

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Аутомобилско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Предмет: Мотори СУС 1

Број индекса: 814/2013

Стефан С. Милошевић

ДИЗЕЛ МОТОРИ У ПОГОНУ ПУТНИЧКИХ ВОЗИЛА

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. **Др Радивоје Пешић, проф. - ментор**
2. _____
3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

Крагујевац, 2016.

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да
Опише и анализира:

- Анализа дизел мотора са аспекта штетне емисије издувних гасова, потрошње горива и буке,
- Анализа термодинамичких циклуса за дизел моторе,
- Анализа индикаторских и ефективних показатеља савремених дизел мотора,
- Урадити топлотни прорачун једног савременог дизел мотора и нацртати индикаторски дијаграм,
- Анализа различитих конструктивних извођења дизел мотора за савремена путничка возила, и
- Перспективе и трендови развоја дизел мотора за путничка возила.

Препоручена литература:

[1] Иван Филиповић: Мотори и моторна возила, Машински факултет Универзитета у Тузли Тузла, 2006

[2] Радоњић Д., Пешић Р.: Топлотни прорачун мотора СУС, Машински факултет у Крагујевцу, 1996.

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

Крагујевац, 30.09.2016.

ментор:
Др Радивоје Пешић, проф.

Резиме

Предмет овог рада је анализа дизел мотора за путничка возила са аспекта емисије издувних гасова, буке и потрошње горива. Такође, описани су термодинамички циклуси дизел мотора, као и индикаторски и ефективни показатељи дизел мотора. Извршен је топлотни прорачун четворотактног дизел мотора за возило Mercedes-Benz 190D и на основу тога нацртан је индикаторски дијаграм. Приказана су различита конструктивна извођења дизел мотора. На крају рада, представљене су перспективе и трендови развоја дизел мотора за савремена путничка возила.

Кључне речи: дизел мотор, путничка возила, прорачун.

Abstract

The subject of this essay is analysis of diesel engines for passenger vehicles regarding the aspect of harmful emission, rummor and fuel consumption. Thermodynamic cycles of diesel engines are described, as well, as efective indicators. There has been performed a thermodynamic calculation of four-stroke engine for the Mercedes-benz 190D and indicator diagram was drawn based on it. There has been presented different constructive types of engines. In the end of this essay, it has been pointed on perpectives and future trends of development of diesel engines for modern passanger vehicles.

Key words: diesel engine, passanger vehicle, calculation.

Садржај

1. УВОД И ИСТОРИЈАТ	1
2. ДИЗЕЛ МОТОРИ СА АСПЕКТА ШТЕТНЕ ЕМИСИЈЕ ИЗДУВНИХ ГАСОВА, ПОТРОШЊЕ ГОРИВА И БУКЕ.....	3
2.1 Емисија издувних гасова	3
2.2 Потрошња горива код дизел мотора.....	8
2.3 Дизел мотори са аспекта буке	10
3. ТЕРМОДИНАМИЧКИ ЦИКЛУСИ ДИЗЕЛ МОТОРА	14
4. АНАЛИЗА ИНДИКАТОРСКИХ И ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗАТЕЉА ДИЗЕЛ МОТОРА	16
4.1 Индикаторски показатељи дизел мотора	16
4.2 Ефективни показатељи дизел мотора.....	18
5. ТОПЛОТНИ ПРОРАЧУН ДИЗЕЛ МОТОРА.....	20
5.1 Параметри пуњења у цилиндру мотора	20
5.2 Параметри на крају процеса сабијања.....	22
5.3 Параметри процеса сагоревања	22
5.3. Пармаетри процеса ширења	26
5.4 Индикаторски показатељи мотора	26
5.5 Ефективни показатељи мотора	27
5.6 Цртање индикаторског дијаграма.....	28
6. РАЗЛИЧИТА КОНСТРУКТИВНА ИЗВОЂЕЊА ДИЗЕЛ МОТОРА ЗА САВРЕМЕНА ПУТНИЧКА ВОЗИЛА	30
6.1. Подела мотора према конструктивном извођењу	30
7. ПЕРСПЕКТИВЕ И ТРЕНДОВИ РАЗВОЈА ДИЗЕЛ МОТОРА ЗА ПУТНИЧКА ВОЗИЛА.....	34
7.1 Надпуњени дизел мотори	35
7.2. Модерни системи за напајање дизел мотора горивом.....	37
7.3. Алтернативна горива за дизел моторе	38
ЗАКЉУЧАК.....	40
ЛИТЕРАТУРА	41

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 [1].

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 начина 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 ($500-600 \text{ min}^{-1}$) 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 [2].



Слика 1: Изглед првог дизел мотора [3]

2. ДИЗЕЛ МОТОРИ СА АСПЕКТА ШТЕТНЕ ЕМИСИЈЕ ИЗДУВНИХ ГАСОВА, ПОТРОШЊЕ ГОРИВА И БУКЕ

2.1 Емисија издувних гасова

Загађења воде, ваздуха и земљишта су нежељене промене физичких, хемијских и биолошких својстава животне средине, које могу штетно деловати на здравље живих бића. Употребом транспортних средстава, годишње се у свету потроши више од једне милијарде тона нафте. За сагоревање 1 kg горива треба око 15 kg ваздуха или 3,5 kg кисеоника, па је сам процес сагоревања штетан јер нарушава еколошки биланс у атмосфери. Поред отровних компонената, у продуктима сагоревања се налазе и загушљиви гасови који доводе до климатских промена и до повећања глобалног загревања. Осим штетних продуката сагоревања, постоје и испарења горива из возила и испарења при пуњењу резервоара горивом [4].

Штетни издувни гасови:

- **Несагорели угљоводоници (НС)** су последица непотпуног сагоревања молекула горива. Угљоводоници реагују у присуству оксида азота и сунчевог светла, што доприноси формирању фото хемијског смога. Већина угљоводоника су токсични.
- **Азотови оксиди (NO_x)** – у условима високих притисака и температура у мотору, атоми азота и кисеоника у ваздуху реагују стварајући низ азотових оксида, који токсично делују на човека, животиње и околину. Они такође доприносе формирању озона и киселих киша.
- **Угљен моноксид (CO)** је продукт непотпуног сагоревања горива и настаја при режиму рада мотора са богатом смешом. Он је отрован гас без боје и мириса и може имати смртна дејства на човека. Преко 90% CO у урбаним срединама потиче из издувних гасова возила.
- **Честице** у издувним гасовима углавном су последица несагорелог угљеника из горива. У цилиндру мотора те честице упијају разна једињења из горива и мазива, међу којима су и полициклични угљоводоници. Емисија ових честица је потенцијално канцерогена.
- **Угљен диоксид (CO_2)**, као продукт потпуног сагоревања, не утиче директно на здравље људи, али спада у загушљиве гасове који доприносе повећању глобалног загревања.
- **Водена пара (H_2O)** – Сунчево зрачење директно утиче на стварање облачног покривача. Тако дигнути облаци се загревају, а онда хемијски процеси потпомогнути прашином и сулфатима доводе до разлагања свих испарења. Та маса нагомиланих и загрејаних облика је физички и хемијски толико измењена да доводи до промене климе на земљи.
- **Оксиди сумпора** – концентрација SO_2 у атмосфери се разликује за различита подручја. У урбаним срединама концентрација ове загађујуће материје је већа. Поред сагоревања угља који има више од 1% сумпора, свој

допринос даје и емисија издувних гасова из возила која користе горива која садрже сумпор у себи. Сумпор-диоксид, као и његови секундарни производи (сумпорна киселина и сулфиди) могу изазвати штетне последице по здравље људи и биљака, а такође и штетне ефекте на метале, папир и текстил.

- **Озон** – представља алотропску модификацију кисеоника. У природи настаје услед електричних пражњења и под дејством ултраљубичастих зрака. Озон иритира очи и може довести до проблема са дисањем. На интензитет стварања озона утиче концентрација азотових оксида и угљоводоника. Такође на интензитет стварања озона утиче повишена температура и сунчево зрачење. Озон који се ствара у горњим слојевима атмосфере има улогу заштите од ултраљубичастиг зрачења сунца.

Емисија издувних гасова из возила је генерално мала у односу на емисију створену антропогеним изворима. Како број возила на путевима непрекидно расте, тако расте и утицај возила на укупно загађење у насељеним местима.

Гасови који стварају ефекат стаклене баште су:

- водена пара H_2O (учествује са 90%)
- угљен диоксид CO_2
- азот субоксид N_2O
- метан CH_4
- хидрофлуороугљеник HFC, итд.

У Европи је 1971. године од стране Европске комисије за Уједињене нације, донета регулатива ЕСЕ 15.00 за емисију из путничких и лаких теретних возила. Амандман 01 (ЕСЕ 15.01) донет је 1975. године и његове границе су износиле: 32 g/km за CO и 11 g/km HC+NO_x. Временом су границе постајале све строже.

Данас прописе о емисији доноси Европска унија. За путничка и лака теретна возила прописи су дефинисани Директивом 70/220/ЕЕС (табела 1). Ово је базна директива која је често подлежала изменама. Неке од важнијих измена су:

- Еуро 1 стандард (познат као ЕЦ 93)- Директива 91/441/ЕЕЦ (само за путничка возила) или 93/59/ЕЕС (путничка и доставна возила),
- Еуро 2 стандард (познат као ЕС 96)- Директива 94/12/ЕС или 96/69/ЕС,
- Еуро 3/4 стандард (2000/2005)- Директива 98/69/ЕС, каснији амандмани су у 2002/80/ЕС,
- Еуро 5/6 стандард (2009/2014)- Еуро 5/6 уводи регулативе (Regulation 715/2007) од 20. јуна 2007., тако се прописи поједностављују и претходне „директиве“ – које морају да буду уграђене у све националне законе – на даље ће бити замењене са „регулативама“ које су непосредно примењују одмах након доношења.

Табела 1: Границе за емисију дизел мотора путничких возила у Европи [4]

<i>g/km</i>	<i>CO</i>	<i>HC+NO_x</i>	<i>HC</i>	<i>NO_x</i>	<i>PM (честице)</i>
<i>год.</i>					
<i>2000. Euro 3</i>	<i>0,64</i>	<i>0,56</i>	<i>(-)</i>	<i>0,5</i>	<i>0,05</i>
<i>2005. Euro 4</i>	<i>0,5</i>	<i>0,3</i>	<i>(-)</i>	<i>0,25</i>	<i>0,025</i>
<i>2009. Euro 5</i>	<i>0,5</i>	<i>0,23</i>		<i>0,18</i>	<i>0,005</i>
<i>2014. Euro 6</i>	<i>0,5</i>	<i>0,17</i>		<i>0,08</i>	<i>0,005</i>

Увођењем регулативе Еуро 3 промењена је и техника тестирања издувних гасова. Тестирање почиње одмах након сатровања мотора а не 40 секунди након старта, као што је до тада било прописано. Ови тестови подразумевају:

- I проба – мерење емисије издувних гасова по возном тесту,
- II проба – мерење емисије CO на празном ходу и изнад 2000 min⁻¹,
- III проба – мерење емисије из картера,
- IV проба – мерење испаравања из возила по SHED тесту (2 g/тесту),
- V проба – трајност система за контролу емисије возила у току 80.000 km са фактором погоршања за CO и HC + NO_x од 1,2.

Осим гасова који имају директних штетних последица на здравље људи и околину, возила емитују и друге гасове који нису отровни али утичу на промену околине, пре свега угљен-диоксид. Због тога је неопходно смањити количине емитованог CO₂ из возила, мада је учинак возила у глобалном загревању веома различит у појединим земљама: у САД свега 1.7% емисије CO₂ узрокује транспорт, док у Јапану тај удео износи 19%. Смањење CO₂ је могуће применом горива са смањеним садржајем угљеника и, пре свега, смањењем потрошње горива. Смањење ангажовање енергије је могуће само “рационалним ангажовањем”, односно енергију треба ангажовати само у случају стварне потребе у напредним уређајима са максималним степенима корисности. Емисија CO₂ је, код фосилних горива, директно пропорционална потрошњи горива.

За дизел моторе са дизел горивом: CO₂ = 26.6 x B g/km; B је потрошња нафтних горива у l/(100 km).

Европски парламент наручио је одговарајућу израду студије о емисији CO₂ из возила и прихватио је извештај у коме се тврди да око 19% CO₂ емисије у ЕУ потиче од

путничких и доставних возила. На основу тог извештаја, Европски парламент је усвојио предлог да се средња емисија CO₂ из свих нових возила ограничи на највише 125 g/km до 2015. године. Та граница треба да се оствари само применом нових технологија код мотора и возила не узимајући у обзир доприносе других мера, као што је примена

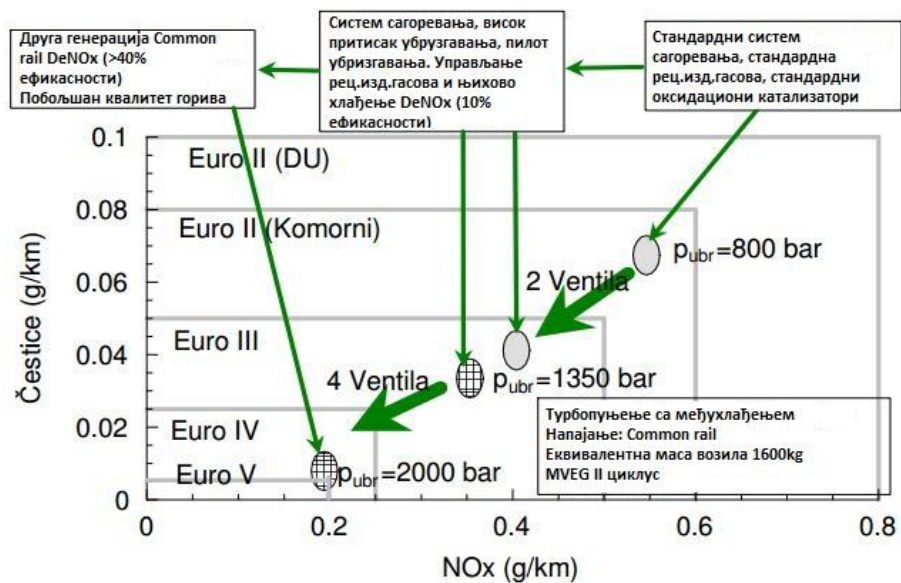
биогорива, специјалних гума или побољшања у климатизовању возила. У поређењу са ранијом границом CO₂ коју је прописала Европска Комисија, циљна година је померена са 2012. на 2015., али је граница строжа (Комисија је раније прописала границу од 130 g/km).

На основу поменутог извештаја разматра се могућност усвајања предлога да се средња емисија CO₂ ограничи на највише 95 g/km до 2020. године. У плану је да се смањење до 70 g/km или још мање уведе као обавеза од 2025. године.

За задовољење прописа о емисији дизел мотора, пре свега честица и NO_x, у опреми дизел мотора потребно је применити нове технологије које су још неразвијене и знатно скупље него технологије код ото мотора. Међутим, за реализацију о дозвољеној потрошњи горива и емисији CO₂, неопходно је усавршавати карактеристике дизел мотора. Боља економичност дизел мотора са директним убризгавањем (ДУ) условљена бољим сагоревањем, мањим губицима топлоте и мањим губицима на преструјавање пуњења у комори, у потпуности је потиснула коморне дизел моторе.

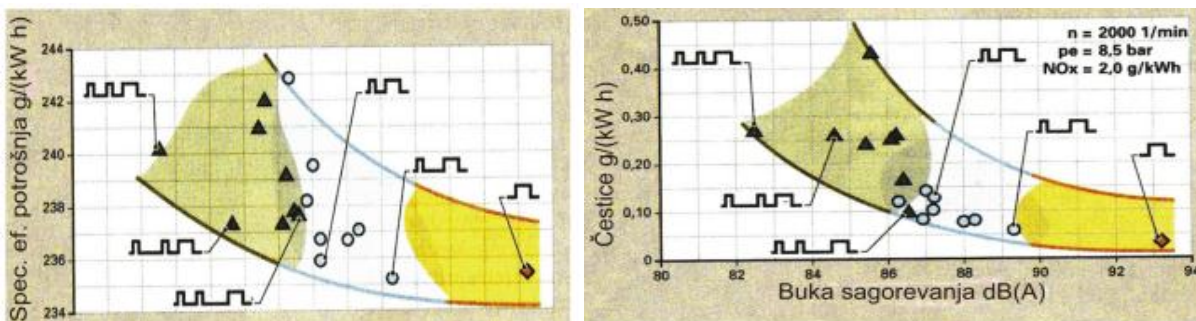
Да би дизел мотори за возила задовољили садашње Euro VI стандарде, у развоју њихове опреме морају се применити следеће технологије:

- електронски контролисано убризгавање горива (могуће пилот убризгавање мање количине горива пре и после основне, остварује мирнији рад, мању емисију и буку сагоревања, електронска контрола рецикулације издувних гасова и примена оксидациони катализатор;
- високи притисак убризгавања коришћењем система „Common rail” и пумпе брызгаче;
- више од два вентила по цилиндру, са централно постављаним брызгачем и бољом контролом процеса сагоревања;
- променљиву геометрију турбопуњача, која коригује недостатке перформанси дизел мотора па их приближава ото моторима;
- активни DeNO_x (Decomposition Nitrogen Oxides) катализатор, неопходан за развој одговарајућих технологија за задовољење предложене границе Euro V;
- управљање оптерећењем (обртним моментом) мотора – адекватним смањењем омогућује се смањење емисије NO_x (која је сразмерна оптерећењу) у случају квара на DeNO_x катализаторима,
- филтер за честице са адекватним трајањем пуњења (чија ефикасност мора бити око 85%).



Слика 2.1: Развој опреме дизел мотора за путничка возила [4]

Према истраживањима „Рикардо“ института могуће је реализовати мало возило са дизел мотором које ће емитовати мање од 90 g/km CO₂ што одговара потрошњи горива од 3 l/(100km). На слици 2.2 приказан је утицај броја и положаја пилот убризгавања, у односу на основно убризгавање, на буку сагоревања, емисију честица и специфичну ефективну потрошњу горива. Очигледно је да најнижу буку остварује варијанта са два пилот убризгавања пре основног. Док мању емисију честица и потрошњу горива постиже само једно или ниједно предубризгавање. У развоју дизел мотора запажа се безуслован захтев за високим притиском убризгавања, који је неопходан за квалитетно распршивање убризганог горива. Тада се у гориву налази више енергије, па нови мотори имају блаже захтеве за стварање вртлога у току усисавања у циљу боље припреме смеше за сагоревање [4].



Слика 2.2: а) утицај пилот убризгавања на буку сагоревања и специфичну потрошњу;
б) утицај пилот убризгавања на буку сагоревања и емисију честица [4]

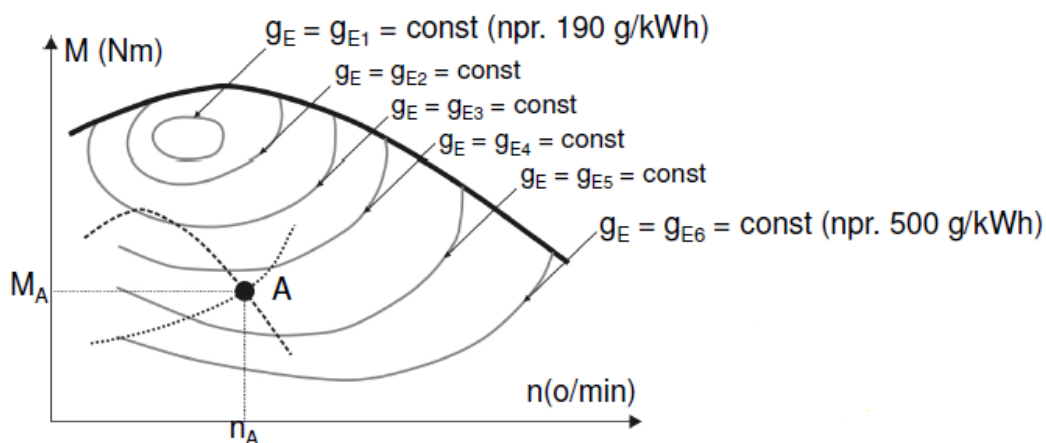
2.2 Потрошња горива код дизел мотора

Дизел мотори су знатно економичнији од ото мотора због већег степена искоришћења горива, па су зато они незамењиви погонски агрегати на: бродовима, индустријским и радним машинама, тракторима, камионима, аутобусима, али и на путничким аутомобилима.

Степен корисности дизел мотора има максималну вредност $0,30 \div 0,50$ док је за ото моторе $0,25 \div 0,30$. Међутим током експлоатације, мотор ради на различитим режимима, степен корисности знатно варира, па се у просеку може сматрати да има средњу вредност $\eta_e = 15-20 \%$. Енергетска ефикасност мотора обично се представља кроз специфичну ефективну потрошњу горива (g_E) обрнуто пропорционалну степену корисности:

$g_E \left[\frac{kg}{kW \cdot h} \right]$ - количина горива у kg/kWh или g/kWh потребна да се радом мотора добије 1 kWh механичке енергије.

На потрошњу горива утичу многи фактори, а међу најбитнијима су оптерећење мотора (слика 2.3) и параметри трансмисије.



Слика 2.3: Криве константе специфичне ефективне потрошње g_E на брзинској карактеристици мотора („шкољкасти дијаграм“) [5]

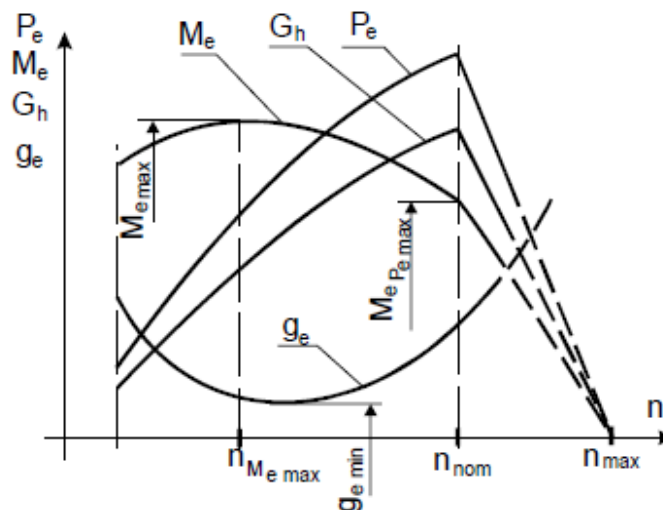
Зоне највиших степена корисности, односно минималне специфичне ефективне потрошње, по правилу се налазе у зони већих оптерећења мотора, близу спољне карактеристике. На малим оптерећењима енергетска ефикасност мотора је по правилу лошија.

Што се тиче утицаја параметара трансмисије, процентуално повећање степена корисности трансмисије η_{TR} доводи до смањења потребне енергије за исти проценат. Одговарајућим избором степена преноса тј. преносног односа омогућава се рад мотора у подручју ниже специфичне ефективне потрошње, за исти режим кретања возила (слика 2.4). За сваки степен преноса постоји оптимална брзина са становишта потрошње, тако да са смањењем брзине потрошња расте због рада мотора у подручју већих g_E . Мања потрошња горива постиже се у вишим степенима преноса због већег оптерећења мотора и

одговарајућих повољних вредности g_E , а не због снижења броја обртаја. Адекватним избором преносног односа могуће је, у оквиру једног режима кретања возила, изабрати режим мотора са бољим степеном корисности. Такви режими се по правилу налазе у зони већег оптерећења - ово се постиже мањим преносним односима (виши степени преноса) [5].

Брзинска карактеристика мотора представља промену неке од карактеристичних величина мотора у функцији броја обртаја (n), тј. показује највеће вредности снаге и момента при максималној потрошњи горива на појединим радним режимима. На слици 2.4 приказана је зависност спољних брзинских карактеристика од режима рада дизел мотора:

- $P_e = f(n)$ – ефективна снага мотора
- $M_e = f(n)$ – ефективни обртни момент мотора
- $G_h = f(n)$ – часовна потрошња горива
- $g_e = f(n)$ – специфична ефективна потрошња горива



Слика 2.4: Спољне брзинске карактеристике дизел мотора [5]

Модерни дизел мотори поседују тзв. „Common rail“ систем убризгавања горива, који има заједничку магистралу за напајање свих цилиндара горивом. Примена овог система доприноси бољим перформансама, мирнијим радом, али и мањом потрошњом горива. Заправо, потрошња је највише условљена чињеницом да читавим „Common rail“ системом у потпуности управља компјутер, који у сваком тренутку тачно прорачунава прецизну количину горива која ће бити убризгана. Имајући у виду врло прецизне брызгаче, чији се пречник врха буквално мери микронима, искоришћење горива је веома велико. Међутим, све то захтева употребу горива високог квалитета [6].

2.3 Дизел мотори са аспекта буке

Бука и вибрације су физичке појаве које настају као последица удара и осцилација у машинским елементима, склоповима и уређајима. Они се могу дешавати у чврстим телима, течним или гасовитим флуидима.

Основни узроци појаве буке и вибрација могу се сврстати у четири групе:

- Конструктивни параметри: димензије масе, кинематика, динамика, облик и материјал;
- Технолошки параметри: зазори и толеранције, квалитет површине, уравнотежење, пригушења;
- Радни процеси: карактер одвијања: (норм. – ненорм. сагоревање), режими (стационарни - динамички);
- Технологија одржавања: оштећења, зазори, дебаланси, подмазивање.

Осциловање материјалне средине са фреквенцијама које се налазе у чујном фреквентном подручју региструју се као звук. Бука представља неповољно деловање звука, као физичке појаве, на организам човека.

Погонски агрегат се издваја као доминантан извор буке на возилу. Мотор подстиче вибрације возила неуравнотеженим силама инерције, неравномерним обртним моментом, неуједначеношћу радног процеса, уздужним вибрацијама (клађењем око тежишта), вибрирањем система и уређаја на мотору, као и уређаја на целокупном возилу. Мотор своје вибрације преноси на возило, а возило своје вибрације на мотор, па је зато систем мотор-возило веома сложен, односно начин везивања мотора са возилом. Ослонци не смеју преносити вибрације мотора на велике површине као што су кров, поклопци, облоге каросерије, јер су они веома велики извори секундарних вибрација и буке на целом возилу.

На слици 2.5 приказани су основни извори буке и вибрација на путничком моторном возилу [4].



Слика 2.5: Извори буке и вибрација на возилу [4]

Мороти СУС су комплексни извори буке широког спектра. Главни извори буке и вибрација на погонском агрегату се могу сврстати у следеће:

- 1) бука струјања (директна или аеродинамичка бука):
 - бука издувавања,
 - бука усисавања и
 - бука система за хлађење (вентилатор, пумпа итд.);
- 2) бука услед вибрирања делова мотора (индиректна бука): вибрирање блока, главе, картера и сл.
- 3) вибрације издувног система; бука вибрирања каросерије услед поремећаја мотора пренетих преко носача мотора.

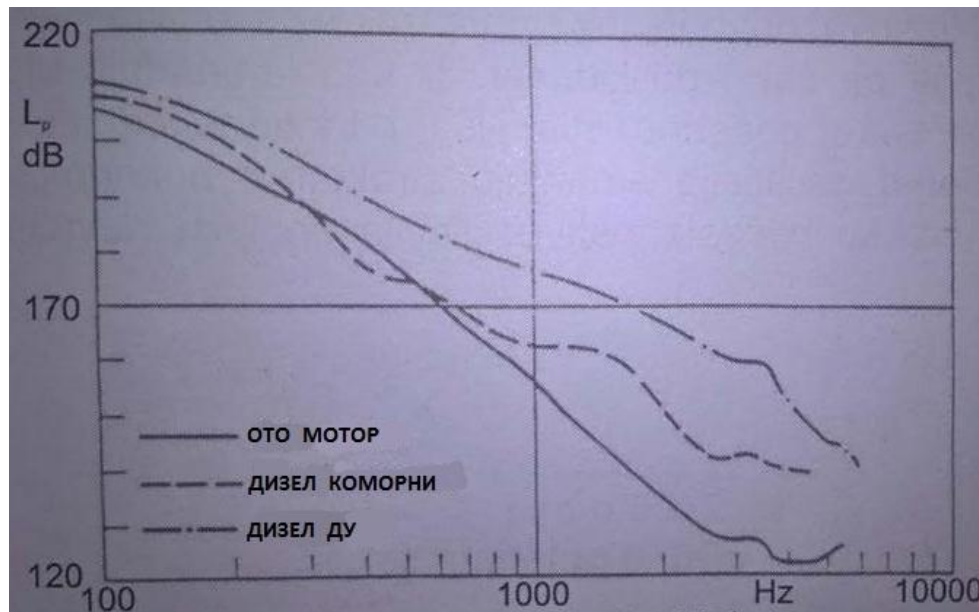
У укупном нивоу буке погонског агрегата и код путничких и код теретних возила највећи удео има бука мотора (око 40%). То се може видети са слике 2.6 на којој су приказани удели појединих извора буке мотора у тест методи ISO R 362.



Слика 2.6: Удео појединих извора буке погонског агрегата [4]

Постоје два основна узрока појаве буке код мотора, а то су: процес сагоревања и механички процеси.

Бука сагоревања – у току сагоревања у цилиндру мотора стварају се велике промене притисака гасова које побуђују све делове који су у контакту. На слици 2.7 приказани су спектри притисака за три различита мотора: ото, коморни дизел и дизел са ДУ. Виши притисци код дизел мотора стварају већу буку сагоревања на нижим фреквенцијама. Већи градијент пораста притиска ствара виши ниво буке на средњим фреквенцијама. Нагло самоупаљење веће количине горива на почетку сагоревања и стално присуство детонантног сагоревања дела смеше код дизел мотора са ДУ су главни узрок већег нивоа буке у зони високих фреквенција.



Слика 2.7: Спектри притиска [4]

Код дизел мотора са ДУ могуће је снизити општи ниво буке убризгавањем мале количине горива пре основног убризгавања (тзв. предубризгавање). Тада је процес самоупаљења горива краћи а рад мотора мекши. Такође, могуће је утицати на смањење буке облагањем мотора антизвучним материјалима.

Механичка бука мотора последица је импулса удара делова који се релативно крећу. Механичка бука се може смањити оптималним профилисањем делова мотора, као и смањењем зазора између делова који се релативно крећу. Бука клипа при кретању је посебно изражена код незагрејаних мотора. Њен ниво опада загревањем мотора и смањењем зазора клип-цилиндар, карактеристична фреквенција је $1,4 \div 1,7$ kHz. Бука клипа се такође може смањити и бољим подмазивањем клипа у близини СМТ. Стварање буке стимулишу и торзионе осцилације коленастог вратила. Учестаност осцилација спољних површина блока и главе мотора је око 1,5 kHz. Систем за измену радне материје је генератор највећег дела механичке буке. Удари брега при отварању вентила стварају побуде које изазивају буку. Оптималним профилисањем силазне и наилазне рампе брега та се бука може смањити. Ударно дејство вентила по седиштима производи вибрације фреквенције $10 \div 15$ kHz, док зупчанички погон ствара вибрације у опсегу $0,3 \div 5$ kHz.

Бука система за хлађење значајно зависи од конструкције, односно облика саћа код хладњака, облика и растојања лопатица вентилатора, итд. Рад вентилатора је извор буке која је таквог фреквентног садржаја који је близак учестаностима путничког простора, што може довести до додатних проблема.

Бука усисавања настаје због осциловања притиска у усисном систему, стварања вртлога при протицању ваздуха кроз усисне канале, и турбуленције ваздуха граничним слојевима. Зависи од броја обртаја мотора, врсте и карактеристика филтера за ваздух, итд.

Бука издувавања је последица струјања гасова у издувном систему и истицања у околину. Ова бука се снижава одговарајућим избором пригушивача и његовог положаја у издувном систему. Пригушивачи раде на принципима апсорпције и рефлекције. Први

трансформишу енергију звука у топлоту, а други врше интерференцију звучних таласа. Смањење буке сразмерно је запремини пригушивача. Такви системи се састоје из: конвенционалних пригушивача, резонатора, еластичних делова система (спречавање преношења вибрација мотора на издувни систем и обрнуто) и завршних цеви.

Мере за смањење буке моторних возила по тест методи ISO R 362:

- усавршавање мотора и његових система – могуће смањење буке 3÷5 dB(A)
- делимично облагање мотора звучном изолацијом – смањење буке до 3 dB(A)
- потпуним облагањем мотора и његових система – смањење нивоа буке 6÷9 dB(A)
- смањење броја обртаја мотора – смањење буке до 4 dB(A)

Поред наведених класичних мера за смањење буке, користе се и методе засноване на интерференцији звучних таласа, тзв. „активно“ смањење буке. Практична примена ове методе могућа је за: активно смањење буке у путничком простору и активно смањење буке издувавања.

3. ТЕРМОДИНАМИЧКИ ЦИКЛУСИ ДИЗЕЛ МОТОРА

Претварање топлоте у рад или рада у топлоту остварује се обично у термодинамичком процесу посредством радног флуида. Код мотора СУС радни флуид је смеша гасова добијена сагоревањем у цилиндру мотора. Процеси у мотору су тако компликовани да се утицај појединих физичких и хемијских процеса на одвијање радног циклуса мотора у целини може веома тешко обухватити рачуном. Пренос топлоте са гаса на зидове цилиндра и обрнуто за време процеса сабијања, сагоревања, ширења и измене радне материје, процеси убризгавања горива код дизел мотора, процеси при упаљењу и сагоревању, утичу у одређеној мери на целокупни радни циклус мотора. [7]

Стварни циклуси који с одигравају у моторима СУС обухватају више фаза: пуњење цилиндра свежом радном материјом, сабијање, паљење и сагоревање, ширење и избацивање продуката сагоревања из цилиндра. Фаза пуњења цилиндра радном материјом и фаза избацивања продуката сагоревања из цилиндра представљају пумпни рад током кога се врши процес измене радне материје у цилиндру мотора. Стварни циклуси су праћени енергетским губицима, на које утиче велики број фактора. То веома отежава и компликује математичко представљање стварних циклуса и њихово аналитичко разматрање. Да би се процеси који се одвијају у цилиндру мотора ипак могли разматрати и изучавати, у теорији мотора дефинисани су упрошћени циклуси, тзв. *теоријски* циклуси. Називају се још и *термодинамички* циклуси јер се базирају на законима термодинамике. Како се ови циклуси одвијају у идеалним условима и у идеалној машини, називају се још и *идеални* циклуси.

Основне претпоставке, на којима се заснивају идеални циклуси, су следеће:

- Радно тело је идеалан гас који се током циклуса не мења ни по саставу ни по количини. То значи да је из разматрања искључен процес сагоревања и губици везани са њим, а сагоревање је замењено довођењем еквивалентне количине топлоте Q_1 на крају сабијања. Такође, занемарен је и процес измене радне материје и његови губици, а сви губици замењени су довођењем топлоте Q_2 на крају ширења, ради свођења радне материје на почетно стање.
- Процеси сабијања и ширења одвијају се без размене топлоте са околином, односно по тзв. *адијабатском процесу*.
- Специфичне топлоте радне материје при константном притиску c_p и при константној запремини c_v не зависе од притиска и температуре, што није случај код реалне радне материје.

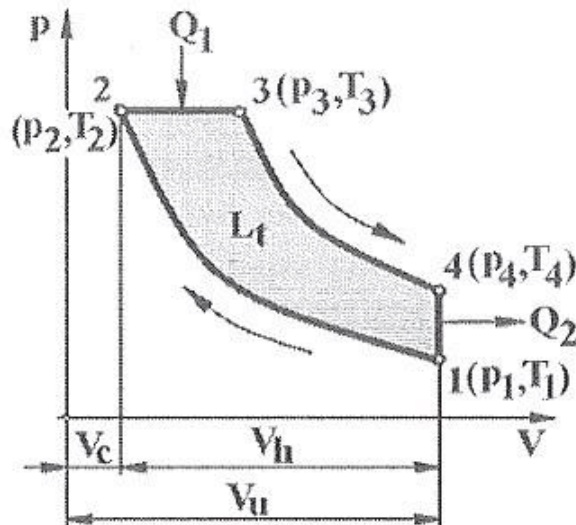
Овако постављени теоретски циклуси омогућавају добијање адекватних математичких израза за основне показатеље теоретских циклуса, а то су:

- η_t – теоретски степен искоришћења који показује економичност претварања топлотне енергије горива у механички рад;
- p_t – средњи теоретски притисак који показује ефективност циклуса, односно снагу која се може остварити у идеалном мотору.

У термодинамици мотора СУС постоје три циклуса: **ото**, **дизел** и **сабате (комбиновани)**. Ови циклуси се међусобно разликују по начину довођења топлоте Q_1 : код ото циклуса довођење топлоте врши се по изохори (константна запремина), код дизел циклуса по изобари (константан притисак), а код сабате циклуса је комбиновано. Одвођење топлоте Q_2 је код сва три циклуса по изохори, а сабијање и ширење су адијабатске промене.

Теоријски дизел циклус (слика 3) је термодинамичка основа првобитних дизел мотора са удувавањем горива у цилиндар помоћу компримованог ваздуха. Стварни циклус овог мотора може да се апроксимира термодинамичким циклусом са довођењем топлоте Q_1 при $p = \text{const}$, односно по изобари. Одвођење топлоте Q_2 је по изохори, а сабијање и ширење одвијају се без измене топлоте са околином, тј. по адијабатама. Са слике 3 може се уочити:

- 1-2 адијабатско сабијање;
- 2-3 изобарско довођење топлоте Q_1 ;
- 3-4 адијабатско ширење;
- 4-1 изохорско одвођење топлоте Q_2 .



Слика 3: Теоријски дизел циклус [1]

Разлика у односу на теоријски ото циклус је што се код теоријског дизел циклуса топлота Q_1 доводи од тачке 2 до 3 при константном притиску. У току довођења топлоте, због истовременог изобарског ширења, упоредо се врши и претварање топлотне енергије радног тела у механички рад. Овако добијен рад пропорционалан је површини дијаграма између линије изобарског ширења, одговарајућих ордината из тачака 2 и 3 и апсцисе.

Даље претварање топлотне енергије у механички рад врши се у току адијабатског ширења од тачке 3 до 4. Овако добијен рад пропорционалан је површини дијаграма између линија ширења, ордината из тачака 3 и 4 и апсцисе.

Ако се од добијеног рада у току изобарског и адијабатског ширења одузме рад утрошен на сабијање гаса, добија се користан рад теоријског дизел циклуса L_t који је пропорционалан површини омеђеној линијама циклуса.

4. АНАЛИЗА ИНДИКАТОРСКИХ И ЭФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЯ ДИЗЕЛ МОТОРА

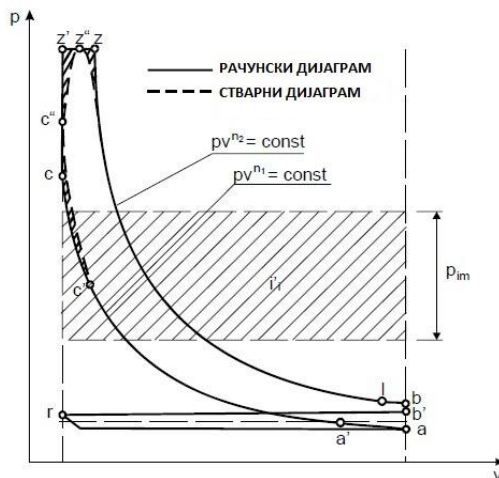
Показатељи за оцену радног циклуса мотора се у принципу деле на унутрашње, односно *индикаторске*, који се одређују на основу података и резултата мерења величина, које дефинишу поједине процесе или читав радни циклус у радном простору мотора, и на *ефективне* показатеље, који се односе на величине измерене или прорачунате на стање на спојници коленастог вратила мотора. Разлике у величини ове две групе параметара настају услед преноса енергије из радног простора мотора на његову спојницу и формулишу се функцијама преноса механичке енергије [7].

4.1 Индикаторски показатељи дизел мотора

Индикаторски показатељи (карактеристике) мотора везани су за дешавања у цилиндрима мотора и као такви дефинишу ефикасност и економичност стварних циклуса који се одвијају у цилиндрима мотора. Основни индикаторски показатељи су: *средњи индикаторски притисак* p_i , *индикаторска снага* P_i , *специфична индикаторска потрошња горива* g_i , *индикаторски степен искоришћења* η_i и *степен доброте радног циклуса* η_d [1].

Средњи индикаторски притисак p_i је замишљени притисак константне величине који би, деловањем на чело клипа у једном ходу, извршио исти рад који изврши стварни променљиви притисак током једног радног циклуса. Средњи индикаторски притисак се може одредити графички, на основу снимљеног индикаторског дијаграма стварног мотора или на основу конструисаног прорачунског индикаторског дијаграма. Поступак одређивања средњег индикаторског притиска приказан је на слици 4.1. Средњи

индикаторски притисак $p_i \left[\frac{N}{m^2} \right]$ бројно је једнак корисном раду циклуса $L_i [Nm]$ који се добија по јединици радне запремине $V_h [m^3]$: $p_i = \frac{L_i}{V_h}$.



Слика 4.1: Прорачунски и индикаторски дијаграм четворотактног дизел мотора [7]

Оријентационе вредности средњег индикаторског притиска p_i [bar] код дизел мотора крећу се у следећим границама: атмосферски мотори (8÷10), натпуњени мотори (10÷20).

Индикаторска снага мотора P_i је снага коју мотора развија у цилиндрима у току низа узастопних радних циклуса. Може се одредити аналитички следећим изразом:

$$P_i = L_i \cdot i_c = p_i \cdot V_h \cdot i \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} = \frac{p_i \cdot V_{hu} \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (1)$$

где су:

- P_i [W] – индикаторска снага мотора;
- L_i [Nm/cik.] = $p_i \cdot V_{hu}$ – индикаторски рад који мотор изврши током једног циклуса;
- V_{hu} [m³] – укупна радна запремина мотора;
- i_c – број циклуса који мотор извршу у секунди ($i_c = \frac{2n}{60 \cdot \tau}$);
- n [min⁻¹] – број обртаја мотора у минути;
- τ – тактност мотора.

Специфична индикаторска потрошња горива g_i показује утрошену количину горива по јединици извршеног индикаторског рада мотора. Изражава се у [kg/kWh] или [g/kWh] а може се експериментално одредити на основу часовне потрошње горива G_h [kg/h], уз истовремено одређивање индикаторске снаге мотора P_i [kW]:

$$g_i [kg/kWh] = \frac{G_h [kg/h]}{P_i [kW]}.$$

Код савремених дизел мотора, минималне вредности g_i крећу се у границама 160÷220 [g/kWh]. Међутим, у реалној експлоатацији мотори ретко раде у режиму минималне специфичне потрошње, па је она најчешће већа од да тих вредности.

Индикаторски степен искоришћења η_i је показатељ квалитета одвијања радног циклуса у цилиндрима мотора у погледу искоришћења топлотне енергије горива. Одређује се као однос топлоте еквивалентне индикаторској снази Q_{pi} и енергије унете у мотор горивом Q_1 . Како је $Q_{pi} \left[\frac{kJ}{h} \right] = 3600 \cdot P_i [kW]$ и $Q_1 \left[\frac{kJ}{h} \right] = G_h \left[\frac{kg}{h} \right] \cdot H_d \left[\frac{kJ}{kg} \right]$, (H_d – доња топлотна моћ горива), ако се узме у обзир да је однос $G_h/P_i = g_i$, добија се коначан израз:

$$\eta_i = \frac{3.600 \cdot P_i}{G_h \cdot H_d} = \frac{3.600}{g_i \cdot H_d}.$$

Из израза се види да, што је специфична потрошња мања, то је степен искоришћења већи и обрнуто. Уобичајене максималне вредности за степен искоришћења код дизел мотора се крећу у границама 0,38÷0,50.

Степен добротe радног циклуса η_d показује у којој мери стварни циклус одговара теоријском. Дефинише се као однос индикаторског рада L_i и рада који би дао теоријски

циклус L_t : $\eta_d = \frac{L_i}{L_t} = \frac{Q_{Pi}}{Q_{Pt}} = \frac{\eta_i \cdot Q_1}{\eta_t \cdot Q_1} = \frac{\eta_i}{\eta_t}$. Вредности степена добротe радног циклуса крећу се у оријентационим границама $\eta_d = 0,7 \div 0,8$.

4.2 Ефективни показатељи дизел мотора

Ефективни показатељи су параметри који показују економичност и ефикасност мотора као целине, а добијају се на излазу из мотора. Основни ефективни показатељи су: *ефективна снага P_e , средњи ефективни притисак p_e , специфична ефективна потрошња горива g_e и ефективни степен искоришћења η_e* . [1]

Ефективна снага P_e је снага која се добија на излазу из мотора. Она је увек мања од индикаторске снаге P_i која се развија у цилиндрима мотора. Део индикаторске снаге која се троши на савлађивање механичких отпора у мотору назива се *снага механичких губитака P_m* ($P_e = P_i - P_m$). Снага механичких губитака обухвата три главне групе губитака: $P_m = P_{tr} + P_{pu} + P_v$, где су:

- P_{tr} – снага трења која се троши на савладавање отпора трења у мотору;
- P_{pu} – снага која се троши за погон помоћних уређаја на мотору;
- P_v – снага која се троши на савлађивање аеродинамичких отпора кретању делова мотора (ова снага се односи на брзоходне моторе).

Снага механичких губитака P_m зависи од конструктивних фактора (број и врста лежајева, клипних прстенова, помоћних уређаја, итд.), производних фактора (квалитет израде и обраде), и експлоатационих фактора (режим рада мотора, врсте и квалитет мазива, итд.).

Величина механичких губитака у мотору дефинише се преко *степенa механичког искоришћења η_m* који представља однос ефективне и индикаторске снаге: $\eta_m = \frac{P_e}{P_i}$.

Уобичајене максималне вредности за степен механичког искоришћења крећу се у границама $\eta_m = 0,75 \div 0,85$. На празном ходу, када је $P_e = 0$ тада је и $\eta_m = 0$.

Полазећи од израза за степен механичког искоришћења и израза за индикаторску снагу, ефективна снага се може представити на следећи начин:

$$P_e = \eta_m \cdot P_i = \eta_m \frac{p_i \cdot V_{hu} \cdot n}{30 \cdot \tau} = \frac{p_e \cdot V_{hu} \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (2)$$

Средњи ефективни притисак p_e ($p_e = \eta_m \cdot p_i$) је аналогна величина средњем индикаторском притиску p_i па се дефинише као фиктивни притисак константне величине, који би деловањем на чело клипа у току једног хода, дао рад једнак ефективном раду циклуса. Оријентационе вредности средњег ефективног притиска за атмосферске дизел моторе је $p_e = 6 \div 8$ [bar], а за натпуњене дизел моторе $p_e = 9 \div 15$ [bar].

Специфична ефективна потрошња горива g_e показује количину утрошеног горива по јединици извршеног ефективног рада мотора. Изражава се у [kg/kWh] или [g/kWh] а може се одредити на основу мерења часовне потрошње горива G_h [kg/h] уз истовремено мерење ефективне снаге мотора P_e [kW]:

$$g_e \left[\frac{kg}{kWh} \right] = \frac{G_h [kg/h]}{P_e [kW]} \quad (3)$$

па се добија веза између ефективне и индикаторске потрошње горива у следећем облику:

$$g_e = \frac{G_h}{P_e} = \frac{G_h}{\eta_m \cdot P_i} = \frac{g_i}{\eta_m} \quad (4)$$

Код савремених дизел мотора, минималне вредности специфичне ефективне потрошње горива g_e крећу се у границама 200÷250. На празном ходу, односно када је $P_e = 0$ онда специфична ефективна потрошња горива тежи бесконачности.

Ефективни степен искоришћења η_e је показатељ укупне економичности мотора. Одређује се као однос добијене ефективне енергије и енергије унете у мотор горивом, тј. једнак је односу топлоте еквивалентне ефективној снази Q_{Pe} и топлоте унете у мотор горивом Q_1 :

$$\eta_e = \frac{Q_{Pe}}{Q_1} \quad (5)$$

Како је:

$$Q_{Pe} \left[\frac{kJ}{h} \right] = 3.600 \cdot P_e [kW] \quad \text{и} \quad Q_1 \left[\frac{kJ}{h} \right] = G_h \left[\frac{kg}{h} \right] \cdot H_d \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (6)$$

може се написати следеће:

$$\eta_e = \frac{3.600 \cdot P_e}{G_h \cdot H_d} = \frac{3.600}{g_e \cdot H_d} = \frac{3.600 \cdot \eta_m}{g_i \cdot H_d} = \eta_i \cdot \eta_m \quad (6)$$

Из претходног израза може се видети да су ефективна потрошња горива g_e и ефективни степен искоришћења η_m обрнуто пропорционалне величине, односно што је специфична потрошња горива мања то је степен искоришћења већи и обрнуто. Уобичајне максималне вредности за ефективног степена искоришћења код дизел мотора крећу се у границама $\eta_e = 0,30 \div 0,50$. На празном ходу ефективни степен искоришћења има вредност $\eta_e = 0$. Коначан израз се може написати у следећем облику: $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = \eta_t \cdot \eta_d \cdot \eta_m$. Из овог израза може се закључити да укупна економичност мотора зависи од:

- теоријског степена искоришћења η_t , тј. од изабраног теоријског циклуса;
- степена добротe циклуса η_d , тј. од квалитета реализације изабраног теоријског циклуса у цилиндрима стварног мотора;
- механичког степена искоришћења η_m , тј. од квалитета конструкције мотора у механичком погледу.

5. ТОПЛОТНИ ПРОРАЧУН ДИЗЕЛ МОТОРА

Полазни подаци:

Врста мотора	Четворотактни дизел мотор
Намена мотора	Погон путничког возила Mercedes-Benz 190D
ГЛАВНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ	
Ефективна снага	53kW
Одговарајући број обртаја	4600 min ⁻¹
Степен компресије	22
Однос ход/пречник клипа, S/D	84/87 mm · mm ⁻¹
Број и распоред цилиндара	4 – L
ГОРИВО	
Врста горива	Дизел гориво
Топлота сагоревања	42 500 kJ · kg ⁻¹

Топлотни прорачун дизел мотора за задато возило урађен је у програму „TERPRO“, који је развијен на Машинском факултету у Крагујевцу на катедри за Моторе и моторна возила, који служи за прорачун стварног радног циклуса мотора СУС [10].

Укупна радна запремина мотора:

$$V_{hu} = \frac{D^2 \pi}{4} S * i \quad (7)$$
$$V_{hu} = \frac{(87 \cdot 10^{-3})^2 \pi}{4} \cdot 84 \cdot 10^{-3} \cdot 4 = 1.99741 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

5.1 Параметри пуњења у цилиндру мотора

Пораст температуре свежег пуњења услед додира са загрејаним зидовима цилиндара: $\Delta T = 10$ (K)

Температура свежег пуњења у тренутку уласка у цилиндар мотора:

$$\begin{aligned} T_s &= T_o + \Delta T \\ T_s &= 293 + 10 = 303 \text{ K} \end{aligned} \quad (8)$$

Температура заосталих продуката сагоревања: $T_r = 680(K)$

Притисак заосталих продуката сагоревања: $p_r = 0.12(MPa)$

Степен пуњења цилиндра мотора: $\eta_v = 0.78$

Коефицијент заосталих продуката сагоревања:

$$\begin{aligned} \gamma_r &= \frac{M_r}{M_s} = \frac{p_r}{p_o} \frac{1}{\eta_v} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{T_o}{T_r} \\ \gamma_r &= \frac{M_r}{M_s} = \frac{0.12}{0.1} \cdot \frac{1}{0.78} \cdot \frac{1}{22 - 1} \cdot \frac{293}{680} = 0.0316 \end{aligned} \quad (9)$$

Притисак на крају хода усисавања:

$\kappa = 1.4$ – експонент адијабате за ваздух

$$\begin{aligned} p_1 &= \frac{1}{\kappa(\varepsilon - 1) + 1} \left[p_r + p_o \kappa(\varepsilon - 1) \eta_v \frac{T_o + \Delta T}{T_o} \right] \\ p_1 &= \frac{1}{1.4(22 - 1) + 1} \left[0.12 + 1.4 \cdot 1.4 \cdot (22 - 1) \cdot 0.78 \cdot \frac{293 + 10}{293} \right] = 0.08195 \end{aligned} \quad (10)$$

Температура на крају хода усисавања:

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{T_o}{(1 + \gamma_r) \eta_v} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_1}{p_o} \\ T_1 &= \frac{293}{(1 + 0.0316) \cdot 0.78} \frac{22}{22 - 1} \frac{0.08195}{0.1} = 312.6 \text{ K} \end{aligned} \quad (11)$$

5.2 Параметри на крају процеса сабијања

Средња вредност експонента политропе сабијања: $n_1 = 1.35$

Притисак на крају хода сабијања:

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^{n_1} \quad (12)$$
$$p_2 = 0.08195 \cdot 22^{1.35} = 5.319 \text{ MP}_a$$

Температура на крају сабијања:

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{n_1-1} \quad (13)$$
$$T_2 = 312.6 \cdot 22^{1.35-1} = 922.4 \text{ K}$$

5.3 Параметри процеса сагоревања

Теоријски потребна количина ваздуха за потпуно сагоревање 1 kg горива:

$$L_0 = \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad (14)$$
$$L_0 = \left(\frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{4} - \frac{0.004}{32} \right) = 0.4946 \text{ kmol/kg.gor.}$$

Границе за коефицијент количине ваздуха: $\lambda = 1.3-1.5$. Усвојена је вредност $\lambda = 1.4$.

Састав продуката сагоревања:

Количина и састав свежег пуњења које улази у цилиндар:

$$M_s = \lambda L_0 \quad (15)$$
$$M_s = \lambda L_0 = 1.4 \cdot 0.4946 = 0.69244 \text{ kmol/kg.gor.}$$

Угљендиоксид:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} \quad (16)$$

$$M_{CO_2} = \frac{0.87}{2} = 0.0725 \text{ kmol/kg.gor.}$$

Водена пара:

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} \quad (17)$$

$$M_{H_2O} = \frac{0.126}{2} = 0.063 \text{ kmol/kg.gor.}$$

Азот:

$$M_{N_2} = 0.79 \cdot \lambda L_0 \quad (18)$$

$$M_{N_2} = 0.79 \cdot 1.4 \cdot 0.4946 = 0.5471 \text{ kmol/kg.gor.}$$

Слободни кисеоник

$$M_{O_2} = 0.21 \cdot (\lambda - 1) \cdot L_0 \quad (19)$$

$$M_{O_2} = 0.21 \cdot (1.4 - 1) \cdot 0.4946 = 0.04155 \text{ kmol/kg.gor.}$$

Укупна количина продуката сагоревања износи:

$$M_{prs} = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{O_2} \quad (19)$$

$$M_{prs} = 0.0725 + 0.063 + 0.5471 + 0.04155 = 0.724125 \text{ kmol/kg.gor.}$$

Теоријски коефицијент промене броја молова:

$$\delta_o = \frac{M_{prs}}{M_s} \quad (20)$$

$$\delta_o = \frac{0.724125}{0.69244} = 1.046$$

Стварни коефицијент промене броја молова:

$$\delta_s = \frac{\delta_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (21)$$

$$\delta_s = \frac{1.046 + 0.0316}{1 + 0.0316} = 1.044$$

Средња специфична топлота продуката сагоревања:

$$C_v' = 19.766 + 2.708 \cdot 10^{-3} T_2 \quad (22)$$

$$C_v' = 19.766 + 2.708 \cdot 10^{-3} \cdot 922.4 = 22.2639 \text{ kJ/kmol.K}$$

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:

$$C_v'' = \frac{1}{M_{prs}} (C_v^{CO_2} M_{CO_2} + C_v^{H_2O} M_{H_2O} + C_v^{O_2} M_{N_2} + C_v^{N_2} M_{H_2}) \quad (23)$$

$$C_v'' = \frac{1}{0.8230} \left[(40.542 + 2.428 \cdot 10^{-3} T_4) \cdot 0.0725 + (24.94 + 4.956 \cdot 10^{-3} T_4) \cdot 0.063 \right. \\ \left. + (22.775 + 1.757 \cdot 10^{-3} T_4) \cdot 0.04155 + (21.061 + 1.683 \cdot 10^{-3} T_4) \cdot 0.5471 \right]$$

$$= 23.447 + 2.015 \cdot 10^{-3} \cdot T_4$$

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

$$C_p'' = R + C_v'' \quad (24)$$

$$C_p'' = 8.315 + 23.447 + 2.015 \cdot 10^{-3} \cdot T_4 = 31.7620 + 2.015 \cdot 10^{-3} \cdot T_4$$

Коефицијент искоришћења топлоте у току сагоревања: $\xi = 0.7$

Оптимална вредност степена пораста притиска у току сагоревања:

$$\alpha_{opt} = \frac{1 + \frac{\xi \cdot H_d}{M_s (1 + \gamma_r) T_1 \cdot C_v'' \cdot \varepsilon^{\eta_1 - 1} \cdot \delta_s}}{\kappa \cdot \rho_{opt} - (\kappa - 1)} \quad (25)$$

где је C_v'' средња вредност (за интервал $273 - (T_2 + T_4)/2$) специфичне топлоте продуката сагоревања (за предпостављену температуру краја сагоревања од $T_4 = 1900 \text{ K}$) одређена формулом:

$$C_v'' = 23.447 + 2.015 \cdot 10^{-3} \cdot (T_4 + T_2) / 2 \quad (26)$$

$$C_v'' = 23.447 + 2.015 \cdot 10^{-3} \cdot (1900 + 922.4) / 2 = 26.2906 \text{ kJ/kmol.K}$$

$$\kappa = \frac{C_p''}{C_v''} \quad (27)$$

$$\kappa = \frac{35.59}{26.0102} = 1.3683$$

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

$$\rho_{opt} = 1 + (1.1 + 0.13 \cdot \varepsilon)(0.615 + 0.31 \cdot \kappa)(n_2 - \kappa) \quad (28)$$

$$\rho_{opt} = 1 + (1.1 + 0.13 \cdot 22) \cdot (0.615 + 0.31 \cdot 1.3683) \cdot 0.12 = 1.4938$$

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

$$\alpha_{opt} = \frac{1 + \frac{0.7 \cdot 42500}{0.69244 \cdot (1 + 0.0316) \cdot 312.6 \cdot 26.2906 \cdot 22^{1.35-1} \cdot 1.044}}{1.3686 \cdot 1.4938 - (1.3683 - 1)} = 1.613 \quad (29)$$

Усвојена вредност за степен пораста притиска током сагоревања је $\alpha = 1.47$.

Температура на крају сагоревања се одређује из једначине сагоревања:

$$\frac{\xi \cdot H_d}{M_s (1 + \gamma_r)} + C_v' (T_2 - 273) + 8.315 (\alpha \cdot T_2 - 273 \cdot \delta_s) = C_p'' \delta_s (T_4 - 273) \quad (30)$$

$$\frac{0.7 \cdot 42500}{0.69244 \cdot (1 + 0.0316)} + 22.2639 \cdot (922.4 - 273) + 8.315 \cdot (1.47 \cdot 922.4 - 273 \cdot 1.044)$$

$$= (31.7620 + 2.015 \cdot 10^{-3} \cdot T_4) \cdot 1.044 \cdot (T_4 - 273)$$

Коефицијенти квадратне једначине: $A = 2.104489 \cdot 10^{-3}$, $B = 32.5906$, $C = -74057.97$

па је:

$$2.014489 \cdot 10^{-3} \cdot T_4^2 + 32.5906 \cdot T_4 - 74057.97 = 0 \quad (31)$$

$$T_4 = \frac{-32.5906 + \sqrt{32.5906^2 - 4 \cdot 2.014489 \cdot 10^{-3} \cdot (-74057.97)}}{2 \cdot 2.014489 \cdot 10^{-3}} = 2011.2 \text{ K}$$

Притисак на крају процеса сагоревања:

$$\begin{aligned} p_3 &= p_4 = \alpha \cdot p_2 \\ p_3 &= 1.47 \cdot 5.319 = 7.819 \text{ MP}_a \end{aligned} \quad (32)$$

Степен претходног ширења:

$$\begin{aligned} \rho &= \frac{\delta_s T_4}{\alpha T_2} \\ \rho &= \frac{1.044}{1.47} \frac{2011.4}{922.4} = 1.549 \end{aligned} \quad (33)$$

5.3. Пармаетри процеса ширења

Средња вредност за експонент политропе ширења: $n_2 = 1.2$

Температура на крају процеса ширења:

$$\begin{aligned} T_5 &= T_4 \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2} \\ T_5 &= 2011.2 \cdot \left(\frac{1.549}{22} \right)^{1.2} = 1182.9 \text{ K} \end{aligned} \quad (34)$$

Притисак на крају процеса ширења:

$$\begin{aligned} p_5 &= p_4 \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2} \\ p_5 &= 7.819 \cdot \left(\frac{1.549}{22} \right)^{1.2} = 0.3238 \text{ MP}_a \end{aligned} \quad (35)$$

5.4 Индикаторски показатељи мотора

Специфични индикаторски рад незаобљеног (прорачунског) циклуса:

$$w_i' = \frac{p_2}{\varepsilon - 1} \left\{ \alpha(\rho - 1) + \frac{\alpha \cdot \rho}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2 - 1} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right\} \quad (36)$$

$$w_i' = \frac{5.319}{22-1} \cdot \left\{ 1.47 \cdot (1.549-1) + \frac{1.47 \cdot 1.549}{1.2-1} \left[1 - \left(\frac{1.549}{22} \right)^{1.2-1} \right] - \frac{1}{1.35-1} \cdot \left(1 - \frac{1}{22^{1.35-1}} \right) \right\}$$

$$w_i' = 0.914 \text{ kJ/dm}^3$$

Коефицијент заобљавања индикаторског дијаграма: $\varphi = 0.95$

Специфични индикаторски рад заобљеног (стварног) циклуса:

$$w_i = \phi \cdot w_i' - (p_r - p_1) \quad (37)$$

$$w_i = 0.95 \cdot 0.914 - (0.12 - 0.08195) = 0.829 \text{ kJ/dm}^3$$

Индикаторски степен искоришћења стварног циклуса:

$$\eta_i = 8.315 \frac{w_i \cdot M_s \cdot T_o}{p_o \cdot \eta_v \cdot H_d} \quad (38)$$

$$\eta_i = 8.315 \frac{0.829 \cdot M_s \cdot 293}{0.1 \cdot 0.69244 \cdot 42500} = 0.4222$$

Индикаторска специфична потрошња горива:

$$g_i = \frac{3.6 \cdot 10^6}{H_d \cdot \eta_i} \quad (39)$$

$$g_i = \frac{3.6 \cdot 10^6}{42500 \cdot 0.4222} = 200.6 \text{ g/kWh}$$

5.5 Ефективни показатељи мотора

Специфични ефективни рад мотора:

$$w_e = \frac{120 \cdot P_e}{V_{hu} \cdot n} \quad (40)$$

$$w_e = \frac{120 \cdot 53}{1.99 \cdot 4600} = 0.6922 \text{ kJ/dm}^3$$

Механички степен искоришћења мотора:

$$\eta_m = \frac{0.6922}{0.829} = 0.8342 \quad (41)$$

$$\eta_m = \frac{w_e}{w_i} = 0.8342$$

Ефективна потрошња горива:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \quad (42)$$

$$g_e = \frac{200.6}{0.8342} = 240.5 \text{ g/kWh}$$

Ефективни степен корисности мотора:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (43)$$

$$\eta_e = 0.4222 \cdot 0.8342 = 0.3521$$

5.6 Цртање индикаторског дијаграма

Радна запремина једног цилиндра:

$$V_{h1} = \frac{V_{hu}}{i} \quad (44)$$

$$V_{h1} = \frac{1.99741 \cdot 10^{-3}}{4} = 0.4994 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Компресиона запремина једног цилиндра:

$$V_c = \frac{V_{h1}}{\varepsilon - 1} \quad (45)$$

$$V_c = \frac{0.4994 \cdot 10^{-3}}{22 - 1} = 0.02378 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

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

$$V_4 = \rho \cdot V_3 = \rho \cdot V_c \quad (46)$$

$$V_4 = 1.549 \cdot 0.02378 \cdot 10^{-3} = 0.03684 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Нагиби помоћних правих за конструкцију политропа:

- нагиб помоћне праве према апсцисној оси, за политропу ширења и политропу сабијања се усваја: $tg(\alpha) = 0.25$
- нагиб помоћне праве према ординатној оси за конструкцију политропе сабијања:

$$tg(\beta_1) = [tg(\alpha) + 1]^{n_1} - 1 \quad (47)$$

$$tg(\beta_1) = [0.25 + 1]^{1.35} - 1 = 0.3515$$

- нагиб помоћне праве према ординатној оси за конструкцију политропе ширења:

$$tg(\beta_2) = [tg(\alpha) + 1]^{n_2} = 0.3070 \quad (47)$$

$$tg(\beta_2) = [0.25 + 1]^{1.2} - 1 = 0.3070$$

Табела 5.1: Шема развода

	РОУВ	КЗУВ	РОИВ	КЗИВ	УГ.П.У.
Степени КВ	11	17	25	14	24

Графичко одређивање специфичног индикаторског рада

Укупна површина пропорционална позитивном раду заобљеног циклуса: $A_1 = 44.7 \text{ cm}^2$.

Укупна површина пропорционална негативном раду заобљеног циклуса: $A_2 = 2.5 \text{ cm}^2$.

Укупна површина која је пропорционална индикаторском раду заобљеног циклуса:
 $A = A_1 - A_2 = 44.7 - 2.5 = 42.2 \text{ cm}^2$.

Специфични индикаторски рад заобљеног циклуса:

$$w_{ig} = A \cdot \frac{1}{V_{h1}} \cdot U_p \cdot U_v = 42.2 \cdot \frac{1}{0.4994 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{100 \cdot 10^{-6}}{5} = 0.845 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{dm}^3} \right)$$

где су: $U_p = 1 \text{ MPa} / 2 \text{ cm}$ - размера за притисак на дијаграму и $U_v = 100 \times 10^{-6} \text{ m}^3 / 5 \text{ cm}$ - размера за запремину на дијаграму.

Релативна грешка рачунања специфичног индикаторског рада:

$$\delta = \frac{w_{ig} - w_i}{w_{ig}} \cdot 100\% = 2\%$$

6. РАЗЛИЧИТА КОНСТРУКТИВНА ИЗВОЂЕЊА ДИЗЕЛ МОТОРА ЗА САВРЕМЕНА ПУТНИЧКА ВОЗИЛА

6.1. Подела мотора према конструктивном извођењу

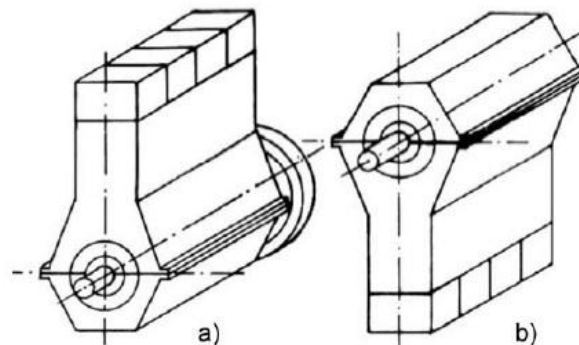
Према конструктивном извођењу мотори се могу поделити у следеће групе:

- према броју цилиндара (једноцилиндрични и вишецилиндрични);
- према положају цилиндара;
- према распореду цилиндара.

Према положају цилиндра, у односу на хоризонталну раван, мотори могу бити: вертикални, хоризонтални (лежећи) и под углом (коси). [8]

Мотори са вертикалним положајем цилиндра су најчешће коришћени због најједноставније градње, природног тока уља и расхладне течности, лаког опслуживања и сл. Ови мотори могу бити висећи (код авиона) и стојећи (слика 6.1). Вертикални стојећи мотори су најчешће извођење мотора код путничких возила.

Хоризонтални и коси мотори се готово не користе код путничких возила.



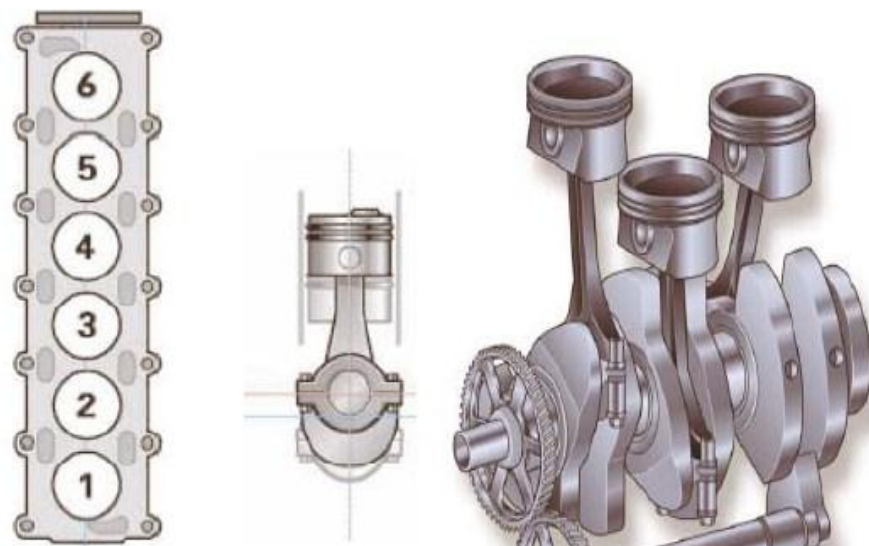
Слика 6.1: Скица вертикалног мотора: а) стојећи; б) висећи [8]

По међусобном распореду цилиндара имамо велики број могућности конструктивног извођења мотора. Распоред цилиндара диктиран је условима што мањег габарита и тежине, што бољег уравнотежења, равномерног размака паљења и др. Обзиром на распоред цилиндара, постоје следеће конструктивне изведбе мотора за путничка возила:

- редни (линијски) мотори;
- V – мотори;
- W – мотори;
- боксер В – мотори

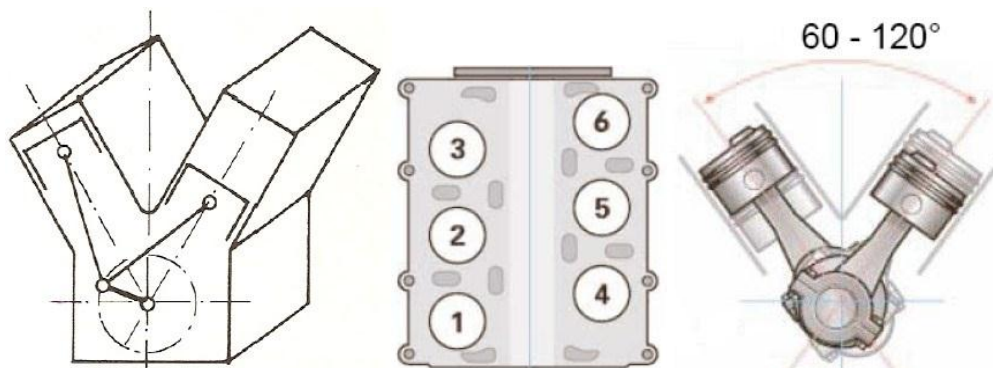
Редни или линијски мотори (слика 6.2) представљају најранију фазу у пројектовању мотора. Код њих су цилиндри поређани у једном реду и могу се правити од два до осам цилиндра у једном реду (код путничких возила углавном је максимално шест

цилиндара у реду). Код линијских мотора цилиндри су поређани један поред другог. Осе цилиндра су им паралелне и у истој су равни. Битно је да сваком цилиндру одговара једно колено коленастог вратила тј. броју колена коленастог вратила одговара број цилиндара. Мотори, са мањим бројем цилиндара, се најчешће изводе као редни. Предност ових мотора је једноставна конструкција, а недостатак је ограничен број цилиндара због дужине самог мотора, па је мотор са већим бројем цилиндара непогодан за попречну уградњу.



Слика 6.2: Редни (линијски) мотор [8]

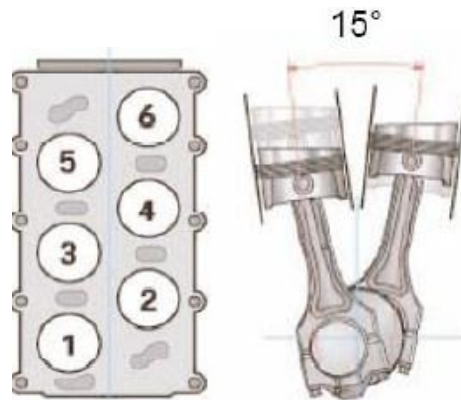
V – мотори се могу често срести у пракси због компактније конструкције. Леви и десни блок цилиндра постављени су под одређеним углом а осе цилиндара секу се у оси коленастог вратила (слика 6.3). Угао постављања цилиндара зависи од броја цилиндара и тактности, као и од расположивог простора за уградњу мотора. Цилиндри могу бити распоређени под углом од 60° до 120° . Ови мотори су погодни за попречну уградњу у возилу, јер су краћи у односу на линијске. Предност ових мотора је та да су релативно кратки а највећи недостатак им је тај да су сразмерно широки, имају две одвојене главе цилиндара и због тога захтевају веће трошкове конструкције и већи простор за смештаја.



Слика 6.3: V – мотор [8]

Да би се у нижој класи код попречне уградње мотора могла понудити прихватљивија (краћи и релативно ужи мотори) варијанта даљи развој је довео до VR –

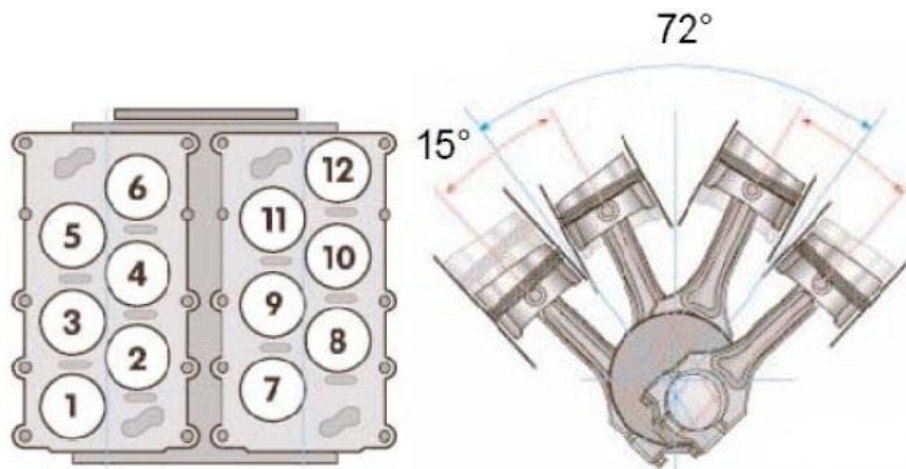
мотора (слика 6.4). Код ових мотора цилиндри су постављени у V форми под углом од 15° и смештени су у доста танком и изнад свега кратком блоку мотора. Поред тога, за разлику од претходних конструкција овај мотор има само једну главу цилиндра.



Слика 6.4: VR – мотор [8]

W – мотори имају три реда цилиндара постављених у облику слова W. Ово су мотори са три и више грана цилиндара чије се осе секу у оси коленастог вратила.

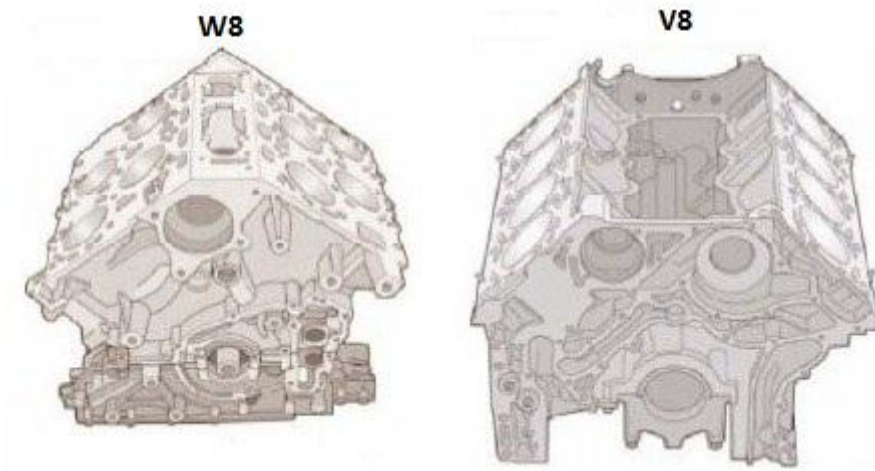
У пракси W мотори могу настати и спајањем два паралелна V мотора са заједничким изводом снаге, односно по Баукастен принципу - у једном мотору спојене су по две VR групе постављене под V углом од 72° .



Слика 6.5: Баукастен принцип W – мотора [8]

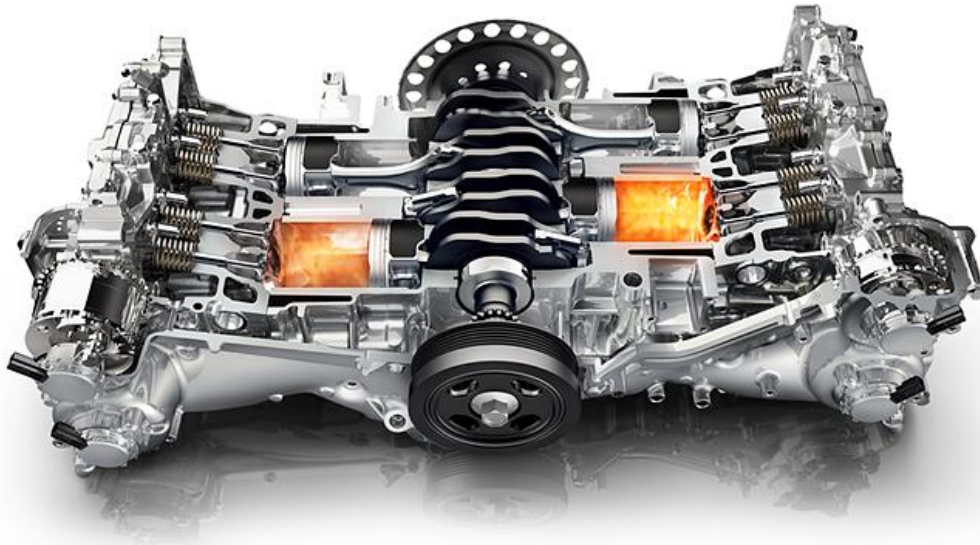
Код развоја W мотора пошло се од линијских мотора. Спајањем линијских мотора преко V, VR мотора дошло се W мотора. Многи конструкциони делови VR и W мотора су потпуно исти, као што су: вентили, вентилске опруге, прстенаста седишта вентила, клацкалице, елементи за уравнотежење вентилског зазора и др. На овај начин се може произвести велики број делова у серији чиме се смањује цена и побољшава квалитет делова. Компактност и конструктивне предности једног W – мотора у односу на V – мотор

најупечатљивије се види на примеру једног осмоцилиндричног мотора исте запремине (слика 6.7).



Слика 6.6: Пример осмоцилиндричног W и V мотора [8]

Боксер В – мотор спада у групу хоризонталних мотора. Код њега се клипови крећу један наспрам другог, долазећи истовремено у СМТ и УМТ. Одлика ових мотора је што се постиже добро уравнотежење и то пре свега захваљујући супротно смерном кретању клипова у појединим паровима цилиндра. Ови мотори имају малу висину али већу меру у правцу осе цилиндра. Јапански произвођач аутомобила „Субару“ познат је по својим боксер моторима.



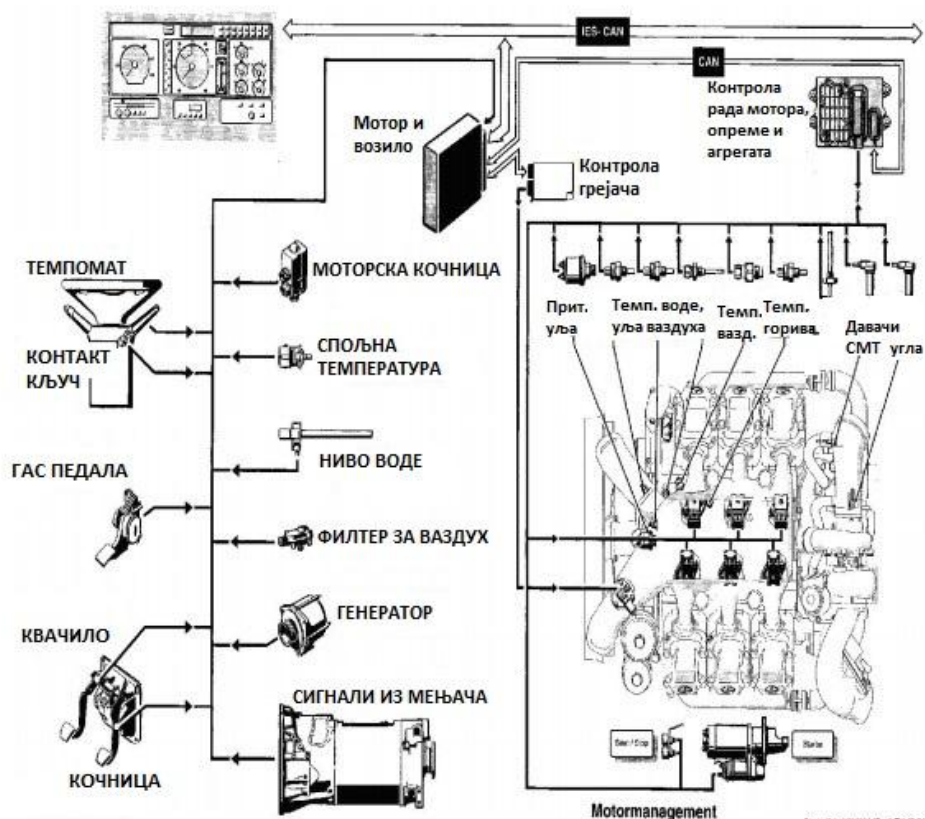
Слика 6.7: Пример боксер мотора марке „Субару“ [9]

7. ПЕРСПЕКТИВЕ И ТРЕНДОВИ РАЗВОЈА ДИЗЕЛ МОТОРА ЗА ПУТНИЧКА ВОЗИЛА

Дизел мотори су од првог дана понели епитет рационалних машина. Данас дизел мотори освајају област путничких возила (до 40 % производње) али такође су незамењиви у областима средњих (до 2000 kW) и великих (до 10 000 kW) снага.

Како је ауто-електроника напредовала и достигла прихватљиву поузданост, одмах је почело са њеном применом у дизел моторима. Електроника је данас практично недостижна у тестирању система на возилима и благовременим откривањем неисправности. Данас је на возилима 60% електронских система оријентисано на информационо-дијагностичке и сервисне задатке. На сам мотор отпада око 10%.

ЕУЈ (електронска управљачка јединица) је главна компонента електронског управљања мотором. Она прима информације од већег броја давача: трансмисије; броја обртаја мотора и брзине возила (темпомат); положаја команди за гас, квачило и кочнице; температура ваздуха на усису и свих флуида; притиска ваздуха иза компресора турбогрупе итд. После тога следи управљање: моментом убризгавања; количином убризганог горива зависно од режима рада по броју обртаја и оптерећењу; рецикулацијом издувних гасова (ЕГР); грејачима током стартовања и сл. [4].



Слика 7.1: Електронска опрема на дизел мотору MB 500 [4]

Из овог кратког прегледа развоја дизел мотора можемо извући очекиване правце усавршавања дизел мотора за путничка возила:

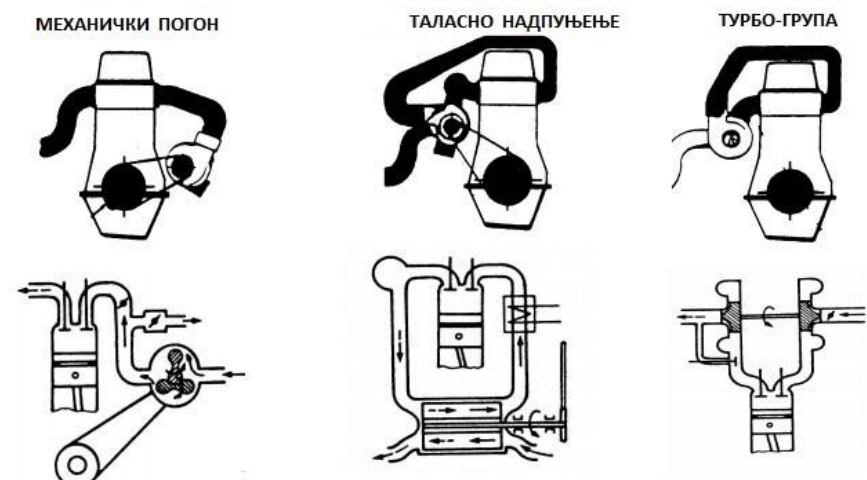
- по узору на бродске у потрошњи горива
- по узору на ото моторе по динамичности
- примена електронског управљања и вођења у саобраћају

7.1 Надпуњени дизел мотори

Надпуњење, као средство за повећање снаге, старо је готово колико и сам принцип клипних мотора са унутрашњим сагоревањем. Већ 1885. Готфрид Даимлер је пријавио патент 4-тактног мотора, код којег се „...за сваки ход врши по једно надпуњење смешом или ваздухом“.

Принципијелне предности надпуњења су у томе што клипне машине врло слабо користе области ниских притисака. За продужење експанзије потребне су велике запремине цилиндара што неповратно повећава губитке. Повећање количине ваздуха у цилиндру омогућује повећање количине убризганог горива код дизел мотора. Томе одговара већи ефективни притисак и већа литарска снага што су типичне слабости атмосферских дизел мотора. Економичност мотора се побољшава посебно на делимичним оптерећењима. Процес сагоревања је ефикаснији, брже долази до размене топлоте и масе па је бруталност мања. Са подизањем притиска надпуњења расте пумпни рад па је пожељно променити фазе развода, повећати углове отварања и затварања вентила.

Погонске и употребне карактеристике надпуњених дизел мотора су врло комплексне функције. Треба усагласити са једне стране систем сагоревања и динамику моторних механизма, а са друге стране радне карактеристике опреме на првом месту компресора. Да би возило добило опште прихватљиве перформансе мора се извршити оптимизирање низа параметара [4].



Слика 7.1 Типични системи за надпуњење дизел мотора [4]

Табела 2: Надпуњење мотора [4]

Степен надпуњења	Тип мотора	Притисак надпуњења	Повећање снаге	Међухлађење ваздуха
Ниско	Ото и дизел	До 1	Око 1,4	Са и без
Средње	Отор-спорт, дизел	Око 2	Око 2 пута	Ваздух-вода Ваздух-ваздух
Високо	Само дизел	Око 3	3 до 6 пута	Вишестепено

Возила траже системе надпуњења који су ефикасни у широком радном подручју и са електронском регулацијом и високим степеном корисности. Испуњење ових захтева је отежано између осталог изворним недостатцима дизел мотора, у односу на ото моторе, а то су врло мала специфична снага и ниска динамичност. Оптимизирање подразумева следеће опште захвате:

- однос ваздух/гориво мора бити подешен по условима потпуног сагоревања;
- максимални притисци сагоревања у мотору не смеју да прекораче вредности за које је прорачуната и направљена конструкција мотора;
- врло је важно контролисати степен компресије компресора p_2/p_1 , тј. однос притисака иза и испред компресора јер од тога зависи динамичност и реакција мотора на прелазним режимима рада као и положај максималног обртног момента.

Механичко надпуњење је погодно за подизање динамичких својстава и максималних перформанси па се мора увести разделник снаге за делимична оптерећења. Поред тога, да би се смањила количина заосталих продуката сагоревања и снизило термичко оптерећење коморе и вентила угао преклопа вентила треба повећати на 100-120° угла коленастог вратила.

Таласно надпуњење користи енергију издувних гасова за подизање густине пуњења цилиндра. Међу развијеним системима најпознатији је *Comprex* који је патентирала фирма *Brown Boveri* крајем Другог светског рата (један британски патент из 1913. године је потпуно сличан овоме, потом једно решење *Claude Seippl*-а из Швајцарске од 1940., у САД *Johann Wydler*-а и многих других инжењера). Издувни гасови се уводе у хелије кола у коме потискују ново пуњење за цилиндар. Синхронизацијом обимне брзине кола, броја обртаја мотора и брзине издувних гасова остварује се натпуњење. Предности су у ефектном пуњењу по целој радној области и бољој динамичности од осталих система. Недостатци су загревање кола и свежег пуњења, бучност је већа и посебно је осетљив на отпоре на уисној страни.

Турбо-групом, или турбо-компресорском групом, или кратко само турбо (надпуњењем) зовемо системе помоћу којих енергију издувних гасова преводимо у механички рад па турбином покрећемо компресор који сабија ваздух у цилиндар. При стартовању и убрзавању немамо довољне притиске, из компресора, нужне за постизање одговарајућих вредности обртног момента тако да карактеристике при вожњи постају још лошије него код уисних или мотора са механичким погоном компресора, нарочито у доњем подручју броја обртаја.

Оптимизације тока сагоревања може се остварити екстремно високим притисцима убризгавања горива, мин. 2200 bar. Високи притисци убризгавања дају квалитетнију смешу у цилиндру што изворно смањује настајање честица. Тада долази и до битног повећања емисије NO_x . Азотови оксиди се смањују уз помоћ SCR (Selective Catalytic Reduction) и рецикулацијом хлађених издувних гасова (AGR). При томе је и филтер честица (DPF - Diesel Particle Filter) обавезан у накнадној обради издувних гасова. Обавезно је и увођење двостепеног турбо-натпуњења. Двостепено турбонатпуњење омогућава да се потрошња горива (емисија CO_2) задржи на истом нивоу као код Еуро V.

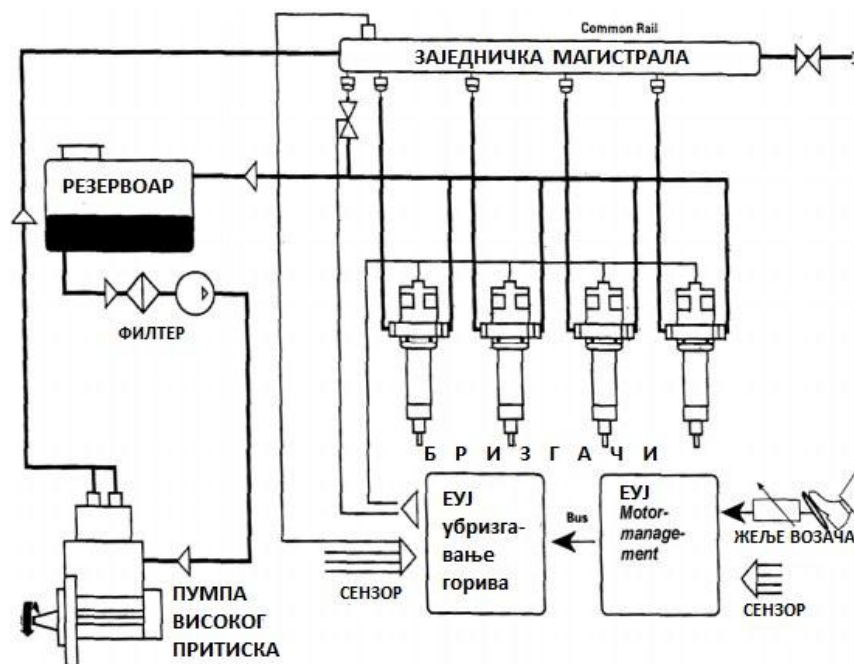
7.2. Модерни системи за напајање дизел мотора горивом

Под модерним системима за напајање горивом дизел мотора подразумевамо оне који испуњавају важеће, а поседују резерве за будуће техничке и еколошке прописе.

Захтеви (слика 7.2) према систему убризгавања горива, коју очекују актуелне генерације дизел мотора:

- уједначеност почетка, количине и закона убризгавања по циклусима у једном цилиндру и потпуна идентичност између цилиндара,
- просторна распрашеност и диригована расподела горива усаглашена са обликом коморе за директно убризгавање,
- задржавање прописаних, погонских и употребних карактеристика у свим режимима зависно од намене возила.

Common Rail (заједничка магистрала) је најчешће примењиван систем код путничких возила. Пумпа високог притиска одржава задани ниво притиска у заједничкој магистрали (CR-Common Rail). Бризгачи имају улогу неповратних вентила. Најновије генерације CR система имају пиезо даваче у бризгачима који врло прецизно извршавају команде софвера из мотор-менаџмента. Дакле, све прецизне и управљачке функције преузима електроника од циклуса до циклуса и од цилиндра до цилиндра. Електроника, временским функцијама, прецизно дефинише законе убризгавања за разне бројеве обртаја и оптерећења, контролишући све делове фаза убризгавања и сагоревања. Бризгачи се подешавају за сваки цилиндар. Системи са електронском регулацијом могу пре свих да испуне прописе за дизел моторе означене као Еуро 5 и 6. Изузетно прецизном контролом морамо гарантовати оптимално убризгавање независно од количине горива и независно од броја обртаја мотора. Када се процес сагоревања води по вишеструко дефинисаним ограничењима неопходно је увести убризгавање иницијалне количине горива. То је тзв. прва или пилот фаза убризгавања. Други услов је вишепараметарска варијација почетка убризгавања што не може остварити ни један досадашњи ни линеарни, ни механички, ни хидраулички, нити пнеуматски варијатор без EUI- мотор менаџмента. Екстремно високи притисци убризгавања доприносе потпунијем сагоревању у дизел моторима. Број капљица и њихова површина расту сразмерно притиску убризгавања. Пречници капљица се уједначавају и мало мењају са притиском. За Еуро 5 и 6 је припремљена четврта генерација CR система који поред усавршених електронских уређаја из претходних генерација користи HADI бризгач са притисцима до 2500 bar. Потом се према сваком типу возила бира технологија обраде издувних гасова: DeNO_x - катализатори за редукацију азотних оксида, филтри честица (енгл. Diesel Particulate Filter-DPF) [4].



Слика 7.2: Шема CR-система за напајање горивом [4]

7.3. Алтернативна горива за дизел моторе

Како се нафтна језера празне тако расте жеђ за новим сировинама и термогеним материјама. Најекономичније варијанте превођења дизел мотор на друге врсте горива јесу преформулације тих горива. На пример, додавање алкохолима потребне количине и врсте (нафтних!) адитива за подмазивање пумпи високог притиска и бризгача. Да би сагоревање било нормално треба додати адитиве за подизање цетанског броја горива. Квалитетно гориво био порекла може имати високе цетанске бројеве и добити улогу адитива и слично. На слици 7.4 дате су илустрације "нових" горива која ће уствари бити комбинације термогених материја и адитива за подизање погонских (и цетанских и октанских) и употребних карактеристика возила, мотора и горива [4].

Мотори СУС спадају у групу масовних индустријских производа са развојним периодом дужим од 100 година. Актуелне развојне циљеве у овом конкретном случају сврставамо по функционалним својствима и наменским специфичностима. Најбројнији задаци су у дотеривању функционалних карактеристика мотора СУС. Пошто по теоријским одредницама немају конкуренцију, у другим топлотним машинама, сталне форме усавршавања се свде на термодинамичке оптимизације. Више се не очекује неке битне разлике између данашњих ото и дизел мотора са директним убризгавањем (ДУ). Досадашњих развој мотора СУС и горива је ишао од конвергентности до симбиозе. Зато свако размишљање о примени нових горива мора полазити од:

- реконструкције и прилагођавања мотора новим горивима,
- преформулације тих нових горива према захтевима мотора и
- једновременог усаглашавања мотора и горива.

Мотори СУС у будућности, било да су дизел или ото, морају да раде економично и еколошки прихватљиво са исто тако еколошки и енергијски оптимизованим горивима нафтног и/или био-генетског порекла:

- фосилна горива на бази нафте, угља и природног гаса су на измаку,
- биомасе као сировине за горива су перспективне, али су делимично и споро обновљиве
- соларни, гравитациони и геотермални извори су недовољно технички приступачни за директну и масовну примену у возилима.

Расположиви фосилни извори енергената су исцрпљени, а еколошка слика је увелико алармантна. Тиме је масовна примена возила навела инжењере на глобално размишљање и природа је постала и остала једини узор. Сви ранији покушаји са термогеним материјама, које нису задовољиле било функционалне било применске карактеристике мотора, остале су као историјска искуства. Док буде нафте горивима требају адитиви, а када се реализују други извори горива, онда ће нафтни адитиви помагати њиховим моторским особинама [4].

ЗАКЉУЧАК

У првој половини XX века било је готово незамисливо да дизел мотори могу наћи примену код путничких возила. Применом нових технологија као што су електронска контрола рада мотора, надпуњење, високопритисно убризгавање горива и др., данашњи дизел агрегати су толико напредовали да су се у потпуности приближили ото моторима по перформансама, а самим тим и по примени код путничких возила.

Међутим, поред предности дизел над ото моторима, од којих је најбитнија мања потрошња горива, типична слабост дизел мотора је димност издувних гасова и емисија честица. Испуњење норми за минимално загађење могуће је остварити коришћењем што чистијег горива, синхроним избором одговарајућег тока процеса сагоревања и накнадном обрадом издувних гасова (филтери честица, горионици за честице и катализатори за отровне продукте).

Укупно гледано, класичан дизел свакако није мотор будућности, али је тренутно у апсолутном зениту интересовања јавности, све проузроковано са пар револуционарних проналазака фирме *Bosch*. Убризгавање горива притисисцима од 2500 bar, брзином од 2400 km/h, за мање од 1,5 милисекунди, минималне запремине од 1 mm³, су подаци најмодернијих дизел мотора, али све то захтева висококвалитетну опрему мотора, као и висок квалитет и чистоћу горива.

У новије време, за путничка возила све више се примењују хибридни мотори, мешавина СУС мотора са неким другим видом погонске енергије, као што су БИО масе, електрична енергија, соларна енергија, вода итд. Тежња мотора у будућности, који би користили ове видове енергије, била би управо фокусирана у отклањању њихових главних недостатака, а највећи проблем у будућности сигурно представља емисија штетних гасова које ови мотори производе.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Клинар И.: Мотори са унутрашњим сагревањем, Факултет техничких наука, Нови Сад, 2013.
- [2] Automobilizam; Интернет адреса: <http://www.automobilizam.net/dizel-cetvorotaktni-motori-sus/>, приступљено 15.10.2016.
- [3] Telegraf Top Speed, Jojić D., 22.01.2014.; Интернет адреса: <http://topspeed.telegraf.rs/aktuelno/5609-razvoj-dizel-motora-od-pumpe-do-lokomotive>, приступљено 15.10.2016.
- [4] Пешић Р., Петковић С., Веиновић С.: Моторна возила - Опрема, Машински факултет у Крагујевцу и Бања Луци, 2008
- [5] Teorija kretanja drumskih vozila; Интернет адреса: <https://tkdv.files.wordpress.com/2012/05/p10-potrosnja-goriva.pdf>, приступљено 15.10.2016.
- [6] Automobilizam; Интернет адреса: <http://www.automobilizam.net/dizel-motor/>, приступљено 15.10.2016.
- [7] Филиповић И.: Мотори и моторна возила, Машински факултет, Универзитета у Тузли, Тузла, 2006.
- [8] Veleučilište u Rijeci; Интернет адреса: http://www.veleri.hr/files/datoteke/nastavni_materijali/k_promet_3_cest/Cest_Voz_strucni_8_Dizel_2_0.pdf, приступљено 15.10.2016.
- [9] Subaru South Africa; Интернет адреса: <http://www.subaru.co.za/about/core-dna>, приступљено 15.10.2016.
- [10] Радоњић Д., Пешић Р.: Топлотни прорачун мотора СУС, Машински факултет у Крагујевцу, 1996.