

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Аутомобилско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Предмет: Мотори СУС2

Број индекса: 367/2016

Владимир Р. Грачанац
Експериментално одређивање
механичког степена корисности мотора
СУС
Мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. др Александар Давинић - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

Садржај мастер рада треба да обухвати следеће:

- Уводна разматрања
- Структура механичких губитака
- Методе одређивања механичког степена корисности са посебним освртом на одређивање у радним условима
- Експериментално одређивање механичког степена корисности дизел мотора у функцији броја обртаја и оптерећења

Препоручена литература:

- [1] Грађин, З. Анализа механичких губитака дизел мотора са директним убризгавањем, Магистарски рад, Машински факултет, Београд, 2002.
- [2] Поповић, С. Истраживање и развој методе за анализу радног процеса мотора на основу мерења тренутне угаоне брзине коленастог вратила, Докторска дисертација, Машински факултет, Београд, 2013.
- [3] Дорић, Ј. Унапређење ефективности мотора СУС применом неконвенционалног клипног механизма, Докторска дисертација, Факултет техничких наука, Нови Сад, 2012.

Крагујевац, датум

Ментор:
др Александар Давинић-доцент

Резиме

У раду је дат кратак увод о самим моторима СУС, њихов принцип рада, примена, конструкција и главни делови који су битни за његов рад. Такође је дата структура механичких губитака који утичу на његов рад.

Наведене су методе одређивања механичког степена корисности са посебним освртом на одређивање у радним условима. На самом крају је извршено експериментално одређивање механичког степена корисности мотора СУС. Циљ рада је увидети како број обртаја и оптерећење утичу на механички степен корисности. Извођење експеримента је организовано тако да се добије довољан број параметара за одређивање ефективних, индикаторских показатеља мотора. Истраживање је спроведено на оригиналном експерименталном мотору. Приказани су резултати експеримента, као и резултати остварени на различитим режимима рада мотора.

Кључне речи: *мотор, губици, трење, механички степен корисности*

Abstract

In the work presents a brief introduction of the IC engines, their working principle, their application, their construction and the main parts that are important for its operation. It also provides a structure of mechanical losses that affect their operation.

The methods of determining the mechanical degree of usefulness with special reference to the determination in working conditions are given. At the very end, the experimental determination of the mechanical efficiency of the IC engine was carried out. The aim of the thesis is to find out how the speed and load affect the mechanical degree of utility. The performance of the experiment is organized in such a way as to obtain a sufficient number of parameters for determining the effective, indicator motor indicators. The research was carried out on the original experimental engine. The results of the experiment, as well as the results achieved in different operating modes, are presented.

Key words: *engine, losses, friction, mechanical degree of utility*

Садржај

1. Уводна разматрања	1
1.1 Механички губици мотора	2
1.1.2 Извори механичких губитака	2
2. Структура механичких губитака.....	4
2.1 Врсте губитака у мотору	4
2.2 Расподела механичких губитака по компонентама мотора	6
2.2.1 Трење у мотору	9
2.2.2 Трење у склопу клип-цилиндар	10
2.2.3 Трење коленастог вратила.....	11
2.2.4 Губици у разводном механизму	14
2.2.5 Губици услед покретања помоћних уређаја.....	16
3. Методе одређивања механичког степена корисности са посебним освртом на одређивање у радним условима	17
3.1 Виланс - Ромбергов метод.....	17
3.2 Морзеов метод.....	18
3.3 Метод спољњег погона мотора (метод вучења).....	19
3.4 Метод индицирања	19
3.5 Одређивање губитака на трење по методу Ендреа Пастора	20
3.6 Побољшан Морзеов метод од стране Смита и Грифитса	23
3.7 Метод коришћен у Шорехаму	24
3.8 Метод брзог прелаза из услова са сагоревањем у услове спољњег погона мотора	25
3.9 Одређивање механичких губитака у мотору на основу краткотрајног динамичког теста.....	26
3.10 Директан метод за одређивање губитака трења клипне групе.....	26
3.11 Метод за одређивање утицаја клипне групе на губитке трења код ото мотора, мерењем потрошње горива	28
4. Експериментално одређивање механичких губитака дизел мотора DMВ 3DA450 методом индицирања.....	30
4.1 Опис опитне инсталације	30
4.1.1 Мерење ефективног обртног момента и броја обртаја мотора	33
4.1.2 Одређивање индикаторских параметара мотора	34
4.1.3 Мерење потрошње горива.....	35
4.1.4 Мерење протока ваздуха	36
4.1.5 Мерење карактеристичних температура	38
4.1.6 Мерење атмосферског притиска.....	39
4.1.7 Мерење подпритиска у уисном воду.....	40

4.1.8 Мерење диференцијалног притиска.....	40
4.2 Методологија испитивања	41
4.2.1 Избор радних режима	41
4.2.2 Мерење притиска у цилиндру мотора – индицирање	42
4.3 Резултати експеримента	46
4.3.1 Утицај броја обртаја мотора на механичке губитке	48
4.3.2 Утицај оптерећења мотора на механичке губитке.....	49
5. Закључак	52
Литература	54

1. Уводна разматрања

Механички губици у мотору са унутрашњим сагоревањем последица су свладавања трења насталог између покретних делова мотора, хидродинамичких сила у уљу и покретања помоћних уређаја мотора. То значи да сва индицирана снага у мотору није расположива на коленастом вратилу већ се део те снаге користи за свладавање механичких губитака. Већина губитака насталих трењем се претвара у топлоту.

Удео механичких губитака у индицираној снази мотора код градских аутомобила стандардне снаге се отприлике креће од 10% код пуног оптерећења па до 100% код празног хода.

Методе мерења губитака су компликоване и тешко дају прецизне резултате. Механички губици директно утичу на највећи момент и најмању специфичну ефективну потрошњу горива. У данашње време због еколошких и економских разлога се тежи смањењу потрошње горива, па је смањење механичких губитака једно од могућих решења. Често је разлика између добре и просечне конструкције мотора баш у њиховим механичким губицима. У првом делу рада анализираће се врсте механичких губитка и одредити њихови извори. Анализираће се методе мерења губитака.

На основу досадашњих сазнања Јован Дорић је у својој докторској дисертације обрадио механичке губитке конвенцијалног мотора СУС, где је изнео своје закључке да се дистрибуција механичких губитака у моторима СУС може поделити на губитке услед трења и губитке пумпног рада. Уочио је да се више од 80% губитака у мотору резервише за отпоре услед трења, док је мање од 20% везано за отпоре усисавања и издувавања.

У свом пројекту на тему мерење грејача и механичких губитака у моторима са унутрашњим сагоревањем, Ahmed и Hassan су дошли до закључка да је чињеница да се на дуги рок сва снага која развијају сви мотори друмског возила у свету расипа на трење, било механичко трење у мотору и преносу, или отпор котрљања између возила и пута или отпор ветра.

Глобални полуемпиријски компонентни модели за израчунавање укупних средњих механичких губитака у којима се сваки тип губитака симулира посебним изразом, добар преглед и анализу познатих модела Receka-Henajn и Paton-Ničke-Hejvud, дали су Arsi и група аутора.

Sandovel је дао побољшану верзију Paton- Ničke- Hejvudovog модела, проширујући га увођењем израза за одређивање вискозности мазива у функцији температуре.

Преглед појединачних удела у укупним губицима дао је Тејлор, у коме је као врста механичких губитака узет цилиндар са приближно 40-50% удела, за лежајеве је добијено приближно 20-30%, за разводни механизам 7-15%, а за помоћни систем 20-25%.

1.1 Механички губици мотора

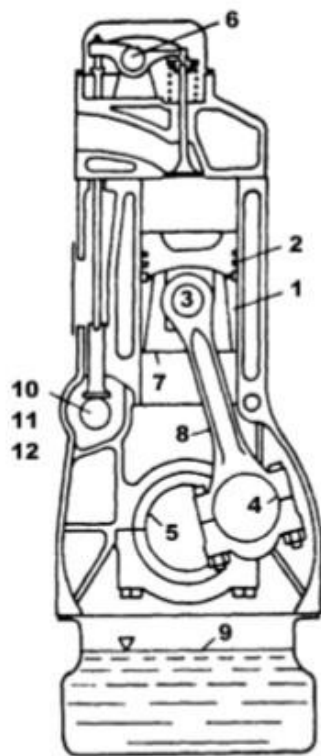
Што се тиче механичких губитака може се слободно рећи да експериментално одређивање и моделирање механичких губитака у мотору представља једну од најинтересантнијих тема за истраживање. Коефицијент корисности мотора са унутрашњим сагоревањем зависи од производа два коефицијента, механичког и индикаторског коефицијента искоришћења, док коефицијент механичког искоришћења представља однос ефективне и индикаторске снаге мотора односно изражава који се проценат генерисане снаге у цилиндру мотора реализовао на излазу мотора.

Механички коефицијент искоришћења представља степен савршенства саме конструкције мотора са аспекта величине трења и сродних фактора у њему, у данашњим моторима овај коефицијент се креће у границама 0.7 - 0.9. Доста је тешко генерализовати вредности појединих чиниоца механичких губитака код мотора СУС, разлог тога су релативно бројни чиниоци који утичу на удео ових вредности. Углавном се тежи да се да оквирна слика ових губитака, разлог тога је што скоро сви чиниоци тих губитака мењају процентуалне вредности заступљености у укупним механичким губицима. Они углавном зависе од врсте материјала, начина обраде, коришћеног мазива, радног режима, стања мотора и сл. Зато је тешко направити неку генералну слику о њиховом учешћу.

Дистрибуција механичких губитака у моторима СУС се може поделити на губитке услед трења и губитке пумпног рада. Уочава се да је више од 80% губитака у мотору резервисано за отпоре услед трења (вентили, клипна група, лежајеви) док је мање од 20% везано за отпоре усисавања и издувавања.

1.1.2 Извори механичких губитака

Механички губици мотора могу се поделити у 3 групе. На слици 1. приказане су поделе: а) трење у механизму мотора ($50 \div 80\%$), од којих око 30% отпада на главне и летеће лежајеве коленастог вратила, око 60% чини трење клипа и карика по цилиндру, а остатак су покретни делови (зупчаници, механизам вентила); б) аеродинамични и хидраулични губици ($<10\%$); ц) погон помоћних уређаја ($10 \div 35\%$).

**а) Трење у механизму мотора:**

1. Клип,
2. Карике,
3. Лежиште осовинице клипа,
4. Летећи лежајеви,
5. Главни лежајеви,
6. Вентилски механизам;

б) Аеродинамички и хидраулички губици:

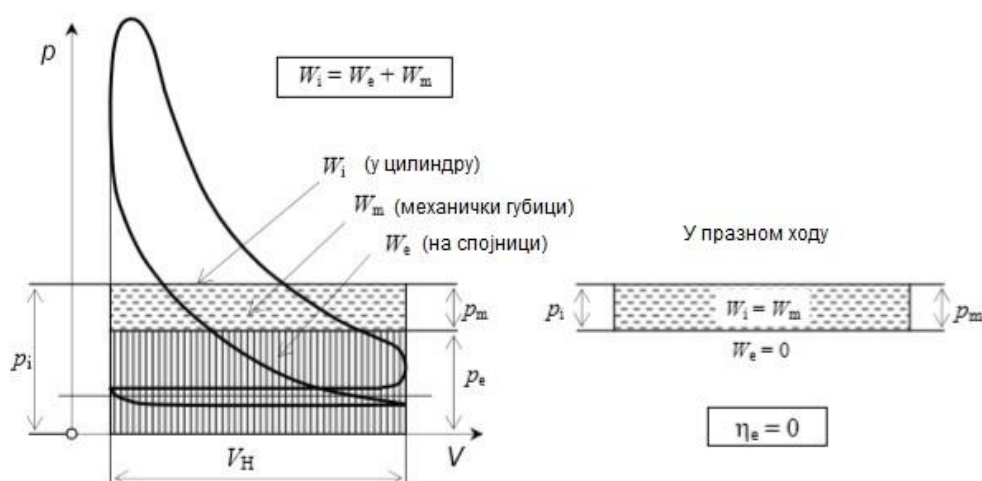
7. Доња стране клипа,
8. Губици вентилације (клипњача, радилица, зупчаници, ременице и сл.),
9. Губици ударања у уље (мешања уља)

ц) Погон помоћних уређаја:

10. Пумпа за убризгавање горива, пумпа за уље, пумпа за воду,
11. Вентилатор за хлађење,
12. Електрични генератор;

Слика 1. Извори механичких губитака у мотору[15]

Када ради без оптерећења, мотор на спојници не даје снагу чак и ако троши гориво како би превазишао унутрашњи отпор. У овом случају рад произведен у цилиндру је једнак механичким губицима: $W_i = W_m$, па је механички степен корисности нула. Дакле, постоји губитак увида у величину механичких губитака. Због тога механички степен корисности η_m није погодан за описивање механичких губитака при ниским оптерећењима и брзинама у празном ходу [4].



Слика 2. Механички степен корисности η_m директно зависи од спољашњег оптерећења мотора тј. о средњем ефективном притиску p_e или ефективном моменту M_e мотора[15]

2. Структура механичких губитака

2.1 Врсте губитака у мотору

Снага губитака погона мотора, која се дефинише као разлика између индициране снаге (која се добија деловањем радне материје на клип) и ефективне снаге на излазу коленастог вратила (која је измерена као излаз на коленастом вратилу), важан је фактор за одређивање перформанси мотора и степена корисности. То се може приказати следећом табелом:

Табела 1. Губици погона мотора[1]

Губици погона мотора			
Механички губици			Пумпни губици
Губици услед трења у мотору	Губици услед погона помоћних уређаја	Губици услед аеродинамичких отпора кретању делова мотора	
Губици трења на коленастом вратилу	Губици трења на клипној групи и клипњачи (осцилаторним деловима)	Губици у разводном механизму	
Трење у главним лежајевима КВ	Трење у летећим лежајевима КВ	Трење на брегастом вратилу	
Трење у радијалним заптивачима (семеринзима) КВ	Трење на клиповима и клипним прстеновима	Трење на подизачима	
		Трење у механизмима за померање вентила	

Губици услед трења у мотору се дефинишу као губици услед релативног кретања између чврстих површина у мотору, тј. кретање између клипа и зида цилиндра или између рукаваца коленастог вратила и лежајева. Релативно кретање не значи да се обавезно ради о томе да су два чврста тела у контакту један са другим. Чињеница је да у општем случају постоји уљни филм између површина.

Губици услед погона помоћних уређаја укључују у себи и губитке трења и пумпне губитке на самим помоћним уређајима, а ти помоћни уређаји су :

- пумпа за уље ;
- пумпа за течност у систему хлађења ;
- генератор;
- систем за напајање горивом (пумпа високог и ниског притиска) ;
- разводник паљења код Ото мотора ;
- механички напојни компресор (двотактни и натпуњени мотори)

Ови помоћни уређаји се узимају у обзир јер су неопходни за нормалан рад мотора

Губици услед аеродинамичких отпора кретања делова мотора су губици који се појављују услед аеродинамичких отпора при кретању клипа, клипњаче, коленастог вратила и осталих делова мотора у кућишту мотора. Ови губици су у односу на остале губитке релативно мали и износе 2-3% укупних механичких губитака, те се најчешће занемарују [1].

Пумпни губици се дефинишу као збирни губици кретања флуида кроз цилиндар и губици при усисавању и издувавању. Губици при усисавању и издувавању су резултат протицања флуида кроз усисни систем, кроз усисне вентиле, кроз издувне вентиле и кроз издувни систем. Додатни пумпни губитак услед турбулентног расипања из хидродинамичких лежајева коленастог вратила, укључен је у губитке трења на коленастом вратилу.

Глобално, највећи су губици трења, али такође значајан удео има потрошња снаге на погон помоћних уређаја мотора. Пумпни губици (губици протока за време усисавања и издувавања) не припадају механичким губицима, али их је доста тешко раздвојити од њих у току експеримента, тако да се често у разматрањима третирају као део механичких губитака. У сваком случају различити фактори утичу на величину механичких губитака у мотору. Сви ти фактори могу да се сврстају у три групе:

Конструкциони фактори

- број лежајева у мотору ;
- број и тип клипних прстенова ;
- конструкција и материјал клипа ;
- конструкција и материјал цилиндра и лежајева ;
- величина зазора у лежајевима ;
- конструкција система развода ;
- број и конструкција помоћних уређаја итд.

Производни фактори (квалитет производње)

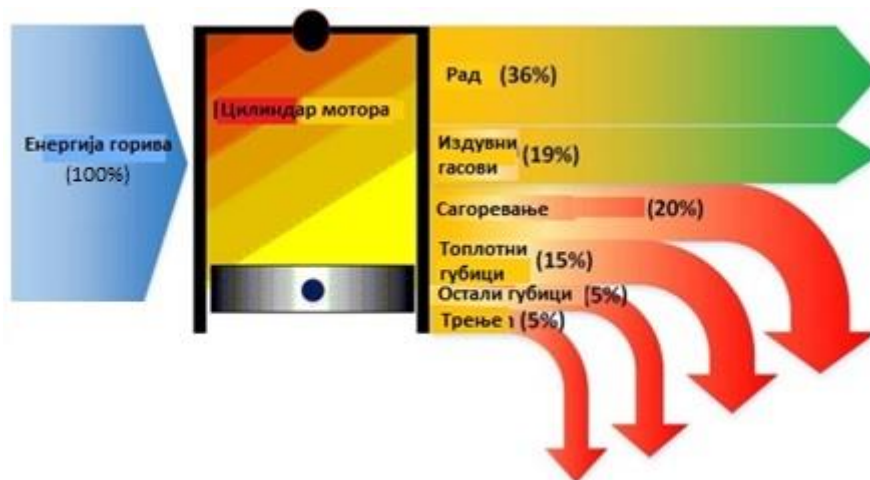
- квалитет површине делова који учествују у трењу;
- толеранције при склапању ;
- површинске превлаке;
- прецизност машинске обраде ;
- коаксијалност и паралелност положаја итд.

Радни фактори

- оптерећење мотора;
- квалитет и карактеристике моторног уља ;
- топлотно оптерећење мотора ;
- квалитет одржавања мотора итд.

2.2 Расподела механичких губитака по компонентама мотора

На слици 3 је приказан Сенкијев (Sankey) дијаграм где се може видети колико се од укупне енергије горива која улази у мотор добије корисног рада, губитака и издувних гасова.



Слика 3. Сенкијев дијаграм[16]

На сликама које следе приказани су главни делови мотора који су неопходни за његов рад.



Слика 4. Блок мотора [5]

Цилиндри по којима се клипови крећу налазе се утиснути у блок мотора. Они се израђују од челика и изложени су цементацији ради повећања тврдоће.

Блок мотора (слика 4) у коме су цилиндри утиснути израђује се од сивог лива. Разлог томе јесте способност овог материјала да издржи разна оптерећења, као и ниска цена. Међутим, код данашњих аутомобилских мотора могу се видети блокови који су израђени од алуминијума, у циљу смањења масе. Сам блок се израђује ливењем и у њему се налазе канали који служе за кретање расхладне течности.



Слика 5. Коленасто вратило [5]

Раније поменуто да коленасто вратило (слика 5) преноси своје обртно кретање на транслаторно кретање клипова и обрнуто. Такође, са њега се снага преноси на остале преноснике снаге ка точковима. Самим тим може се рећи да оно представља срце мотора СУС. Углавном се израђује од челика, мада у неким случајевима се може изградити од нодуларног лива. Технологија којом се израђује је ковање, с тим да постоје накнадне обраде на местима где се повезује са клипњачама.



Слика 6. Клип и клипњача [6]

Клипови мотора (слика 6) се углавном израђују од алуминијума, разлог томе је мала маса, као не би дошло до великих инерцијалних сила. Међутим, могу се израђивати и од неких других врста метала код великих бродских мотора и где су брзине кретања веома мале. Клипњаче које повезују клипове и коленасто вратило се углавном израђују од челика или легура, међутим у случајевима неких малих мотора могу бити и од алуминијума.



Слика 7. Глава мотора [6]

Глава мотора (слика 7) служи као кућиште за елементе разводног механизма, а такође и елементе система за убризгавање или паљење. Израђује се од нодуларног лива или алуминијума, мора имати високу отпорност на силе које проузрокују гасови у цилиндру. Технолошки поступак којим се израђује је ливење.



Слика 8. Брегасто вратило [7]

Брегасто вратило (слика 8) има улогу да у правом тренутку отвори потребни вентил. У већини случајева се израђује од челика или неке друге легуре метала. Технолошки поступак којим се израђује је ковање, с тим да се на бреговима врши накнадна обрада ради усавршавања површина и ојачања.



Слика 9. Вентил [8]

Вентили (слика 9) се уграђују у главу мотора, а ређе у блоку, и имају улогу да у одређеном тренутку пуне смешу у цилиндар или издувне гасове из цилиндра. По једном цилиндру се могу наћи два или више вентила. Израђују се од челика углавном са великим садржајем никла, ради побољшања тврдоће. Како су издувни вентили више изложени термичким напрезањима, у неким случајевима се пуне натријумом ради олакшаног хлађења.

Мотор СУС садржи још велики број компонента, међутим раније побројане су кључне за његов рад.

2.2.1 Трење у мотору

Трење се јавља тамо где делови механичког система, уз истовремено преношење оптерећења, клизе један по другом. За савлађивање трења троши се рад, при чему долази и до трошења клизних делова на спрегнутим површинама. Величина трења и трошења зависе углавном од мазива које се налази између клизних површина; при томе стање мазива, трење и трошење узајамно условљавају једно друго. Од стања мазива у сваком моменту, осим вредности силе трења, зависи такође и могућност којом те силе могу узајамно да делују на површину хабања. Особине материјала површине трења и средина такође одређују карактер и вредност сила трења које настају; ствар је у томе да се молекулске силе унутар тврдог тела компензују деловањем суседних молекула; те силе успостављају сједињавање у чврстом телу. На површини тог тела молекулске силе се не компензују у потпуности и стварно имају тежњу за компензацијом. На малим растојањима те слободне (некомпензоване) молекулске силе имају велику активност [1].

Ако се два тела од истог материјала, са технички симетричним облицима површина сједињавају, онда се то сједињавање због тога не остварује по целој површини, него само по најистуренијим тачкама. Технички, глатке површине, посматране у молекуларној размери, обилују неравнинама. У тачкама додира на површинама ступају у дејство слободне молекулске силе и спајају оба тела у тачкама контакта толико јако, да њихово сједињавање постаје једнако чврстоћи самог материјала. Ако се оба тела померају један у односу на други, сједињене честице се одвајају једна од друге, при чему површинске честице могу да се одвајају од тела, односно, може да наступи хабање. При клизању различитих материјала један по другом, хабање зависи од вредности сила привлачења, које делују између молекула два различита порекла (врсте). При преносу оптерећења између сједињених делова или при клизању, притисци у појединим тачкама спајања могу да постану нешто већи, што у тим тачкама пластично деформише материјал до те мере док се сједињене површине не повећавају толико да могу да издрже дато оптерећење. Услед високог притиска и под дејством молекулских сила сједињавања, површине трења се при одређеним условима заварују. Ако до тога долази, онда се веома мала, многобројна и непрекидно образована места варова при клизању површина кидају. Сила неопходна за раскидање сједињених места варова (тачака), једнака је увек у грубом приближењу производу

стварне површине сједињавања са отпором смицању заварених места. Та сила увећава деловање молекулских сила спајања, силама утрошеним на чисто механичку деформацију померања и пластичну деформацију метала у хладном стању. Код неподмазаних металних површина она одговара вредности силе трења.

У моторима СУС трење и хабање делова везано је за узајамно деловање система метал-мазиво-метал. Успешан рад таквог система зависи у једнаком степену од особина површине и мазива. Суштина самог процеса трења и трошења је заснована, као што је већ наведено, на сложеним међусобним деловањима између површине трења и мазива, које је одређено деловањем многобројних фактора: физичких, хемијских, механичких, геометријских и кинематичких.

Геометрија одређене површине се карактерише таласастим рељефом са микронеравнинама, чија је површина образована од кристала који су распоређени без одређеног поретка. При механичкој обради долази до веома интензивне пластичне деформације метала, услед чега површински слојеви по дубини од нуле до десетак нанометара нагло мењају особине. После механичке обраде у површини се задржавају заостала напрезања сабијања (корисна) и истезања (штетна).

У низу случајева површински слојеви делова се обрађују специјалним методима, да би се постигле одређене физичко-хемијске особине. У такве методе спадају каљење, цементирање, ваљање, гасно хромирање, нитрирање итд.[1].

2.2.2 Трење у склопу клип-цилиндар

Конструкциони облик клипа и његов монтажни зазор имају пресудну улогу за дуготрајан задовољавајући рад клипа у цилиндру мотора, такође и силе трења на плашту клипа и подмазивање плашта. Плашт клипа и хонована радна површина цилиндра морају да задрже одређену вредност храпавости површине у циљу побољшања карактеристика у току разраде клипова, избегавајући абразивно хабање и омогућавајући предуслове за формирање хидродинамичког (у даљем тексту ХД) уљног филма. За клипове се препоручује храпавост од 1,5- 3 μm . У циљу спречавања заривања клипа (тј. локалног заваривања између клипа и цилиндра), потребни су услови ХД подмазивања између плашта клипа и зида цилиндра. Ово нужно захтева продорно пуњење моторним уљем између клипа и цилиндра (слика 10).

Значи, да би се добили релативно добри радни услови клипа у цилиндру потребно је подмазивати плашт колико је год могуће распрскавањем уља.



Слика 10. Зона граничног подмазивања између клипа и цилиндра[10]

Уљни прстен лоциран изнад плашта клипа, смањује количину уља које долази до осталих прстенова. Због тога може да се сматра да је обично већи део ободног зазора између плашта и зида цилиндра попуњен уљем. Сила трења која делује на клип, проузрокована је силама смицања у уљу које се налази између клипа и цилиндра [10].

Оне зависе од:

- вискозитета уља;
- дебљине уљног филма између плашта и цилиндра ;
- тренутне брзине клипа ;
- величине површине дела плашта клипа, где је зазор између плашта и цилиндра потпуно испуњен уљем.

Ако се силе трења смањују конструктивним мерама, онда је повећање дебљине филма и смањење површине плашта клипа веома ограничено.

2.2.3 Трење коленастог вратила

Трење коленастог вратила се састоји од трења у главним лежајевима, трења у летећим лежајевима и трења радијалних заптивача. При испитивањима тешко је раздвојити трење летећих лежајева од осталих губитака коленастог вратила, већ су они изражени увек заједно са губицима клипа. Код лежајева је највише заступљено ХД подмазивање, па је вискозно трење доминантно. Једино се при покретању и заустављању рада мотора јавља гранично подмазивање.

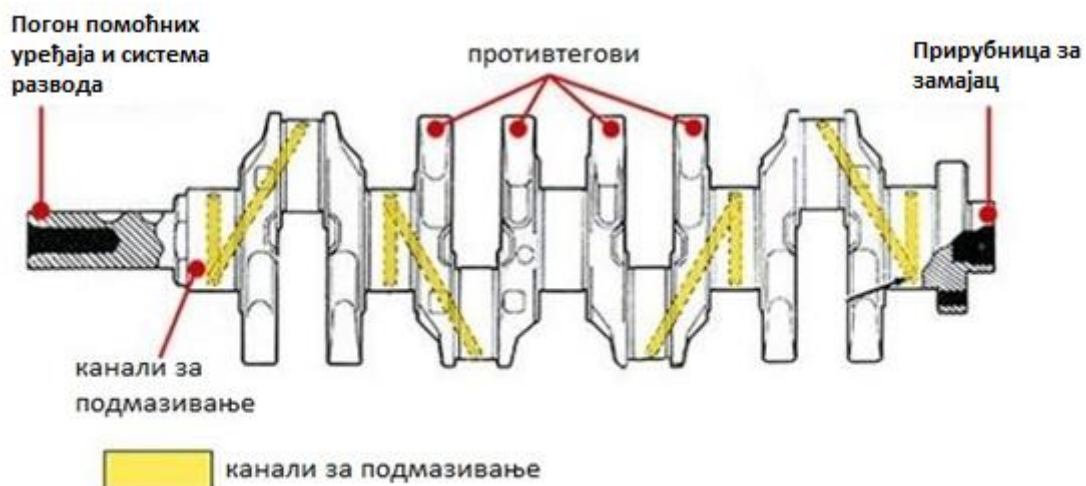
Оптимално снабдевање уљем главних и летећих лежачева је веома значајно. У цилиндру мотора је променљив притисак. Ово доводи до променљивих оптерећења рукаваца лежача, па и до еластичне деформације. То доводи до пулзације притиска у уљу, које се налази у лежачу, што утиче на дебљину уљног филма, и на проток уља на месту подмазивања, односно на могућност појаве граничног трења. Прорачуном се утврђује промена еластичног стања уља на улазу у летећи лежач. Ово периодично мења отпор уласка уља у летећи лежач.

За примену теорије подмазивања и трења клизних лежачева, од највећег значаја је одређивање вискозитета у уљном филму и тиме егзактног одређивања температуре лежача. Са програмом за израчунавање површине лежача по ХД теорији подмазивања, конструктор има на располагању проширени поступак конструкције клизних лежачева. Из тока притиска у цилиндру и силе трења у радном режиму, може да се израчуна површина лежача. За лежачеве може да се израчуна зазор лежача, расподела притиска уља у лежачу, потребан проток уља, као и трење у летећим и основним лежачевима.

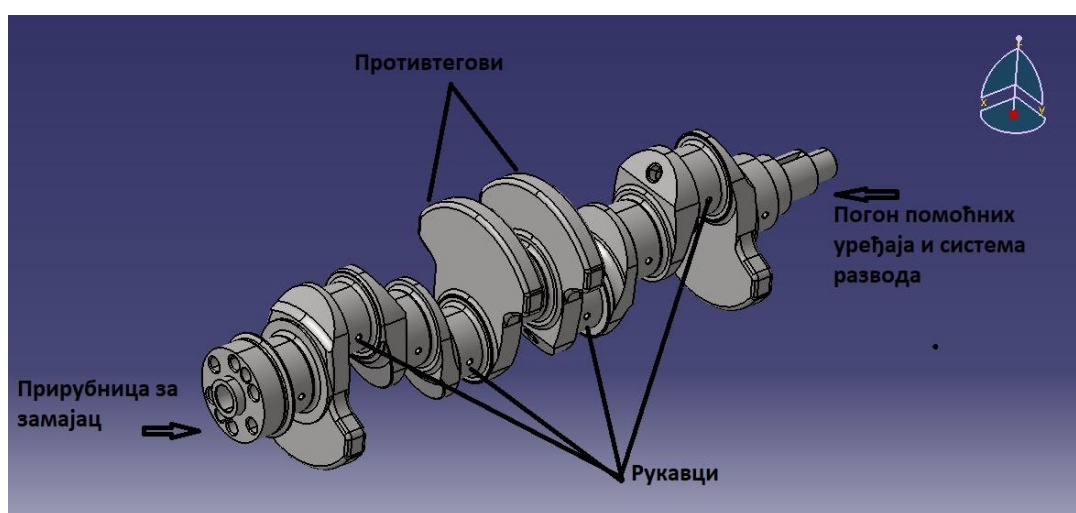
Побољшани теоријски рачунски програми дају додатну сигурност конструкције при нестационарно оптерећеним клизним лежачевима. Међутим, у пракси увек се изводе конструкциони делови веће јачине. Због тога је неопходно да се примењене поставке у теоријским прорачунима јединствено провере. Те поставке су следеће [10]:

- вискозитет и густина су константни у целом уљном филму ;
- подмазујући филм се везује без проклизавања за површине метала ;
- силе ношења подмазујућег средства су занемарљиве ;
- површине лежача и вратила су круте и глатке ;
- струјање у зазору је ламинарно ;
- притисак је константан по висини подмазујућег зазора ;
- градијенти напона, помака и градијент брзине посматрају се само у правцу висине зазора;
- деформација зазора је занемарљива ;
- висина зазора је мала у односу на уобичајене мере лежача.
- За прорачун у нестационарно оптерећеним клизним лежачевима значајан је ефективни вискозитет, због тешкоћа које ствара развијена топлота у самом лежачу, као што су :
 - конвективни пренос топлоте кроз подмазујуће средство ;
 - провођење топлоте кроз подмазујуће средство и тело лежача ;
 - пренос топлоте са тела лежача на суседне граничне конструкционе делове са јако различитим температурама.

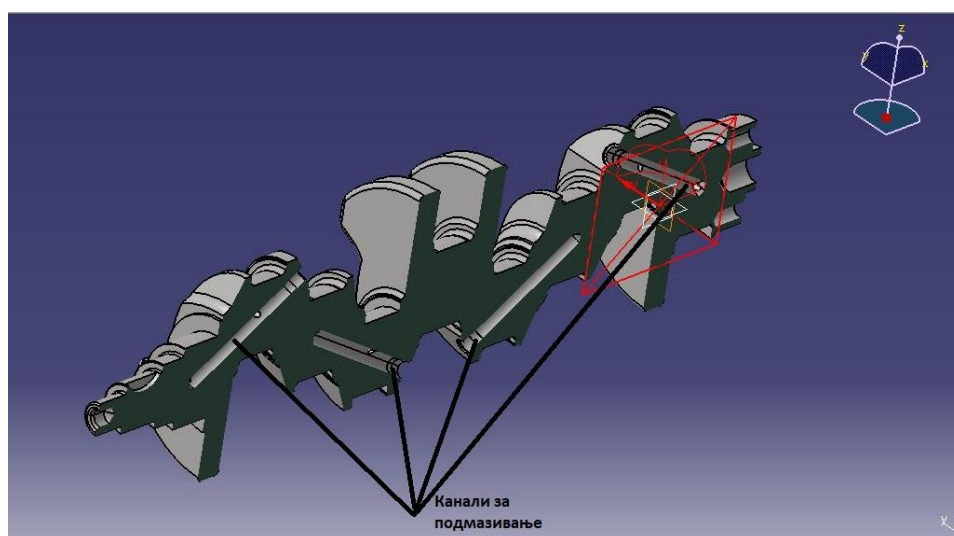
На следећим сликама биће приказано коленасто вратило са његовим главним деловима.



Слика 11. Коленасто вратило за означеним каналима за подмазивање[12]



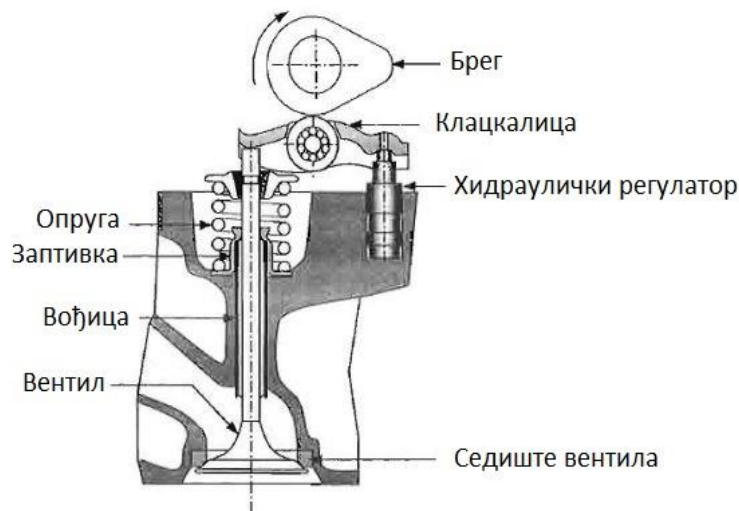
Слика 12. 3D приказ коленастог вратила



Слика 13. Пресек коленастог вратила са приказаним каналима за подмазивање

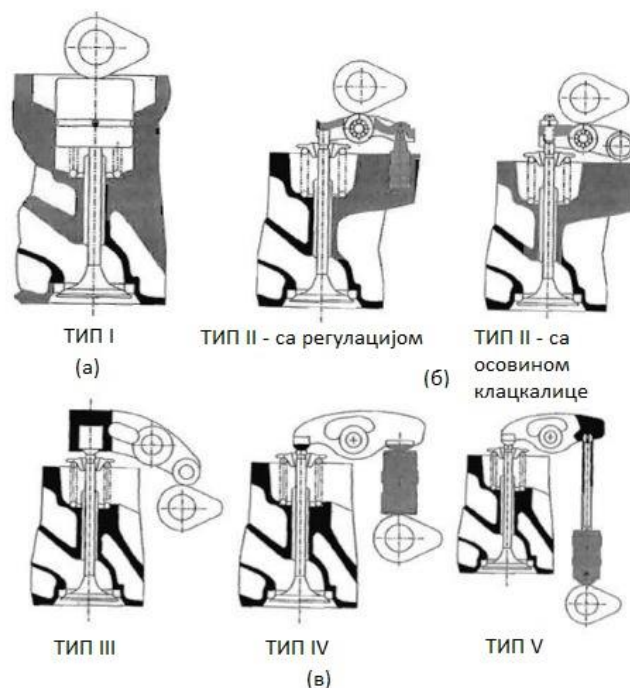
2.2.4 Губици у разводном механизму

Од свих губитака узрокованих трењем процењује се да трећина отпада на губитке у разводном механизму. Разводни механизам се састоји од вентила, вентилских опруга, брегасте осовине, клацкалица и подизача (Слика 14). Губици у разводном механизму настају најпре због савладавања силе трења између брега и подизача која зависи о нормалној сили на коју утичу сила опруге и сила инерције. Трење се још јавља у осовини клацкалице, између стабла вентила и вођице вентила, у лежајевима брегасте осовине, зупчаницима, ланцима и затезачима.



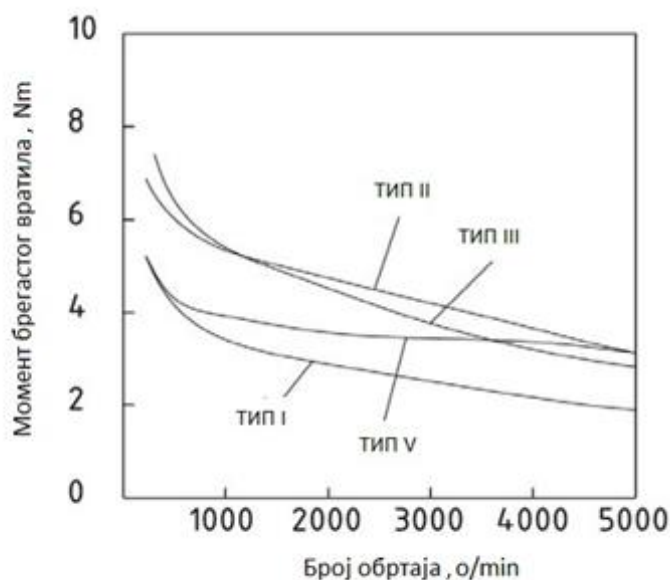
Слика 14. Делови разводног механизма[10]

Постоје више врста разводног механизма (Слика 15), па су губици трења различити између њих. Основе разлике између појединих врста су смештај брегастог вратила, које може бити у блоку или у глави мотора, затим коришћење клацкалица или полуклацкалица и коришћење подизача. На величину губитака највише утиче број обртаја, маса вентила, сила у опрузи и врста изведбе механизма. Са повећањем броја обртаја опадају губици трења, али само до одређене вредности броја обртаја. Повећањем масе вентила повећавају се инерцијалне силе, оне заједно са силом у опрузи чине нормалну силу од које зависи сила трења. Стога повећањем масе вентила и силе у опрузи повећавају се и силе трења. Величина и промена губитака с обзиром на изведбу разводног механизма приказана је сликом 15.



Слика 15. Врсте разводних механизма[10]

На слици су означене: (а) директно деловање, (б) деловање помоћу полуклацкалица, (в) деловање помоћу клацкалица и подизача (Тип IV и V). Типови I, II, III и IV имају смештено брегасто вратило у глави мотора, док Тип V у блоку мотора [2].



Слика 16. Момент за покретање различитих врста разводних механизма приказаних на слици 15 (Тип II је изведен без точкића) зависно од броја обртаја мотора[10]

2.2.5 Губици услед покретања помоћних уређаја

Под губицима сматрамо само уређаје који су неопходни за рад мотора. Пумпа за воду и пумпа за уље су уређаји уграђени у мотор, неопходни су за његово функционисање па се сматрају основним деловима мотора. Потпуно опремљен мотор обично укључује додатне помоћне уређаје као што су алтернатор, вентилатор и разни актуатори који управљају радом мотора. Додатни уређаји који се уграђују а нису пресудни за рад мотора су климатизацијски уређај и хидраулична пумпа или електромотор за серво- управљач.

Пумпа за уље је по изведби зупчаста пумпа. Њен задатак је постизање довољног притиска уља и довод уља у све делове мотора који захтевају подмазивање. Губици настају због вискозности уља које пролази кроз цеви и канале за подмазивање. Пумпа за воду се изводи као центрифугална пумпа, она служи за струјање расхладне течности помоћу које се хлади мотор. Губици настају због вискозности расхладне течности која пролази кроз хладњак, блок мотора и цеви. Алтернатор служи за снабдевање мотора електричном енергијом, његови губици настају због трења у лежајевима и због магнетског поља који настаје између статора и ротора. Ротор је електромагнет с једним побудним намотајем који под утицајем спољашњег извора механичке енергије ротира у статору. Статор има индуктивне намотаје у којима се због ротације електромагнета ствара електрична енергија. Са променом потребе за електричном енергијом мења се и магнетски ток између статора и ротора, па тиме и губици у алтернатору. Актуатори у мотору су најчешће електронски управљани. Што значи да троше електричну енергију и тиме повећавају губитке у алтернатору.

Око 20 посто укупних губитака отпада на пумпу за воду, пумпу за уље и алтернатор. Величина губитака зависи од броја обртаја, температуре, и потребне електричне енергије. Са повећањем броја обртаја расту и губици. Температура утиче на вискозност флуида. Са повећањем температуре опада вискозност па је лакше пумпати флуид па су губици мањи. Повећање потребе за електричном енергијом узрокује повећање магнетског поља између статора и ротора алтернатора. С тиме расте и потребна механичка енергија која покреће ротор тј. расту губици.

3. Методе одређивања механичког степена корисности са посебним освртом на одређивање у радним условима

Са порастом аутомобилске примене, постаје све више видљиво да мотор мора да ради у широком дијапазону броја обртаја и оптерећења. Такође, постаје пожељно мерење стварних механичких губитака. Четири метода су била у широкој употреби средином 30-тих година, а остали су актуелни све до данашњих дана:

- Виланс - Ромбергов метод,
- Морзеоов метод,
- Метод спољњег погона мотора или метод вучења,
- Метод индицирања.

Аутомобилски мотори су развијани углавном са концентрисаном пажњом на процес сагоревања, а њихове карактеристике трења су занемариване иако се битно одређују баш у фази конструисања.

Они инжењери који су гледали на аутомобилски мотор као на веома брзоходно и снажно постројење, ипак су били свесни важности механичких губитака и генерално гледано, доприноса појединих компонената. На пример, око 1918. г. Хари Рикардо (Harry Ricardo) је изјавио да "Од појединих механичких карактеристика брзоходних мотора далеко је најважнија конструкција клипа, не само за трење клипа које је од највећег утицаја од свих механичких губитака" У сличним публикацијама он је приказао конструкције лаких разрезаних клипова са уграђеном обилном уљном дренажом и уљном контролом ради смањења трења.

3.1 Виланс - Ромбергов метод

Примењује се само код дизел мотора. Мери се потрошња горива при малом ефективном притиску (оптерећењу) и при константном броју обртаја. Продужењем линије која представља ток потрошње горива до пресека са апсцисном осом добија се у негативном подручју одсечак који представља средњи притисак трења при дотичном броју обртаја. У овом моменту се усваја да је индикаторски степен искоришћења константан при високим вредностима коефицијента вишка ваздуха, тако да овај метод није сасвим ригорозан, али много је важније да помаже при веома тачним испитним поступцима и строгој контроли мотора при веома малим оптерећењима.

Да би се одржао стабилан рад, повећава се количина горива, чиме расту и топлотни губици. Најбоље би било експериментално одредити средње вредности губитака неоптерећеног мотора и ефективну часовну потрошњу горива, па онда, користећи ту тачку, доћи до праве вредности за губитке неоптерећеног мотора. У свакодневној пракси се узима тангента на криву потрошње горива, па се пресечна тачка са апсцисом рачуна као вредност средњих механичких губитака, при датом броју обртаја. Значи, овај метод захтева мерење, не само механичких губитака при

сталном броју обртаја и различитим оптерећењима мотора, већ и одређивање губитака неоптерећеног мотора без повећаних топлотних губитака. Добијена вредност за механичке губитке (p_m) је независна од оптерећења мотора (p_e), за стални број обртаја, што значи да се води рачуна о променама у радном процесу при овим испитивањима.

Несумњиво је да се при снимању Виланс-Ромбергових кривих мењају термичка стања мотора, а тиме и све утицајне величине на механичке губитке у мотору. Пресечна тачка Виланс-Ромбергових линија са апсцисом (p_{gv}) треба, уствари, да обухвати следеће компоненте :

$$p_{gv} = p_{r0} + p_h + p_{gw} + p_{ki} + p_{di} \quad (3.1)$$

где је:

p_{r0} - средњи притисак трења за дате радне режиме;

p_h - средњи притисак укупног рада свих агрегата на мотору;

p_{gw} - индицирани притисак пумпних губитака током радног процеса;

p_k - индицирани средњи притисак који је еквивалентан са разменом топлоте током радног процеса, са системом хлађења;

p_{di} - индицирани средњи притисак губитака због продирања радног флуида у кућиште мотора.

3.2 Морзеов метод

Примењује се на вишечилиндричним моторима. Искључује се наизменично један по један цилиндр у току рада мотора. На основу смањења измереног момента при константном броју обртаја, долази се до закључка о губицима трења и пумпним губицима једног цилиндра. Али, опет постоји нетачност услед промене температура, а код многих мотора и услед ремећења процеса измене гасова проузрокованог тиме што цилиндр без сагоревања може да има велики утицај на пумпне губитке.

Принципијалне и практичне грешке су исте као код метода Виланс - Ромбергових линија. Чим се искључи цилиндр, губи се утицај радног процеса и мења се целокупни топлотни биланс, као и његови утицаји на механичке губитке у мотору. Зато измерене вредности за укупне губитке (p_{gv}) по Морзеовом методу, као и по Виланс-Ромберговом методу, садрже исте чланове према већ датој једначини (3.1). Када мотор ради, вредности губитака на трење (p_r) се битно разликују у цилиндру који ради, од оних у цилиндру који не ради.

Искључивањем једног или више цилиндара, обара се број обртаја мотора. Корекција броја обртаја тражи ново време и већу количину горива у преосталим радним цилиндрима, што све скупа мења услове подмазивања и трења. Зависно од димензија мотора, период излажења на режим износи најмање 2-3s. Најбоље је прво подићи број обртаја за очекивани пад при искључивању цилиндара, па тек после стабилизације броја обртаја прочитати вредности p_{gv} .

3.3 Метод спољњег погона мотора (метод вучења)

Мотор се покреће под условима што приближнијим условима при сагоревању ($p_e = 0$), а потребна снага за покретање мотора сматра се да је снага губитака под условима сагоревања. Ради добијања појединих компонената користи се прогресивно скидање делова мотора.

Метод се још широко користи данас и сигурно је добар правац у надгледању (контроли) стабилности механичких губитака у мотору за време програма развоја, али резултати могу да буду веома непоуздани, уколико се користе за дијагнозу, пошто температуре уља и метала, као и притисак циклуса, неизбежно су различити од истих у мотору са сагоревањем.

Значи, код овог метода постоје исти проблеми, као и код Морзеовог и Виланс-Ромберговог метода. Ни овде не постоји утицај термичких феномена, тако да измерене вредности p_{gv} само делимично садрже механичке губитке. Преко једначине (3.1) могу се само донекле успоставити везе између разних вредности губитака (p_{gv} и p_r). Овај поступак има и своје типичне тешкоће које доводе до грешака у успостављању корелација између измерених губитака и одговарајућег броја обртаја.

3.4 Метод индицирања

Индицирање представља одавно познат метод којим могу да се измере средњи притисци трења у зависности од броја обртаја и од оптерећења. Индицира се снага у мотору мерењем помоћу индикатора, а ефективна снага се мери помоћу динамометра. Разлика представља снагу механичких губитака.

У овом методу је било потешкоћа око мерења почетног притиска у цилиндру и око одређивања СМТ, али ова два извора нетачности су знатно умањена појавом модерних давача притиска и аквизицијских система велике брзине.

Овај метод захтева одговарајући давач притиска у цилиндру, квалитетан А/Д конвектор и довољно брз аквизицијски систем података да би омогућио узорковања бар на свака 2° КВ, при бројевима обртаја које имају савремени мотори. СМТ се може лоцирати на тај начин што се измери притисак спољним методом спољњег погона, који се затим поправља за губитке топлоте термодинамичком анализом процеса пуњења, да би се добио прорачунски губитак топлоте за време компресије. Кориговани притисак у цилиндру даје положај минималне запремине у цилиндру и на тај начин се тачно одређује СМТ.

Значи, највећи проблеми у тачном одређивању механичких губитака, односно рачунању средњих притисака механичких губитака (p_m), састоји се у довољно прецизним мерењима средњих индицираних (p_i) и средњих ефективних притисака (p_e). На основу њих се израчунава средњи притисак механичких губитака по обрасцу:

$$P_m = p_i + p_e \quad (3.2)$$

Стварни средњи притисак механичких губитака представља суму притиска трења (p_r) и средњег притиска свих губитака за погон помоћних уређаја (p_h) :

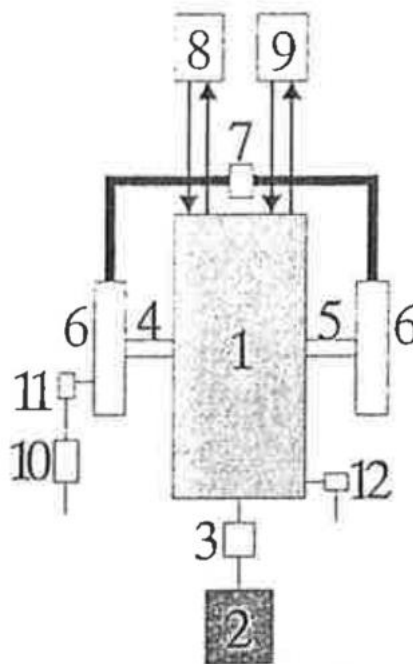
$$P_m = p_r + p_h \quad (3.3)$$

Уколико се користи израз (3.2) за механичке губитке, онда се захтева тачно мерење две релативно велике бројне вредности. Ако је прецизност њиховог одређивања $\pm(1\div 4)\%$, онда се средња грешка при рачунању p_r пење до $\pm(25\div 30)\%$.

Због тога мерење механичких губитака преко индицираних и ефективних показатеља мотора представља озбиљан проблем.

3.5 Одређивање губитака на трење по методу Ендреа Пастора

Овај метод се заснива на следећим основама: да би се што ближе имитирали радни процеси у цилиндру, на усису и издуву су створени услови који подржавају механичка оптерећења, аналогна стварном радном процесу у мотору. Овим поступком се изазивају оптерећења без сагоревања, сасвим блиска оним у реалном мотору. Илустрација такве инсталације је дата на слици 16.



Слика 16. Шема инсталације за одређивање губитака у моторима[1]

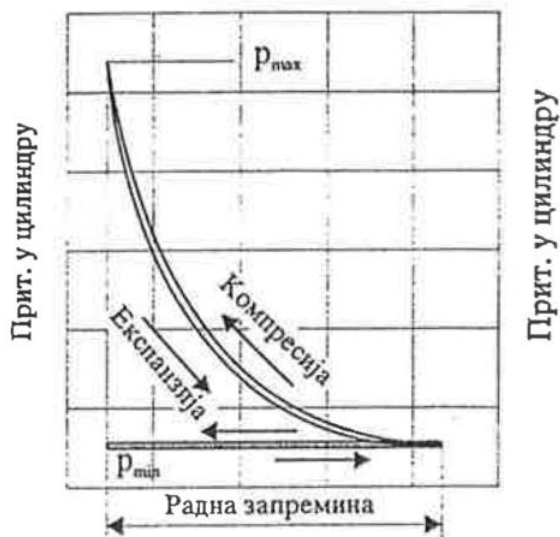
Мотор СУС (1) који се испитује, погони се електромотором (2), али су при томе сва стања блиска онима у реалним радним режимима, тако да се елиминише већина слабости које код других метода доводе до грешака. У мотору (1) се имитира радни процес врло близак реалном, на следећи начин : Усисавање се врши из резервоара (6), а они су спојени преко мерне бленде (7) ради одржавања сталне количине радног флуида у процесу. За одржавање жељеног притиска у инсталацији, користи се мали клипни компресор (10) и регулатор (11). Познавање промене притиска у резервоарима је важно за одређивање почетног притиска на усису. Продувавање кроз корито за уље

се мери гасним сатом (12), а систем за хлађење (8) и за подмазивање (9) се контролисано држе на захтеваном термичком стању.

Ток притиска у цилиндру без сагоревања је приказан на слици 17. Линија експанзије је због губитака испод линије компресије. На слици 18 се види ток радног процеса у отвореним координатама притисак - угао колена коленастог вратила. Овде се уводи веза са вредностима гасних сила у реалном радном циклусу мотора, преко просечног притиска (p_d), који представља средњу вредност у процесу компресије и експанзије. Он је пропорционалан гасним силама које дефинишу механичка оптерећења.

Код мотора без сагоревања просечни притисак (p_d) је функција степена компресије и почетног притиска (p_0). Овде треба строго да се разграничи значење просечног притиска (p_d) и средњег индицираног притиска (p_i). Код мотора без сагоревања вредност индицираног притиска (p_i) је нула, док p_d може да варира у произвољним границама.

Губици трења су функција од p_d , а никако од p_i , јер губици трења не зависе од разлике притисака током експанзије и компресије, већ од њихове апсолутне вредности.



Слика 17. Радни процес без сагоревања[1]



Слика 18. Отворени дијаграм радног процеса без сагоревања [1]

Код реалних мотора постоји нераздвојна зависност (преко радних и конструкционих карактеристика) између индицираног и просечног притиска (p_d). Та веза је исто тако очувана и код мотора са стварним и аналогним радним циклусом. Користећи такву повезаност, може се програмирати оптималан радни процес у мотору у циљу тачног одређивања губитака на трење. Средњи притисак трења у овом случају има облик функционала:

$$P_r = (p_d; p_{\max} / p_{\min}; n; \text{топлотна стања}) \quad (3.4)$$

Свака од ових величина стања може да се варира преко почетног притиска, степена компресије, температуре зидова цилиндра и уља и броја обртаја. Тако спрегнуте, ове величине се доводе у везу са вредностима добијеним у реалном радном процесу. Геометријски степен компресије код оба мотора је исти. Али, код мотора са спољним погоном он мора да буде већи, уколико се жели задржати исти однос између максималног и минималног притиска у цилиндру. Укупни губици (p_{gv}) у споља погоњеном мотору могу да се измере преко збирног момента електромотора којим се погони. Раније је већ утврђено да они нису једнаки губицима трења у мотору. Та вредност је за 30-40% већа и састоји се из :

$$p_{gv} = p_r + p_{pm} + p_{gw} + p_h + p_{ki} + p_{di} \quad (3.5)$$

Где су:

- p_r -губици трења (око 60 - 70% од укупних губитака);
- p_{pm} -губици електромотора за погон (максимално 0,5% од укупних губитака);
- p_{gw} -пумпни губици мотора (20 - 25% од укупних губитака). Мада је мотор са спољним погоном, он ипак има велике разлике на усисној и издувној страни. Тачност мерења петље пумпних губитака је врло велика, тако да у самом методу овај проблем не ствара тешкоће ;
- p_h -средњи притисак погона помоћних уређаја (метод захтева само пумпу за уље па је ова вредност максимално 1% од укупних губитака) ;
- p_{ki} -индицирани средњи притисак који је еквивалентан размени топлоте између радне материје и зида цилиндра, током главног радног процеса (компресија-експанзија). Скоро редовно је негативан, релативно је мали (6- 8%) и тешко га је измерити, али га је лако израчунати ;
- p_{di} -индицирани средњи притисак губитака услед продирања радног флуида у кућиште мотора. Увек је негативан. Тешко га је измерити индицирањем, али се може израчунати. Вредности су око 3-5% од укупних губитака.

Теорија и поступак побољшања мерења

На бази анализе поступака приближавања условима у реалном мотору, може се закључити да су извори грешака следећи :

- I. за дати број обртаја, овим мерењем се не добијају губици трења (p_r), него укупни губици - једначина (3.1);
- II. досадашњи приближни методи не могу да успоставе добру корелацију између пораста механичких оптерећења у мотору и законитости промене отпора трења;
- III. приближни методи не могу да опишу промене трења сагласно променама карактеристика мотора, нити у функцији броја обртаја, нити оптерећења, нити термичких стања.

Полазећи од ових недостатака, намеће се потреба за дотеривањем ових приближних метода, из разлога што :

1. на основу једначине (3.1) не могу се израчунати крајње вредности, нити анализирати поједини утицајни параметри (као што су број обртаја и топлотни биланс у цилиндру) ;
2. на одређеном броју обртаја, на основу средњег притиска трења (p_{r0}) за мотор који не ради, не може се доћи до стварног притиска трења за реални мотор.

Прорачуни морају да се изводе на бази промене просечног притиска (p_d) и топлотног стања мотора. Аутор предлаже да се ти утицаји уведу преко коефицијента $\Delta p_r / \Delta p_d$ и $\Delta p_r / \Delta T_m$. На тај начин могу да се обухвате утицаји промене и механичких и термичких стања :

$$p_r = p_{r0} + (\Delta p_r / \Delta p_d) \Delta p_d + (\Delta p_r / \Delta T_m) \Delta T_m \quad (3.6)$$

p_r -средњи притисак трења на датом броју обртаја и при средњем ефективном притиску мотора који ради ;

p_{r0} -притисак трења, добијен као пресек Виланс-Ромбергове линије и апсцисе :

$$p_{r0} = p_{gv} - p_h - p_{gw} - p_{ki} - p_{di}$$

Ово је вредност средњег притиска трења циклуса, који не садржи термичке и механичке утицаје ;

$\Delta p_r / \Delta p_d$ - коефицијент којим треба описати утицаје механичких оптерећења у мотору ;

Δp_d - разлика између ефективног радног притиска (p_e) и вредности по Виланс-Ромберговој линији:

$$\Delta p_d = p_d - p_{d0}$$

$\Delta p_r / \Delta T_m$ - коефицијент за узимање у обзир промене термичког стања у мотору ;

T_m -температура мотора битна за трење, а дефинисана као

$$T_m = (T_w + T_{ulja}) / 2$$

T_w - просечна температура зида цилиндра ;

T_{ulja} -просечна температура уља у мотору ;

ΔT_m -разлика температура мотора који ради и оне температуре која одговара Виланс-Ромберговој линији: $\Delta T_m = T_m - T_{m0}$

Када се узму у обзир стања мотора, онда се укупни механички губици (p_m) могу израчунати по изразу (3). За вредност $\Delta p_r / \Delta p_d$ је врло важно да се снима што тачније, независно од топлотног стања мотора. Највећи утицај на овај однос имају промене механичких оптерећења p_{max} / p_{min} и број обртаја :

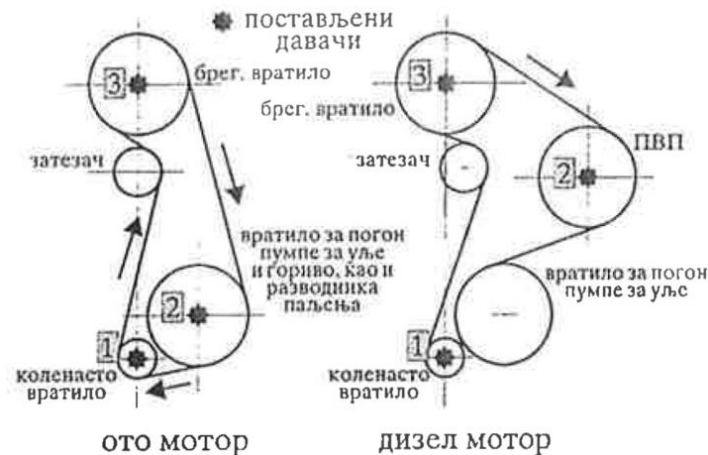
$$\Delta p_r / \Delta p_d = f(\epsilon ; n) \quad (3.7)$$

3.6 Побољшан Морзеов метод од стране Смита и Грифитса

Традиционалне потешкоће проузроковане променом температуре у цилиндру без сагоревања и пулсирајући ефекти у уисном и издувном колектору минимизирани су цикличним драстичним обртањем мотора без сагоревања и искључивањем рада у групама од једног или два цилиндра. Они су ово постигли помоћу електронског разводника паљења код Ото мотора, али сличан поступак се може користити и код дизел мотора употребом серије електронски контролисаних вентила у систему убризгавања горива.

3.7 Метод коришћен у Шорехаму

У методу коришћеном у Шорехаму мотор је опремљен давачем притиска који је калибрисан и који је могао брзо да се постави на сваки цилиндар.



Слика 19. Положај давача обртних момената[1]

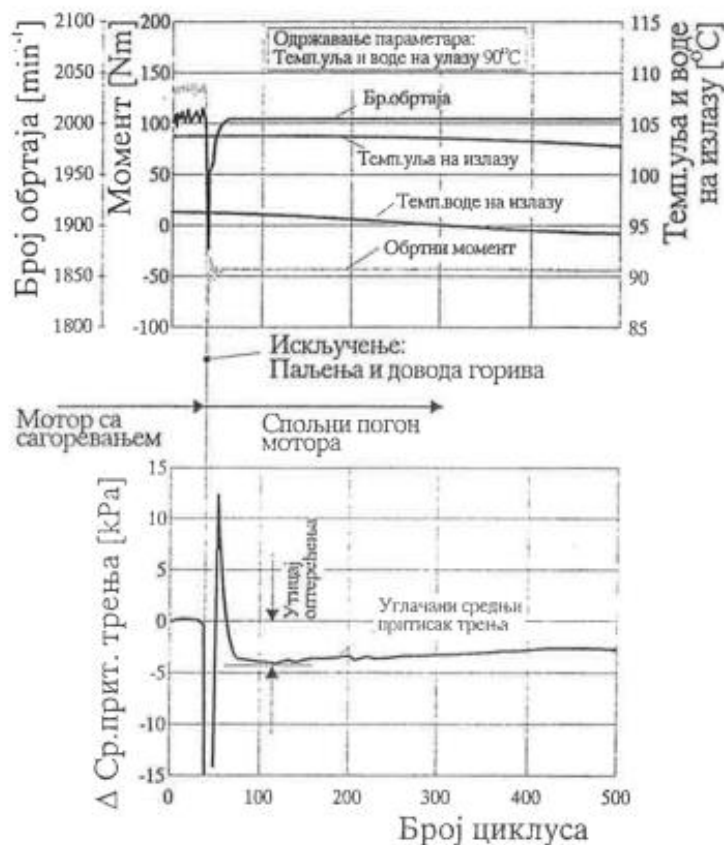
На слици 19 је приказано:

- $p_i = \int p \cdot dV$ – индицирани рад
- p_e – ефективни рад (мери се динамометром)
- $p_p = \int p \cdot dV$ – пумпни рад
- $p_m = p_i - p_e - p_p$
- Вратило 1: p_{m1} = мери се давачем 1
- Вратило 2: p_{m2} = мери се давачем 2
- Вратило 3: p_{m3} = мери се давачем 3
- Остатак: $p_m^* = p_m - p_{m1} - p_{m2} - p_{m3}$

За добијање референтне тачке користио се маркер на коленастом вратилу. Мора се тачно одредити СМТ при одређеном броју обртаја. То омогућава тачно мерење средњег индикаторског притиска под условима метода спољњег погона и под условима сагоревања. За мерење средњег ефективног притиска користи се уобичајени динамометар. Из овога је јасно како се могу издвојити механички губици мотора. Интеграција пумпног дела p - V дијаграма дозвољава израчунавање пумпних губитака. Једино остаје потреба да се раздвоје губици на погон помоћних уређаја и губици на трење у самом мотору. То се остварује помоћу прикладних давача обртног момента на сваком вратилу, као што је приказано на слици 19. Ови давачи преносе информацију или телеметријски или преко клизних прстенова. Излазни сигнали из маркера, давача притиска и давача обртних момената шаљу се у вишеканалну аквизицијску јединицу велике брзине.

3.8 Метод брзог прелаза из услова са сагоревањем у услове спољњег погона мотора

Утицај оптерећења мотора и температуре уљног филма на средњи притисак трења мотора у раду, може да се израчуна помоћу поступка искључивања при потпуном индицирању мотора. При мерењу са сагоревањем, средњи притисак трења ће бити изведен из индицираног и ефективног притиска. За време мерења довод горива и паљење се прекидају. Прво долази до извесног малог пада броја обртаја, а онда се регулишу и број обртаја и обртни момент целог система мотор-кочница. Одатле се види да је, за време овог краткотрајног прелаза, термичко стање цилиндарских кошуљица минимално промењено. Мерење средњег притиска трења у овој временској тачки добија се методом вучења у истим термичким условима као при сагоревању. Разлика у средњем притиску трења пре и после искључења показује “очување утицаја оптерећења” (деловање повећаног притиска гаса у простору сагоревања). На слици 20 је приказан средњи притисак трења који је подешен (пре скока на нулу), тако да се утицај оптерећења може јасно запазити[1].



Слика 20. Нагли прелаз из услова са сагоревањем у услове вученог мотора ради одређивања утицаја оптерећења на губитке у мотору[1]

3.9 Одређивање механичких губитака у мотору на основу краткотрајног динамичког теста

Краткотрајни динамички тест се обавља на следећи начин: мотор се претходно загреје на радну температуру, а затим се од празног хода дода пун гас, на постигнутом максимуму броја обртаја задржи се 1...2 секунда, а онда се нагло потпуно одузме гас (дизел мотор) односно искључи паљење (Ото мотор). Мотор при томе мења број обртаја у зависности од редног броја циклуса (рачунајући од почетка мерења).

Динамички тест ове врсте траје око 4...20 секунди код брзоходних мотора и око 50...150 секунди код великих спороходних бродских мотора. При томе је неопходно мерити само тренутну угаону брзину коленастог вратила.

На основу закона о одржању момента количине кретања, ефективни момент мотора M_e , ефективна снага P_e и (условни) механички степен корисности η_m се при томе за тренутну средњу угаону брзину ω , тренутно средње убрзање $d\omega/dt$ и средњи момент инерције мотора (J - заједно са свим уређајима које мотор погони) израчунава по једначинама :

$$M_e = J \cdot d\omega/dt \quad (3.8)$$

$$P_e = M_e \cdot \omega \quad (3.9)$$

$$\eta_m = P_{e, \text{позитивно}} / (P_{e, \text{позитивно}} - P_{e, \text{негативно}}) \quad (3.10)$$

Тренутна средња угаона брзина и средње угаоно убрзање односи се на исти број обртаја као и $P_{e, \text{позитивно}}$ за коју се тражи механички степен корисности η_m .

Ако се жели само релативно поређење снаге и момента са еталоним (што је најважније), онда није неопходно познавање стварног средњег момента инерције мотора (J). За одређивање механичког степена корисности према једначини (3.10) није неопходно познавање момента инерције мотора.

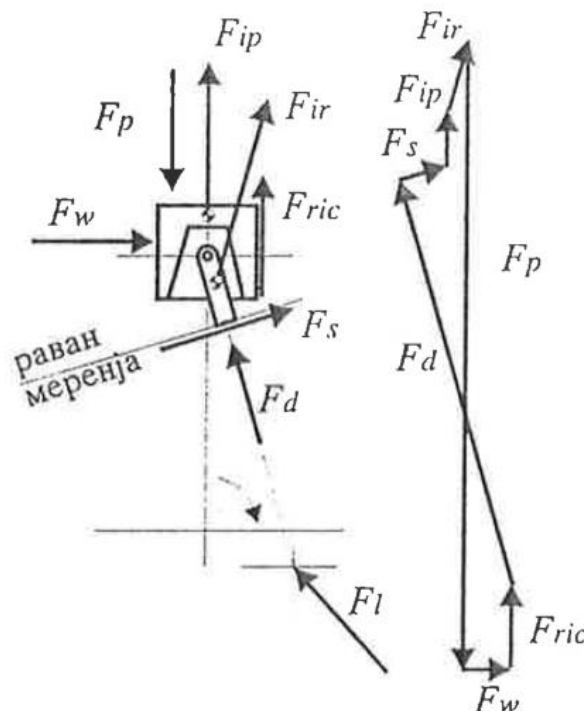
Иако снага механичких губитака $P_{e, \text{негативно}}$ одређена на овај начин, представља само приближно стварну снагу механичких губитака при пуном оптерећењу и датом броју обртаја, то никако не умањује њену информативност у погледу оцене релативне механичке ваљаности мотора.

3.10 Директан метод за одређивање губитака трења клипне групе

Један посебан начин утврђивања величине трења је директан метод. У овом методу притисак гасова на клип добија се директно из давача притиска у цилиндру. Силе у клипњачи се добијају из мерача деформације на клипњачи (своди се на правац осе цилиндра). Инерцијалне силе на клипу, осовиници и одговарајућем делу клипњаче (који се креће праволинијски) израчунавају се и свде на правац осе цилиндра. Разлика између силе гасова и осталих вертикалних сила је трење клипа. Слика 21 показује релевантне силе и њихове правце.

Велики напори су учињени како би се овај метод за мерење трења клипа прилагодио употреби при сагоревању, и то при свим радним бројевима обртаја мотора. Цилиндарска глава је опремљена лакомонтирајућим давачем притиска, клипњача је снабдевана давачем напрезања за мерење уздужних и попречних сила, а сигнали се преносе кроз проводник којег носи повезујући механизам који има могућност клађења.

Притисак у кућишту мотора се мери давачем притиска одговарајућег подручја мерења. Сензори блиски клипу се користе за детекцију СМТ и УМТ, а оптички маркер на коленастом вратилу се поставља за добијање референтног угла колена коленастог вратила. Сви сигнали се сливају у аквизицијски систем података велике брзине, а узроковање се врши сваких $0,5^\circ$ колена коленастог вратила. Сирови податак напада рачунар који се налази у мерном ланцу, због калибрисања и довођења на средњу вредност како би се повећала тачност и смањио утицај шума.



Слика 21. Силе које делују на клип и клипњачу[1]

На слици су означене следеће силе:

- F_p - сила услед разлике притисака дуж клипа
- F_{ip} - сила инерције услед убрзања клипа
- F_{ir} - сила инерције услед убрзања дела клипњаче изнад равни мерења
- F_w - нормална сила на клипу
- F_{ric} - сила трења на клипу
- F_s - сила у равни мерења
- F_d - сила дуж клипњаче (нормална на раван мерења)
- F_l - сила услед везе са коленастим вратилом

3.11 Метод за одређивање утицаја клипне групе на губитке трења код ото мотора, мерењем потрошње горива

Излазна снага је мерена електродинамичком кочницом која може да се користи као кочница или као покретач мотора. Потрошња горива је мерена помоћу електронски контролисане скале, а запремина усисаног ваздуха је мерена проточним мерачем. Одређене су три мерне тачке на кривој снаге и једна мерна тачка у области великог обртног момента које су коришћене за мерење. Избор ових мерних тачака је увршћен на основу величине снаге кочнице, на основу положаја мерних тачака унутар ЕСЕ - програма испитивања, и у зависности од занемаривања малих разлика у трењу.

Загревање мотора је извођено стриктно по плану. Ово је гарантовало увек исте услове загревања, тако да је био искључен било какав утицај овог фактора на резултате испитивања.

Да би се уочио ефекат промене трења клипова на потрошњу горива, на пример после комплетирања новог комплета клипова, мерене су перформансе и потрошња горива на све 4 мерне тачке, респективно. Коефицијент вишка ваздуха је мењан у распону $\lambda = 0,9-1,2$ и маса усисаног ваздуха је одржавана константном за сваку мерну тачку и цело испитивање. Промена снаге мотора, за сваку мерну тачку респективно, услед на пример модификације комплета клипова, била је директна последица разлике у нивоу трења клипова, што је увек резултирало новом вредношћу специфичне потрошње горива.

Величина промене у потрошњи горива мора да се одржи на респективном минимуму на дијаграму потрошње горива, на којем се приказује специфична потрошња горива у зависности од коефицијента вишка ваздуха.

За добијање ових кривуља, коефицијент вишка ваздуха треба да се мења у већ описаним границама. Свака испитивана верзија клипа није учествовала само у нормалном раду већ је учествовала и у раду по методу спољњег погона, при отвореном и затвореном лептиру гаса. Радни услови су, исто као и услови усисане запремине ваздуха, држани на константном нивоу. Ово је омогућило тачно мерење и директно поређење.

У циљу мерења утицаја промене трења клипова на потрошњу горива, разлике у излазној снази мотора морале су бити мерене у границама 1-2%. Била је изабрана следећа процедура испитивања:

- Коришћен је електронски уређај са уграђеном временском променом обртног момента за време мерења, док за то време гориво истиче из мерног резервоара на мерној скали. На крају мерења средња вредност обртног момента се приказује на нумеричком дисплеју;
- Истовремено са овим мерењем мерена је и количина усисног ваздуха протокомером за ваздух;
- Сва мерења су извођена 6 пута, а затим је била израчуната средња вредност ;
- Поређења потрошње горива две верзије клипова увек су вршена на тачки минималне потрошње горива, за сваку мерну тачку.

Подаци о испитном мотору :

- 4-тактни Ото мотор, хлађен течномшћу ;
- радна запремина 2 [l];
- највећа снага 92 [kW] ;
- K-Jetronic систем убризгавања горива.

Без већих разлика било је изводљиво мерење у свим изабраним мерним тачкама, у било ком мотору који је подесно загрејан и у којем је поуздано одржаван редослед поступака за време оптерећивања. Једино у случајевима када је мотор мировао неколико дана, поновљена мерења специфичне потрошње горива показала су одступања максимално 1,5%.

Испитивања са модификованим клиповима и прстеновима и исто таквим новим, заузимају већи део истраживања. Пошто услови загревања клипова, прстенова и цилиндарских зидова имају пресудан утицај на трење, произлази закључак да квалитет хоновања зида цилиндра мора да буде једнак квалитету дефинисаном у оригиналним условима, када се користе нови клипови и прстенови. Овај услов је најлакше испунити употребом нових блокова мотора. Зато, пре почетка актуелног истраживања треба установити утицај на потрошњу горива следећих фактора :

- комплетирање од истих, али очишћених делова у мотору ;
- измена делова и комплетирање новим деловима исте конструкције, као и нови блок мотора.

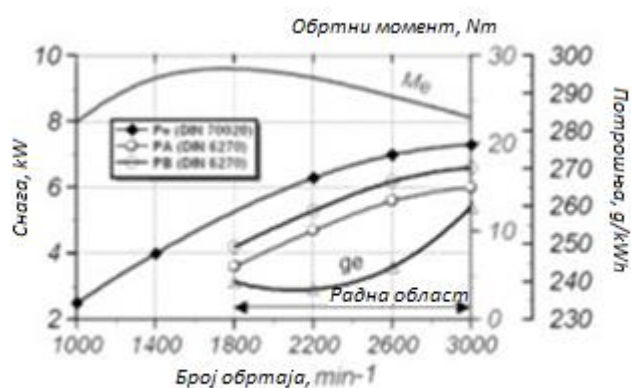
После прекида рада мотора од неколико дана, извршене су додатне серије мерења. Највеће одступање у целини у овом случају је било 1,3% .

Ако је потребно оригинални блок мотора (бр.1) заменити новим блоком (бр.2) (укључујући и нове клипове и клипне прстенове), у складу са истраживачким разлозима и разлозима одржавања континуитета испитивања, треба да буде гарантовано да ће пројектована дужина заптивне површине блока, када је клип у висини СМТ, бити потпуно иста. При осталим димензијама блока 2, сличним димензијама блока 1, поређење показује разлику у потрошњи горива, која у најбољем случају износи 1,6%. Мерење индицираног средњег притиска у зависности од броја обртаја методом спољног погона (кривуље вучења), не показује велику разлику између блока бр. 1 и бр. 2, нити при потпуно отвореном, нити при потпуном затвореном лептиру гаса. Сви клипови, клипни прстенови и блок мотора који су коришћени у почетној фази истраживања, поново су комплетирани после завршетка испитивања. Сада измерена потрошња горива разликовала се највише за само 0,7% у односу на оригиналну вредност која је постигнута на почетку серија испитивања. Ово је додатни доказ да за време истраживања нису рађене никакве промене на мерној опреми. Испитивања урађена до ове фазе, показала су да постоји потребна тачност мерног метода и процедуре склапања, чиме су се могле измерити мале разлике у потрошњи горива, створене малим променама нивоа трења код других конструкција клипа[1].

4. Експериментално одређивање механичких губитака дизел мотора DMB 3DA450 методом индицирања

4.1 Опис мерне инсталације

Предмет испитивања је експериментални Дизел мотор, који представља моноцилиндрични мотор DMB 3DA450, произвођача „21. мај – Београд“. Изглед овог мотора као и дијаграм његове декларисане брзинске карактеристике приказани су на слици 22, док су карактеристике и технички подаци базног мотора приказани у табели 2.



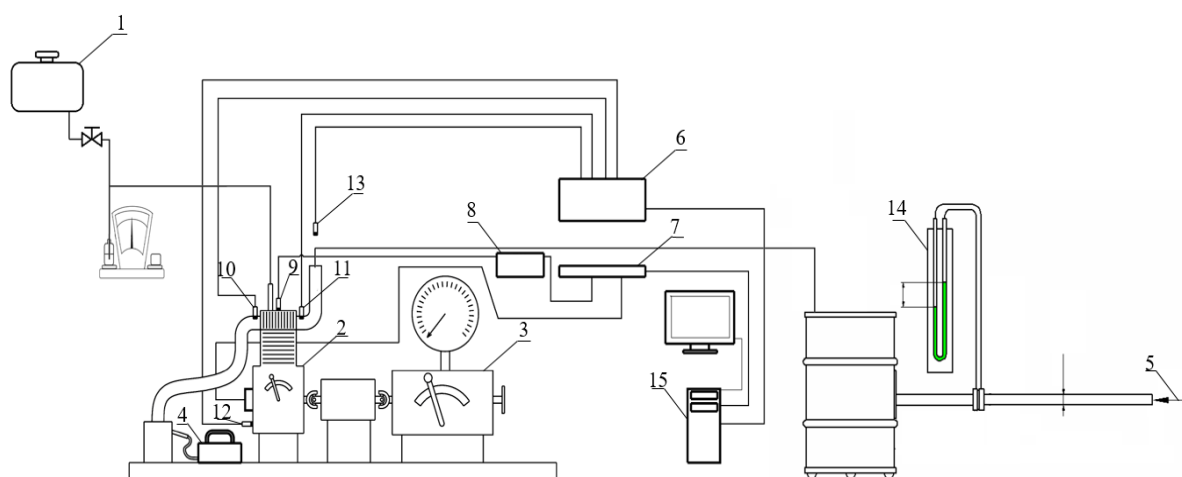
Слика 22. Изглед базног мотора 3DA450 и његове декларисане брзинске карактеристике[13]

Табела 2. Карактеристике и технички подаци базног мотора DMB 3DA450 [13]

Тип / фабр. број	3 DA 450 modul 328 / 2175703
Врста мотора:	-цилиндарски., 4-тактни дизел мотор са директним убризгавањем
Намена мотора:	погон малих пољопривредних и грађевинских машина, електро-генератора
Хлађење	ваздухом, принудно без регулације
Радна запремина	$V_h = 454 \text{ cm}^3$
Пречник / ход клипа	$D / S = 85 / 80 \text{ mm/mm}$
Степен компресије	$\varepsilon = 17,5$
Радна област по броју обртаја	$n = (1800 \div 3000) \text{ o/min}$
Максимална снага мотора ($\pm 5\%$) - према DIN 70020 - према DIN 6270 (блокирана П.В.П.) - према DIN 6270 (блокирана П.В.П.)	$P_e = 7,3 \text{ kW}$ (краткотрајна снага) $P_A = 6,0 \text{ kW}$ (ограничено време рада сходно намени) $P_B = 6,6 \text{ kW}$ (фабричко подешавање)
Максимални обртни момент	$M_{e_{\max}} = 28 \text{ Nm}$ при $n_M 1700 \text{ o/min}$ (одговара кривој снаге P_e)

Специфична ефективна потрошња горива	$g_e = 262 \text{ g/kWh}$ (режим макс. снаге P_B)
Опрема за убризгавање горива: пумпа високог притиска (П.В.П.) - регулатор броја обртаја - угао предубризгавања - брызгач - притисак отварања брызгача	систем пумпа-цев-брызгач моноблок, IPM-YPFR170YS6459/311 свережимски механички $\alpha_{pu} = 18,5^\circ \text{KV}$ фиксно (фабричко подешавање) затвореног типа, IPM-YKBL78S120/4 $p_{ob} = 125 \text{ bar}$
Разводни механизам: • зазор уисног вентила • зазор издувног вентила • уисни вентил отвара • уисни вентил затвара • издувни вентил отвара • издувни вентил затвара	са брегастим вратилом у блоку мотора • 0,15 mm • 0,20 mm • 16°KV пре SMT • 40°KV после UMT • 40°KV пре UMT • 16°KV после SMT
Електро-опрема мотора алтернатор регулатор пуњења електро-покретач	интегрални, 10-полни, са перманентним магнетом у замајцу стабилилисани усмерач 13,8 V/ 90 W 18 A _{MAX} BOSCH

На слици 23 приказана је шема мерне инсталације мотора који је уграђен на постоље и прикључен на хидрауличку кочницу за испитивање мотора.



Слика 23. Мерна инсталација [14]

На слици 23 бројевима су означени следећи елементи мерне инсталације:

1. Резервоар
2. Мотор
3. Кочница
4. AVL Ditest
5. Проток ваздуха
6. HBM UPM 60
7. AVL indimer 619
8. Kistler 5007
9. давач притиска
10. давач температуре у издувном воду
11. давач температуре у усисном воду
12. давач температуре уља
13. рачунар
14. U манометар
15. рачунар

Мотор ради са три горива, референтним горивом са мањим цетанским бројем, испитиваним узорком, и референтним горивом са већим цетанским бројем. Гориво се пропушта из резервоара до мотора и мотор се пушта у рад.

Параметри који се прате током рада мотора су:

- Проток ваздуха,
- Притисак у цилиндру,
- Температура ваздуха у усисном воду,
- Температура издувних гасова у издувном воду,
- Температура уља у мотору,
- Температура околине, и др.

За прикупљање и обраду сигнала задужено је више уређаја који податке даље шаљу у рачунар где се врши додатна обрада података и на крају њихов приказ. Испитивањем се мери број обртаја, обртни момент мотора, количина ваздуха унета у мотор, потрошња горива, потпритисак у усисној грани, састав издувних гасова (CO, HC, O₂) и температура издувних гасова.

4.1.1 Мерење ефективног обртног момента и броја обртаја мотора

Оптерећивање и мерење параметара ефективне снаге мотора је вршено помоћу хидрауличке моторске кочнице SCHENCK U1- 16h, приказане на слици 24. У основи је то двојна регулациона турбо спојница са нагнутим лопатицама. Турбинско коло је блокирано и ослоњено на механичку вагу помоћу које се и мери ефективни обртни момент. Регулациона команда кочнице (пито цев) је опремљена електричним актуатором, тако да је оптерећење мотора задавано даљински.

Калибрација ваге је спроведена помоћу припадајуће опреме, а према упутству произвођача [CARL SCHENCK MASCHINENFABRIK GMBH, Handbuch für hydraulische Leistungsbremse Größe U1-16h, Darmstadt, 1966.]. Њена линеарност је посебно контролисана у опсегу $0 \div 5$ daN, обзиром на перформансе испитиваног мотора.

Број обртаја мотора је мерен дигитално, помоћу система за индицирање AVL Indimer 619, при чему је коришћена средња вредност броја обртаја за 50 узастопних циклуса. Обзиром на методологију мерења калибрација обртомера није предвиђена, а његова провера се врши активирањем подпрограма за контролу синхронизације енкодера.



Слика 24. Моторска кочница SCHENCK U1- 16h

4.1.2 Одређивање индикаторских параметара мотора

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} \quad (4.1)$$

$$W_e = \frac{120 \cdot P_e}{V_{hu} \cdot n} \quad (4.2)$$

Где су:

- W_e - специфични ефективни рад, kJ/dm^{-3}
- V_{hu} – радна запремина мотора, dm^3
- n - број обртаја мотора, o/min^{-1}

$$P_e = 0.736 \cdot \frac{F_k}{1000 \cdot n} \quad (4.3)$$

Где су:

- P_e - ефективна снага мотора, kW
- F_k – сила на кочници, daN

$$W_i = 0.1 \cdot p_{mi} \quad (4.4)$$

Где су:

- W_i - специфични индикаторски рад, kJ/dm^{-3}
- p_{mi} – средњи индикаторски притисак, bar

4.1.3 Мерење потрошње горива

Већ дуги низ година се у Лабораторији за моторе СУС употребљава масена метода мерења потрошње горива. Мерењем масе узорка горива и времена за које се оно утроши одређује се часовна потрошња горива. Коришћена опрема је приказана на слици 25.



Слика 25. Опрема за мерење потрошње горива

На слици су приказани следећи елементи:

1. Електровентил
2. Доводно црево
3. Одводно црево
4. Мерна посуда
5. Прецизна вага
6. Мерни тег
7. Баласт
8. Хронометар

Отварањем електровентила 1 се преко доводног црева 2 врши допуњавање мерне посуде 4. Затварањем вентила мотор троши гориво из мерне посуде 4 преко одводног црева 3.

У припремној фази мерења је потребно да се вага доведе у стање приближне равнотеже избором масе баласта 7. Тада је је показивач у мерном пољу скале опсега 100 g и поделом од 1 g. На почетку мерења се стартује хронометар 8 и истовремено региструје положај показивача. Стављањем мерног тега 6 на тас са мерном посудом 4 се дефинише маса узорка горива. Када показивач дође у положај са почетка мерења хронометар се зауставља. Избор масе узорка горива се врши у зависности од радног режима мотора тако да време потрошње није краће од 30 s. Овај метод, ма како изгледао архаично, има низ предности:

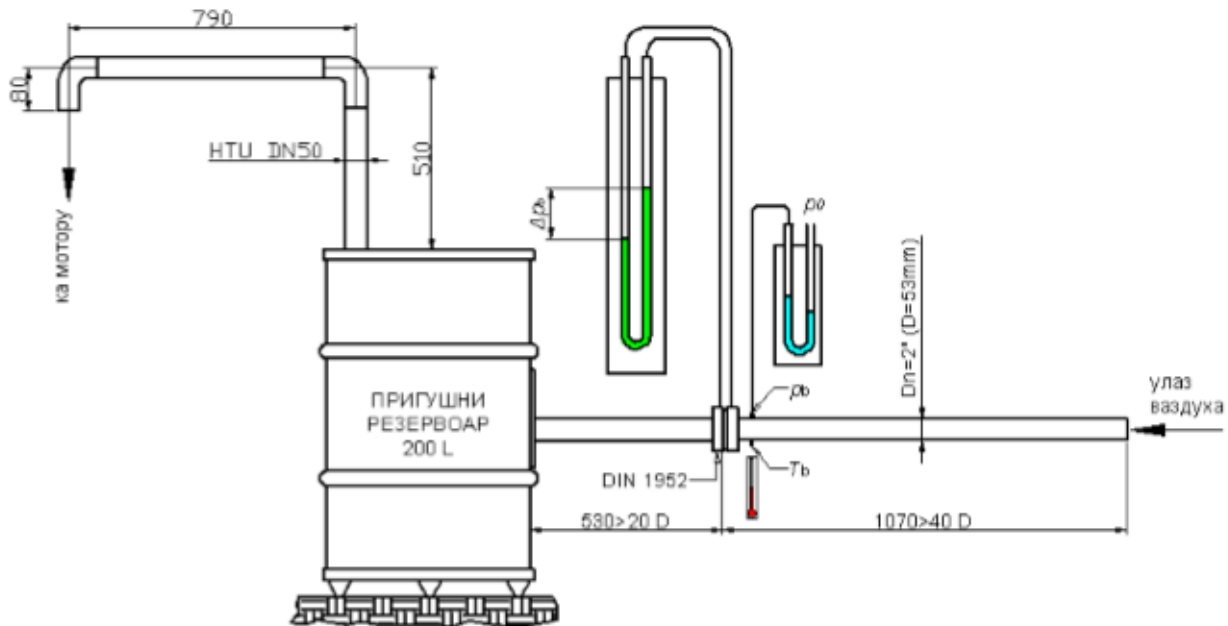
- практично неограничен мерни опсег уз велику прецизност мерења малих потрошњи,
- тачност масе узорка горива је одређена класом тачности мерног тега (0,1 %), - не мора се водити рачуна о густини горива као код запреминске методе,
- умањене грешке мерења због хистерезе ваге и промене нивоа горива у мерној посуди ,
- простом заменом спремне мерне посуде се прелази на мерење потрошње другог горива.

Главни проблем при оваквом начину одређивања потрошње је субјективне природе, јер испитивач мора бити веома концентрисан и увежбан. Искуство је показало да је тада поновљивост испитивача при одређивању часовне потрошње горива на стабилном радном режиму реда ± 1 %.

4.1.4 Мерење протока ваздуха

На основу познате потрошње ваздуха могуће је израчунавање више радних параметара мотора: запреминског степена пуњења (η_v), просечног коефицијента количине ваздуха смеше (λ), као и специфичне емисије продуката сагоревања. Основни предуслов за прецизно мерење протока помоћу оштрих заслона је устаљеност струјања кроз отвор заслона. Са друге стране, клипни мотор СУС, као циклична машина, генерише изразито нестационарно - импулсно струјање ваздуха у усисном систему, праћено одговарајућим динамичким феноменима. Како уређај за мерење протока ваздуха постаје део усисног система мотора, ови феномени се преносе и на мерни део инсталације. Постављањем пригушног резервоара између мотора и мерног дела инсталације добија се део инсталације велике запремине и проточног пресека, који, у математичком смислу, интегрални импулсну функцију протока генерисану мотором. У идеалном случају би се као резултат добио константан проток на улазу у резервоар, односно кроз мерни део инсталације. Генерално, велики однос запремине пригушног резервоара према циклусној потрошњи ваздуха, као и висока учестаност побуде протока, погодују остварењу овог циља.

На слици 26 је приказан лабораторијски уређај за мерење протока ваздуха која се састоји од усисног цевовода, пригушног резервоара и мерне инсталације.



Слика 26. Скица уређаја за мерење протока ваздуха

Усисни цевовод је изведен од ПВЦ елемената HTU DN 50 (стандард EN1451) и спаја усисни систем мотора са пригушним резервоаром. Пригушни резервоар има запремину 200 L, а направљен је од лименог бурета са одговарајућим прикључцима. Основу мерног дела инсталације чини заслон (бленда) са оштрим ивицама која је смештена у држачу са прстенастим коморама за узорковање притиска. Сви елементи су димензионисани и изведени према стандарду DIN1952. Препоруке стандарда о дужинама цевовода пре и након заслона отклањају опасност појаве грешака мерења везане за поремећаје струјања услед промене проточног пресека и конфигурације цевовода. При томе и даље важи услов стационарности протока. Обзиром да сам принцип мерења узрокује неповратни пад притиска у инсталацији, направљено је више заслона са отворима 10, 15, 20, 25 и 30mm.

Избор заслона се врши тако да при минималним протоцима пад притиска на заслону буде $\Delta p_b \geq 30 \text{ mmVS}$, а да при максималним протоцима неповратни пад притиска буде мањи од 300 mmVS. Овакви критеријуми избора заслона дају задовољавајућу прецизност мерења без битног утицаја на перформансе мотора.

$$Q_v = \alpha \cdot k_\varepsilon \cdot A_0 \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_b}{\rho}}; \frac{m^3}{s} \quad (4.5)$$

$$Q_m = \rho \cdot Q_v = \alpha \cdot k_\varepsilon \cdot A_0 \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p_b}; \frac{kg}{s} \quad (4.5)$$

Где је:

- α - коефицијент протока заслона
- k_ε – експанзиони коефицијент
- A_0, m^2 – проточна површина заслона
- $\Delta p_b, Pa$ – пад притиска у заслону
- $\rho, \frac{kg}{m^3}$ - густина флуида испред заслона

У суштини овај стандард омогућава конструкцију мерног прибора задовољавајуће тачности, без накнадне калибрације. Главни недостатак поступка израчунавања протока је компликовано одређивање коефицијента протока заслона $\alpha=f(Re,d/D)$ (интерполација табеларних података у функцији Рејндолсовог броја и геометријских параметара заслона) и експанзионog коефицијента $k_\varepsilon=f(\Delta p_b/p_b, \kappa)$ (номограм). Последица раније наведених критеријума за избор заслона је њихов рад у области границе толеранције, где коефицијент протока заслона $\alpha \neq const$. С друге стране, због малих падова притиска на заслону, експанзиони коефицијент (узима у обзир стишљивост ваздуха) $k_\varepsilon \approx 1$.

4.1.5 Мерење карактеристичних температура

За мерење температура су као давачи коришћени термопарови Ni-CrNi (тип "К"), пре свега због њихове робусности и ширине мерног опсега . Мерене су температуре:

- издувних гасова t_{ig} (150÷750) °C,
- цилиндарске главе t_{cg} (80÷200) °C,
- уља у картеру t_u (60÷110) °C,
- ваздуха у уписном воду t_{uv} (20÷50) °C,
- ваздуха испред заслона (бленде) за мерење протока ваздуха t_b (15÷35) °C.

Мерни ланац је оформљен применом мерног систем HBM UPM 60. Он је опремљен десетоканалним модулом за подршку термопарова UMH 3205, прикључним панелом VT 21 са компензатором температуре прикључака VMA 3205 (слика 27) "Хладни крај" термопарова је електронски симулиран у самом модулу, док је калибрациона крива свих стандардних термопарова фабрички унешена. Обзиром да су мерења температура углавном упоредног и контролног карактера, њихова тачност није пресудна. Стога није вршена калибрација мерила температуре преко целог мерног опсега већ су изведена контролна мерења у две тачке. За референтне температуре су изабране: температура топљења леда t_{ref1} и температура кључања воде t_{ref2} . Контрола је вршена баждареним живиним "хемијским" термометром опсега (0÷100) °C , са поделом 1/10 °C, гарантоване тачности $\pm 0,15$ °C на t_{ref1} , односно $\pm 0,25$ °C на t_{ref2} .



Слика 27. Опрема за мерење температура

4.1.6 Мерење атмосферског притиска

Атмосферски притисак је мере анеоридним, температурски компензованим барометром *Brüel&Kjær* тип U0003. Инструмент је калибрисан на собној температури при притиску 997 mbar. Као калибрациони барометар је коришћен лабораторијски живин барометар (Торичелијева цев). Очитавање вредности атмосферског притиска је вршено на почетку и крају сваке серије испитивања, док је у случају појаве евентуалне разлике за прорачуне коришћена средња вредност.



Слика 28. Барометар *Brüel&Kjær* U0003

4.1.7 Мерење подпритиска у уисном воду

Подпритисак у уисном воду је мерен ради мапирања система за управљање радом мотора и то помоћу мерила диференцијалног притиска HBM PD 5V. Ради умиривања пулзација притиска у воду депресије је уграђена пригушница (филтер цигарете). Излазни напон мерила размере $5 \text{ V} / 1 \text{ bar}$ је читаван помоћу микроконтролерског система за управљање. Након нуловања мерила, калибрација је извршена при подпритиску $0,5 \text{ bar}$, при чему је као калибрациони инструмент коришћен вакууметар са Бурдоновом цеви BOSCH EFAW 108.



Слика 29. Давачи притиска и калибрациони инструмент BOSCH EFAW 108

4.1.8 Мерење диференцијалног притиска

Ова величина је мерена паралелно са два мерила (слика 30). Помоћу воденог манометра вршена су мерења ради прецизног прорачуна протока ваздуха (ручни унос резултата мерења у записник). Метални лењир за мерење висине воденог стуба одговара стандарду ГОСТ 427-75 и има поделу 1 mm . Електронско мерило диференцијалног притиска OMEGA PX 277, опсега $7,5''$ ($180,5 \text{ mm}$) воденог стуба је коришћено у систему управљања радом мотора ради оквирног прорачуна потребног времена убризгавања. Калибрација овог мерила је извршена помоћу воденог манометра у размери $30,7 \text{ mmVS} / 1 \text{ V}$.

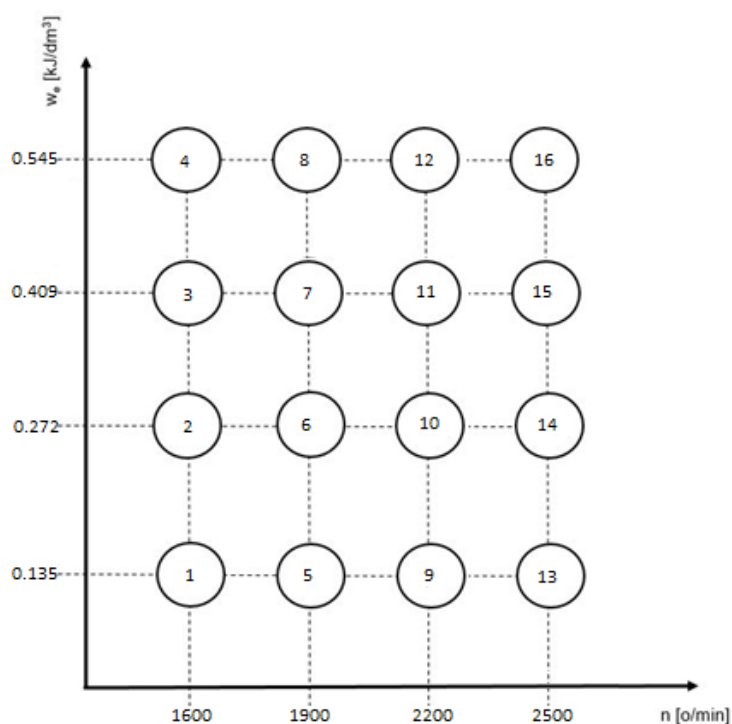


Слика 30. Мерила диференцијалног притиска

4.2 Методологија испитивања

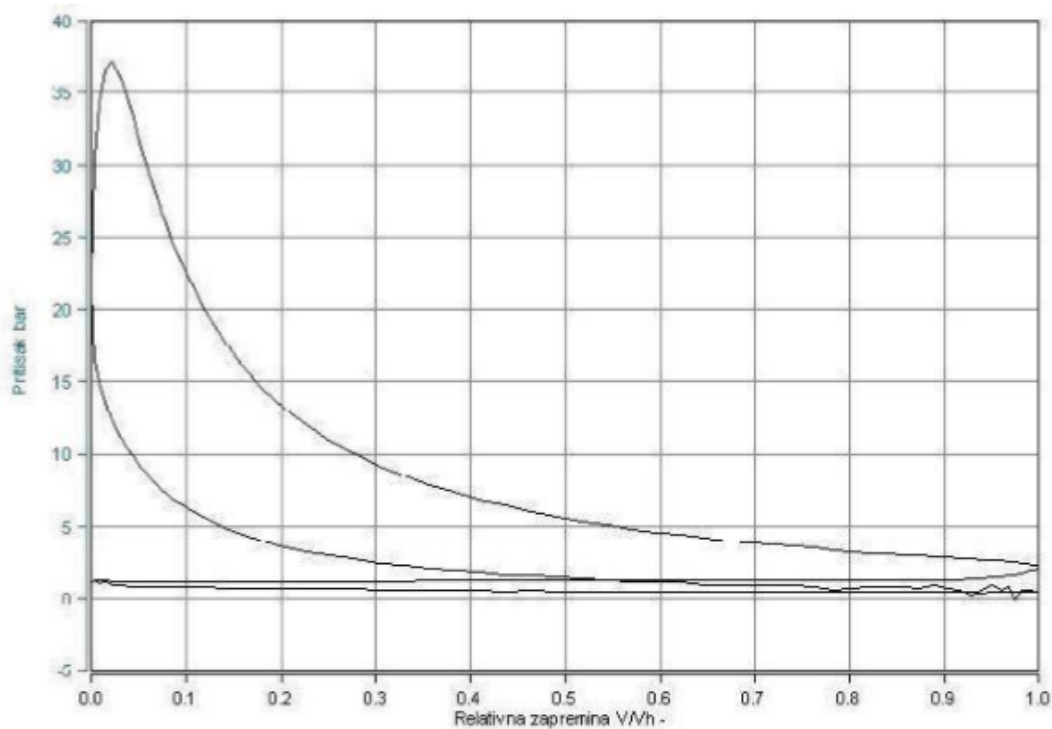
4.2.1 Избор радних режима

Током извођења експеримента, мерења су организована тако да се добије довољан број параметара за одређивање ефективних показатеља мотора. На слици 31 се може видети да на сваком од радних режима је помоћу појединачних мерила или мерних ланаца регистровано укупно 16 резултата мерења.



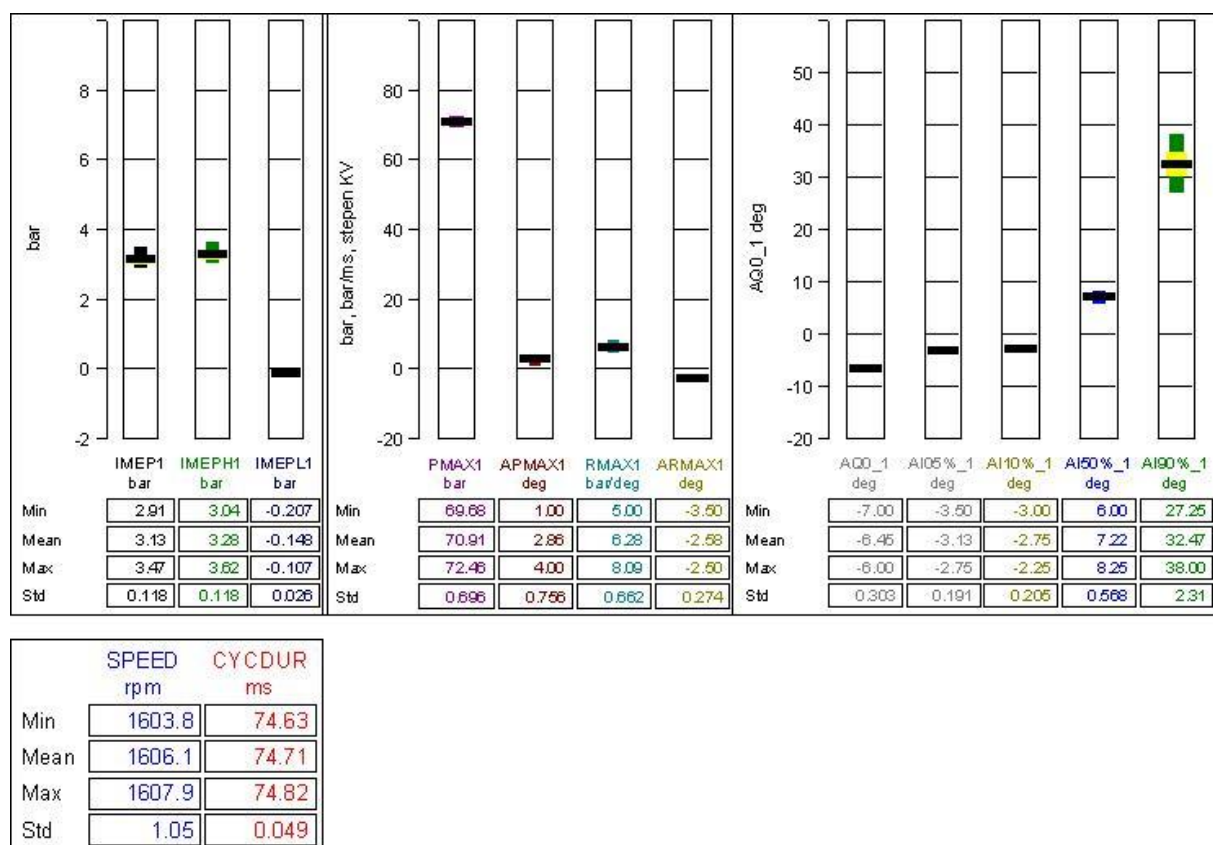
Слика 31. Режимы рада испитиваног мотора СУС

Предност примене више режима испитивања омогућава касније утврђивање тренда промене механичког степена корисности.

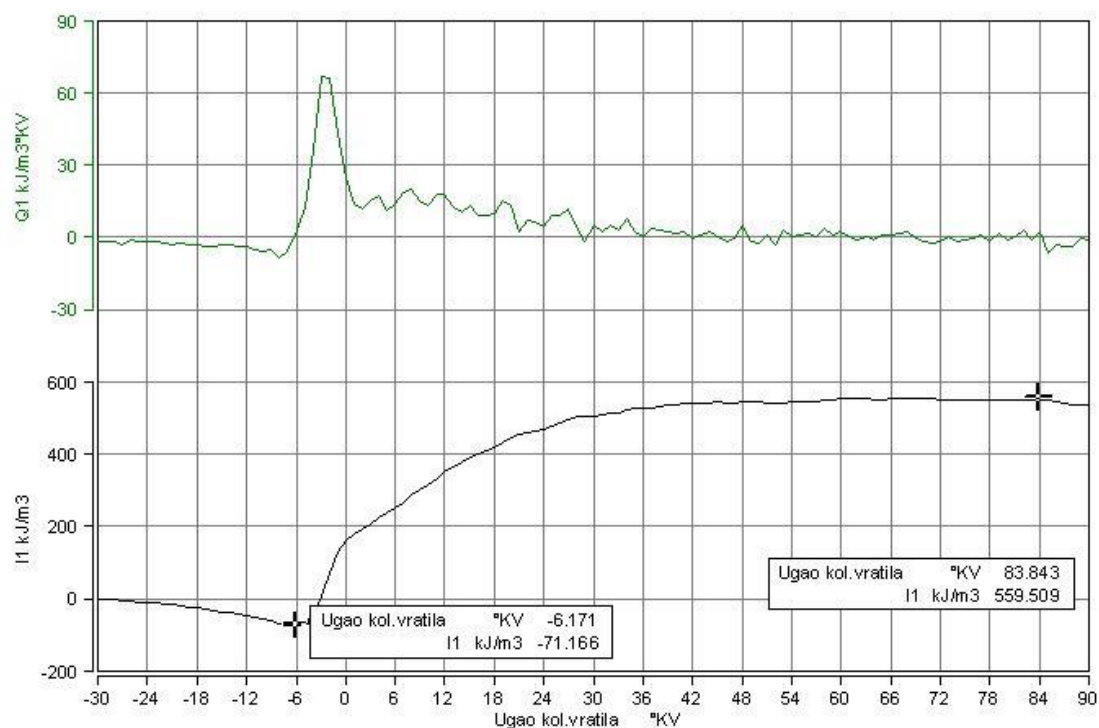


Слика 33. Приказ затвореног индикаторског дијаграма на једном од режима - мерење, типске прорачуне и приказ великог броја индикаторских параметара за практично произвољан низ узастопних циклуса:

- максимални притисак циклуса P_{MAX1} ,
- положај максималног притиска циклуса AP_{MAX1} ,
- максималну брзину пораста притиска R_{MAX1} ,
- положај максималне брзине пораста притиска AR_{MAX1} ,
- средњи индикаторски притисак циклуса $IMEP1$
- средњи индикаторски притисак високопритисног дела циклуса $IMEPH1$
- средњи индикаторски притисак нископритисног дела циклуса $IMEPL1$
- положај почетка сагоревања (само код дизел мотора) $AQ0_1$
- дискретне положаје сагоревања 5%, 10%, 50%, и 90% циклусне количине горива, $AQ05_1$, $AQ10_1$, $AQ50_1$, $AQ90_1$
- време трајања циклуса $CYCDUR$, односно број обртаја $SPEED$
- статистичку анализу свих горе наведених параметера за изабрани број узастопних циклуса у случају нормалне расподеле: минимална вредност параметра Min , средња вредност параметра $Mean$, максимална вредност параметра Max и стандардна девијација параметра Std . (слика 34.)

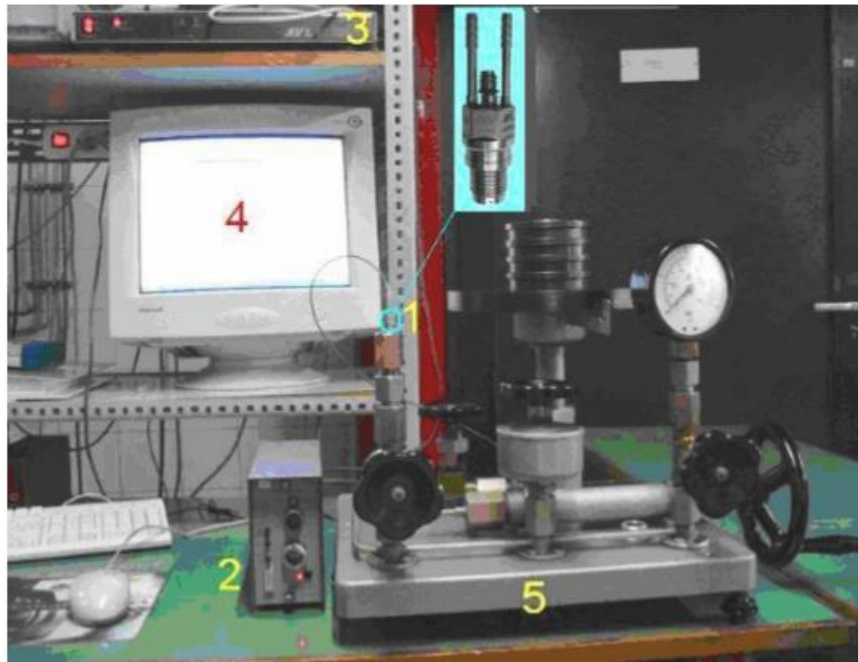


Слика 34. Приказ изабраних индикаторских параметара



Слика 35. Приказ диференцијалног и интегралног облика закона сагоревања

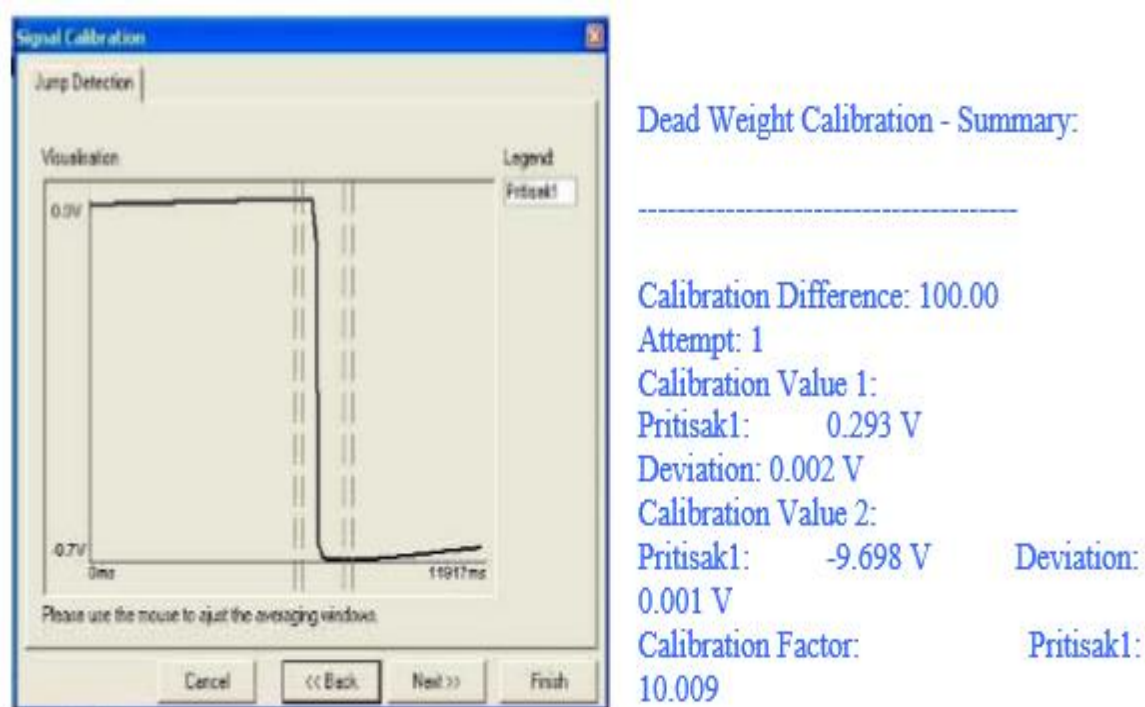
- II Флексибилну обраду података на бази прорачуна дефинисаног од стране корисника, као и кориснички дефинисану презентацију резултата,
- III Одређивање механичке грешке постављања маркера положаја СМТ термодинамичком методом,
- IV Калибрацију целокупног мерног ланца за мерење цилиндарског притиска динамичком методом, што је приказано на слици 36.



Слика 36. Мерни ланац за индицирање притиска у цилиндру током калибрације
На слици су приказани следећи елементи:

1. Пиезо-давач притиска AVL QC 32D
2. Пиезо појачавач KISTLER 5007
3. Мерни систем AVL Indimer 619
4. PC + софтвер AVL IndiCom 1.2
5. Калибратор притиска до 500 bar VEB Meßgerätewerk DDR

Обзиром да пиезо давачи региструју релативну промену притиска, калибрација је извршена његовом скоковитом променом. Најпре је у инсталацији индукован притисак од 100 bar, извршено је ресетовање појачавача и покренут програм калибрације. Наглим отварањем растеретног вентила је извршена скоковита, прецизно дефинисана промена притиска, како је приказано на слици 37. Финим подешавањем појачања, итеративно, постављен је фактор размере од 10 bar/1V.



Слика 37. Дијаграмски приказ промене притиска и извештај о калибрацији мерног ланца

4.3 Резултати експеримента

Мерен је ефективни индикаторски параметар мотора за четири броја обртаја и четири оптерећења, односно укупно 16 режима мерења. Први број обртаја је $n_1 = 1600$, o/min, други $n_2 = 1900$, o/min, трећи $n_3 = 2200$, o/min и $n_4 = 2500$ o/min, док су оптерећења тј. ефективни радови $W_{e1} = 0.135$, kJ/dm³, $W_{e2} = 0.272$, kJ/dm³, $W_{e3} = 0.409$, kJ/dm³ и $W_{e4} = 0.545$, kJ/dm³.

Добијени резултати са мерења су помоћу програма Microsoft Office Excel обрађени ради добијања жељених података (слика 38).

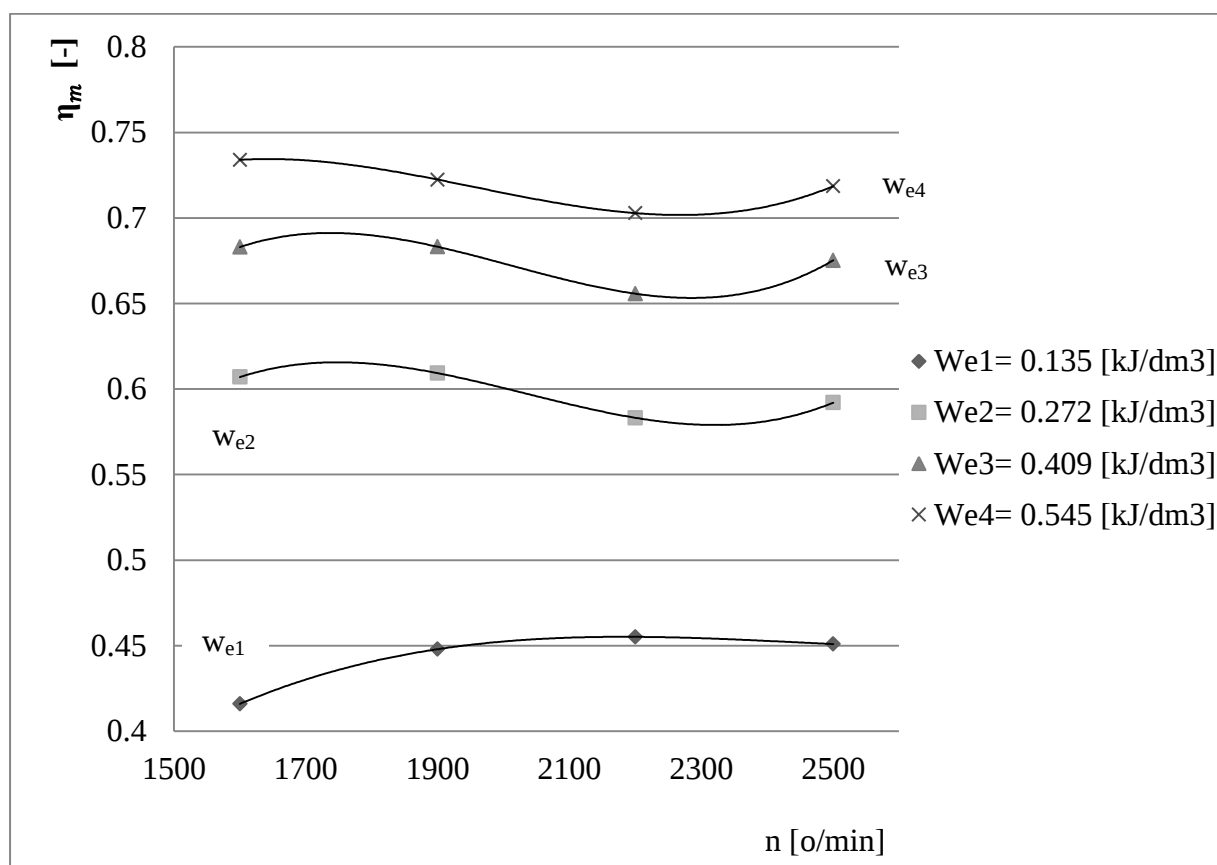
1	ЕК030ДЕЛ			K blade	10mm	13.426-0.0007 Arb																						
2	14.7			K blade	15mm	30.602-0.0039 Arb																						
3	42850			K blade	20mm	53.840-0.0068 Arb																						
4	17.5			K blade	25mm	84.229-0.009 Arb																						
5	0.454			K blade	30mm	128.83-0.0262 Arb																						
6	14																											
7																												
8																												
9	R. br.	n	pmi	Imax	F	mg	tg	tub	upr	Arb	K blade	-pus	L	A	CO	CO2	O2	HC	NOx	BSN	Tig	Teg	Tulla	Tus	To	Po	W	
10	omln	bar	km/h	daN	g	s	ms	mm	(rpm)	mm/y	mmbar	%	%	%	%	%	%	ppm	ppm	B5N	°C	°C	°C	°C	°C	mmbar	%	
11	1	1606.1	3.13	630.5	0.67	10	187.2			12	53.782										118.8	63.6	40	26.7	25.1	988	70	
12	2	1606.2	4.49	829.44	1.4	10	96.6			38	53.4912										157	74	50.3	27.2	25.4	988	70	
13	3	1606.1	6.12	1170.46	2.15	10	58.3			37	53.5002										204	84.5	56.6	28	25.8	988	70	
14	4	1603.1	6.12	1170.46	2.15	10	58.3			37	53.5002										216	92.8	60	28.4	25.9	988	70	
15	5	1605.8	7.42	1386.4	2.8	20	84.5			36	53.5092										321	107	66.8	29	26.3	988	70	
16	6	1907.8	3.04	702.4	0.7	10	74.7			54	53.3472										169.8	78	64.7	28.5	25.7	988	70	
17	7	1902.2	4.47	917.1	1.4	10	57.6			54	53.3472										218.8	87	68.5	28.9	26.3	988	70	
18	8	1899.4	5.96	1138	2.1	10	44.6			51	53.3742										276.8	99	72.6	29.6	26.5	988	70	
19	9	1905.7	7.54	1484.62	2.8	10	34.5			50	53.3832										342	109.5	75.8	30.2	26.7	988	70	
20	10	2203.7	3.12	714.71	0.73	10	70			62	53.2752										199	90	77	30.5	27	988	70	
21	11	2197.3	4.67	947.8	1.4	10	48.9			62	53.2752										318	103.6	81	30.9	27	988	70	
22	12	2195.6	6.23	1251.5	2.1	10	36.3			62	53.2752										325	103	86	30	27	988	70	
23	13	2196.7	7.75	1509.12	2.8	10	28.2			60	53.2932										343	110	76	30.5	27.4	988	70	
24	14	2515.3	3.02	668.6	0.7	10	59.1			74	53.1672										215	91	84.8	30.7	27.5	988	70	
25	15	2501.8	4.6	960.09	1.4	10	42			76	53.1492										270.3	93.2	85	30.5	27.5	988	70	
26	16	2511.8	6.05	1251.5	2.1	10	33.8			76	53.1492										341.5	103.7	86.7	30.6	27.4	988	70	
27	17	2504.2	7.58	1552.1	2.8	20	49.5			72	53.1852										351.7	119.8	90	31.2	27.6	988	70	
28																												
29	Pe	Kakt	Pek	Gh	ge	mgc	me	Wi	Pi	pm	pi	pe	Qv	Qm	mvc	mvv	A1	Pv	P									
30	kW	kW	kW	km/h	g/km/h	g/km	g/km	km/h	kW	mm	mm	mm	l/min	g/min	g/km/h	g/km/h	mm	mm	mm									
31	2	0.792	1.035	0.820	0.373	47.5	0.00773	0.130	0.313	1.902	0.416	0.429	0.179	307.07	354.09	0.44	0.11	3.878	0.842	1.153								
32	3	1.655	1.036	1.714	0.503	303.8	0.01043	0.272	0.449	2.728	0.607	0.456	0.277	303.26	349.22	0.43	0.15	2.835	0.832	1.152								
33	4	2.537	1.036	2.628	0.617	253.4	0.01284	0.418	0.612	3.712	0.683	0.505	0.345	303.31	349.17	0.44	0.19	2.308	0.833	1.151								
34	5	3.509	1.037	3.431	0.852	257.5	0.01769	0.545	0.742	4.506	0.734	0.444	0.326	299.43	344.24	0.43	0.26	1.649	0.821	1.150								
35	6	0.983	1.036	1.018	0.482	490.3	0.00842	0.136	0.304	2.194	0.448	0.383	0.171	365.25	420.75	0.44	0.12	3.564	0.843	1.152								
36	7	1.980	1.037	2.032	0.625	318.9	0.01095	0.272	0.447	3.217	0.609	0.432	0.283	365.61	420.33	0.44	0.16	2.745	0.847	1.150								
37	8	2.936	1.037	3.045	0.807	275.0	0.01417	0.409	0.598	4.297	0.683	0.447	0.306	365.61	408.56	0.43	0.21	2.066	0.825	1.149								
38	9	3.927	1.037	4.074	1.043	265.7	0.01825	0.545	0.754	5.436	0.722	0.438	0.316	352.29	404.47	0.42	0.27	1.582	0.814	1.148								
39	10	1.184	1.038	1.229	0.514	434.4	0.00778	0.142	0.312	2.801	0.455	0.425	0.193	391.69	449.26	0.41	0.11	3.566	0.783	1.147								
40	11	2.264	1.038	2.350	0.736	325.2	0.01117	0.272	0.467	3.882	0.583	0.443	0.258	391.69	449.26	0.41	0.16	2.491	0.785	1.147								
41	12	3.594	1.039	3.525	0.992	292.2	0.01506	0.409	0.623	5.175	0.666	0.438	0.287	391.95	448.96	0.41	0.22	1.848	0.786	1.145								
42	13	4.527	1.039	4.703	1.277	282.0	0.01937	0.545	0.775	6.441	0.703	0.424	0.298	385.77	441.74	0.40	0.28	1.412	0.774	1.145								
43	14	1.296	1.039	1.346	0.609	470.1	0.00807	0.136	0.302	2.874	0.451	0.396	0.179	427.41	489.41	0.39	0.12	3.279	0.749	1.145								
44	15	2.578	1.039	2.678	0.857	332.5	0.01142	0.272	0.460	4.354	0.592	0.427	0.255	432.93	495.90	0.40	0.17	2.361	0.762	1.145								
45	16	3.882	1.039	4.034	1.065	274.3	0.01413	0.409	0.605	5.749	0.675	0.454	0.306	433.07	495.73	0.39	0.21	1.900	0.760	1.145								
46	17	5.161	0.990	5.110	1.455	281.9	0.01936	0.545	0.758	7.181	0.719	0.415	0.298	401.98	506.66	0.40	0.28	1.422	0.707	1.260								

Слика 38. Табела са резултатима добијених експериментом

4.3.1 Утицај броја обртаја мотора на механичке губитке

Табела 3. Вредности механичког степена корисности за различите вредности оптерећења и бројева обртаја

w_e/n	$n_1=1600$ o/min	$n_2=1900$ o/min	$n_3=2200$ o/min	$n_4=2500$ o/min
$w_{e1}=0.135$ kJ/dm ³	0.416	0.447948	0.455168	0.450915
$w_{e2}=0.272$ kJ/dm ³	0.607	0.60929	0.583196	0.59207
$w_{e3}=0.409$ kJ/dm ³	0.683	0.683158	0.655744	0.675254
$w_{e4}=0.545$ kJ/dm ³	0.734	0.72242	0.702845	0.718608



Слика 39. Зависност механичког степена корисности од броја обртаја за различита оптерећења

Тренд промене механичког степена корисности у функцији броја обртаја за различите 4 вредности оптерећења може се описати следећим релацијама:

$$\eta_{m1} = 8 \cdot 10^{-11} n^3 - 6 \cdot 10^{-7} n^2 + 0.0015n - 0.7193$$

$$R^2 = 1$$

$$\eta_{m2} = 4 \cdot 10^{-10} n^3 - 2 \cdot 10^{-6} n^2 + 0.0048n - 2.5$$

$$R^2 = 1$$

$$\eta_{m3} = 5 \cdot 10^{-10} n^3 - 3 \cdot 10^{-6} n^2 + 0.0055n - 2.859$$

$$R^2 = 1$$

$$\eta_{m4} = 3 \cdot 10^{-10} n^3 - 2 \cdot 10^{-6} n^2 + 0.003n - 1.1283$$

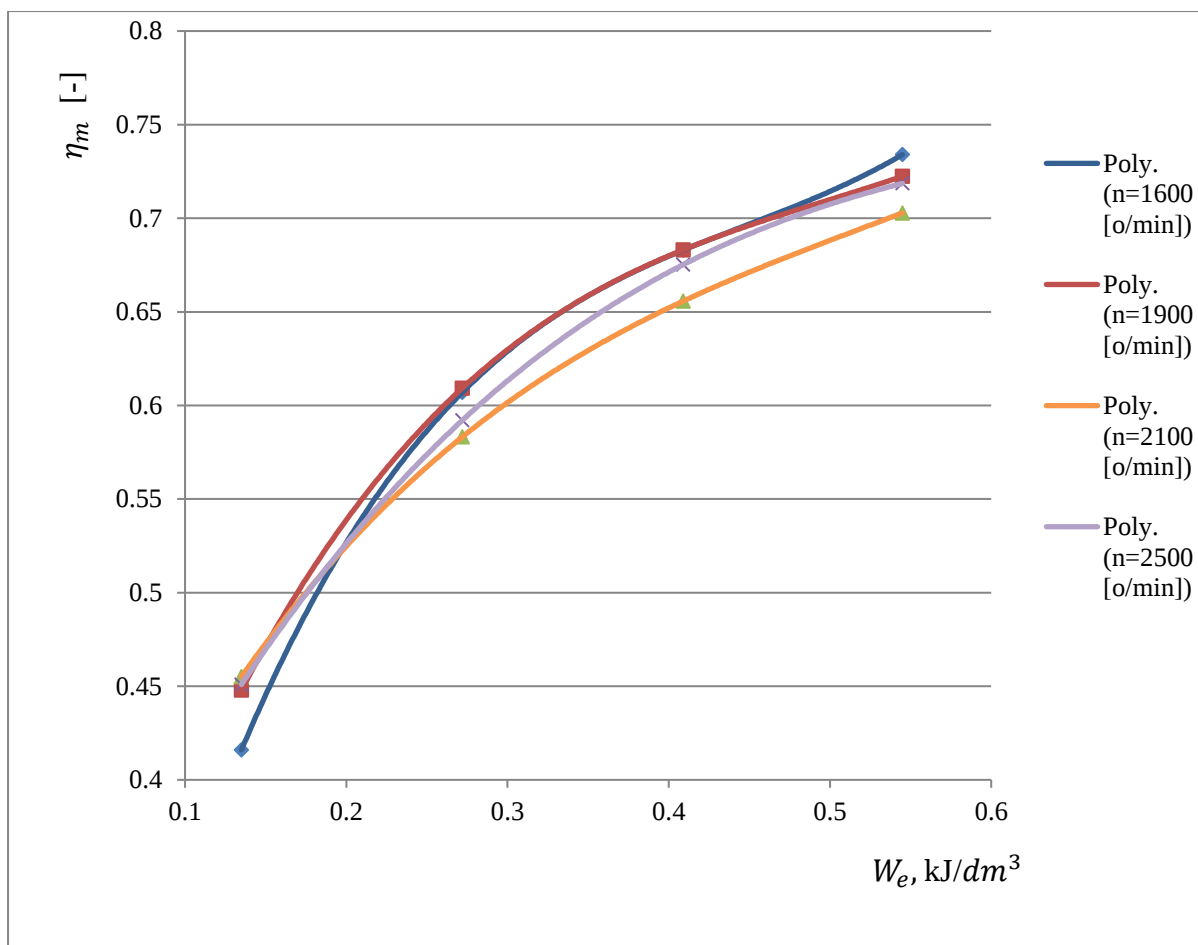
$$R^2 = 1$$

Анализирајући једначине добијене на основу резултата може се приметити да се за описивање тренда промене механичког степена корисности у функцији броја обртаја за различита оптерећења могу користити полиноми трећег реда. Узимајући у обзир вредност коефицијента корелације може се закључити да полиноми трећег реда одлично описују тренд промене механичког степена корисности.

4.3.2 Утицај оптерећења мотора на механичке губитке

Табела 4. Вредности механичког степена корисности за различите вредности оптерећења и бројева обртаја

w_e/n	$n_1=1600$ o/min	$n_2=1900$ o/min	$n_3=2200$ o/min	$n_4=2500$ o/min
$w_{e1}=0.135$ kJ/dm ³	0.416	0.447948	0.455168	0.450915
$w_{e2}=0.272$ kJ/dm ³	0.607	0.60929	0.583196	0.59207
$w_{e3}=0.409$ kJ/dm ³	0.683	0.683158	0.655744	0.675254
$w_{e4}=0.545$ kJ/dm ³	0.734	0.72242	0.702845	0.718608



Слика 40. Зависност механичког степена корисности од оптерећења за различите бројеве обртаја

Тренд промене механичког степена корисности у функцији оптерећења за различите 4 вредности броја обртаја може се описати следећим релацијама:

$$\eta_{m1} = 5.8662w_e^3 - 7.8504w_e^2 + 3.833w_e + 0.0272$$

$$R^2 = 1$$

$$\eta_{m2} = 3.4455w_e^3 - 5.1418w_e^2 + 2.8262w_e + 0.1516$$

$$R^2 = 1$$

$$\eta_{m3} = 1.9678w_e^3 - 3.0837w_e^2 + 1.9359w_e + 0.2452$$

$$R^2 = 1$$

$$\eta_{m4} = 1.1901w_e^3 - 2.5155w_e^2 + 1.9007w_e + 0.2372$$

$$R^2 = 1$$

Анализирајући једначине добијене на основу резултата може се приметити да се за описивање тренда промене механичког степена корисности у функцији оптерећења за различите вредности броја обртаја могу користити полиноми трећег реда. Узимајући у обзир вредност коефицијента корелације може се закључити да полиноми трећег реда одлично описују тренд промене механичког степена корисности.

Посматрајући дијаграме са слика 39 и 40, може се закључити да механички степен корисности има мале вредности за мала оптерећења мотора.

Уколико се посматра зависност механичког степена корисности од броја обртаја, може се закључити да не постоји зависност између ове две величине. Једино што је сигурно јесте да механички степен корисности расте са порастом оптерећења мотора.

5. Закључак

У данашње време због економских и еколошких разлога пуно пажње посвећено је повећању ефикасности и смањењу потрошње горива мотора са унутарњим сагоревањем. У томе данас велику улогу играју механички губици. С обзиром да је мотор са осталих аспекта доведен готово до савршенства, повећање ефикасности мотора могуће је смањењем механичких губитака који настају у мотору и помоћним уређајима.

Зато се код конструкције мотора пуно пажње посвећује компонентама мотора које представљају главни узрок механичких губитака, па се настоји да се усаврше или примене нова конструкцијска решења како би довели губитке на минимум. Прецизно мерење губитака је тешко, али се зна где они настају и колике су отприлике њихове вредности, па се према томе може приступити конструкцијским решењима за њихово смањивање.

Из рада је закључено да губици у највећем делу наступају у покретним деловима мотора, а затим у помоћним уређајима. Као највећи извор губитака показао се склоп клипа у којем губици настају због клизања клипних прстенова по зидовима цилиндра. Губици разводног механизма су такође велики и зависе од изведбе механизма, тако да се применом добре изведбе губици могу знатно смањити.

Губици у помоћним уређајима немају толики утицај као губици који настају у мотору, али се показало да је њих најлакше смањити и то применом пумпи променљивих протока. Смањење губитака ће резултирати повећањем ефикасности мотора и тиме и смањењем потрошње горива чему се данас све више тежи.

Мотори са унутарњим сагоревањем готово су достигли врхунац са гледишта оптимизације процеса сагоревања. То значи да је са гледишта оптимизације процеса сагоревања све мање места за напредак са којим би се повећала ефикасност мотора. Један од преосталих начина да се моторима са унутарњим сагоревањем повећа ефикасности је смањење механичких губитака и то применом нових конструкцијских решења, мазира са бољим својствима и материјала са побољшаним механичким својствима.

Једна од конструкцијских мера за смањење механичких губитака је коришћење уљне пумпе и пумпе за воду променљивог протока. Са повећањем броја обртаја мотора расте проток и притисак који остварује пумпа. Код обичне пумпе притисак и проток код одређеног броја обртаја постаје већи него што захтева мотор, па се тиме ствара непотребни губитак енергије. Зато почињу да се користе крилне пумпе које могу мењати проток променом ексцентрицитета пумпе.

Следећа конструкцијска мера су промене у разводном механизму. Трење се знатно може смањити коришћењем точкића са игличастим лежајем по којем се креће брег брегастог вратила. Тиме се трење клизања замењује трењем ваљана које је знатно мање.

Друго могуће решење је управљање вентилима, од искључивања појединих вентила из састава до промене хода вентила и преклапања вентила. Тиме се осим смањења губитака трења смањује и измена радне материје па се може регулисати крива момента мотора.

Затим је још могућа употреба пнеуматских уместо челичних спиралних опруга. Код њих је могућа регулација силе опруге. Опруга мора осигурати да се вентил не одвоји од брега. Код мањих броја обртаја мотора потребна је мања сила у опрузи да се вентил не одвоји од брега, а смањењем силе у опрузи мања је и сила трења која настаје између брега и подизача. Коришћењем пнеуматских опруга омогућује се и остварење великих броја обртаја. За сада се пнеуматске опруге користе само код тркачких аутомобила.

Највећи потенцијал за смањење губитака у разводном механизму има коришћење електромагнетских, односно мехатроничких актуатора. Они омогућују велики број стратегија које укључују искључивање вентила као и искључивање појединих цилиндара. Предвиђа се да ће се искоришћавањем могућности електромагнетског разводног механизма смањити специфична потрошња горива и до 20 посто у односу на данашње моторе. Губици се такође могу смањити обрадом цилиндра брушењем.

Осим конструкцијских решења смањење губитака је могуће коришћењем бољих мазива које смањују коефицијент трења површина у додиру. Развијају се нова синтетичка мазива и адитиви који смањују коефицијент трења, омогућују бољу адхезију и кохезију мазива и тиме осигуравају довољну дебљину мазивог филма за остваривање хидродинамичког трења при великим оптерећењима.

Литература

- [1] Грађин, З. Анализа механичких губитака дизел мотора са директним убризгавањем, Магистарски рад, Машински факултет, Београд, 2002.
- [2] Поповић, С. Истраживање и развој методе за анализу радног процеса мотора на основу мерења тренутне угаоне брзине коленастог вратила, Докторска дисертација, Машински факултет, Београд, 2013.
- [3] Дорић, Ј. Унапређење ефективности мотора СУС применом неконвенционалног клипног механизма, Докторска дисертација, Факултет техничких наука, Нови Сад, 2013.
- [4] Декањ, Ј. Енциклопедија аутоелектрике-електричне инсталације и уређаји, Београд, 2006.
- [5] Global Auto Parts & Accessories Marketplace; Интернет адреса: <http://www.gasgoo.com/auto-products/engine-parts-354/1185044.html>, приступљено 12.07.2018.
- [6] LS7 Forged Steel Crankshaft; Интернет адреса: <http://shop.partsworldperformance.com/ls7-forged-steel-crankshaft>, приступљено 22.08.2018.
- [7] Dreamstime; Интернет адреса: <http://es.dreamstime.com/fotos-de-archivo-libres-de-regal%C3%ADas-pist%C3%B3n-del-motor-image19882078>, приступљено 24.07.2018.
- [8] Machining Centers & Machine Engineering Services; Интернет адреса: <http://www.makino.com/resources/case-studies/engine-cylinder-head-/473/>, приступљено 05.08.2018.
- [9] Клинар, И.: „Мотори са унутрашњим сагоревањем“, Нови Сад, 2013.
- [10] Filipović I., Motori i motorna vozila, Mašinski fakultet univerziteta u Tuzli, Tuzla 2006
- [11] Wikipedia; Интернет адреса: https://sr.wikipedia.org/wiki/Motor_sa_unutra%C5%A1njim_sagorevanjem, приступљено 12.08.2018.
- [12] Mlfree; Интернет адреса: <https://mlfree.com/kolenasto-vratilo-radilica-tehnika/>, приступљено 21.08.2018.
- [13] Давинић А.: „Идентификација карактеристика мултипроцесног рада клипног мотора СУС“, Докторска дисертација, Крагујевац, 2013.
- [14] Грујић, И., Давинић, А., Стојановић, Н., Глишовић, Ј., Милорадовић, Д.: „Determination of influence parameters on concentration of carbon monoxide in exhaust gases by using artificial neural networks (ANN)“, Tractors and power machines, Vol. 22, No. 1/2, pp. 58-65, ISSN 0354-94966, 2017.
- [15] Махалец И., Лулић З., Козарац Д., Мотори с унутарњим изгарањем, FSB Загреб, 2010
- [16] Интернет адреса: <http://www.sankey-diagrams.com/engine-efficiency-of-cars/>, приступљено 29.08.2018.