесом довођења и одређене количине топлоте радној материји при тачно дефинисаним променама стања, али зависно од врсте циклуса. Иста претпоставка се користи код приближних метода прорачуна, као што је метод Гриневецки-Мазинга, с том разликом што се прорачуном добијен ток притиска у току загревања зобљивањем дијаграма коригује и приближава стварном циклусу.

Код нулто-димензионалних прорачунских модела, промена количине топлоте која се ослободи сагоревањем горива, одређује се из закона сагоревања.

Квазидимензионални прорачунски модел се односи на двозонски модел сагоревања код кога се укупни простор за сагоревање у равни, дели на две зоне и то: зону несагореле и зону сагореле смеше, у којима се посебно прорачунавају праметри стања радне материје.

Од вишедимензионалних модела посебну пажњу привлаче тродимензионални који су често у примени. Они су базирани на методи коначних елемената, а полазе од једначина за пренос снаге и енергије, једначина импулса и модела за прорачун турбуленције.

Саверемени рачунари велике брзине и капацитета, омогућавају коришћење оваквих модела високог степена сложености уз графичку интерпетацију резултата прорачуна у 3D техници, што је од великог значаја за процес пројектовања и оптимирања коморе за сагоревање.

5. Прорачунски циклуси

Прорачун процеса измене радне материје биће разматран приближно по методи прорачуна Гриневецки-Мазинг и општег метода прорачуна радног циклуса где је тај процес посматран као стационаран са константним притисцима у уисном и издувном колектору.

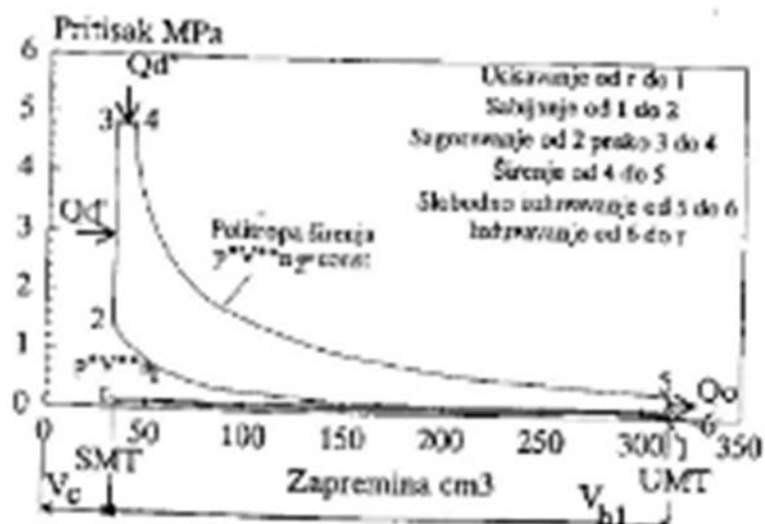
Од количине и састава свежег пуњења у великом степену зависи остварени рад у циклусу, па такође и снага мотора. Количина свежег пуњења која улази у цилиндар, зависи колико смо добро очистили тај цилиндар од продуката сагоревања из претходног циклуса.

Циклус почиње у спољној мртвој тачки (СМТ), када је клип најдаље од осе радилице.

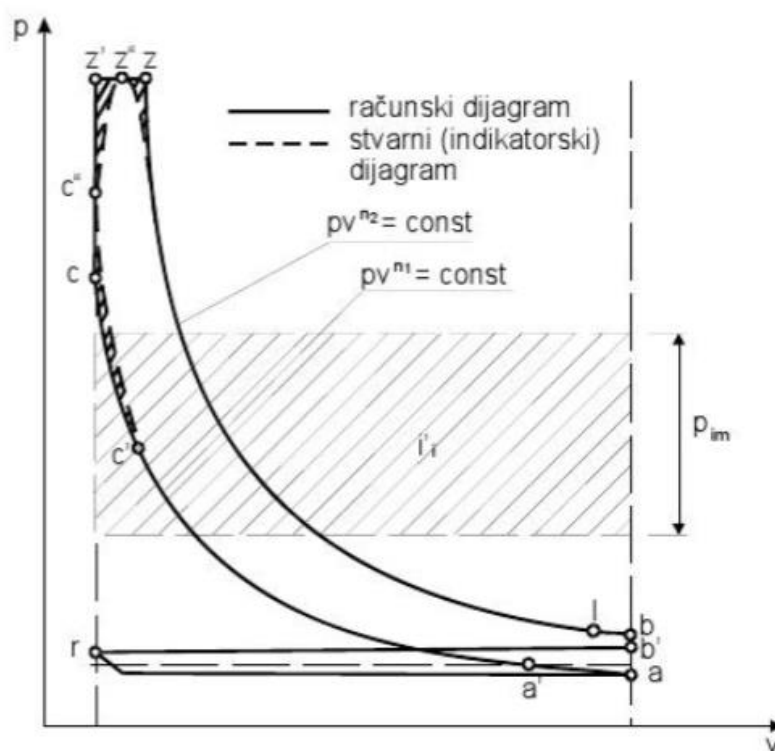
Циклус се односи на пуно кретање клипа од спољне мртве тачке (СМТ) до унутрашње мртве тачке (УМТ).

1. **Циклус усисавања:** у првом циклусу клип се спушта од врха до дна цилиндра, чиме се смањује притисак унутар цилиндра. Ваздух (код свих дизел и код ото мотора са убризгавањем горива директно у цилиндру), односно смеша горива и ваздуха (код ото мотора) се усисава преко уисног канала у унутрашњост цилиндра, односно уисни вентил се отвара и у цилиндар улази смеша. У том тренутку клип се креће према радилици.
2. **Циклус сабијања (компресија):** у другом циклусу уисни и издувни вентили су затворени, док се клип креће према врху цилиндра, чиме се ствара велики притисак (компресија) и температура.
3. **Циклус сагоревања:** док је клип близу СМТ долази до упаљења смеше унутар цилиндра, услед варнице свећице (код ото мотора), односно услед високог степена загрејаности сабијеног ваздуха, а након убризгавања дизел-горива (код дизел мотора), и клип се креће према УМТ.
4. **Циклус издувавања:** током циклуса издувавања, клип се још једном враћа до СМТ, док је издувни вентил отворен (уисни вентил стоји затворен) и избацује све продукте сагоревања. Доласком клипа у СМТ завршава се радни циклус четворотактног мотора.

Унутрашња и спољна мртва тачка су најближа и најудаљенија тачка до које може стићи клип транслаторног клипног мотора. При раду СУС мотора не долази до експлозија, већ до упаљења и (контролисаног, мада муњевитог) напредовања фронта пламена сагоревањем смеше горива и ваздуха.



Slika 8 – Прорачунски циклус за моторе СУС



Слика 9 : Прорачунски и индикаторски дијаграми четворотактног уисног дизел мотора

За приближни прорачун средњег притиска се користи прорачунски индикаторски дијаграм. Рад циклуса, према слици, састоји се из рада ширења гасова од V_z до V_z при $p_z = \text{const}$, плус рад политропског ширења са средњим експонентом политропе n_2 од стања p_z, V_z до стања p_b, V_b минус рад, који се троши на компресију (на политропско сабијање) са средњим експонентом политропе n_1 , од стања p_a, V_a до стања p_c, V_c .

Највећи број упрошћења је уведен при дефинисању идеалног циклуса у коме се стварни процес сагоревања замењује процесом довођења одређене количине топлоте радној материји при тачно дефинисаним променама стања, зависно од врсте циклуса. Иста претпоставка се користи и од приближних метода прорачуна, као што је метод Гриневецки-Мазинга, с том разликом што се прорачуном добијен ток притиска у току сагоревања заобљавањем дијаграма коригује и приближава стварном циклусу.

-Код нулто-димензионалних прорачунских модела, промена количине топлоте која се ослободи сагоревањем горива, одређује се из закона сагоревања. За дати мотор, закон сагоревања се најтачније може одредити обрадом снимљеног индикаторског дијаграма.

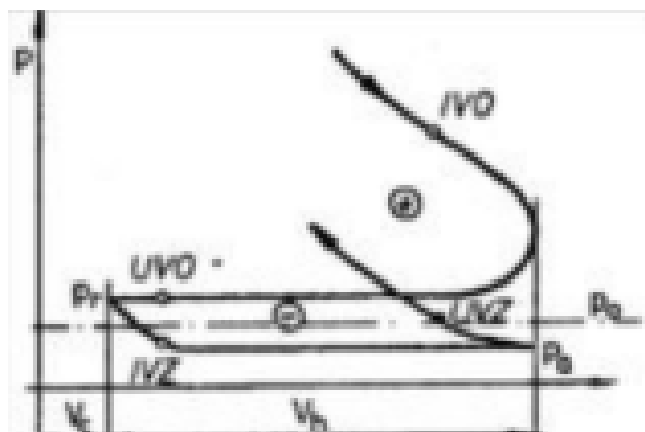
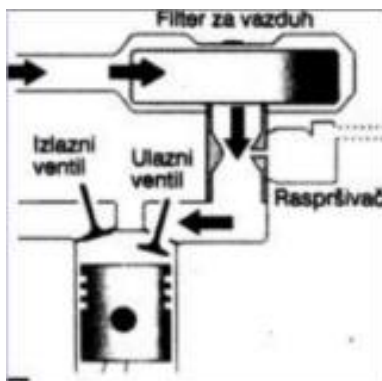
-Квазидимензионални прорачунски модел се односи на модел сагоревања код кога се укупни простор за сагоревање у равни дели на две зоне: зону несагореле и зону сагореле смеше.

-Код вишедимензионих модела, посебан значај имају тродимензионални модели који су све чешће у примени. Они су базирани на методи коначних елемената, а крећу од једначина за пренос масе и енергије, једначина импулса и модела за прорачун турбуленције.

Процес измене радне материје обухвата избацивање из цилиндра продуката сагоревања из претходног циклуса и пуњења цилиндра свежом радном материјом, при минималном утрошку рада. Квалитетно изведени процес измене радне материје поред добро изведеног процеса сагоревања основни је услов за постизање добрих перформанси мотора. Процес пуњења четворотактних мотора са природним усисавањем, одвија се на рачун вакуума који клип ствара у цилиндру при кретању од СМТ ка УМТ.

6. Топлотни прорачун AUB ŠKODA FABIA по приближној методи Гриневецки-Мазинга

Шематски изглед усисно издувног система са дијаграмом процеса измене радне материје, дат је на следећим сликама:



Процесом сабијања свежег пуњења остварује се већа разлика температуре, при којој се реализује радни циклус и припремају се услови за ефикасно одвијање процеса сагоревања.

Табела 1: Параметри процеса сабијања

Параметар	Дизел мотор	Ото мотор
Степен сабијања ϵ	14 – 24	4.5 – 11
Експонент политропе сабијања n_1	1.35 – 1.38	1.32 – 1.37
Притисак на крају сабијања p_2 , [MPa]	3.0 – 6.0	0.8 – 1.85
Температура на крају сабијања T_2 [K]	700 – 950	600 – 780

Процес сагоревања у моторима са унутрашњим сагоревањем представља сложен физичко-хемијски процес. Код ото мотора тај догађај траје коначно време, 30 до 50 степени.

Табела 2: Параметри процеса сагоревања

Мотор	p_4, MP_a	α	Ξ	T_4, K
Дизел са директним Убризгавањем ДУ	7.5 – 12	1.6 – 2.0	0.7 – 0.82	1800 – 2200
Дизел са подељеним простором за сагоревање (ВК, РК)	5.5 – 8.5	1.2 – 1.9	0.6 – 0.75	1700 – 2000
Дизел са филмским образовањем смеше	6.5 – 8.0	1.6 – 1.9	0.65 – 0.75	1750 – 2100
Ото мотор	3.0 – 6.0	2.8 – 3.4	0.8 – 0.9	2300 – 2750

У току ширења радног тела, врши се користан рад на рачун унутрашње енергије радног тела, која је у току процеса сагоревања подигнута на одговарајући ниво.

Табела 3: Параметри процеса ширења на нормалном режиму рада мотора

Параметри	Експонент политропе ширења n_2	Притисак на крају ширења p_5, MP_a	Температура на крају ширења T_5, K
Ото мотори	1.20 – 1.28	0.35 – 0.6	1400 – 1700
Дизел мотори	1.15 – 1.28	0.25 – 0.4	1000 – 1200

За извршавање топлотног прорачуна ото мотора AUB ŠKODA FABIA, користила сам податке које сам скинула са интернет странице, а који су приложени.

У питању је линијски четвороцилиндрични мотор који има четири вентила по цилиндру.

ФАКУЛТЕТ ИНЖЕЊЕРСКИХ НАУКА УНИВЕРЗИТЕТА У КРАГУЈЕВЦУ
Сестре Јањић 6/34000 Крагујевац/Србија
Тел. +381 (0)34 335 990/Факс +381 (0)34 333 192, e-mail: mfk@kg.ac.rs



ЦЕНТАР ЗА ТЕХНИЧКУ ИСПРАВНОСТ ВОЗИЛА
Тел. +381 (0)34 335 990 (лок. 626, 692, 701), Тел. +381 (0)34 336 005
Факс +381 (0)34 333 192, e-mail: tiv@kg.ac.rs

ИЗВЕШТАЈ О ИСПИТИВАЊУ ВОЗИЛА

(контролисање возила које се увози као употребљавано)

БРОЈ ЗАХТЕВА: 012744-18

1. Подаци о возилу:

Идентификациона ознака возила (VIN):	1MBND46Y313194017		
Врста (категија) возила:	M1 - Путничко возило	Ознака облика каросерије:	AC
Марка (комерцијални назив произвођача):	ŠKODA		
Тип / варијанта / верзија:	6Y / SEAUBX01 / FM5FM52T011L		
Комерцијална ознака:	FABIA		
Највећа дозвољена маса [kg]:	1615		
Највеће дозвољено осовинско оптерећење [kg]:	1. 900	2. 840	3. 0 4. 0
Маса возила спремног за вожњу [kg]:	1218	Носивост [kg]:	0
Број осовина и точкова:	2 / 4		
Ознака мотора како је назначено на мотору:	AUB	Број мотора:	AUB079887
Радна запремина мотора [cm ³]:	1390		
Највећа нето снага мотора Највећа стална снага (ЕМ) [kW]:	74		
Погонско гориво:	Бензин		
Однос највеће нето/сталне снаге и масе возила спремног за вожњу (за возила врсте L):	0	Чисто електрично:	НЕ
Број места за седење (укључујући и возачево):	5		
Број места за стајање (за возила врсте M ₂ и M ₃):	0		
Највећа брзина (за L врсту) [km/h]:	0		
Година производње:	2001		
Пнеуматик / наплатак, комбинација:	1. 185/60 R14	2. 185/60 R14	3. - 4. -
Дужина [mm]:	4222	Ширина [mm]:	1646
Висина [mm]:	1452		
Број пређених километара очитаних са одометра приликом контроле [km]:	190385		
Уређај за спајање вучног и прикључног возила:	НЕ		
Ниво издувне емисије ЕУРО:	4 (Четири)	Емисија CO ₂ :	170

2. Подаци о власнику возила или лицу које он овласти:

Име и презиме / назив власника возила	Молеровић Дарко
Пробивалиште / седиште (адреса):	Горњи Милановац, Ђутовница б.б.

3. Закључци о резултатима испитивања:

--

Потпис:		Место:		Датум:	05.02.2018
---------	--	--------	--	--------	------------

М.П.

страница 1 од 1

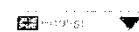
5/29/2018

Skoda - Fabia I (6Y) - 1.4 16V (101 Hp) - Technical specifications, Fuel economy (consumption)



Wiki Automotive Catalog

SEARCH



Autocatalog >> Skoda >> Fabia >> 1.4 16V (101 Hp)

[AUTOCATALOG](#)
[LIBRARY](#)
[LOGIN](#)
[REGISTRATION](#)
[CONTACT](#)
[ADD DATA FOR A NEW CAR](#)
[API](#)

Technical specifications:

Skoda - Fabia I (6Y) - 1.4 16V (101 Hp)

Naslon za ruku
Skoda Fabia o...

€0

0 - 100 km/h

skoda felicija
pikap

€0

0 - 100 km/h

Vrata...VW,A...

€1

0 - 100 km/h

Fabia I (6Y)

RS 1.9 TDI (130 Hp)

2.0 (115 Hp)

1.9 TDI (98 Hp)

1.9 SDI (64 Hp)

1.4 TDI (75 Hp)

1.4 16V (101 Hp)

1.4 16V (75 Hp) Automatic

1.4 16V (75 Hp)

1.4 (68 Hp)

1.4 (60 Hp)

1.2 i (54 Hp)

1.2 HTP (64 Hp)

1.0 (50 Hp)



101 hp



185 km/h



1390 cm³



1075 kg.



11.5 sec



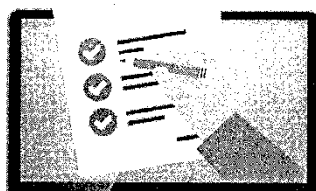
7 l/100 km.

Edit data of this car

Brand	Skoda
Model	Fabia
Generation	Fabia I (6Y)
Modification (Engine)	1.4 16V (101 Hp)
Doors	5
Power	101 hp/6000 rpm.
Maximum speed	185 km/h
Acceleration 0 - 100 km/h	11.5 sec
Fuel tank volume	45 l
Year of putting into production	1999 year
Year of stopping production	2007 year
Coupe type	Hatchback
Seats	5
Length	3960 mm.
Width	1645 mm.
Height	1450 mm.
Wheelbase	2462 mm.
Front track	1419 mm.
Rear (Back) track	1408 mm.
Minimum volume of Luggage (trunk)	260 l
Maximum volume of Luggage (trunk)	1015 l
Position of engine	Front, transversely
Engine displacement	1390 cm³
Torque	126 Nm/4400 rpm.
Fuel System	Multi-point injection
Position of cylinders	Inline
Number of cylinders	4
Cylinder Bore	76.5 mm.
Piston Stroke	75.6 mm.
Compression ratio	10.5
Number of valves per cylinder	4
Fuel Type	Petrol (Gasoline)
Drive wheel	Front wheel drive

BusinessAcademy

URADITE
BESPLATAN
ONLINE TEST



TESTIRAJTE KOLIKO
ZNANJE TRENUĆNO NA
ODVOJITE 7 MI
I TESTIRAJTE

URADI TES

URADI TES

Alfa Romeo	Audi	Bentley
BMW	Bugatti	Chevrolet
Chrysler	Citroen	Dacia
Daewoo	Daihatsu	Dodge
DS	Ferrari	Fiat
Ford	Great Wall	Honda

<https://www.auto-data.net/en/skoda-fabia-i-6y-1.4-16v-101hp-14152>

1/2

5/29/2018

Skoda - Fabia I (6Y) - 1.4 16V (101 Hp) - Technical specifications, Fuel economy (consumption)

Hummer	Hyundai	Infiniti	Number of Gears (manual transmission)	5
Jaguar	Jeep	Kia	Front suspension	Helical spring
Lamborghini	Lancia	Land Rover	Rear suspension	Helical spring
Lexus	Maserati	Mazda	Front brakes	Disc
Mercedes-Benz	MG	Mini	Rear brakes	Disc
Mitsubishi	Moskvich	Nissan	ABS	yes
Opel	Peugeot	Porsche	Steering type	Steering rack
Renault	Rever	Saab	Power steering	Hydraulic Steering
Seat	Smart	Tata	Fuel consumption (economy) - urban	9.5 l/100 km.
Subaru	Suzuki	Trabant	Fuel consumption (economy) - extra urban	5.5 l/100 km.
Tesla	Toyota	Volvo	Fuel consumption (economy) - combined	7 l/100 km.
VAZ	Volkswagen		Kerb Weight	1075 kg.
			Max. weight	1570 kg.
			Tire size	185/60 R14
			Wheel rims size	6J X 14



Catting information is collected from publicly available sources 0.002877950668335

Skoda - Fabia I (6Y) - 1.4 16V (101 Hp) - Technical specifications, Fuel economy (consumption)

[Privacy policy](#)
[Ads policy](#)
[Terms of use](#)

1.0. ПОДАЦИ О МОТОРУ

- 1.1. Тип мотора: четворотактни ото мотор
- 1.2. Намена мотора: Погон путничког возила Škoda Fabia
- 1.3. Максимална снага мотора: $P_e=75,32$ (kw)
- 1.4. Одговарајући број обртаја: $n_p=6000$ (o/min)
- 1.5. Степен компресије: $\varepsilon=18$
- 1.6. Пречник клипа: $D=75,6$ (mm)
- 1.7. Ход клипа: $S=77,97$ (mm)
- 1.8. Број и распоред цилиндара: $i=4-L$
- 1.9. Укупна радна запремина мотора:

$$V_{hu} = \frac{D^2 * \pi}{4} * S * i = \frac{(75,6 * 10^{-3})^2}{4} * 77,97 * 4 = 0,0014(m^3)$$

2.0. ПОДАЦИ О ГОРИВУ

- 2.1. Тип горива: аутомобилски супер бензин IOB=95.
- 2.2. Елементарни састав: $C=0,855$ (kg/kg gor.) и $H=0,145$ (kg/kg gor.).
- 2.3. Доња топлотна моћ горива: $H_d=44000$ (kJ/kg gor.)
- 2.4. Молекулска маса горива: $\mu_g=116$ (kg/kmol).

3.0. СТАЊЕ ОКОЛИНЕ

- 3.1. Притисак околине: $p_o=0,1$ (MPa)
- 3.2. Температура околине: $T_o=293$ (K)

4.0 ПАРАМЕТРИ КОЛИ КАРАКТЕРИШУ ПУЊЕЊЕ ЦИЛИНДРА МОТОРА

- 4.1. Пораст температуре свежег пуњења услед додира са загрејаним зидовима делова мотора: $\Delta T=12$ (K)

- 4.2. Температура свежег пуњења у тренутку уласка у цилиндар мотора:

$$T_s=T_o+\Delta T=293+12=305 \text{ (K)}$$

4.3. Температура заосталих продуката сагоревања: $T_r=945$ (K)

4.4. Притисак заосталих продуката сагоревања: $p_r=0,11$

4.5. Степен пуњења цилиндра мотора: $\eta_v=0,85$

4.6. Коефицијент количине заосталих продуката сагоревања:

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_s} = \frac{p_r}{p_o} * \frac{1}{\eta_v} * \frac{1}{\epsilon - 1} * \frac{T_o}{T_r} = \frac{0,11}{0,1} * \frac{1}{0,85} * \frac{1}{10,5} * \frac{293}{945} = 0,0456$$

4.7. Притисак на крају хода усисавања:

$K=1,4$ – експонент адијабате за ваздух

$$0p_1 = \frac{1}{k * (\epsilon - 1) + 1} * \left[p_r * p_o * k(\epsilon - 1) * \eta_v * \frac{T_o + \Delta T}{T_o} \right]$$

$$p_1 = \frac{1}{1,4(10,5 - 1) + 1} \left[0,11 + 0,1 * 1,4(10,5 - 1)0,85 \frac{293 + 12}{293} \right]$$

$$p_1 = 0,0945 \text{ (MPa)}$$

4.8. Температура на крају хода усисавања:

$$T_1 = \frac{T_o * \epsilon * p_1}{(1 + \gamma_r) * \eta_v * (\epsilon - 1) * p_o} = \frac{293 * 10,5 * 0,0948}{(1 + 0,0456) * 0,85 * (10,5 - 1) * 0,1}$$

$$T_1 = 327,4934 \text{ (K)}$$

5.0. ОДРЕЂИВАЊЕ ПАРАМЕТАРА НА КРАЈУ ПРОЦЕСА САБИЈАЊА

5.1. Средња вредност експонента сабијања: $n_1=1,32$

5.2. Притисак на крају хода сабијања, према једначини политропе:

$$p_2 = p_1 * \epsilon^{n_1} = 0,0948 * 10,5^{1,32} = 2,1130 \text{ (MPa)}$$

5.3. Температура на крају хода сабијања:

$$T_2 = T_1 * \varepsilon^{n_1-1} = 327,4934 * 10,5^{1,32-1} = 694,9974 \text{ (K)}$$

6.0. ПРОЦЕС САГОРЕВАЊА

6.1. Теоријски потребна количина ваздуха за потпуно сагоревање 1 кг горива:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} * \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} \right) = \frac{1}{0,21} * \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,5119 \left(\frac{\text{kmol}}{\text{kg.gor.}} \right)$$

6.2. Коефицијент количине ваздуха $\lambda=0,95$

6.3. Количина и састав свежег пуњења које улази у цилиндар:

$$M_s = \lambda * L_0 + \frac{1}{M_g} = 0,95 * 0,5119 + \frac{1}{116} = 0,4948 \left(\frac{\text{kmol}}{\text{kg.gor.}} \right)$$

6.4. Састав продуката сагоревања смеше горива и ваздуха:

Угљендиоксид:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 0,42 \frac{1-\lambda}{1+k} L_0 = \frac{0,855}{12} - 0,42 \frac{1-0,95}{1+0,5} * 0,5119 = 0,0641 \left(\frac{\text{kmol}}{\text{kg.gor.}} \right)$$

Водена пара:

$$\begin{aligned} M_{H_2O} &= \frac{H}{2} - 0,42 * k \frac{1-\lambda}{1+k} * L_0 = \frac{0,145}{2} - 0,42 * 0,5 \frac{1-0,95}{1+0,5} * 0,5119 \\ &= 0,0653 \left(\frac{\text{kmol}}{\text{kg.gor.}} \right) \end{aligned}$$

$$M_{CO} = 0,42 \frac{1-\lambda}{1+k} L_0 = 0,42 \frac{1-0,95}{1+0,5} 0,5119 = 0,0072 \left(\frac{\text{kmol}}{\text{kg.gor.}} \right)$$

$$M_{H_2} = 0,42 + k \frac{1-\lambda}{1+k} * L_0 = 0,42 * 0,5 * \frac{1-0,95}{1+0,5} * 0,5119 = 0,0036 \left(\frac{\text{kmol}}{\text{kg.gor.}} \right)$$

$$M_{N_2} = 0,79 * \lambda * L_0 = 0,79 * 0,95 * 0,5119 = 0,3909 \left(\frac{\text{kmol}}{\text{kg.gor.}} \right)$$

6.5. При сагоревању богате смеше ($\lambda < 1$) укупна количина продуката сагоревања износи:

$$\begin{aligned} M_{prs} &= M_{CO_2} * M_{CO} * M_{H_2O} * M_{H_2} * M_{N_2} \\ &= 0,0641 + 0,0072 + 0,0653 + 0,0036 + 0,3909 \\ &= 0,5310 \left(\frac{kmol}{kg.gor.} \right) \end{aligned}$$

6.6. Теоријски коефицијент промене броја молова у току сагоревања:

$$\delta_o = \frac{M_{prs}}{M_s} = \frac{0,5310}{0,4948} = 1,0733$$

6.7. Стварни коефицијент промене броја молова у току сагоревања:

$$\delta_s = \frac{\delta_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0703 + 0,0456}{1 + 0,0456} = 1,0703$$

6.8. Губитак топлоте сагоревања услед постојања продуката непотпуног сагоревања:

$$\Delta H_d = 114000 * (1 - \lambda) * L_o = 114000 * (1 - 0,95) * 0,5119 = 2,9179 \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

6.9. Средња, за интервал температура 273- T_2 (K), изохорска специфична топлота свежег пуњења на крају процеса сабијања:

$$\begin{aligned} C'_v &= 19,766 + 2,708 * 10^{-3} * T_2 = 19,766 + 2,708 * 0,001 * 694,9974 \\ &= 21,6481 \left(\frac{kJ}{kmol.K} \right) \end{aligned}$$

6.10. Користећи Далтон-ове једначине за мешавине идеалних гасова можемо одредити средњу (за интервал температура од 273 до T_4 (K)) изохорску специфичну топлоту продуката сагоревања по једначини:

$$C_V'' = \frac{1}{M_{prs}} (C_V^{CO_2} * M_{CO_2} + C_V^{CO} * M_{CO} + C_V^{H_2O} * M_{H_2O} + C_V^{N_2} * M_{N_2} + C_V^{H_2} * M_{H_2})$$

$$= 27,1583 + 2,122 * 10^{-3} T_4 \left(\frac{kJ}{kmol.K} \right)$$

6.11. Средња моларна изобарска специфична топлота продуката сагоревања, коришћењем Мајер-ове једначине, може се одредити формулом:

$$C_p'' = R + C_V'' = 8,315 + 27,1583 + 2,122 * 10^{-3} T_4 = 32,083 + 2,122 * 10^{-3} T_4 \frac{kJ}{kmol.K}$$

6.12. Коефицијент искоришћења топлоте у току сагоревања: $\xi=0,9$

6.13. Степен пораста притиска у току сагоревања.

Препоручена вредност, која обезбеђује циклус са највећим степеном корисности, може се одредити коришћењем израза:

$$\alpha_{opt} = \frac{1 + \frac{\xi * (H_d - \Delta H_d)}{M_s * (1 + \gamma_r) * T_1 * C_V'' * \varepsilon^{n_1-1} * \delta_s}}{k * p_{opt} - (k - 1)}$$

Где је C_V'' средња вредност (за интервал $273-(T_2+T_4)/2$) специфичне топлоте продуката сагоревања (за предпостављену температуру краја сагоревања од $T_4= 2500$ K) одређена формулом:

$$C_V'' = 23,768 + 2,122 * \frac{10^{-3}(T_4 + T_2)}{2} = 23,768 + 2,122 * 10^{-3} * \frac{2500 + 694,9974}{2}$$

$$= 27,1583 \frac{kJ}{kmol.K}$$

Експонент адијабате у току сагоревања рачунамо као однос специфичних топлота:

$$k = \frac{C_p''}{C_V''} = \frac{8,315 + 27,1583}{26,97} = 1,3062$$

Сада је оптимална вредност степена претходног ширења, за усвојену вредност $(n_2-k)=0.12$, одређена формулом:

$$\rho_{opt} = 1 + (1,1 + 0,13 * \varepsilon) * (0,615 + 0,31 * k) * (n_2 - k)$$

$$= 1 + (1,1 + 0,13 * 10,5) * (0,615 + 0,31 * 1,3062) * 0,12 = 1,3017$$

Када се ове две вредности уврсте у полазни израз за α_{opt} добијамо:

$$\alpha_{opt} = \frac{1 + \frac{0,9 * (44000 - 2,9179)}{0,4948 * (1 + 0,0456) * 327,4934 * 27,1583 * 10,5^{1,32-1} * 1,0703}}{1,3062 * 1,3017 - (1,3062 - 1)} = 3,2652$$

Усвојена вредност за степен пораста притиска у току сагоревања је: $\alpha = 3,15$.

6.14. Температура на крају сагоревања се одређује из једначине сагоревања:

$$\begin{aligned} \frac{\xi * (H_d - \Delta H_d)}{M_s * (1 + \gamma_r)} + C'_V * (T_2 - 273) + 8,315 * (\alpha * T_2 - 273 * \delta_s) &= C''_p * \delta_s * (T_4 - 273) \\ \frac{0,9 * (44000 - 2,9179)}{0,4948 * (1 + 0,0456)} + 21,6481 * (694,9974 - 273) + 8,315 & \\ * (3,15 * 694,9974 - 273 * 1,0703) & \\ = (32,083 + 2,122 * 10^{-3} T_4) * 1,0703 * (T_4 - 273) & \end{aligned}$$

Одређивање температуре на крају процеса сагоревања се своди на решавање следеће квадратне једначине по T_4 :

$$\begin{aligned} 2,06 * 10^{-3} * T_4^2 + 32,26 * T_4 - 75667,63 &= 0 \\ T_4 = \frac{-32,26 + \sqrt{32,26^2 - 4 * 2,06 * 10^{-3} * (-75667,63)}}{2 * 2,06 * 10^{-3}} &= 2,6305 \text{ K} \end{aligned}$$

6.15. Притисак на крају процеса сагоревања:

$$p_3 = p_4 = \alpha * p_2 = 3,15 * 2,1130 = 6,6560 \text{ MPa}$$

6.16. Степен претходног ширења:

$$\rho = \frac{\delta_s}{\alpha} * \frac{T_4}{T_2} = \frac{1,0703}{3,15} * \frac{2,6305}{694,9974} = 1,2861$$

Пошто је стварна вредност степена претходног ширења скоро идентична са оптималном вредношћу (за највећи степен корисности) можемо закључити да смо добро усвојили вредност за степен пораста притиска у току сагоревања. Уколико постоји битна разлика између стварне и оптималне вредности степена претходног ширења треба поново усвојити вредност за степен пораста притиска. И то, за случај када је стварна вредност степена претходног ширења већа од оптималне, треба усвојити нову вредност за степен пораста притиска која је већа од претходне и обрнуто.

7.0. ПРОЦЕС ШИРЕЊА

7.1. Средња вредност за експонент политропе ширења: $n_2=1,23$

7.2. Притисак на крају процеса ширења се одређује из једначине политропе:

$$p_5 = p_4 * \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n_2} = 6,6560 * \left(\frac{1,2861}{10,5}\right)^{1,23} = 0,4823 \text{ MPa}$$

7.3. Температура на крају процеса ширења се одређује из једначине политропе:

$$T_5 = T_4 * \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n_2-1} = 2,6305 * \left(\frac{1,2861}{10,5}\right)^{1,23-1} = 1556,1 \text{ K}$$

8.0. ИНДИКАТОРСКИ ПОКАЗАТЕЉИ МОТОРА

8.1. Специфични индикаторски рад прорачунског циклуса:

$$w'_i = \frac{p_2}{\varepsilon - 1} \left\{ \alpha(\rho - 1) + \frac{\alpha * \rho}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n_2-1} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right\}$$

$$w'_i = \frac{2,1130}{10,5 - 1} \left\{ 3,15(1,2861 - 1) + \frac{3,15 * 1,2861}{1,23 - 1} \left[1 - \left(\frac{1,2861}{10,5}\right)^{1,23-1} \right] - \frac{1}{1,32 - 1} \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,32-1}} \right) \right\}$$

$$w'_i = 1,3049 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{dm}^3} \right)$$

8.2. Специфични индикаторски рад стварног-заобљеног циклуса:

Коефицијент заобљавања индикаторског дијаграма: $\phi=0,97$

$$w_i = \phi * w'_i - (p_r - p_1) = 0,97 * 1,3049 - (0,11 - 0,0984) = 1,2245 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{dm}^3} \right)$$

8.3. Индикаторски степен искоришћења стварног циклуса:

$$\eta_i = 8,315 * \frac{w_i * M_s * T_o}{p_o * \eta_v * H_d} = 8,315 * \frac{1,2245 * 0,4948 * 293}{0,1 * 0,85 * 44000} = 0,3726 \left(\frac{kJ}{dm^3} \right)$$

8.4. Индикаторска специфична потрошња горива:

$$g_i = \frac{3,6 * 10^6}{H_d * \eta_i} = \frac{3,6 * 10^6}{44000 * 0,3726} = 219,5091 \left(\frac{g}{kW * h} \right)$$

9.0. ЕФЕКТИВНИ ПОКАЗАТЕЉИ МОТОРА

9.1. Специфични ефективни рад мотора:

$$w_e = \frac{120 * P_e}{V_{hu} * n} = \frac{120 * 75,32}{0,0014 * 6000} = 1,0648 \left(\frac{kJ}{dm^3} \right)$$

9.2. Механички степен корисности мотора:

$$\eta_m = \frac{w_e}{w_i} = \frac{1,0648}{1,2245} = 0,8696$$

9.3. Ефективна специфична потрошња горива:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{219,5091}{0,8696} = 252,4249 \left(\frac{g}{kW * h} \right)$$

9.4. Ефективни степен корисности мотора:

$$\eta_e = \eta_i * \eta_m = 0,3726 * 0,8696 = 0,3240$$

10. ЦРТАЊЕ ИНДИКАТОРСКОГ ДИЈАГРАМА

10.1. Радна запремина једног цилиндра:

$$V_{h1} = \frac{V_{hu}}{i} = \frac{0,0014 * 10^{-3}}{4} = 0,35 * 10^{-3} (m^3)$$

10.2. Компресиона запремина једног цилиндра:

$$V_c = \frac{V_{h1}}{\varepsilon - 1} = \frac{0,00035 * 10^{-3}}{10,5 - 1} = 0,0368 * 10^{-3} (m^3)$$

10.3. Запремина у тачки 4 дијаграма (крај изобарског довођења топлоте):

$$V_4 = \rho * V_3 = \rho * V_c = 1,2861 * 0,0368 * 10^{-3} = 0,04733 * 10^{-3} (m^3)$$

10.4. Нагиб помоћних правих за конструкцију политропа:

Нагиб помоћне праве према апсцисној оси, за политропу сабијања и за политропу ширења се усваја: $\operatorname{tg} \alpha = 0,25$.

Нагиб помоћне праве према ординатној оси за конструкцију политропе сабијања:

$$\operatorname{tg}(\beta_1) = [\operatorname{tg}(\alpha) + 1]^{n_1} - 1 = [0,25 + 1]^{1,32} - 1 = 0,3425$$

Нагиб помоћне праве према ординатној оси за конструкцију политропе ширења:

$$\operatorname{tg}(\beta_2) = [\operatorname{tg}(\alpha) + 1]^{n_2} - 1 = [0,25 + 1]^{1,23} - 1 = 0,3158$$

10.5. Шема развода:

	ROUV	KZUV	ROIV	KZIV	UG.P.U.
Stepeni K.V.	22	58	62	18	32

11.0. ГРАФИЧКО ОДРЕЂИВАЊЕ СПЕЦИФИЧНОГ ИНДИКАТОРСКОГ РАДА

11.1. Укупна површина која је пропорционална позитивном раду заобљеног циклуса:

$$A_1 = 79,772 \text{ cm}^2$$

11.2. Укупна површина која је пропорционална негативном раду заобљеног циклуса:

$$A_2 = 3,822 \text{ cm}^2$$

11.3. Укупна површина која је пропорционална индикаторском раду заобљеног циклуса:

$$A = A_1 - A_2 = 79,772 - 3,822 = 75,95_{cm^2}$$

11.4. Специфични индикаторски рад заобљеног циклуса:

$$W_{ig} = A * \frac{1}{V_{h1}} U_p * U_v = A * \frac{1}{0,35 * 10^{-3}} * \frac{1}{2,5} * \frac{100 * 10^{-6}}{7} = 1,24 \left(\frac{kJ}{dm^3} \right)$$

Где су: $U_p = \frac{1 MPa}{2,5 cm}$ – размера за притисак на дијаграму и $U_v = 100 * 10^{-6} m^{3/7 cm}$ – размера за запремину на дијаграму.

11.5. Релативна грешка специфичног индикаторског рада:

$$\delta = \frac{W_{ig} - W_i}{W_{ig}} * 100\% = \frac{1,24 - 1,2245}{1,24} * 100\% = 2\%$$

при томе се сматра да је тачна вредност за специфични индикаторски рад она која је одређена графички.

На следећој слици приказан је индикаторски дијаграм мотора, који је конструисан на основу испред урађеног прорачуна, са шемом развода. На том дијаграму је приказан и поступак конструисања политропе сабијања. Прорачунски циклус је приказан танком линијом, а реални циклус, добијен заобљавањем прорачунског, са пуном линијом.

7. Закључак

Мотори СУС су кроз своју историју, дугу више од 150 година, доживели велики број иновација и значајних промена. Такође, треба напоменути да има још простора за њихов напредак и иновације и да ће се сигурно користити још неколико деценија. Њихова примена је скоро неизоставна у данашњем времену и налазе примену у различитим областима транспорта, индустрије, пољопривреде, механизације итд.

Мотори СУС су топлотни мотори код којих продукти сагоревања својим директним дејством врше механички рад. Сваки мотор са унутрашњим сагоревањем у току свог рада мора обавити четири основна процеса: усисавање, сабијање, сагоревање и сабијање.

Што се тиче еколошких проблема, емисија штетних гасова се састоји од сличних елемената: несагорелих угљоводоника, оксида азота, угљен-монооксида, честица итд.

Прорачунски циклус почиње у спољној мртвој тачки (СМТ), када је клип најдаљи од осе радилице. Циклус се односи на пуно кретање клипа од спољне мртве тачке (СМТ) до унутрашње мртве тачке (УМТ). Унутрашња и спољна мртва тачка су најближа и најудаљенија тачка до које може стићи клип транслаторног клипног мотора.

Извршен је и топлотни прорачун ото мотора AUB ŠKODA FABIA по приближној методи Гриневецки-Мазинг. Утврђено је да применом Гриневецки-Мазинг веома добро описује радни циклус мотора са унутрашњим сагоревањем.

Притисак на крају процеса сабијања за ото мотор се креће од 0,8-1,85, а ја сам у свом прорачуну добила 2,12 MP_a . Вредности које су дате у табели важе за старије моторе, а ја сам радила за возило са много савременијим мотором у коме је већи степен пуњења мотора и из тог разлога сам добила већи притисак. Код модерних мотора неке од ових граница не могу да задовоље тако нешто. Могла сам спустити ове границе, али би пореметили механички степен корисности.

8. Литература

- [1] Клинар Ј. Иван: Мотори са унутрашњим саогревањем, Факултет техничких наука и Новом Саду, 2013.
- [2] <http://www.automobilizam.net/dizel-cetvorotaktni-motori-sus/>
- [3] Пешић Р., Петковић С. и Веиновић С.: Моторна возила - Опрема, Машински факултет у Крагујевцу и Бања Луци, 2008
- [4] Иван Филиповић: Мотори и моторна возила, Машински факултет Универзитета у Тузли, Тузла, 2006
- [5] Радоњић Д., Пешић Р.: Топлотни прорачун мотора СУС, Машински факултет у Крагујевцу и Бања Луци, 1996.
- [6] <https://www.auto-data.net/en/skoda-fabia-i-6y-1.4-16v-101hp-14152>
- [7] <https://dokument.tips/dokuments/skripta-o-motorima-sus.html>
- [8] https://issuu.com/stojanhandj-nikolov/docs/motori_i_motorna_vozila