



VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Giedrius GARBINČIUS

**STŪMOKLIO IR CILINDRO DEFORMACIJŲ ĮTAKA
VARIKLIO EKSPLOATACINIAMS RODIKLIAMS**

Daktaro disertacija

Technologijos mokslai, transporto inžinerija (03T)

Vilnius, 2005

Disertacija rengta 1997 – 2005 metais Vilniaus Gedimino technikos universitete

Mokslinis konsultantas:

prof. habil dr. **Alvydas PIKŪNAS** (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, technologijos mokslai, transporto inžinerija – 03T).

TURINYS

Paveikslų sąrašas	5
Lentelių sąrašas	8
BENDRA DARBO CHARAKTERISTIKA	9
1. LITERATŪROS ŠALTINIŲ APŽVALGA IR ANALIZĖ	13
1.1 Vidaus degimo variklio aušinimo sistema.....	13
1.1.1 Vidaus degimo variklio aušinimo skysčiai.....	14
1.1.2 Šiuolaikinė samprata apie nuosėdų susidarymą vidaus degimo variklio aušinimo sistemoje.....	16
1.2 Tyrimų apie šiuolaikinių variklių temperatūrinę būklę apžvalga.....	24
1.2.1 Vidaus degimo variklio degimo kameroje išsiskiriančios šilumos srautai.....	24
1.2.2 Įvairių veiksnių įtaka variklio temperatūrinei būklei	25
1.2.3 Variklio aušinimo sistemos darbo įtaka stūmoklio cilindro grupės techninei būklei	27
1.2.4 Stūmoklio ir cilindro temperatūrinė būklė	28
1.3 Šilumos mainų sąlygos vidaus degimo variklyje	29
1.3.1 Ribinės sąlygos stūmokliui.....	29
1.3.2 Šilumos mainai cilindre.....	33
1.3.3 Šilumos atidavimas į aušinimo sistemą.....	36
1.4 Stūmoklio cilindro grupės detalių įtaka variklio skleidžiamam triukšmui ir išmetamųjų dujų kenksmingumui	39
1.4.1 Tarpelio tarp stūmoklio ir cilindro įtaka variklio skleidžiamam triukšmui.....	39
1.4.2 Cilindrų formos makro nuokrypiai.....	41
1.4.3 Cilindro deformacijos tepimo modeliuose	44
1.4.4 Stūmoklio žiedų griovelių išdilimas.....	45
2. VIDAUS DEGIMO VARIKLIO STŪMOKLIO IR CILINDRO TERMOMECHANINĖS BŪKLĖS SKAITINIAI TYRIMAI BAIGTINIŲ ELEMENTŲ METODU.....	46
2.1 Šilumos laidumo uždavinio sprendimas.....	46
2.2 Trimačio tamprumo teorijos uždavinio sprendimas	51
2.3 Vidaus degimo variklio stūmoklio ir cilindro temperatūrinės ir deformuotos būklių tyrimai	54
2.3.1 Stūmoklio šiluminis modelis	55

2.4 Stūmoklio ir cilindro skaičiavimas <i>Cosmos DesignSTAR</i> programa	56
3. EKSPERIMENTINIAI VIDAUS DEGIMO VARIKLIO BANDYMAI	64
3.1 Nuosėdų susidarymo vidaus degimo variklio aušinimo sistemoje tyrimas	64
3.2 Remontinio atstatomojo mišinio naudojimas vidaus degimo variklio resurso daliniam atstatymui eksperimentinis tyrimas	65
3.2.1 Remontinio atstatomojo mišinio savybių eksperimentinis tyrimas trinties mašinoje <i>SMC – 2</i>	66
3.2.2 Eksperimentinis tyrimų stendas ir atlikimo metodika	66
3.2.3 Stendiniai remontinio atstatomojo mišinio bandymai vidaus degimo variklyje	76
3.2.4 Eksperimento planavimas	77
3.3 Eksperimento atlikimo metodika ir eiga	83
3.3.1 Bendroji dalis	83
3.3.2 Variklio mechaninių nuostolių galios charakteristika	83
3.3.3 Tuščios eigos charakteristika	85
3.3.4 Apkrovos charakteristika	87
3.4 Slėgis cilindre suslėgimo takto pabaigoje	92
3.5 Variklio cilindrų skersmenų matavimai	93
3.6 Variklio keliamo triukšmo eksperimentinis tyrimas	95
IŠVADOS IR REZULTATAI	97
LITERATŪRA	99
AUTORIAUS PUBLIKACIJŲ SĄRAŠAS	105
PRIEDAI	108

Paveikslų sąrašas

1 pav. Benzininio variklio šilumos balansas	13
2 pav. Vidaus degimo variklio aušinimo sistema	14
3 pav. Nuosėdos ant vidaus degimo variklio cilindrų išorinių paviršių	17
4 pav. Alkoholių grupės junginiai, naudojami gaminti aušinimo skysčius	21
5 pav. Kompanijos <i>Amalgamated Technologies Inc.</i> sukonstruota įranga, skirta tirti vidaus degimo variklių aušinimo skysčių nuosėdų susidarymą	22
6 pav. Aušinamų išmetamųjų dujų recirkuliacija	23
7 pav. Vidaus degimo variklio aušinimo sistemos filtras	23
8 pav. Variklis su tarpiniu pripučiamo oro aušinimu	26
9 pav. Vidutinio efektyviojo slėgio p_e kitimas esant įvairioms tarpinio aušinimo sistemoms	26
10 pav. Variklių su pripūtimu temperatūrinės būklės kitimas bei jos priklausomybė nuo tarpinio aušinimo	27
11 pav. Faktoriai, turintys įtakos stūmoklio cilindro grupės techninei būklei	30
12 pav. Parametrai, nusakantys šilumos mainus stūmoklyje (a), ir stūmoklių konstrukcinės schemos (b)	31
13 pav. Šilumos atidavimo koeficientų $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_{aus}$ įtaka atskirų stūmoklių konstrukcijų I – IV (žiūr. 12 pav.) temperatūroms	32
14 pav. Darbo proceso fazės, besiskiriančios šilumos mainų sąlygomis	33
15 pav. Degiojo mišinio judėjimo greitis cilindre	34
16 pav. Variklio F6L – 413, esant $n = 1700 \text{ min}^{-1}$, temperatūrų svyravimai cilindro galvutės paviršiuje priklausomai nuo alkūninio veleno pasisukimo kampo	35
17 pav. Aušinimo skysčio temperatūros ir paviršinio virimo įtaka: a) šilumos atidavimo koeficientui ir b) detalių temperatūroms	37
18 pav. Aušinimo skysčio temperatūros įtaka variklio parametrams	38
19 pav. Triukšmo vidaus degimo variklyje atsiradimas dėl stūmoklio smūgio į cilindro sienelę	39
20 pav. Stūmoklio plakimąsi sukeliančios jėgos	40
21 pav. Cilindro deformacijų koordinačių sistema ir Furje eilutės nariai	43
22 pav. Cilindro deformacijos ašine kryptimi	44
23 pav. Stūmoklio baigtinių elementų modelis	57
24 pav. Cilindro baigtinių elementų modelis	58

25 pav. Temperatūros pasiskirstymas stūmoklyje °C, kai variklio $N = 16,12$ kW, o sūkliai $n = 2200 \text{ min}^{-1}$	59
26 pav. Stūmoklio temperatūriniai poslinkiai plokštumose, statmenose stūmoklio pirštui, mm, kai variklio $N = 16,12$ kW, o sūkliai $n = 2200 \text{ min}^{-1}$	60
27 pav. Temperatūros pasiskirstymas cilindre °C, kai variklio $N = 16,12$ kW, o sūkliai $n = 2200 \text{ min}^{-1}$	60
28 pav. Cilindro temperatūriniai poslinkiai UZ plokštumose, statmenose alkūninio veleno ašiai (Z ašies kryptimi), mm, variklio $N = 16,12$ kW, sūkliai $n = 2200 \text{ min}^{-1}$	61
29 pav. Tarpelis tarp stūmoklio kreipiamosios dalies ir cilindro, plokštumoje, statmenoje alkūninio veleno ašiai	62
30 pav. Nuosėdos ant variklio cilindrų išorinio paviršiaus	64
31 pav. Kompiuterizuoto tyrimų stendo schema	67
32 pav. Trinkelės laikiklis: 1 – ritinėlis; 2 – trinkelė; 3 – rutulinė atrama; 4 – trinkelės laikiklis	70
33 pav. Temperatūros matuoklio kalibravimo stendas	71
34 pav. Trinties koeficiento priklausomybė nuo laiko	74
35 pav. Bandinio paviršiaus temperatūros priklausomybė nuo laiko	75
36 pav. Variklių bandymų stendas $KI - 5543$	81
37 pav. Variklio mechaninių nuostolių galios charakteristika prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.), kai variklio alyvos temperatūra 25 °C	84
38 pav. Variklio mechaninių nuostolių galios charakteristika prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.), kai variklio alyvos temperatūra 85 °C	84
39 pav. Valandinių degalų sąnaudų priklausomybė nuo variklio sūkių, jam veikiant tuščiaja eiga, prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.)	85
40 pav. CO priklausomybė nuo variklio sūkių, jam veikiant tuščiaja eiga, prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.)	86
41 pav. CH priklausomybė nuo variklio sūkių, jam veikiant tuščiaja eiga, prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.)	86
42 pav. Apkrovos charakteristika (lyginamųjų degalų sąnaudų b_e priklausomybė nuo variklio apkrovos N) prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.)	87
43 pav. Apkrovos charakteristika (CO priklausomybė nuo variklio apkrovos) prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.)	88
44 pav. Apkrovos charakteristika (CH priklausomybė nuo variklio apkrovos) prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.)	88

45 pav. Apkrovos charakteristika (lyginamųjų degalų sąnaudų priklausomybė nuo apkrovos) prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.).....	89
46 pav. Apkrovos charakteristika (CO priklausomybė nuo apkrovos) prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.).....	89
47 pav. Apkrovos charakteristika (CH priklausomybė nuo apkrovos) prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.).....	90
48 pav. Apkrovos charakteristika (lyginamųjų degalų sąnaudų priklausomybė nuo apkrovos) prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.).....	90
49 pav. Apkrovos charakteristika (CO priklausomybė nuo apkrovos) prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.).....	91
50 pav. Apkrovos charakteristika (CH priklausomybė nuo apkrovos) prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.).....	91
51 pav. Kompresija cilindruose prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.).....	92
52 pav. Cilindrų skersmenų matavimo pjūviai.....	93
53 pav. Cilindrų išdilimo vidutinės kreivės (statmenoje alkūninio veleno ašiai) grafinė išraiška, D – cilindro skersmuo, H – cilindro aukštis.....	94
54 pav. Cilindrų išdilimo vidutinės kreivės (lygiagrečioje alkūninio veleno ašiai) grafinė išraiška, D – cilindro skersmuo, H – cilindro aukštis.....	94
55 pav. Triukšmo lygis varikliui veikiant prieš naudojant RAM ir po, 800 min^{-1} sūkiiais	95
56 pav. Triukšmo lygis, varikliui veikiant prieš naudojant RAM ir po, 2000 min^{-1} sūkiiais ..	96

Lentelių sąrašas

1 lentelė. Medžiagų, iš kurių pagaminti stūmoklis ir cilindras, fizikinės mechaninės savybės	57
2 lentelė. Remontinio atstatomojo mišinio fizikiniai ir cheminiai rodikliai.....	66
3 lentelė. Ritinėlio paviršiaus kietumas prieš ir po eksperimento	68
4 lentelė. Ritinėlio skersmenys prieš ir po II etapo, mm	73
5 lentelė. Faktorių lygiai ir varijavimo intervalai	78
6 lentelė. Eksperimento planavimo matrica	79
7 lentelė. Stendo <i>KI – 5543</i> techniniai duomenys	82

BENDRA DARBO CHARAKTERISTIKA

Temos aktualumas

Automobilio variklis yra labiausiai apkrautas ir vienas iš mažiausiai patikimų jo agregatų. Išsamios mokslinės tiriamosios analizės reikalauja pagrindinės variklio detalės (cilindrų blokas, galvutė ir stūmoklis), nuo kurių būklės labiausiai priklauso viso variklio darbo kokybė. Dėl atsirandančių gedimų mazguose ir detalių sujungimuose, eksploatuojant variklį, mažėja jo galia, ekonomiškumas, patikimumas ir ilgaamžiškumas. Vienas atsakingiausių ir labiausiai apkrautų mazgų vidaus degimo varikliuose yra stūmoklio cilindro detalių grupė. Daugeliu atveju šios detalių grupės resursas lemia viso variklio darbo resursą. Neteisinga stūmoklio cilindro grupės detalių tarpusavio sąveika yra pagrindinė nekokybiško variklio darbo priežastis bei bloginanti galios ir ekonomiškumo rodiklius. Varikliui veikiant stūmoklio cilindro grupės detalės yra veikiamos skirtingų šiluminių apkrovų. Eksploatacijos metu atsirandantys skirtingi šių detalių temperatūriniai laukai lemia nevienodas deformacijas. Šios deformacijos keičia tarpelius ir įvaržas tarpusavyje sujungtose detalėse, dėl ko kinta detalių formos ir paviršiai, pasikeičia paviršių tarpusavio išsidėstymas. Ypač svarbi temperatūrinio lauko įtaka detalėse sudarančiose trinties porą.

Besitrinančių paviršių dilimo intensyvumą nulemia vyraujanti trinties ir dilimo rūšis tarp kontaktuojančių paviršių [76, 36, 71]. Vienos ar kitos vyraujančios trinties ir dilimo rūšies atsiradimą, jos vystymąsi ir intensyvumą trinties poroje sukelia išoriniai mechaniniai veiksniai (tarpusavio slydimo greitis, lyginamasis slėgimas ir tarpelio tarp besitrinančių paviršių dydis), medžiagos ir aplinka, kurioje dirba trinties pora. Šios sąlygos sukuria papildomus faktorius, veikiančius trintį ir dilimą. Svarbiausias iš papildomų faktorių yra temperatūrinis trinties režimas – temperatūrinis laukas besitrinančiose detalėse. Besitrinančių detalių dilimo procesui įtakos turi detalių paviršiaus darbo temperatūra ir jų temperatūrinis gradientas. Nuo besitrinančių paviršių temperatūros priklauso jų sąveikos pobūdis: susidaro ir kinta įvairių oksidų plėvelės, cheminiai junginiai, suardoma tepalo plėvelė ir kt.

Minėtiems variklio temperatūrinių darbo sąlygų parametrų: vidutinėms paviršių temperatūroms ir temperatūriniams gradientams, taip pat nuo jų priklausančioms temperatūriniams įtempimams ir deformacijoms – be eksploatacinio darbo režimo (galios ir sūkių skaičiaus) daugiausia įtakos turi jo aušinimo sistemos efektyvumas, kuris eksploatacijos metu kinta.

Nevienoda cilindro deformacija pakeičia jų geometriją, tada pasikeitę vidiniai matmenys neatitinka suprojektuotų, atsiranda ovališkumas ir kūgiškumas, nevienodi pagal cilindro

aukštį. Tai blogina tepimo sąlygas, didina dilimo proceso intensyvumą, mažina variklio galią bei didina degalų sąnaudas.

Variklio šiluminis režimas – svarbus stūmoklio cilindro grupės detalių formos bei matmenų kitimo faktorius. Būtina, kad trinties poros detalių temperatūrinė būklė užtikrintų jų normalų darbą esant optimaliam tarpeliui tarp besitrinančių paviršių. Nuo šių tarpelių dydžio priklauso ne tik mechaninis naudingumo koeficientas, lemiantis degalų sąnaudas, bet ir dilimo intensyvumas. *Musashi Institute of Technology* buvo atlikti tyrimai [74], kurie patvirtino hipotezę, kad, tarpeliui sumažėjus iki tam tikros ribos, labai padidėja trinties jėga stūmoklio cilindro grupėje.

Minėtų detalių deformacijos priklauso nuo jų temperatūros, geometrinių parametrų bei medžiagų, iš kurių jos pagamintos, fizikinių ir mechaninių savybių. Padidėjus temperatūrai, didėja temperatūrinės deformacijos (detalių formos ir matmenų kitimas). Eksploatuojant skysčiu aušinamus variklius, ant cilindrų aušinimo paviršių susidaro nuosėdos. Nuosėdos, turėdamos labai mažą šilumos laidumo koeficientą, lyginant su metalais (nuosėdų šilumos laidumo koeficientas apie $\lambda = 0,35 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ [11]), labai sumažina šilumos nuo aušinamų paviršių perdavimą aušinimo skysčiui. Dėl to padidėja cilindro temperatūra ir temperatūrinės deformacijos. Todėl aktualu atlikti variklių cilindrų ir stūmoklių temperatūrinių deformacijų kitimo eksploatacijos metu tyrimą, siekiant nustatyti jų įtaką variklio galios, ekonomiško ir ekologiškumo rodikliams. Kadangi Lietuvos lengvųjų automobilių parko vidutinis amžius yra apie 15 metų (tuo tarpu Vakarų Europos šalyse apie 7 metai), o jų variklių aušinimo sistemų efektyvumas pablogėjęs, tai šie tyrimai aktualūs.

Išanalizavus aukščiau nagrinėjamų problemų lygį ir įvertinus Lietuvoje eksploatuojamų automobilių ir jų variklių amžių bei jų eksploatavimo kokybę, nustatyta, kad literatūroje daugiausia dėmesio skiriama konstrukciniams, technologiniams faktoriams, turintiems įtakos variklio ekonomiško bei ekologiškumo rodikliams, ir nepakankamai įvertinami kintantys aušinimo sistemos eksploataciniai faktoriai.

Darbo tikslas

Įvertinti vidaus degimo variklių eksploatacijos metu pakitusių aušinimo sistemos eksploatacinių faktorių įtaką variklio stūmoklio ir cilindro šiluminėms deformacijoms bei šių deformacijų įtaką variklio ekonomiško ir ekologiškumo rodikliams bei variklio keliamam triukšmui.

Darbo tikslui pasiekti iškelti šie pagrindiniai uždaviniai:

1. Nustatyti nuosėdų, susidarančių vidaus degimo variklio aušinimo sistemoje ant cilindrų išorinio aušinimo paviršiaus, sluoksnio charakteristikas.
2. Ištirti benzininio variklio, stūmoklio ir cilindro temperatūrines deformacijas ir jas palyginti, esant kintančiam nuosėdų, atsirandančių eksploatacijos metu ant cilindrų išorinio paviršiaus, sluoksnio storiui.
3. Įvertinti nuosėdų, atsirandančių eksploatacijos metu ant variklio cilindrų išorinio paviršiaus, įtaką tarpelio tarp stūmoklio ir cilindro dydžiui.
4. Nustatyti tarpelio tarp stūmoklio ir cilindro dydžio įtaką variklio galios, ekonomiško ir ekologiškumo rodikliams.
5. Nustatyti tarpelio tarp stūmoklio ir cilindro dydžio įtaką variklio keliamam triukšmui.

Tyrimų metodai

Darbe naudoti teoriniai ir eksperimentiniai tyrimai. Tyrimams naudoti skaitiniai ir eksperimentiniai metodai. Eksperimentiniai tyrimai atlikti VGTU Vidaus degimo variklių laboratorijoje. Skaičiavimams ir analizei atlikti naudoti standartiniai programinės įrangos paketai *Cosmos DisignSTAR*, *MicroStation Modeler*, *Statgraphics*.

Mokslinis naujumas

1. Sukurtas skaitinis modelis stūmoklio ir cilindro temperatūrinėms deformacijoms tirti, įvertinantis aušinimo sistemos eksploatacinius faktorius. Naudojantis šiuo modeliu galima apskaičiuoti stūmoklio ir cilindro deformacijas bet kuriame skerspjuvyje ir bet kuriame aukštyje.
2. Atlikus teorinius ir eksperimentinius benzininio vidaus degimo variklio tyrimus, siekiant nustatyti variklio aušinimo sistemos eksploatacinių faktorių įtaką vidaus degimo variklio galios, ekonomiško bei ekologiškumo rodikliams sudarytas matematinis modelis, įvertinantis šių rodiklių priklausomybę nuo kintančio tarpelio tarp cilindro ir stūmoklio dydžio.

Praktinė vertė

Remiantis gautais tyrimų rezultatais, galima užtikrinti geresnę vidaus degimo variklių techninės priežiūros kokybę, mažinti degalų sąnaudas bei išmetamųjų dujų kenksmingumą, tuo pačiu padidinti variklio resursą.

Ginamieji teiginiai

1. Nuosėdų susidarymas vidaus degimo variklio aušinimo sistemoje ant cilindrų išorinio aušinimo paviršiaus turi įtakos stūmoklio ir cilindro temperatūrinėms deformacijoms ir atitinkamai tarpelio tarp stūmoklio ir cilindro dydžiui.
2. Padidėjęs tarpelis tarp stūmoklio ir cilindro daro neigiamą įtaką variklio ekonomiskumui, ekologiškumui ir keliamo triukšmo dydžiui.

Darbe daromos prielaidos ir įvertinama

1. Skaitiniuose stūmoklio ir cilindro temperatūrinių deformacijų tyrimuose priimama, kad nuosėdų storis ant cilindro išorinio paviršiaus vienodas pagal visą jo perimetrą ir aukštį.
2. Nuosėdų šilumos laidumo ir šilumos atidavimo koeficientai pastovūs.
3. Stūmoklio ir cilindro temperatūrinės deformacijos tiriamos sprendžiant tiesinį, stacionarų termotamprumo uždavinį.
4. Sprendžiant termotamprumo uždavinį, neįvertinta dėl trinties tarp stūmoklio, žiedų ir cilindro išsiskyrusi šiluma.

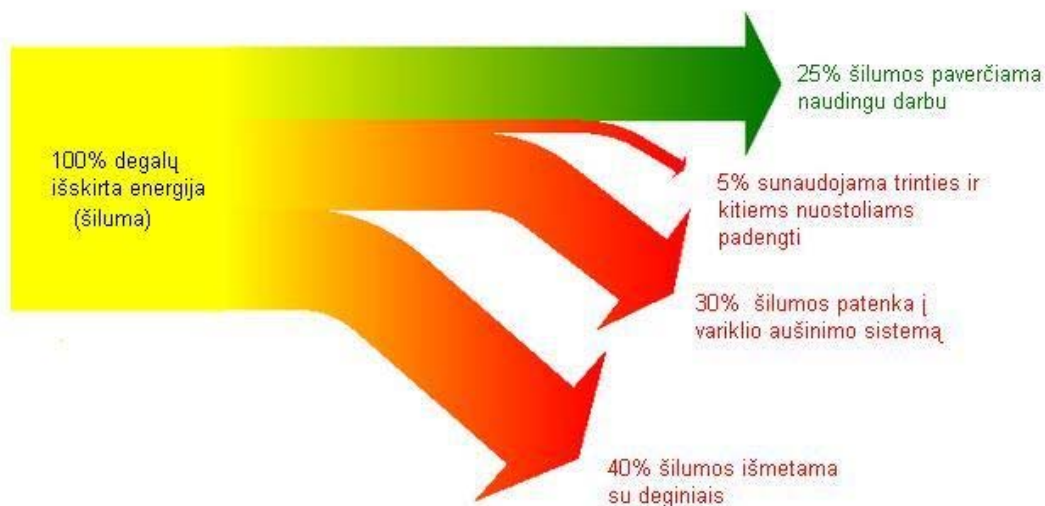
Darbo apimtis

Disertaciją sudaro 3 skyriai, išvados ir rezultatai, literatūros sąrašas. Bendra disertacinio darbo apimtis – 112 puslapių, 56 paveikslai, 7 lentelės, 3 priedai.

1. LITERATŪROS ŠALTINIŲ APŽVALGA IR ANALIZĖ

1.1 Vidaus degimo variklio aušinimo sistema

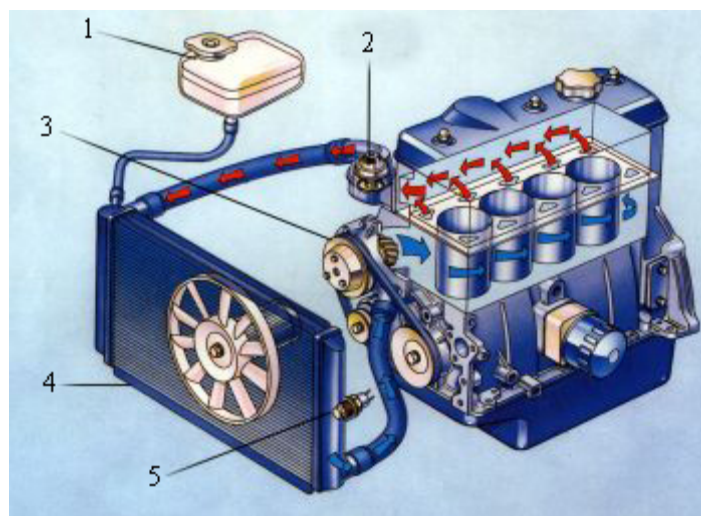
Vidaus degimo variklio veikimas pagrįstas šiluminės energijos pavertimu mechanine. Todėl dažnai vidaus degimo varikliai vadinami šiluminiais varikliais. Benzininiuose varikliuose tik nuo 25 iki 28 % cilindre išsiskyrusios šilumos energijos paverčiama naudingu darbu, kurį galima naudoti įvairioms reikmėms, o kita išsiskyrusios šilumos kiekio dalis absorbuojama variklio detalių arba su išmetamosiomis dujomis patenka į aplinką (1 pav.). Vidaus degimo variklio aušinimo sistema reikalinga aušinti įkaitusias variklio detales ir perduoti tą šilumą į aplinką. Šią šilumą sudaro cilindre išsiskyrusios šilumos dalis, nepavirtusi į indikatorinį darbą bei nepašalinta kartu su išmetamosiomis dujomis. Šios šilumos kiekis nustatomas sudarant variklio šiluminį balansą ir dažniausiai yra apie 30 % nuo visos cilindre išsiskyrusios šilumos [25, 66].



1 pav. Benzininio variklio šilumos balansas

Dauguma šiuolaikinių vidaus degimo variklių aušinimo sistemų yra aušinimo skysčiu sistemos, kurios, daugeliu, atveju pranašesnės už aušinimo oru sistemas. Automobilių vidaus degimo variklių aušinimo sistemos yra vieno kontūro, t.y. aušinimo skystis pirmiausia apteka ir aušina cilindrų išorinius paviršius, po to teka į variklio galvutės aušinimo kanalus (žiūr. 2 pav.) [20]. Vėliau aušinimo skystis, priklausomai nuo jo temperatūros, teka arba vėl link cilindrų, arba pro termostatą į radiatorių, kur ataušintas vėl grįžta aušinti cilindrų. Aušinimo skysčio cirkuliaciją aušinimo sistemoje užtikrina siurblys. Kokybiška aušinimo sistemos

techninė priežiūra ir eksploatacija užtikrina optimalias stūmoklio cilindro grupės detalių bei variklio cilindrų galvutės temperatūras, kurios, savo ruožtu, daro didelę įtaką variklio galios bei ekonomiškumo rodikliams, taip pat variklio resursui. Siekiant pagerinti vidaus degimo variklių ekonomiškumą bei patikimumą, prieš keletą metų pradėtos kurti ir tirti vadinamos „tikslaus aušinimo“ sistemos [63, 83]. Esant nepakankamam aušinimo proceso efektyvumui, blogėja besitrinančių paviršių tepimo ir trinties sąlygos, kaista variklio detalės, dėl ko tarp jų gali per daug sumažėti tarpeliai. Esant tokioms sąlygoms, labai padidėja variklio detalių dilimo intensyvumas, atsiranda detalių strigimo ir netgi lūžimo pavojus. Tokios nepatenkinamos darbo sąlygos ypač pavojingos stūmoklio cilindro grupės detalėms.



2 pav. Vidaus degimo variklio aušinimo sistema
1 – išsiplėtimo bakelis, 2 – termostatas, 3 – aušinimo skysčio siurblys, 4 – radiatorius,
5 – temperatūros jutiklis

1.1.1 Vidaus degimo variklio aušinimo skysčiai

Svarbi variklio aušinimo sistemos dalis yra aušinimo skystis. Būtent jis ir perduoda šilumą nuo įkaitusių paviršių į supančią aplinką. Aušinimo skysčio parinkimui variklio aušinimo sistemai daro įtaką daug, dažnai netgi vienas kitam prieštaraujančių, faktorių. Efektyviausias aušinimo skystis, atsižvelgus tik į kai kurias šilumines ir fizikines savybes, būtų vanduo, nes jo didelė šiluminė talpa bei geras šilumos laidumas, užtikrinantis gerą šilumos atidavimo koeficientą, taip pat maža klampa, tačiau kitos specialiai neapdoroto gruntinio vandens savybės netenkina variklio aušinimo sistemos skysčiui keliamų reikalavimų. Šiuo požiūriu ypač neigiama tokio vandens savybė yra ta, kad jame yra ištirpusių druskų, kurios, padengdamos aušinimo sistemos vidinį paviršių, labai pablogina variklio aušinimą. Tuomet

paviršiai užkalkėja, nes iš vandens aukštesnėje kaip 85 °C temperatūroje išsiskiria bikarbonatinės kalcio $Ca(HCO_3)_2$ ir magnio $Mg(HCO_3)_2$ druskos, kurios skaidosi į vandenyje netirpias druskas $CaCO_3$ ir $MgCO_3$. Kalcio ir magnio karbonatai nusėda ant aušinimo sistemos vidinių sienelių, sudarydami nuoviras, dėl kurių kaip jau buvo minėta, labai pablogėja šilumos perdavimas į aplinką. Aukšta vandens užšalimo temperatūra, 0 °C, gan žema virimo temperatūra, 100 °C, bei kitos neapdoroto gruntinio vandens savybės taip pat visiškai netenkina aušinimo skysčiui keliamų reikalavimų. Todėl šiuo metu gruntinis vanduo variklių aušinimo sistemose naudojamas labai retai. Aušinimo skysčiui dėl jo aušinimo sąlygų ypatumo reikalingos tam tikros fizikinės, cheminės ir eksploatacinės savybės. Pagrindiniai aušinimo skysčiui keliami reikalavimai [2, 19]:

- užšalimo temperatūra apie – 35 °C ir virimo temperatūra apie 105 °C, esant variklio detalių darbinėms temperatūroms;
- geros šiluminės savybės;
- jo gaminimui naudojamų cheminių medžiagų stabilumas, esant įvairioms eksploataavimo sąlygoms;
- nesudarytų nuovirų ir nuosėdų ant vidinių aušinimo sistemos dalių paviršių;
- nekoroduotų juodųjų ir spalvotųjų metalų, neardytų guminių ir plastmasinių detalių;
- neputotų;
- mažas toksiškumas;
- nedegus.

Pilniausiai visus aukščiau išvardintus reikalavimus atitinka plačiausiai šiuo metu naudojami aušinimo skysčiai, sudaryti iš vandens, etilenglikolio ($C_2H_4(OH)_2$) bei specialių priedų [2, 19].

Šie aušinimo skysčiai, remiantis automobilių gamintojų rekomendacijomis, sudaryti iš 50 % distiliuoto arba kitomis priemonėmis suminkštinto vandens bei 50 % etilenglikolio su specialiais priedais. Nuo priedų, naudojamų aušinimo skystyje, priklauso daugelis jo savybių [67]. Toks aušinimo skystis verda esant 107 °C ir užšąla esant – 36 °C temperatūroms.

Gindamos vartotojų teises didžiosios valstybės aušinimo skysčiams yra nustatiusios minimalius kokybės reikalavimus, kuriuos taip pat pripažįsta pagrindiniai automobilių gamintojai. Nepaisant to, dauguma automobilių gamintojų aušinimo skysčiams, naudojamiems jų gaminamuose automobiliuose, dar kelia savo ypatingus reikalavimus. Automobilių gamintojai ir standartizacijos organizacijos aušinimo skysčiams, kurie po atitinkamų tyrimų ir bandymų atitinka jiems keliamus kokybės reikalavimus, kuriuos nustato

atitinkami standartai, suteikia liudijimus. Egzistuoja keletas tokių tarptautiniu mastu pripažintų standartų: *ASTM D 3306*, *ASTM D 4985*, *SAE J 1034*, *SAE J 814*, *SAE J 1941* (JAV); *BS 6580*, *BS 5117* (D. Britanija); *AFNOR NF R15 – 601* (Prancūzija); *FVV HEFT R 443* (Vokietija), *JIS K 2234* (Japonija) ir kt. Šie standartai detaliai apibūdina aušinimo skysčių fizikines ir chemines charakteristikas, taip pat aprašo jų tikrinimo metodus ir procedūras.

1.1.2 Šiuolaikinė samprata apie nuosėdų susidarymą vidaus degimo variklio aušinimo sistemoje

Veikiant vidaus degimo varikliui labai svarbu, kad aušinimo sistemos dalių paviršiai, kurie dalyvauja šilumos mainuose, visada būtų švarūs. Deja, kaip nebūtų gaila, taip būna gana retai. 2003 metų vasario mėnesį JAV įvyko pirmasis Mobilaus oro kondicionavimo asociacijos (*The Mobile Air Conditioning Society*) aušinimo skysčių simpoziumas [8]. Jo dalyviai buvo žymūs šios srities ekspertai iš automobilius bei aušinimo skysčius gaminančių firmų. Jie svarstė daugelį klausimų, susijusių su aušinimo skysčių naudojimu vidaus degimo varikliuose, ir padarė tokias išvadas:

- bendra vidaus degimo variklių aušinimo sistemų priežiūros kokybė yra nepakankama ir kelia didelį susirūpinimą;
- vidaus degimo variklio aušinimo sistemos priežiūra ir aušinimo skysčio keitimo intervalų nesilaikymas dar nėra priskirti prie pagrindinių šiandieninių variklių aušinimo sistemų problemų;
- aušinimo skysčiuose naudojamų cheminių medžiagų stabilumas yra labai svarbus siekiant išvengti variklio aušinimo sistemos gedimo.

Ekspluatuojant vidaus degimo variklį, aušinimo sistemoje ant cilindrų išorinio paviršiaus susidaro nuosėdos (3 pav.). Nuosėdas sudaro ne tik aušinimo skysčio nuoviros, bet ir į aušinimo sistemą patenkančios priemaišos (smėlis, dulkės, mikroorganizmai, tepalas) bei metalo korozijos produktai. Daugelis nuosėdas ant variklio aušinimo paviršių sutapatina su nuoviromis ir mano, kad nuosėdas sudaro tik mažai tirpūs kalcio ir magnio karbonatai ir hidrokarbonatai, magnio hidroksidai, kalcio sulfatas. Tai neteisingas požiūris [56].

Nuosėdų susidarymas yra bendra pačių įvairiausių technikos sričių, kuriose naudojami aušinimo skysčiai, praskiesti vandeniu, problema. Nuosėdų sluoksnio su mažu šilumos laidumo koeficientu ($\lambda = 0,35 - 2 \text{ W/m}\cdot\text{K}$) susidarymas ant šilumą perduodančių paviršių mažina bendrą šilumos perdavimo koeficientą [24]. Tai, visų pirma, sudaro sąlygas detalių šiluminės apkrovos didėjimui.



3 pav. Nuosėdos ant vidaus degimo variklio cilindrų išorinių paviršių

Nuovirų susidarymui ant variklių cilindrų išorinių paviršių daro įtaką daug veiksnių, iš kurių svarbiausiais yra laikomi šie [41]:

- aušinimo skystyje esančio vandens kietumas, t.y. jame ištirpusių kalcio ir/ar magnio druskų kiekis. Kuo daugiau vandenyje šių druskų, tuo daugiau susidaro nuovirų;
- aušinimo skysčio temperatūra – kuo temperatūra didesnė, tuo kalcio ir magnio druskos sunkiau tirpsta ir jų daugiau nusėda ant variklio aušinimo sistemos karštų paviršių;
- aušinimo skysčio tėkmės charakteristikos – nuoviros labiausiai linkusios nusėsti ant tų paviršių, prie kurių srauto tėkmės greitis yra mažiausias arba srautas yra turbulentinis;
- oras aušinimo sistemoje – oro burbuliukų susidarymas (verdant skysčiui labiausiai įkaitintose vietose) padidina nuovirų susidarymo galimybę tose srityse;
- aušinimo skysčio pH – didesnis pH padidina nuovirų susidarymo galimybę.

Šiluminės energetikos įrenginių, kuriems priskiriami ir vidaus degimo varikliai, elementuose nuoviros būna trijų pagrindinių tipų [24]:

- pirminės nuoviros – iškrenta tiesiogiai iš tirpalo ant įkaitinto paviršiaus;
- šlamas – nuoviros, iškrentančios tirpalo kristalizacijos centruose;

- antrinės nuoviros – šlamas, prikimbantis prie įkaitinto paviršiaus.

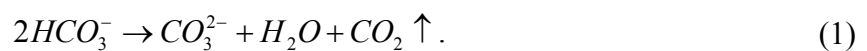
Kristalams iš tirpalo susidaryti būtinas kristalizacijos centrų atsiradimas ir tirpalo persotinimas nuovirų dariniais. Kristalizacijos centrų vaidmenį gali atlikti garų susidarymo centrai, nuovirų kristalų užuomazgos, jau esančios prietaise, tirpale esančios dalelės, korozijos produktai.

Esant konvekciniam šilumos mainams, prie įkaitinto paviršiaus egzistuoja laminarinis skysčio pasluoksnis, per kurį šiluma perduodama šiluminiu laidumu turbulentinei sluoksniui. Laminariame pasluoksnyje temperatūros persiskirsto nuo sienelės temperatūros reikšmės iki srauto branduolio temperatūros reikšmės. Šiuo atveju pagrindiniu veiksniu, nustatančiu kristalizacijos proceso pradžią, yra sienelės temperatūra. Jeigu tirpalas yra persotintas, tai kristalizacija prasideda centruose, kurie praktiškai visada būna ant įkaitusių paviršių. Kadangi dalis druskų pavirsta į nuoviras, jų koncentracija prie sienelės esančiame sluoksnyje sumažėja ir per kristalizacijos etapą medžiagos prisijungia prie kristalų sienelių.

Darbe [24] nurodyta, kad nuovirų susidarymas turi įtakos šilumos mainams ne nuo pradinio momento, o po tam tikro latentinio periodo τ_l , kurio metu ant kaitinamų paviršių stebimas šilumos atidavimo koeficiento padidėjimas. Tai priklauso nuo to, kad naujų metalinių elementų paviršius padengtas oksidų plėvele, kuri tampa papildoma termine varža. Aušinimo skysčiui verdant, ši plėvelė suyra, dėl ko sustiprėja šilumos mainų procesai. Be to, nuovirų dinaminio tinklelio susidarymas pradiniu momentu pakeičia kaitinamo paviršiaus mikrogeometriją, taip padidindamas šilumos atidavimo koeficientą.

Pagrindiniai nuovirų komponentai, išsiskiriantys iš aušinimo skysčio, yra kalcio karbonatas $CaCO_3$, magnio hidroksidas $Mg(OH)_2$ ir kalcio sulfatas gipso pavidalu $CaSO_4 \cdot 2H_2O$, polihidratas $CaSO_4 \cdot 1/2H_2O$, bei $CaSO_4$. Druskų nuosėdų cheminę sudėtį daugiausia lemia šilumokaitinio paviršiaus temperatūra: esant temperatūrai 60 – 70 °C dažniausiai nusėda $CaCO_3$, esant temperatūrai 70 – 100 °C – $Mg(OH)_2$, esant didesnei nei 100 °C druskų nuosėdas sudaro kristalohidratai arba bevandenis kalcio sulfatas.

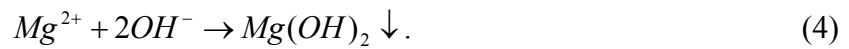
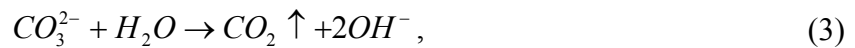
Kalcio karbonatas ir magnio hidroksidas susidaro skylant $Ca(HCO_3)_2$ ir išsiskiriant CO_2 bei H_2O . Vandeniui verdant, anglies dioksido parcialinis slėgis vandenyje sumažėja. Bikarbonatai suyra į karbonatus, anglies dioksidą ir vandenį:



Jeigu vandens temperatūra neviršija 70 °C, tai karbonatų anijonai susijungia su kalcio jonais ir tuomet išsiskiria kalcio karbonatas $CaCO_3$:



Padidėjus temperatūrai, prasideda karbonatų jonų sąveika su vandeniu ir susidaro hidroksido anijonai, kurie, jungdamiesi su magnio jonais, sudaro magnio hidroksidą:



Ypač sunkiai šalinamos nuoviros, kurias sudaro kalcio sulfatas, kuris įrenginiuose iškrentantis ant įkaitinto paviršiaus, praktiškai esant bet kokioms paviršių darbinėms temperatūroms.

Nuovirų susidarymas, veikdamas šilumos mainus per įkaitintą paviršių, pakeičia šilumos perdavimo santykį pačioje sienelėje ir šilumos perdavimą nuo įkaitinto išorinio paviršiaus supančiam aušinimo skysčiui. Tai apibrėžia dydis, vadinamas bedimensine termine varža. Bedimensinė terminė varža R_H yra santykinis dydis tarp šilumos kiekio, perduodamo nuo įkaitusio paviršiaus aušinimo skysčiui, ir šilumos kiekio, perduodamo per pačią sienelę.

Pagrindiniai veiksniai, darantys įtaką nuovirų susidarymo procesui, gali būti išskirti į 5 grupes [24]:

1. sistemos šiluminės ir hidraulinės charakteristikos (prisotinimo temperatūra T_p , šiluminio srauto tankis q_s , skysčio klampumas ν_s ir tankis ρ_s , oro burbulų judėjimo greitis ir kt.);
2. veiksniai, charakterizuojantys šilumokaitos paviršiaus būklę (šiurkštumas r , hidrofobiškumas ir kt.);
3. parametrai, charakterizuojantys nuoviras sudarančių medžiagų kiekį sistemoje (nuoviras sudarančių medžiagų koncentracija aušinimo skystyje c_{pr});
4. veiksniai, įvertinantys nuovirų savybes (nuovirų storis δ_n , šilumos laidumas λ_n , tankis ρ_n , temperatūrinis laidumas Q_n);
5. laikini veiksniai (procesų laikas τ , veikiantis šilumokaitą).

Vadinasi parametras R_n , nustatantis nuovirų poveikį šilumos mainams, yra daugelio veiksnių funkcija:

$$R_n = f(T_p, q_s, v_s, \rho_s, r, c_{pr}, \delta_n, \lambda_n, \rho_n, Q_n, \tau). \quad (5)$$

Nuosėdos ant kaitinamų paviršių pagal kilmę klasifikuojamos taip [24]:

1. oksidinės plėvelės – cheminės šilumokaitinio paviršiaus su ištirpusiu deguonimi sąveikos rezultatas;
2. kristalinės prigimties nuosėdos, susidariusios augant kristalams ant paviršiaus dėl jonų prisijungimo iš kontaktuojančio su persotintu (esant šilumą atiduodančio paviršiaus temperatūrai) tirpalu paviršiaus. Šiam tipui priskiriamos kalcio sulfato nuosėdos;
3. nuosėdos, susidariusios iš smulkiadispersinių suspensijų srauto, dažnai turinčios padriką struktūrą, kuri, laikui bėgant, sutankėja. Šiam nuosėdų tipui priklauso geležies oksidiniai junginiai, kalcio karbonatas ir magnio hidroksidas;
4. nuosėdos, susidariusios nusėdus įvairaus dispersiškumo srauto dalelėms, cementuojamos tuo pačiu metu vykstančio kristalizacinio pobūdžio priemaišų kristalizacijos proceso.

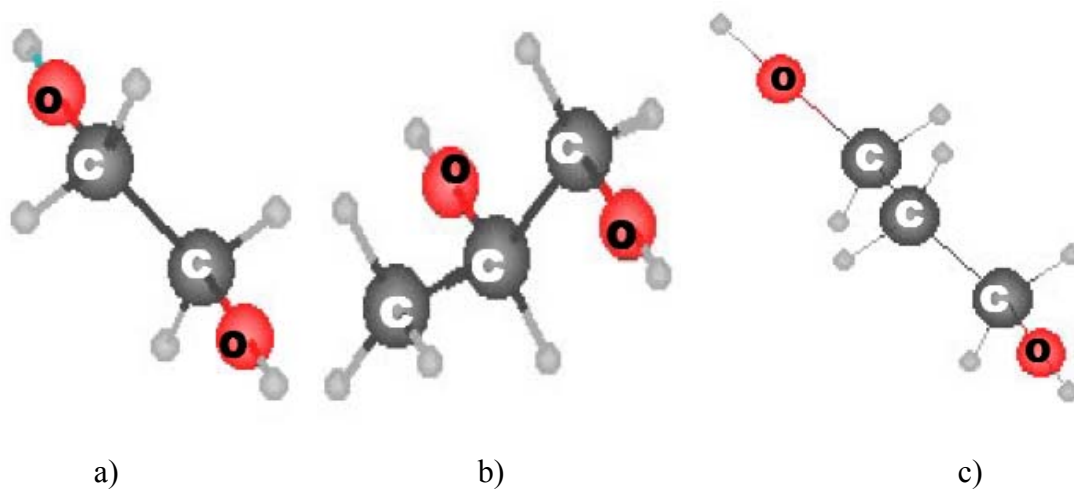
Norint, kad nuoviros nesusidarytų, naudojamos įvairios priemonės, kurias galima suskirstyti į tris grupes:

- 1) nuoviras sudarančio tirpalo apdorojimas (reagentiniai ir bereagentiniai metodai);
- 2) eksploatacinės priemonės (skysčio judėjimo greičio didinimas, oro burbulų susidarymo blokavimas);
- 3) konstrukcinės priemonės (hidrofobinių dangų naudojimas, lygių paviršių naudojimas).

Hartler H., Libert J., Persson B. nuomone eksploatacinės ir konstrukcinės priemonės turi pagalbinį vaidmenį ir neleidžia visiškai išvengti nuosėdų, jeigu visiškai neišspręstas aušinimo skysčio cheminės sudėties klausimas [24]. Be to, šilumokaitos paviršiaus būseną (cheminė sudėtis, šiurkštumas, elektrofizinės savybės) gali turėti svarbią įtaką nuosėdų susidarymo proceso intensyvumui.

Starkey J. ir Engelhardt P. R. dar 1986 metais paskelbė variklių aušinimo skysčių eksperimentinių tyrimų, kuriais siekė nustatyti nuosėdų susidarymą aušinimo skystyje, rezultatus [72]. Jie taip pat nustatė, kiek nuovirų susidaro variklio aušinimo skystyje. *W. R. Grace & Co* kompanija dar 1988 metais pradėjo pirmuosius aušinimo skysčių tyrimus specialiai tam sukurta įranga, siekdama ištirti jų atsparumą nuovirų susidarymui [41]. Chemijos pramonės koncerne *Dober Group* dirbantys mokslininkai Chen Y.S., Kershisnik E.I. ir kiti taip pat tyrė variklių aušinimo skysčius universaliu testavimo stendu, kuriuo

sukuriamos sąlygos labai panašios į tas, kurios egzistuoja sunkvežimių variklių aušinimo sistemose [11]. Tyrimo metu buvo fiksuojami šie parametrai: skysčio tekėjimo srautas, šilumos srautas, pagrindinio srauto temperatūra, taip pat vienas iš pagrindinių parametrų – karšto paviršiaus temperatūra. Tyrimo metu nustatytos kiekybinės priklausomybės tarp nuovirų susidarymo ir šilumos srauto, tenkančio jam, bei vandens kietumo. Buvo tirti įvairūs aušinimo skysčiai, tiek turintys fosfato pagrindu sudarytų priedų, tiek ne. Geriausių rezultatų šioje tyrimų srityje yra pasiekusi kita amerikiečių kompanija *Amalgamated Technologies Inc.* Ji ne tik atlieka etilenglikolio (4 pav.(a)) ir propilenglikolio (4 pav.(b)) pagrindu sudarytų aušinimo skysčių tyrimus siekdama nustatyti jų atsparumą nuosėdų susidarymui, bet ir propilenglikolio izomero, 1,3 propanediolio (4 pav.(c)), dar atsparesnio terminiam poveikiui, tyrimus [16]. Etilenglikolio ir propilenglikolio pagrindu sudaryti aušinimo skysčiai tiriami specialia kompanijos *Amalgamated Technologies Inc.* sukonstruota įranga (5 pav.), skirta aušinimo skysčių tyrimams, siekiant nustatyti jų atsparumą nuosėdų susidarymui ant karštų paviršių [47]. Tyrimai atliekami pagal firmos *Cummins Engine Company* sukurtą metodą.



4 pav. Alkoholių grupės junginiai, naudojami gaminti aušinimo skysčius
a) etilenglikolis, b) propilenglikolis, c) propilenglikolio izomeras, 1,3 propanediolis

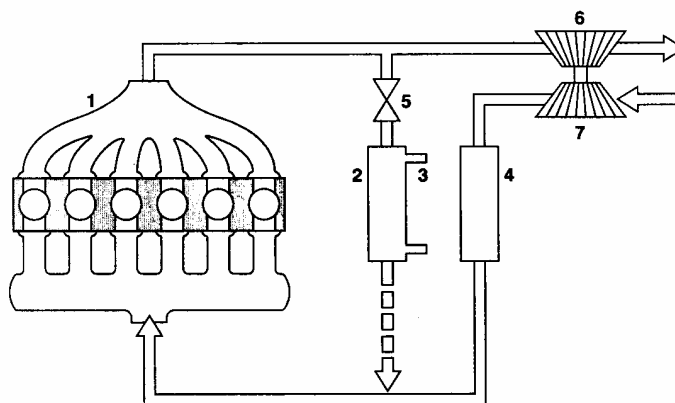
Nuolat griežtėjantys reikalavimai mažinti variklių išmetamųjų dujų kenksmingumą skatina tobulinti įvairias variklių sistemas, taip pat ir variklių išmetimo sistemas. Nauji variklių mazgai, skirti mažinti išmetamųjų dujų kiekį ir kenksmingumą, tokie kaip išmetamųjų dujų recirkuliacijos (IDR) įrenginiai, sukuria daug didesnę variklio aušinimo skystį veikiančią šiluminę apkrovą. Todėl etilenglikolio ir propilenglikolio oksidacija gali labai pagreitinėti, o aušinimo skystis tapti nebetinkamu tolimesniam naudojimui jau po keleto mėnesių.



5 pav. Kompanijos *Amalgamated Technologies Inc.* sukonstruota įranga, skirta tirti vidaus degimo variklių aušinimo skysčių nuosėdų susidarymą

Kadangi išmetamųjų dujų, kurių dalis grąžinama atgal į cilindrą, siekiant sumažinti azoto oksidų (NO_x) kiekį išmetamosiose dujose, temperatūra yra daug aukštesnė nei įsiurbiamo oro, todėl per IDR grąžintos dujos, prieš patekdamos į degimo kamerą, turi būti aušinamos, kad sumažėtų temperatūra degimo kameroje. Dažniausiai jas aušina ta pati variklio aušinimo sistema (6 pav.).

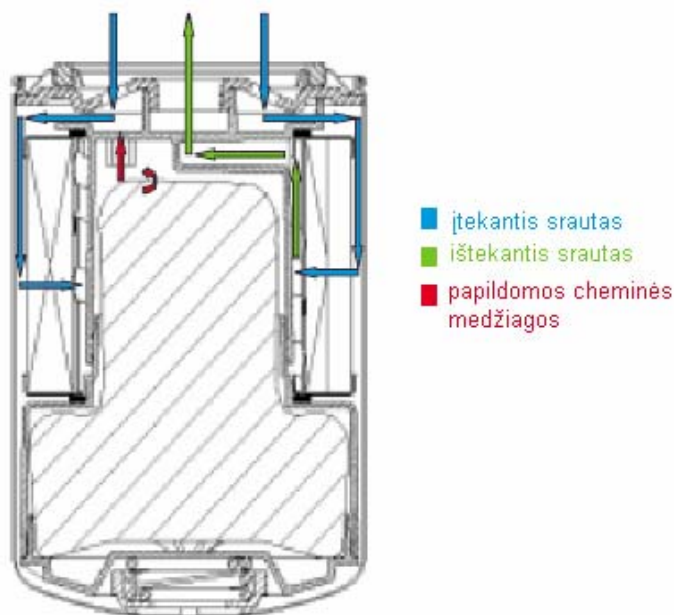
Tiek etilenglikolio, tiek propilenglikolio pagrindu pagaminti aušinimo skysčiai buvo įvertinti nuovirų susidarymo ant karštų paviršių testavimo įrenginiu [16]. Šiuo metu nėra jokių *ASTM* (*American Society for Testing and Materials*) reikalavimų ar samprotavimų dėl nuosėdų susidarymo ribų. Į kompanijos *Amalgamated Technologies Inc.* siūlomą metodą įeina skysčio, sudaryto iš 8 proc. bandinio, išmaišyto koroziniame (sudarantiame sąlygas korozijai) vandenyje, tyrimas testavimo įrenginiu. Šis įrenginys dirbo 100 val.: tiriamas aušinimo skystis buvo tiekiamas ant karšto plieninio paviršiaus ir tiriama, ar specialūs cheminiai junginiai gali neleisti susidaryti nuosėdoms. „A tipo“ bandinys buvo padarytas panašiai kaip ir „A tipo“ propilenglikolio izomero 1,3 propanediolo (PDO) bandinys. Atliekant bandymą su etilenglikoliu, atsirado 1,6 g, o su PDO – 2,3 g nuosėdų. Šie duomenys rodo, kad abiems aušinimo skysčiams, norint išvengti nuosėdų susidarymo naudojant gruntinį vandenį, reikia specialių priedų, nors „A tipo“ technologijai, naudojant ją automobiliuose, būdinga teigiama patirtis [16].



6 pav. Aušinamų išmetamųjų dujų recirkuliacija

1 – variklis, 2 – išmetamųjų dujų aušintuvas, 3 – aušinimo skysčio jungtis,
4 – tarpinis įsiurbiamo oro aušintuvas, 5 – išmetamųjų dujų recirkuliacijos vožtuvas,
6 – turbina, 7 – kompresorius

Siekiant užtikrinti labai gerą vidaus degimo variklių aušinimą, sunkvežimių dyzelinių variklių aušinimo sistemose dažnai naudojami aušinimo skysčio filtrai (7 pav.) [17]. Jų paskirtis – išlaikyti variklio aušinimo sistemą švarią, kad nuosėdos, cirkuliuojančios su aušinimo skysčiu, nenusėstų ant įkaitintų variklio aušinimo sistemos paviršių, taip pat tiekti į aušinimo skystį chemines medžiagas, kurios sudaro tvirtą apsauginę plėvelę ant variklio cilindrų ir taip juos apsaugo nuo kavitacijos.



7 pav. Vidaus degimo variklio aušinimo sistemos filtras

Amerikiečių kompanija *Fleetguard* tyrė naudotus aušinimo sistemos filtrus ir nustatė, kad daugiau nei 40 % visų filtrų buvo užteršti vidutiniškai, o daugiau nei 10 % visų filtrų buvo

labai užteršti [30]. Taip pat buvo atlikta dar keletas tyrimų, siekiant ištirti variklio aušinimo sistemos filtrų privalumus [29, 28]. Nustatyta, kad variklio aušinimo skysčio filtravimas mažina aušinimo sistemos dalių dilimą, jų koroziją. Tyrimų duomenys taip pat patvirtino tiesioginę priklausomybę tarp filtravimo ir nuosėdų susidarymo mažėjimo. Tai labai svarbu siekiant užtikrinti normalius šilumos mainus variklyje.

Literatūros šaltinių analizė variklio aušinimo sistemos klausimais leidžia padaryti tokias išvadas:

- variklio aušinimo sistemos kokybiškas darbas labai priklauso nuo jos eksploatavimo kokybės;
- nuosėdų susidarymas vidaus degimo variklio aušinimo sistemoje yra aktuali spręstina problema;
- nėra išsamiai ištirta, kokią įtaką susidariusios nuosėdos vidaus degimo variklio aušinimo sistemoje daro pagrindiniams variklio ekonomiškumo, ekologiškumo bei kitiems variklio rodikliams. Šie klausimai ir yra visapusiškai nagrinėjami šiame darbe.

1.2 Tyrimų apie šiuolaikinių variklių temperatūrinę būklę apžvalga

1.2.1 Vidaus degimo variklio degimo kameroje išsiskiriančios šilumos srautai

Šilumos mainai, vykstantys vidaus degimo variklio cilindre, yra labai sudėtingas procesas. Šilumos srautų pasiskirstymas cilindre pagal atskirus šilumą priimančius paviršius ir pagal šilumos srauto dydį yra nevienodas. Šilumos srauto dydis per atskirus variklio degimo kameros paviršius per 10 ms pasikeičia nuo 0 iki 10 MW/m^2 ir atgal iki 0. Intensyviausi lyginamieji šilumos srautai perduodami per cilindro galvutę F_g ir stūmoklio dugną. Nežiūrint į tai, kad cilindro paviršiaus plotas F_c , per kurį perduodama šiluma yra didelis ($F_c / F_g \geq 4 \dots 6$), tačiau per jį perduodama beveik tiek pat šilumos Q_c , kiek ir per galvutę Q_g . Be to, reikia pažymėti, kad keturtakčiams varikliams šilumą Q_g sudaro ir šiluma, perduodama nuo išmetimo vožtuvų lizdų, o Q_c – šiluma, perduota iš stūmoklio, ir šiluma, išsiskyrusi dėl trinties tarp stūmoklio grupės detalių ir cilindro. Q_g sudaro 40 – 60 % visos šilumos Q_a , perduodamos į aušinimo aplinką.

Šilumos kiekis, perduodamas per neaušinamą stūmoklį, sudaro nuo 1 iki 2,5 %, o per aušinamą – nuo 2,5 iki 6 % viso šilumos kiekio, išsiskyrusio sudegus degalams [6].

Šilumos srautų pasiskirstymas tarp atskirų šilumą priimančių paviršių priklauso ne tik nuo detalių konstrukcinių ypatumų bei aušinimo sąlygų, bet ir nuo variklio darbo proceso

ypatybių. Norint kuo tiksliau įvertinti atskirų detalių temperatūrinį režimą, reikia atsižvelgti į šiluminių srautų persiskirstymą, atsirandantį dėl darbo proceso ypatybių (pvz., šilumos išsiskyrimo intensyvumo kitimo).

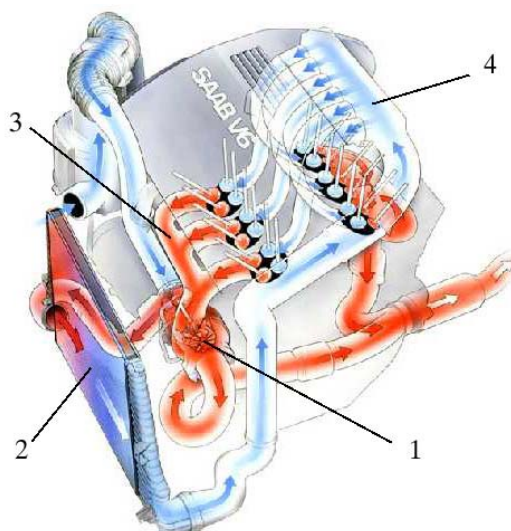
1.2.2 Įvairių veiksnių įtaka variklio temperatūrinei būklei

Didelę įtaką variklio temperatūriniam režimui turi oro slėgis p_k prieš įsiurbimo sistemą. Esant vienodoms sąlygoms (pvz., pastoviems dydžiams: oro pertekliaus koeficientui α , temperatūrai prieš įsiurbimo sistemą t_k ir variklio sukiamams n), tačiau didėjant p_k ir darbo mišinio tankiui, suintensyvėja šilumos mainai cilindre, atitinkamai pakyla ir detalių temperatūros. Šilumos mainai ir šilumos srautų pasiskirstymas priklauso nuo variklio darbo proceso charakterio, būtent – degiojo mišinio susidarymo ir jo degimo. Tai tvirtina įvairių mokslininkų atlikti tyrimai [39, 32].

Šiuolaikiniuose varikliuose, turinčiuose turbininį oro kompresorių, dažnai naudojamas į cilindrus tekančio oro aušinimas (8 pav.). Tai vadinama tarpiniu oro aušinimu. Suspaustas ir įkaitęs turbokompresoriuje oras, prieš patekdamas į cilindrus, aušinamas radiatoriuje. Esant tokiam aušinimui mažėja degiojo mišinio temperatūra, didėja oro kiekis, patenkantis į cilindrus. Dėl to gerėja vidaus degimo variklio efektyvieji ir ekonominiai rodikliai, sumažėja azoto junginių (NO_x) kiekis išmetamosiose dujose ir pagrindinių vidaus degimo variklio detalių temperatūros.

Esant vidutiniam adiabatinio proceso naudingumo koeficientui ir slėgio padidėjimo laipsniui kompresoriuje $\pi_k = 2,0$, sumažinus įsiurbiamo į cilindrus oro temperatūrą t_k iki 90 arba 65 ir 45 °C, oro tankis atitinkamai padidėja 8, 16 ir 25 %; esant $\pi_k = 3$ – atitinkamai 25, 35 ir 45 % [7, 37]. 9 paveiksle parodyta vidutinio efektyviojo slėgio p_e priklausomybė nuo slėgio padidinimo laipsnio kompresoriuje, esant įvairioms tarpinio aušinimo sistemoms. Absoliutinės reikšmės p_e priklausomai nuo variklio tipo, gali keistis, tačiau bendri dėsningumai išlieka.

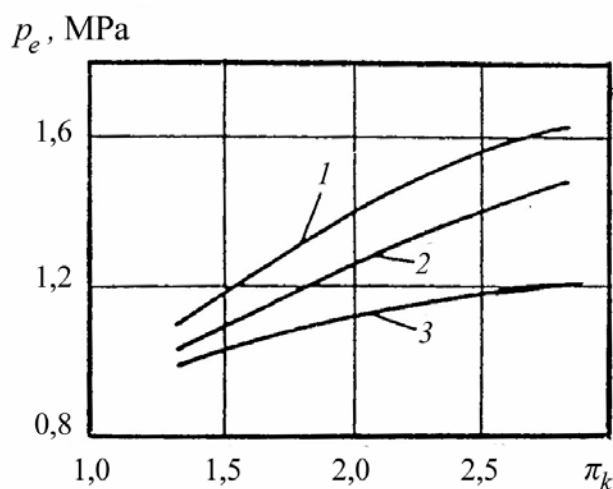
Santykinio dydžio $q_{s,p}/q_s$, įvertinančio variklį su pripūtimu ir be pripūtimo temperatūrinę būklę, priklausomybė nuo forsavimo laipsnio $p_{e,p}/p_e$ parodyta 10 paveiksle. Čia $q_{s,p}$ ir q_s – šilumos srautai, tenkantys stūmokliui, kai variklyje yra pripūtimas ir nėra. $p_{e,p}$ ir p_e – efektyvusis slėgis cilindre, kai variklyje yra pripūtimas ir nėra.



8 pav. Variklis su tarpiniu pripučiamo oro aušinimu

1 – turbokompresorius, 2 – aušintuvas, 3 – išmetimo traktas, 4 – įsiurbimo traktas

Įvairūs atlikti tyrimai [85, 46] rodo, kad, temperatūrą prieš įsiurbimo sistemą t_k sumažinus $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, galima padidinti variklio galią $5 - 6\%$ be žymesnio detalių temperatūros padidėjimo.



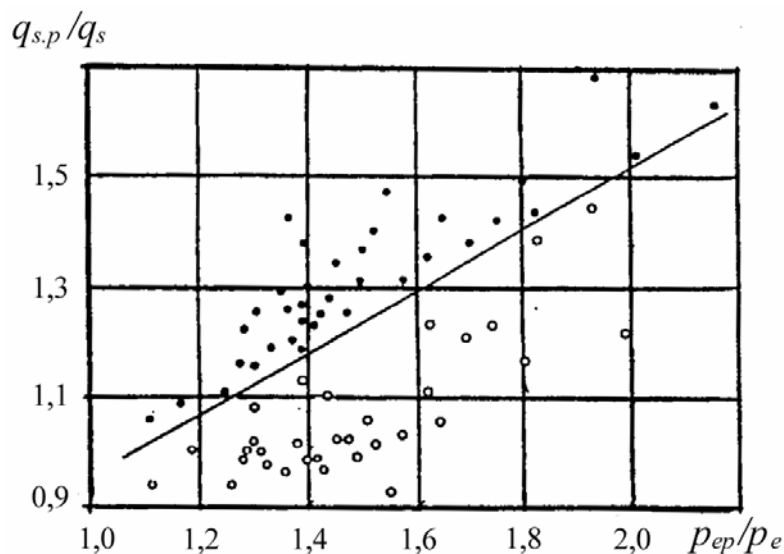
9 pav. Vidutinio efektyviojo slėgio p_e kitimas esant įvairioms tarpinio aušinimo sistemoms

1 – pripučiamo oro aušinimas vandeniu, kurio temperatūra $40\text{ }^{\circ}\text{C}$,

2 – pripučiamo oro aušinimas vandeniu, kurio temperatūra $85\text{ }^{\circ}\text{C}$,

3 – be tarpinio aušinimo

Ekspluatuojant variklį, dėl detalių susidėvėjimo (pvz., nudilus kumštelio profiliui) pasikeičia dujų skirstymo fazės. Tai turi įtakos darbo procesui ir šilumos mainams. Nudilus skirstymo veleno kumšteliams, pasikeičia jų profiliai, dėl ko sumažėja pro vožtuvą įsiurbiamo oro kiekis, padidėja lyginamosios degalų sąnaudos, tačiau tai neturi didelės įtakos stūmoklio cilindro grupės detalių temperatūrai.



10 pav. Variklių su pripūtimu temperatūrinės būklės kitimas bei jos priklausomybė nuo tarpinio aušinimo

○ – su tarpiniu aušinimu, ● – be tarpinio aušinimo.

Musashi Institute of Technology kartu su *Nissan Motor Co* [91] tyrė tiesioginio įpurškimo dyzelinio variklio ant degimo kameros paviršių susidarančių nuodegų įtaką šilumos mainams degimo kameroje. Tyrimų pradžioje, siekiant nustatyti nuodegų įtaką momentinei stūmoklio paviršiaus temperatūrai ir momentiniams šilumos mainams, ant stūmoklio paviršiaus, padengto nuodegų sluoksniu, buvo sumontuotos termoporos, kuriomis buvo matuojamos stūmoklio temperatūros bei šilumos srautai. Atlikus tyrimus, nustatyta, kad momentinės degimo kameros paviršių temperatūros ir šilumos srautai labai priklauso nuo nuodegų, prikibusių prie degimo kameros paviršių, kiekio. Nustatyta, kad, varikliui veikiant nominaliu režimu ir esant nuodegų sluoksnio storiui ant stūmoklio 0,5 mm, stūmoklio dugno temperatūra sumažėja vidutiniškai 12 °C.

1.2.3 Variklio aušinimo sistemos darbo įtaka stūmoklio cilindro grupės techninei būklei

Tyrimais [77, 75] įrodyta, kad apie 45 % energetinių nuostolių dėl trinties variklyje tenka stūmoklio cilindro grupei. Šios grupės techninei būklei didelės įtakos turi variklio temperatūrinis režimas, kuris priklauso nuo variklio aušinimo sistemos. Todėl, analizuojant stūmoklio cilindro grupę, nuo kurios priklauso ne tik degalų sąnaudos, bet ir variklio ilgaamžiškumas, ją reikia nagrinėti kompleksiskai, t.y. įvertinti ir aušinimo sistemą. Ši

kompleksinė sistema susideda iš cilindro, stūmoklio, aušinimo aplinkos ir nuosėdų ant aušinimo paviršių. Nuo šios sistemos būklės priklauso termodinaminiai, mechaniniai ir šiluminiai fizikiniai procesai, lemiantys stūmoklio cilindro grupės darbo ir cilindro darbinio paviršiaus aušinimo sąlygas.

Aušinimo efektyvumą lemia šilumos atidavimas nuo cilindrų darbinio paviršiaus. Šilumos atidavimo sąlygos priklauso nuo stūmoklio ir cilindro temperatūrinių deformacijų, o nuo jų – trinties nuostoliai trinties poroje stūmoklis – cilindras bei jų dilimo intensyvumas.

Eksploduojant variklį aušinimo sistemos eksploatavimo kokybė lemia šios kompleksinės sistemos techninę būklę, kuriai įtakos turi geometriniai, mechaniniai, temperatūriniai ir šiluminiai fizikiniai faktoriai, pateikti 11 paveiksle [56].

Veikiant varikliui, stūmoklis ir cilindras yra netolygiame temperatūriniame lauke, kuris sukelia nevienodas temperatūrines deformacijas, dėl kurių keičiasi tarpelis tarp trinties poroje esančių stūmoklio ir cilindro.

Eksploduojant variklį, ant aušinimo paviršių susidaro nuosėdų sluoksnis. Nuosėdos, kurių daug blogesnis šilumos laidumas, lyginant su metalu, blogiau perduoda šilumą nuo cilindro sienelių aušinimo skysčiui. Tai sukelia cilindro sienelių temperatūros ir temperatūrinių deformacijų didėjimą. Pablogėjus aušinimo intensyvumui, padidėja ir stūmoklio temperatūra bei temperatūrinės deformacijos.

1.2.4 Stūmoklio ir cilindro temperatūrinė būklė

Nuo variklio detalių temperatūrinės būklės priklauso jo patikimumas ir ilgaamžiškumas. Projektuojant, modernizuojant variklius, atliekami bandymai, kurių metu įvertinamas detalių, kurios dirba esant aukštomis temperatūroms, darbingumas. Tai galima atlikti tik žinant nagrinėjamų detalių įtempimų ir deformacijų būklę. Ji nustatoma tik žinant detalių atskirų taškų temperatūras. Apytikriai detalių darbingumą galima įvertinti žinant jų temperatūras reikšminguose taškuose ar zonose. Maksimalios temperatūros šiuose detalių taškuose nustatomos atsižvelgiant į detalės medžiagą, jos darbo sąlygas, degalų ir alyvos rūšį, varikliui keliamus reikalavimus ir t.t. Pagal literatūros [3, 10, 78] duomenis, maksimalios temperatūros yra šios: maksimali detalių, pagamintų iš aliuminio lydinių, temperatūra negali būti didesnė negu 260 – 350 °C, iš ketaus – 400 – 450 °C, iš plieno – 450 – 500 °C, iš karščiui atsparių plienų – 600 – 650 °C. Kai šios temperatūros per aukštos gali pablogėti medžiagų, iš kurių padarytos detalės, fizikinės ir mechaninės savybės, t.y. sumažės detalių patikimumas.

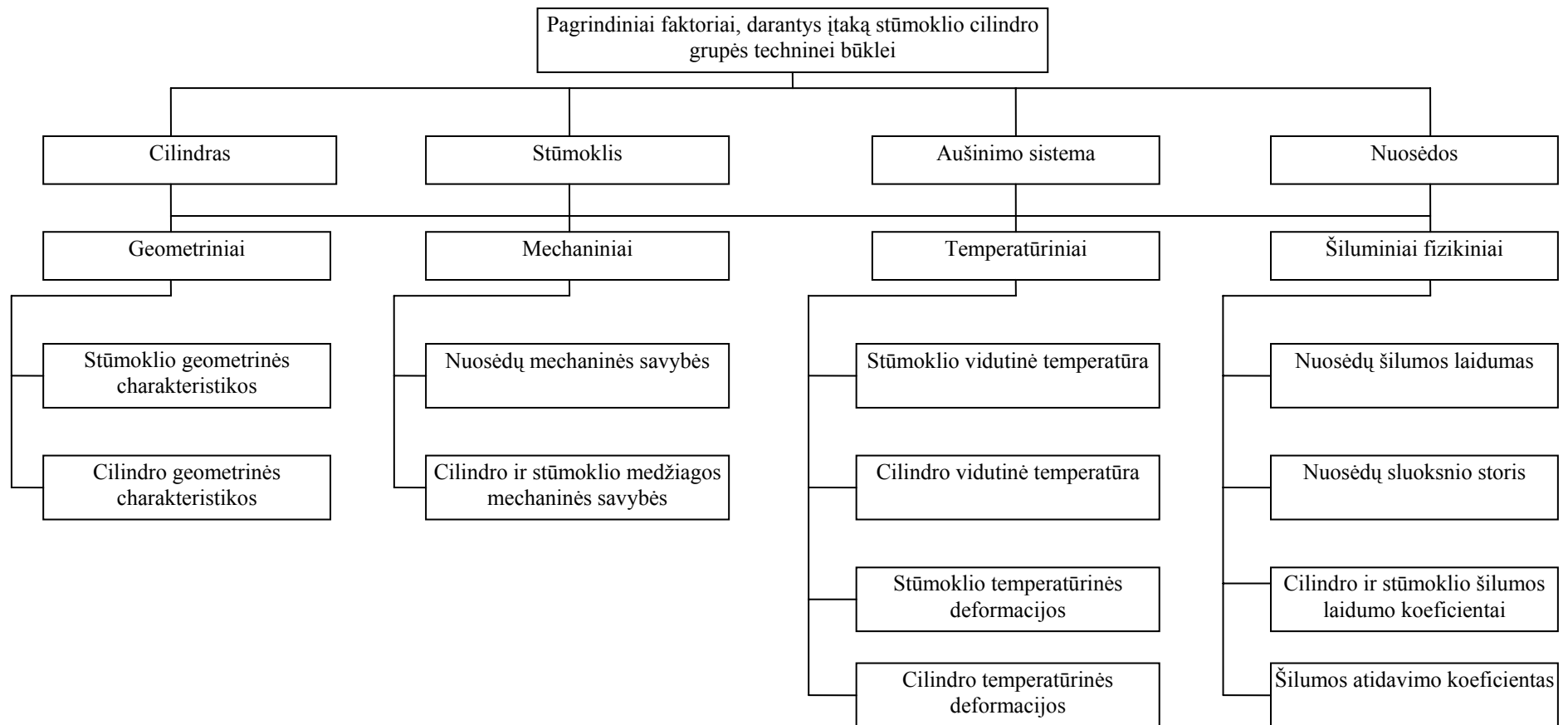
Paprastai aliuminio lydinio stūmoklių maksimali temperatūra retai kada būna aukštesnė negu 220 – 270 °C.

Detalių, kurios kontaktuoja su alyva, temperatūra negali viršyti reikšmių, esant kurioms ant paviršių susidaro lakas ir nuodegos. Gana intensyvus lakų susidarymas pastebimas prie 200 – 220 °C, o naudojant alyvą su specialiais priedais – prie 220 – 250 °C [23]. Ši temperatūra mažėja senstant alyvai. Maksimali cilindro vidinio paviršiaus temperatūra stūmoklio žiedų darbo srityje nustatoma iš sąlygos, kad būtų kuo mažesnis detalių dilimas, mažesni trinties nuostoliai ir nebūtų sąlygų nuodegų susidarymui. Tyrimai rodo [82, 35], kad mažiausias cilindro viršutinės dalies dilimas pastebimas kai jo temperatūra yra 120 – 150 °C.

1.3 Šilumos mainų sąlygos vidaus degimo variklyje

1.3.1 Ribinės sąlygos stūmokliui

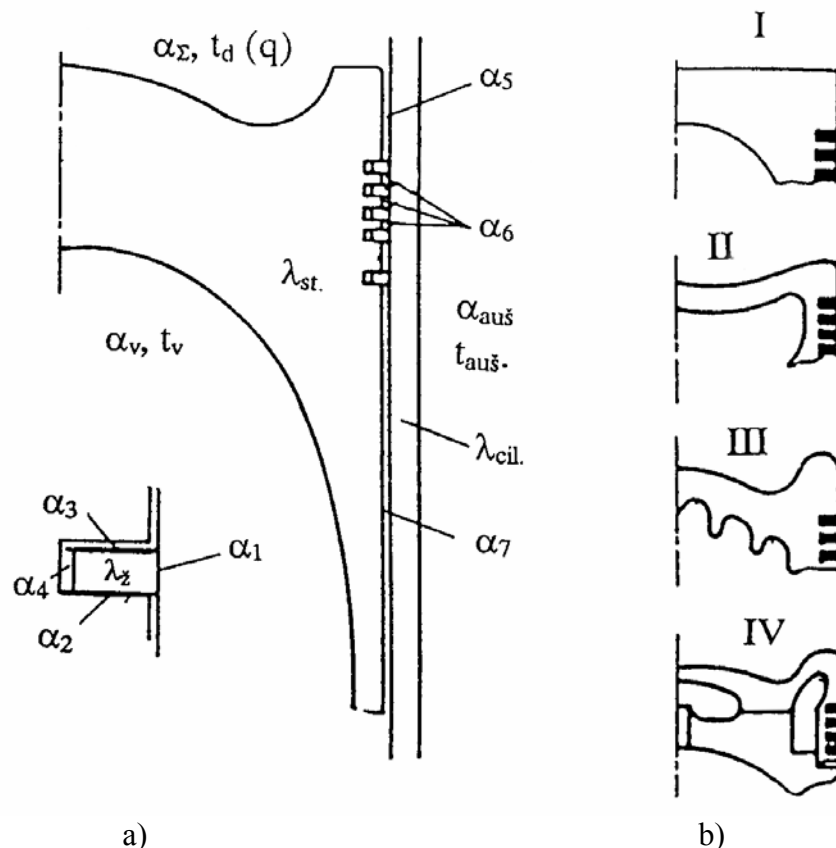
Šiuolaikiniai kieto kūno temperatūrinio lauko ir įtempimų bei deformacijų skaičiavimo metodai yra gana tikslūs. Dažniausiai tokiems skaičiavimams naudojamas baigtinių elementų metodas [50, 15]. Sprendžiant termomechaninį uždavinį, gautų rezultatų patikimumas priklauso nuo parametrų, apibūdinančių šilumos mainų sąlygas tarp aplinkos ir kieto kūno parinkimo ir įvertinimo. Naudojant šiuos parametrus, būtina žinoti kiekvieno jų įtaką bendroje šilumos mainų scheme, jų reikšmių lokališkumo tikslingumą [61, 90].



11 pav. Faktoriai, turintys įtakos stūmoklio cilindro grupės techninei būklei

Degantis degusis mišinys cilindre yra pagrindinis šilumos šaltinis, kuris kaitina stūmoklio cilindro grupės detales. Todėl būtinas smulkesnis šilumos mainų tarp degančio degiojo mišinio ir stūmoklio cilindro grupės detalių nagrinėjimas. Neįvertinus lyginamojo šilumos srauto q_{Σ} dvigubo pasikeitimo pagal stūmoklio dugno spindulį R , nustatant temperatūras, galima gauti $\pm (3 - 5) \%$ paklaidą [89]. Parametrų, apibūdinančių ribines sąlygas stūmokliui, žymėjimas pateiktas 12 paveiksle.

Nemažos įtakos stūmoklio temperatūrai turi šilumos mainų sąlygos viršutinėje šoninėje stūmoklio dalyje virš pirmojo kompresinio žiedo, kurias apibūdina šilumos atidavimo koeficientas α_5 . Nustatant šį parametą, reikia atsižvelgti į tarpelio dydį, įkaitus varikliui bei jo pasikeitimą, keičiantis variklio darbo režimams, jei sprendžiamas nestacionarus šilumos mainų uždavinys.



12 pav. Parametrai, nusakantys šilumos mainus stūmoklyje (a), ir stūmoklių konstrukcinės schemas (b)

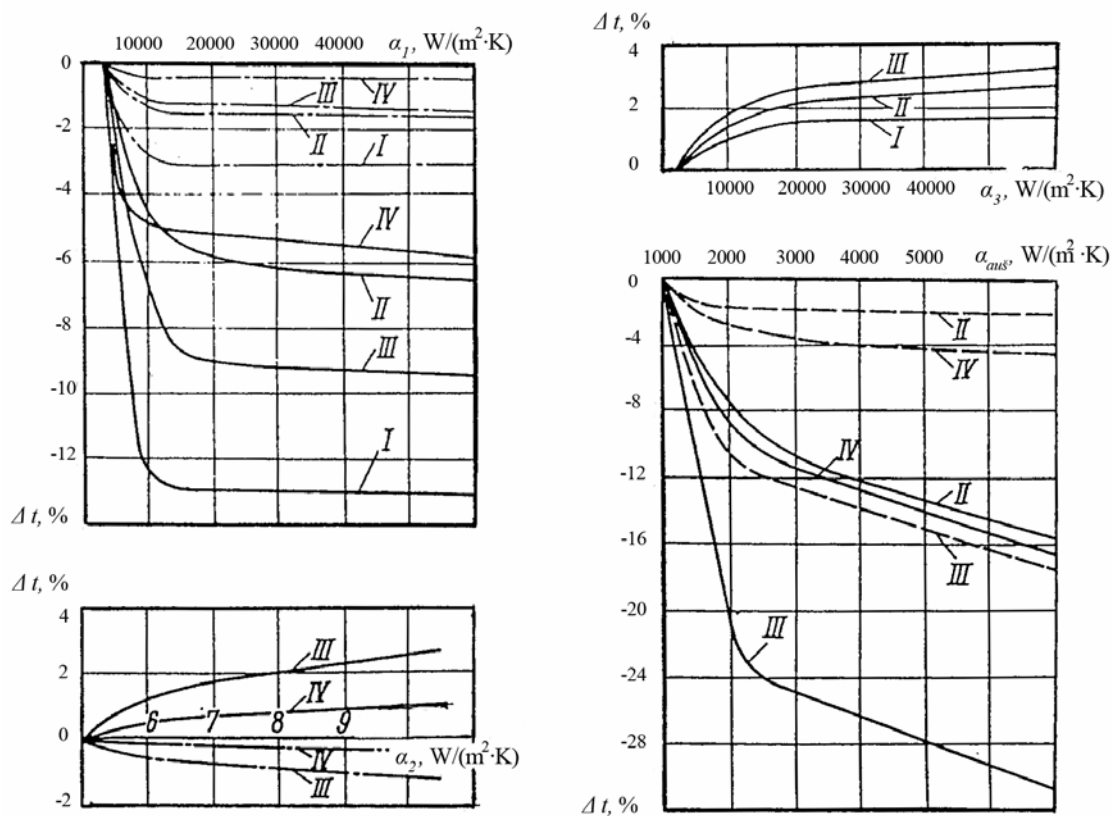
Kaip matyti iš 13 paveikslo, jei, nustatant šilumos atidavimo koeficientus α_1 ir α_3 , padaroma klaida, ji didesnės įtakos turi tik iki parametrų reikšmių – 12000 – 17000 W/(m²·K). Esant didesnėms šių parametrų reikšmėms dėl mažos terminės varžos tarp

žiedų ir stūmoklio bei cilindro, netgi dviguba paklaida neturės didesnės įtakos stūmoklio temperatūrai.

α_2 pasikeitus nuo 600 iki 1200 W/(m²·K), žiedo temperatūra pasikeičia tik 1 – 2,5 %, o stūmoklio dugno – 1 – 1,5 %.

Šilumos mainai tarp žiedo ir stūmoklio žiedo griovelio cilindrinio paviršiaus dėl didelio tarpelio tarp jų neįvertinami ir daugeliu atvejų priimama, kad $\alpha_4 = 0$.

Atiduotos šilumos kiekis per stūmoklio vidinius paviršius į alyvos rūką karteryje neaušinamiems stūmokliams sudaro 15 – 20 % šilumos kiekio, kurį gavo stūmoklis nuo sudegusio degiojo mišinio cilindre. Šiuos šilumos mainus apibūdinantis šilumos atidavimo koeficientas paprastai yra $\alpha_v = 160 – 260$ W/(m²·K).



13 pav. Šilumos atidavimo koeficientų α_1 , α_2 , α_3 , α_{aus} įtaka atskirų stūmoklių konstrukcijų I – IV (žiūr. 12 pav.) temperatūroms

Palyginus mažą įtaką stūmoklio (ypač aušinamo) temperatūrai t_s turi tarpelis tarp stūmoklio kreipiančiosios dalies ir cilindro bei koeficientas α_7 . Šių paviršių įtaka šilumos mainams maža. Tai galima paaiškinti tuo, kad temperatūrų skirtumas tarp stūmoklio kreipiančiosios dalies ir cilindro darbinio paviršiaus yra nedidelis.

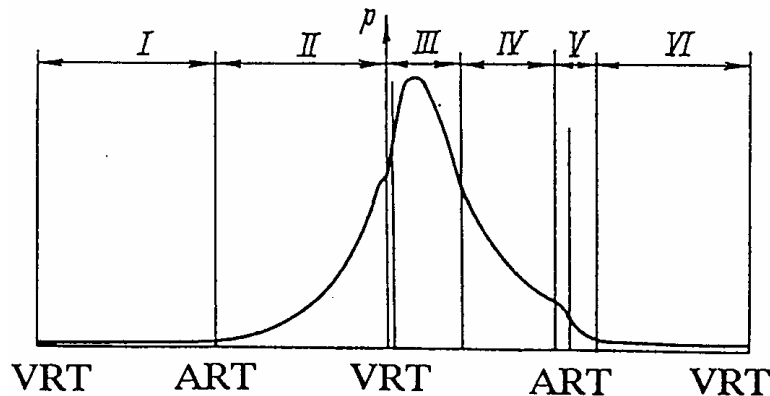
Tyrimai ir skaičiavimai [57] rodo, kad nagrinėjamų šilumos atidavimo koeficientų reikšmės kinta šiose ribose ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$): $\alpha_1 \geq 32000$; $\alpha_2 = 400 - 900$; $\alpha_3 = 17000 - 48000$; $\alpha_6 = 600 - 1200$; $\alpha_7 = 900 - 1500$.

1.3.2 Šilumos mainai cilindre

Variklio darbo procesą sudaro įvairios jo fazės, besiskiriančios viena nuo kitos šilumos mainų sąlygomis (14 pav.).

Įsiurbimo procesui būdingas santykinai nedidelis degiojo mišinio sudėties temperatūros ir slėgio kitimas bei intensyvus jo kiekio, greičio w kitimas (15 pav.). Suminis šilumos srautas q_Σ šiuo periodu lygus konvekcinį šilumos mainų srautui $q_{d,k}$.

Suslėgimo proceso metu yra pastovus degiojo mišinio kiekis ir sudėtis, slėgio ir temperatūros didėjimas, greičio w kitimas bei šilumos srauto $q_\Sigma = q_{d,k}$ krypties pasikeitimas.



14 pav. Darbo proceso fazės, besiskiriančios šilumos mainų sąlygomis

VRT – viršutinis rimties taškas; ART – apatinis rimties taškas;

I – įsiurbimas; II – suslėgimas; III – degimas; IV – išsiplėtimas;

V – pradinis išmetimas; VI – galutinis išmetimas

Degiojo mišinio degimo proceso metu kinta mišinio sudėtis, intensyviai kinta temperatūra ir slėgis bei vyksta intensyvūs šilumos konvekciniai bei spinduliavimo mainai. Šilumos mainų intensyvumą ir jų kitimą pagal alkūninio veleno pasisukimo kampą lemia degalų degimo ypatybės, t.y. šilumos išsiskyrimo dinamika $dq/d\varphi = f(\varphi)$. Suminis šilumos srautas q_Σ susideda iš konvekcinį šilumos srautų $q_{d,k}$, šilumos atidavimo spinduliavimo būdu nuo dujų $q_{d,s}$ ir liepsnos $q_{l,s}$:

$$q_\Sigma = q_{d,k} + q_{d,s} + q_{l,s}. \quad (6)$$

Plėtimosi proceso pabaigoje yra beveik pastovus mišinio kiekis ir jo sudėtis. Čia taip pat:

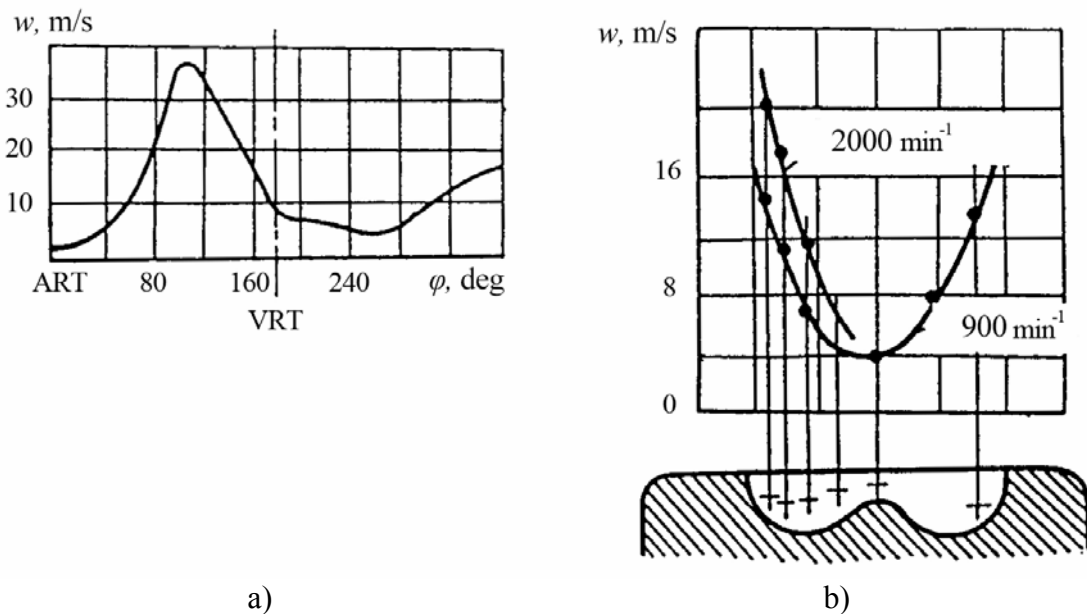
$$q_{\Sigma} = q_{d.k} + q_{d.s} + q_{l.s}. \quad (7)$$

Pirminiam išmetamųjų dujų pašalinimui būdingas nepastovus vienodos sudėties deginių kiekis, esant greitiems slėgio ir temperatūros kitimams:

$$q_{\Sigma} = q_{d.k} + q_{d.s}. \quad (8)$$

Galutiniam išmetamųjų dujų pašalinimui būdingas besikeičiantis pastovios sudėties deginių kiekis, esant santykinai mažiems slėgio ir temperatūros pokyčiams. Šiuo atveju pagrindinė šilumos mainų dalis yra konvekciniai šilumos mainai.

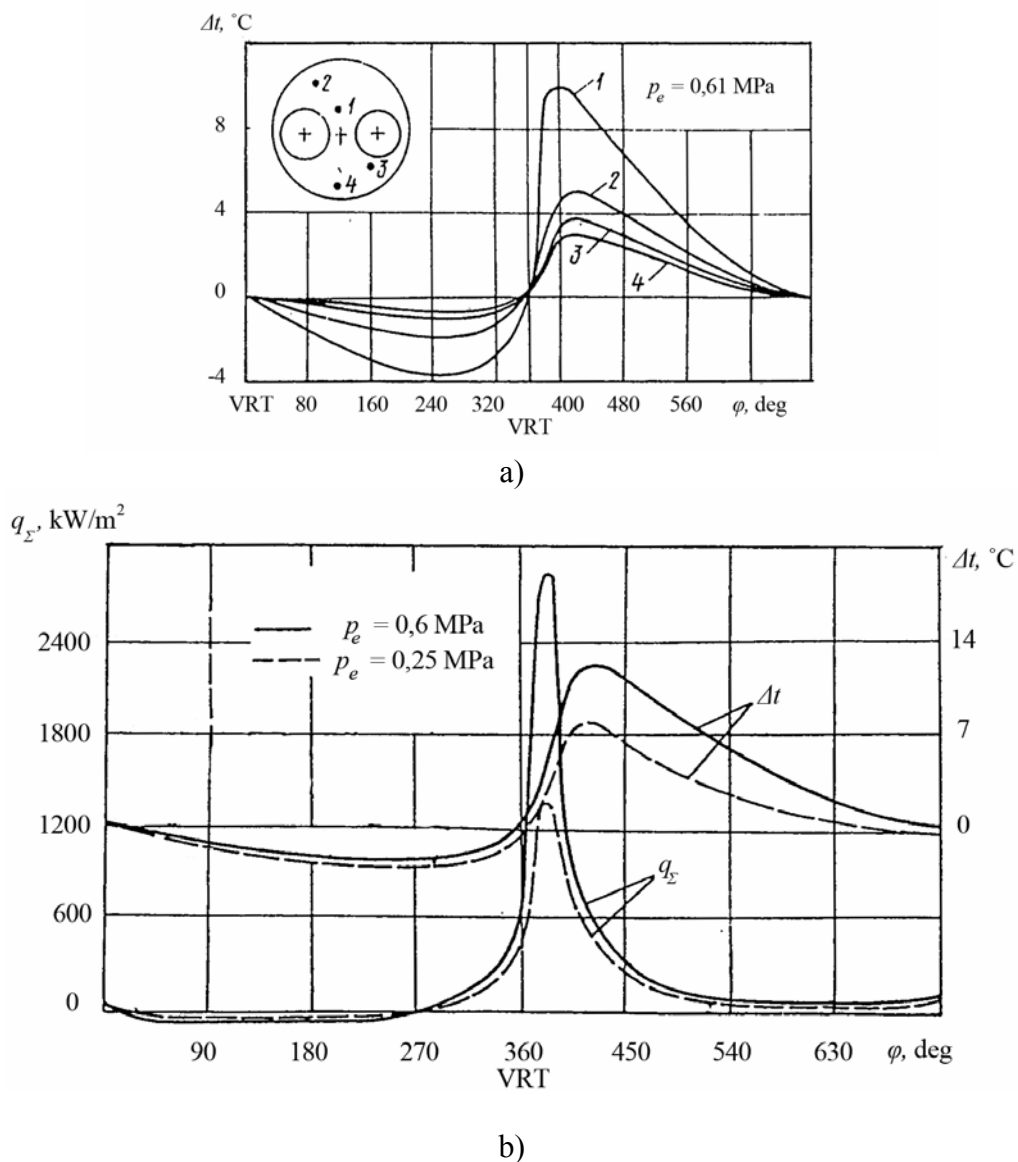
Variklio viso darbo proceso metu kinta dujų tūris virš stūmoklio, šilumą priimančių paviršių plotas ir savybės bei degiojo mišinio judėjimo cilindre greitis w . Greičio w dydis priklauso nuo išsiurbimo sistemos konstrukcijos, degimo kameros tipo, variklio sūkių ir kitų faktorių. Degiojo mišinio judėjimo greičio cilindre kitimas priklauso nuo alkūninio veleno pasisukimo kampo. Degiojo mišinio greitis yra skirtingas įvairiose degimo kameros dalyse (15 pav.).



15 pav. Degiojo mišinio judėjimo greitis cilindre

- a) priklausomai nuo alkūninio veleno pasisukimo kampo ($n = 900 \text{ min}^{-1}$);
- b) įvairiuose degimo kameros taškuose (variklis F6L – 413), stūmokliui esant VRT, kai $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Konvekciniai šilumos mainai labai priklauso nuo degimo proceso metu atsirandančių mikroturbulentinių srautų prie šilumos mainų paviršiaus. Šilumos mainų intensyvumas yra skirtingas atskiruose degimo kameros elementų paviršiuose. Neatmetama galimybė, kad dalis degalų gali nusėsti ant degimo kameros dalių paviršiaus, o po to išgaruoti. Taip pat reikia pažymėti, kad ypač degimo periodu degiojo mišinio temperatūra yra nevienoda. Visa tai daro labai didelę įtaką lokaliniais šilumos mainams.



16 pav. Variklio F6L – 413, esant $n = 1700 \text{ min}^{-1}$, temperatūrų svyravimai cilindro galvutės paviršiuje priklausomai nuo alkūninio veleno pasisukimo kampo
a – įvairiuose cilindro galvutės taškuose,
b – esant įvairioms apkrovoms, q_z – suminis šilumos srautas

Pulsuojantis šilumos mainų pobūdis lemia stūmoklio cilindro grupės detalių paviršių temperatūrų svyravimus. Temperatūrų svyravimų amplitudę ir jos kitimą priklausomai nuo

sienelės storio lemia šilumos mainų pasikeitimo pobūdis ir dydis bei detalių medžiagų fizikinės savybės. Tolstant nuo detalių paviršiaus, keičiasi temperatūrų svyravimų fazės, jų amplitudė mažėja, o esant keliems milimetrams nuo paviršiaus, temperatūra praktiškai stabilizuojasi.

Svyravimų amplitudė skirtinga skirtingose detalių vietose (16 pav.) [68]. Ji priklauso nuo variklio darbo režimo ir gali labai keistis keičiantis ciklams dėl jų neidentiškumo. Tai labai būdinga didesnių sūkių varikliams, kurių apkrova, jiems veikiant, yra maža.

Nedidelių sūkių varikliuose detalių paviršiaus temperatūros pokytis gali būti iki 20 % sienelės vidutinės temperatūros $t_{s,vid}$. Temperatūros svyravimai Δt siekia iki 50 °C, bet, didėjant variklio sūkiams, pradeda mažėti. Kai variklio sūkliai yra apie 2700 – 2750 min⁻¹, Δt dažniausiai neviršija 10 – 15 °C.

Temperatūrų svyravimai detalių paviršiuje, ypač didelių sūkių varikliuose, yra maži palyginus su temperatūrų skirtumu, lemiančiu šilumos atidavimą nuo dujų sienelėms ($\Delta t = t_d - t_s$). Intensyviausių šilumos mainų metu $\Delta t \approx 500 - 1800$ °C, o sienelių temperatūros pasikeitimas, lyginant ją su vidutine reikšme, neviršija 1 – 2,5 % Δt . Todėl praktiškai, skaičiuojant šilumos srautus tarp degiojo mišinio ir stūmoklio cilindro grupės detalių ir nustatant temperatūras bei įtempimus, galima neįvertinti tarp skirtingų taktų esančių temperatūrų pokyčių.

1.3.3 Šilumos atidavimas į aušinimo sistemą

Atsižvelgiant į sąlygas, esančias variklio aušinimo skysčiu sistemoje, galimi trys skirtingi šilumos mainų procesai:

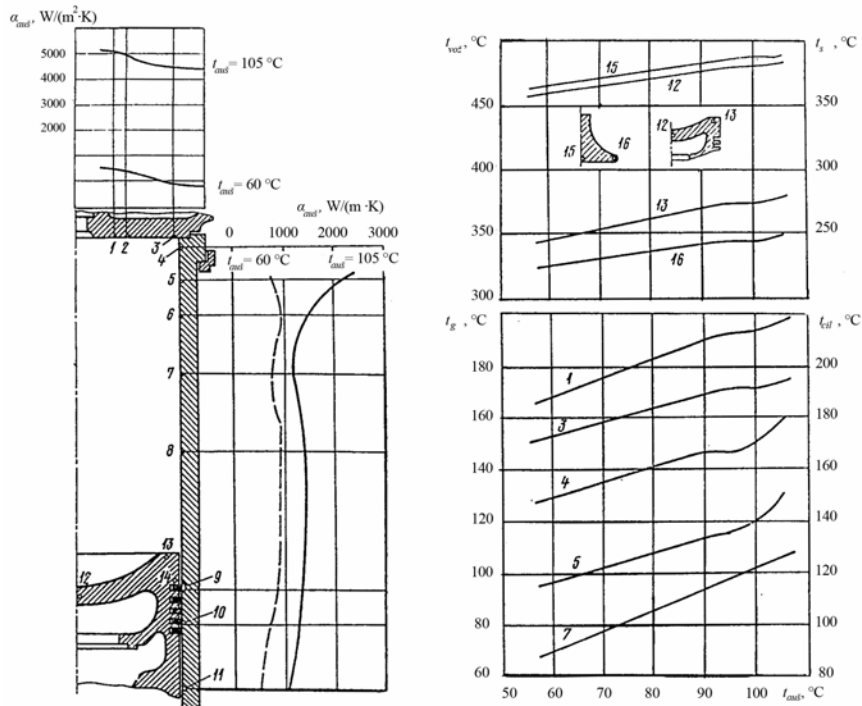
- be agregatinės būsenos pasikeitimo;
- su agregatinės būsenos pasikeitimu, esant vietiniam skysčio paviršiniam virimui;
- su agregatinės būsenos pasikeitimu, esant išplitusiam skysčio paviršiniam virimui.

17 paveiksle pateiktas keturtakčio variklio su pripūtimu detalių temperatūros kitimas didinant aušinimo skysčio temperatūrą [58], kai slėgis aušinimo sistemoje (prie cilindų) $p_{auš} = 0,14$ MPa ir variklis dirba nominaliu režimu ($n = 1360$ min⁻¹). Nagrinėjamu atveju, didėjant $t_{auš}$ iki 90 – 95 °C, pastebimas linijinis detalių sienelių temperatūros didėjimas $\Delta t_s = a \cdot \Delta t_{auš}$. Šiame temperatūrų diapazone aušinimo skysčio agregatinės būsenos pasikeitimo nėra, temperatūra pasienio sluoksnyje t_{pas} neviršija skysčio prisotinimo temperatūros t_p . Toliau didėjant $t_{auš}$, t_{pas} taip pat didėja ir viršija t_p . Tada prasideda vietinis skysčio virimas.

Prasidėjus vietiniam skysčio virimui ir jam intensyvėjant, greitai didėja šilumos atidavimo nuo sienelės į aušinimo aplinką koeficientas α_{aus} . Dėl to sulėtėja detalių sienelių temperatūros t_s didėjimas, didėjant t_{aus} . Tai labiau matyti sienelių didesnių temperatūrų vietose, kur paviršinis virimas vyksta pagrindiniam skysčiui nepasiekus ribinių temperatūrų.

Šilumos mainams skaičiuoti, kai nėra aušinimo skysčio agregatinės būsenos pasikeitimo, galima naudotis tokia priklausomybe [60]:

$$Nu = 0,395 Re_s^{0,64} Pr^{0,32} (w_{vib} / w_s)^{0,23}. \quad (9)$$



17 pav. Aušinimo skysčio temperatūros ir paviršinio virimo įtaka: a) šilumos atidavimo koeficientui ir b) detalių temperatūroms

Ištačius bedimensinių kriterijų Nu , Re ir Pr reikšmes gauname:

$$\alpha_{aus} = A \frac{w_s^{0,41} w_{vib}^{0,23}}{\rho^{0,23} d_{ekv}^{0,36}}, \quad (10)$$

čia w_s – aušinimo skysčio srauto greitis, m/s,

ρ – aušinimo skysčio tankis, kg/m³,

$d_{ekv} = d_2 - d_1$ – žiedinio tarpelio ekvivalentinis skersmuo, m,

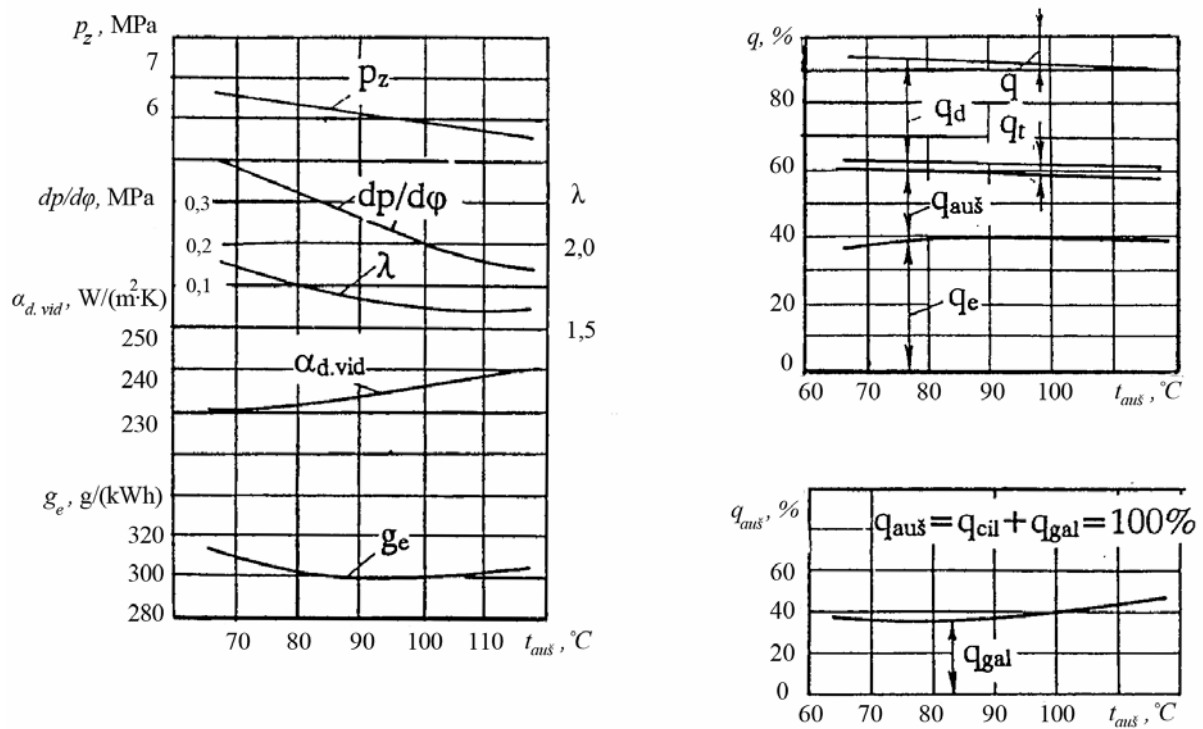
A – koeficientas, įvertinantis cilindų konstrukciją; cilindrinėms įvorėms su užpresuotomis ant jų aušinimo dalimis $A = 33,8$, įvorėms, įpresuotoms į cilindro bloką $A = 61,5$.

Cilindrams, kurių skersmens ir sienelės storio santykis 14 – 17, cilindro įvorės amplitudinį vibracijos greitį galima nustatyti pagal šią empirinę formulę:

$$w_{vib} = 8,34 \cdot 10^{-10} \left(\frac{2n}{m} \right)^3 + 7,25 \cdot 10^{-6} \left(\frac{2n}{m} \right)^2 - 1,385 \cdot 10^{-3} \frac{2n}{m} + 54 \cdot 10^{-2}, \quad (11)$$

čia m – variklio taktiškumo koeficientas.

Nuo degimo kameros sienelių temperatūros didėjimo, didėjant $t_{auš}$, priklauso variklio darbo proceso, šilumos balanso ir šilumos srautų pasiskirstymo ypatumams. 18 paveiksle parodyta keturtakčio forsuoto dyzelinio variklio pagrindinių darbo proceso parametrų kitimas priklausomai nuo aušinimo skysčio temperatūros $t_{auš}$ [60].

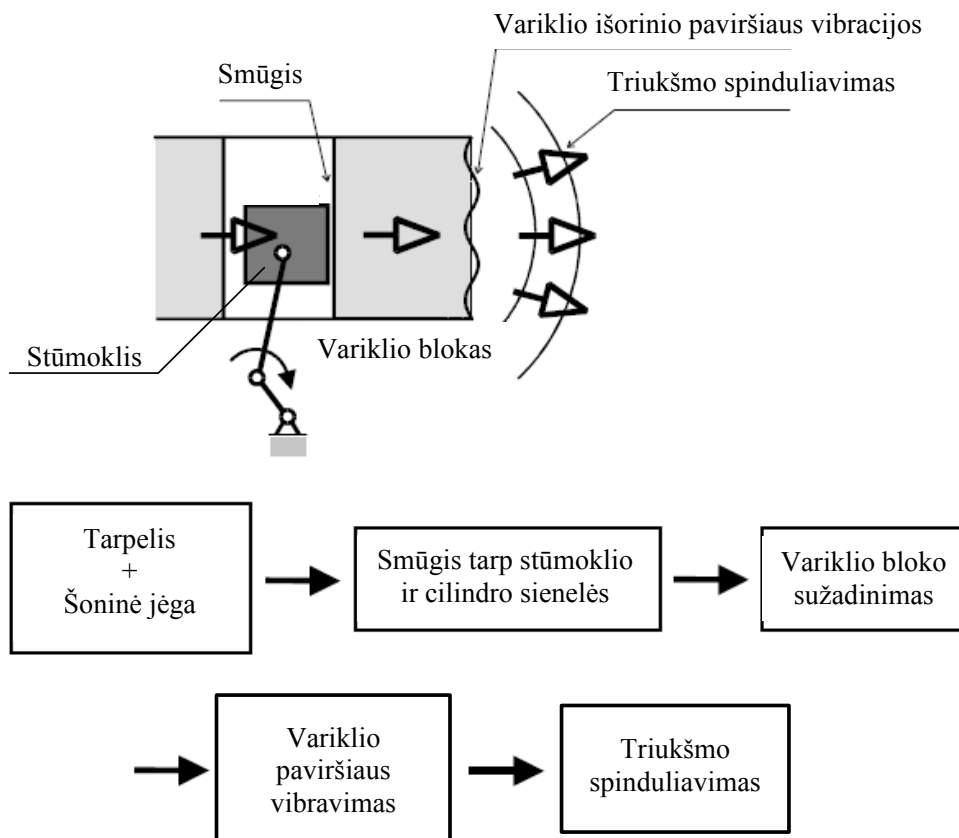


18 pav. Aušinimo skysčio temperatūros įtaka variklio parametrų
a) darbo proceso parametrų, b) šilumos balansui, c) šilumos srautų pasiskirstymui

1.4 Stūmoklio cilindro grupės detalių įtaka variklio skleidžiamam triukšmui ir išmetamųjų dujų kenksmingumui

1.4.1 Tarpelio tarp stūmoklio ir cilindro įtaka variklio skleidžiamam triukšmui

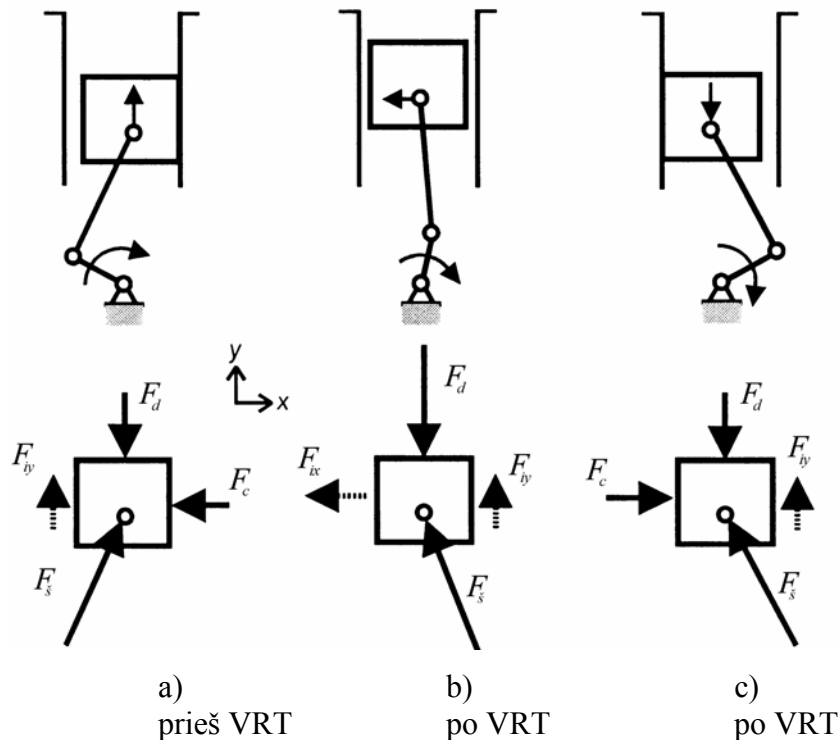
Vienas iš pagrindinių triukšmo ir vibracijų šaltinių vidaus degimo variklyje yra smūgis tarp stūmoklio ir cilindro sienelės. Tarpelis tarp stūmoklio ir cilindro sienelės yra sąlyginai labai mažas (0,02 – 0,05 mm), bet pakankamas stūmoklio periodiniam antriniam judesiui ir nepageidaujamiems reiškiniams, t.y. triukšmui ir vibracijoms, atsirasti [43]. Schematiškai šis reiškinys parodyta 19 paveiksle.



19 pav. Triukšmo vidaus degimo variklyje atsiradimas dėl stūmoklio smūgio į cilindro sienelę

Stūmoklio antrinis judesys tarpelyje tarp stūmoklio ir cilindro atsiranda šoninėms jėgoms veikiant stūmoklį. Šios jėgos keičia kryptį priklausomai nuo alkūninio veleno švaistiklinio kakliuko padėties. Veikiamas šių jėgų, stūmoklis juda nuo vienos cilindro pusės prie kitos, kol

atsitrenkia į priešingą cilindro sienelę. Šis reiškinys vadinamas stūmoklio plakimusi. Stūmoklio plakimąsi sukeliančios jėgos pavaizduotos 20 paveiksle [22].



20 pav. Stūmoklio plakimąsi sukeliančios jėgos
 F_d – dujų slėgio jėga; F_s – švaistiklio reakcijos jėga; F_c – cilindro sienelės reakcijos jėga; F_{ix} – inercijos jėga x kryptimi; F_{iy} – inercijos jėga y kryptimi;
 VRT – viršutinis rimties taškas

Stūmoklio plakimasis generuoja aukšto dažnio virpesius. Šių virpesių spektro forma ir amplitudė priklauso nuo trijų veiksnių:

1. variklio sūkių;
2. stūmoklio masės;
3. stūmoklio ir cilindro standumo smūgio zonoje.

Smūgio dydis taip pat priklauso nuo keleto faktorių:

1. stūmoklio masės ir jo svorio centro padėties;
2. stūmoklio ir cilindro standumo, kuris priklauso nuo šių detalių geometrijos ir medžiagos;
3. tarpelio tarp stūmoklio ir cilindro;
4. slopinimo stūmoklio ir cilindro sąveikos taške.

Didžiausią įtaką aukščiau paminėtiems reiškiniams turi tarpelis tarp stūmoklio ir cilindro. Pavyzdžiui, dviejų identišκών stūmoklio ir cilindro grupių su skirtingais tarpeliais smūgio dydis

bus didesnis tos grupės, kurios tarpelis tarp stūmoklio ir cilindro bus didesnis. Tai galima išreikšti tokia smūgio momento matematine išraiška [64]:

$$p = M_{st} \cdot v_{sm}, \quad (12)$$

čia $v_{sm} = \frac{c}{2} \left(\frac{6d}{c} \right)^{2/3}$ – stūmoklio greitis smūgio metu, m/s,

c – konstanta, įvertinanti stūmoklio konstrukciją,

d – tarpelis tarp stūmoklio ir cilindro, m,

M_{st} – stūmoklio masė, kg.

Iš šios matematinės išraiškos matyti, kad, norint sumažinti variklio stūmoklio plakimosi keliamas vibracijas ir triukšmą, tarpelį tarp stūmoklio ir cilindro reikia stengtis daryti kuo mažesnį. Tačiau, kita vertus, sumažėjęs tarpelis tarp stūmoklio ir cilindro padidina trintį tarp stūmoklio, jo žiedų ir cilindro, kuri, savo ruožtu, padidina stūmoklio, žiedų ir cilindro dilimo intensyvumą, o tai labai neigiamai veikia variklio patikimumą.

Jėgos, atsirandančios variklyje jam veikiant, per įvairias variklio detales perduodamos į išorinius paviršius, kurie vibruoja ir spinduliuoja triukšmą. Vibracinės energijos perdavimas yra gana sudėtingas procesas, kai vienam žadinimo šaltiniui bendru atveju gali egzistuoti daug perdavimo kelių į išorinius spinduliuojančius paviršius. Laimė, kad dažniausiai kiekvienas perdavimo kelias turi savo charakteristikas. Tai yra, iš to paties šaltinio vienas kelias perduos energiją viename dažnių diapazone, o kitas – kitame. Pagrindiniai veiksniai, nulemiantys atskiro perdavimo kelio atsaką į žadinančią jėgą duotajame dažnių diapazone, yra [92]:

- kiekvieno šio atskiro perdavimo kelio elemento vibracinės charakteristikos;
- būdas, kuriuo kiekvienas atskiras šio kelio elementas yra sujungtas su sekančiu elementu;
- perdavimo kelio kiekvieno elemento slopinančios savybės, jų reikšmės.

1.4.2 Cilindrų formos makro nuokrypiai

Veikiančio variklio cilindras nėra visiškai cilindrinė ir tikslaus dydžio kiaurymė per visą jos aukštį, ji taip pat nėra visiškai apskrita cilindro skersinėje plokštumoje. Veikiant varikliui cilindro formos nuokrypiai atsiranda dėl šių statinių ir dinaminių faktorių [12, 62, 70]:

- variklio cilindrų gamybos (liejimo, tekinimo, honingavimo). Cilindrų blokai (įvorės) gaminamos pagal tam tikras pasirinktas tikslumo klases. Skirtumas tarp leistino

maksimalaus ir minimalaus cilindro skersmens gali viršyti nuo 10 iki 100 kartų alyvos plėvelės storį tarp stūmoklio žiedų ir įvorės. Todėl nuo apskritimiškumo tolerancijos gali priklausyti stūmoklio cilindro grupės detalių darbo kokybė. Cilindro nulinės ir pirmos eilės deformacijos (21 pav.) yra cilindro skersmens tolerancijos dydžio ir jos vietos funkcija;

- variklio cilindų galvutės su tarpine sujungimo su cilindų bloku jėgos bei kitų variklio komponentų sujungimo su cilindų bloku jėgos. Surenkant variklį, pavyzdžiui, užveržiant cilindų galvutės varžtus, gali atsirasti cilindro deformacijos. Jei ketvirtos eilės deformacijos (21 pav.) yra pagrindinės atskiro variklio cilindro deformacijos, tai šios deformacijos priežastis yra variklio cilindro galvutės keturių varžtų įvaržos. Cilindro įvorės suspaudimas tarp cilindro galvutės viršuje ir variklio bloko korpuso apačioje deformuoja cilindro paviršių į cilindro išorę;
- degiojo mišinio degimo variklio cilindre metu atsirandančių slėgio jėgų, kurios maksimalias reikšmes pasiekia prasidėjus degimo procesui;
- netolygaus variklio cilindų aušinimo, kai dėl konstrukcinių cilindų bloko ypatybių susidaro nevienodas temperatūrinis laukas ir skirtingi temperatūrų gradientai. Blogas ar net per didelis kurios nors cilindro dalies aušinimas gali sukelti šiluminio plėtimosi skirtumus pagal cilindro perimetrą ar jo aukštį, taip deformuodamas cilindrą. Variklio cilindų bloko šiluminis plėtimasis yra daug didesnis už cilindų galvutės varžtų įveržimo jėgų deformacijas.

Variklio cilindų deformacijos daro neigiamą įtaką daugeliui variklio rodiklių [26, 79, 54]:

- esant neatitikimui tarp stūmoklio žiedų ir cilindro sienelės paviršių bei dėl pasikeitusių stūmoklio cilindro grupės detalių tribologinių charakteristikų padidėja variklinės alyvos sąnaudos;
- padidėja išmetamųjų dujų prasiveržimas iš degimo kameros į variklio karterį;
- padidėja variklio keliamas triukšmas;
- padidėja išmetamųjų dujų kenksmingumas;
- padidėja degalų sąnaudos.

Variklio cilindro neapskritimiškumas gali būti aprašytas Furjė eilutėmis [1, 12, 45, 44]:

$$R(\phi) = \sum_{i=0}^{i=n} (A_i \cos \phi + B_i \sin \phi), \quad (13)$$

čia $R(\phi)$ – radialinė koordinatė,

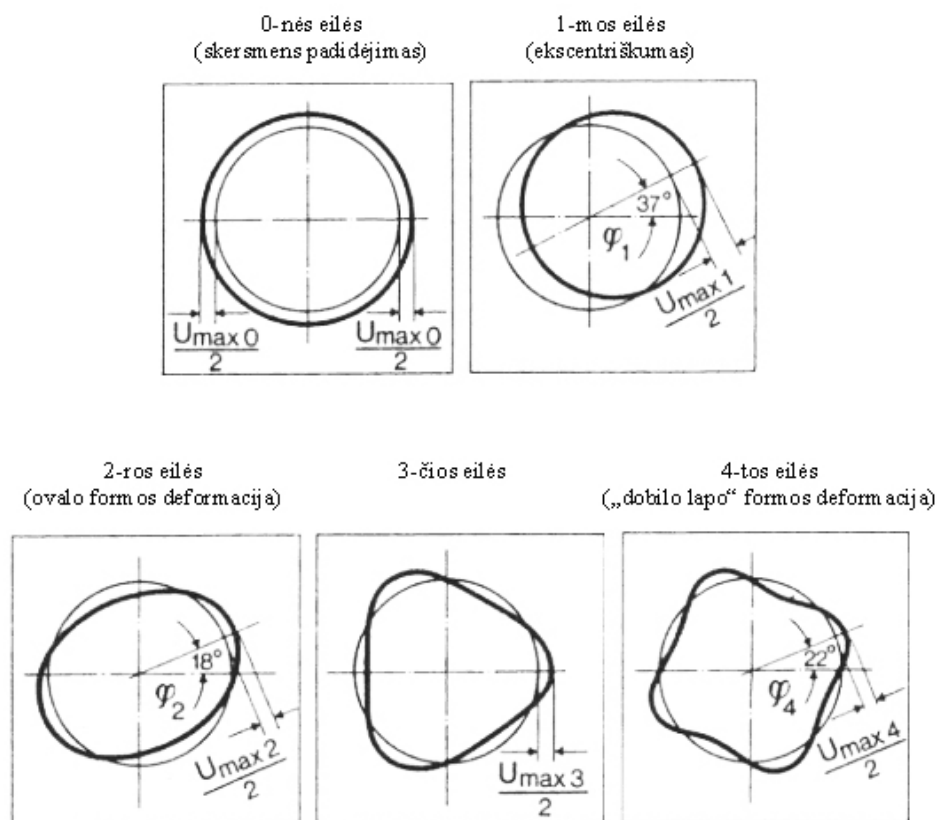
ϕ – kampinė koordinatė,

A_i, B_i – amplitudės konstanta,

i – eilė,

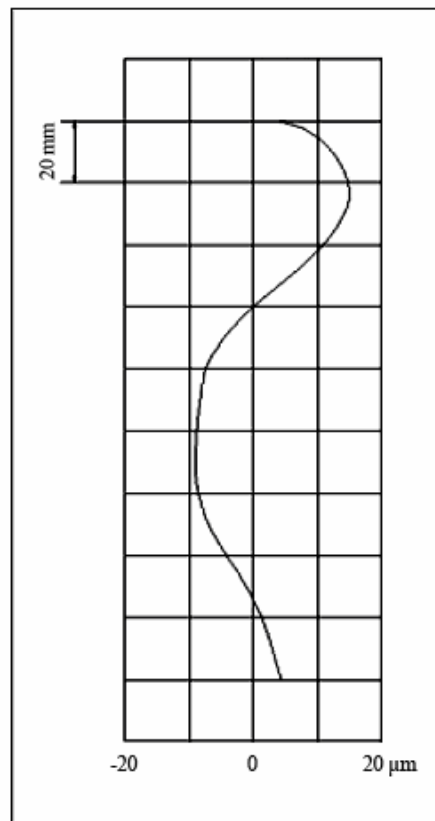
n – aukštesnės eilės deformacijų skaičius.

Cilindro deformacijų koordinačių sistema ir Furje eilutės nariai pateikti 21 paveiksle [12].



21 pav. Cilindro deformacijų koordinačių sistema ir Furje eilutės nariai

Didžiausios deformacijos dėl cilindrų galvutės varžtų įveržimo, cilindro bloko šiluminio plėtimosi ir dujų slėgio cilindre būna cilindro viršutinėje dalyje [62]. Stūmoklio žiedo prisitaikymas labai sumažėja didėjant cilindro deformacijų eilei. Kuo didesnės eilės cilindro deformacija, tuo žiedams sunkiau prie jos prisitaikyti. Kartu su cilindro neapskritimiškumu gali atsirasti ir cilindro ašinės deformacijos. Toks cilindro deformacijų ašine kryptimi pavyzdys parodytas 22 paveiksle [1].



22 pav. Cilindro deformacijos ašine kryptimi

1.4.3 Cilindro deformacijos tepimo modeliuose

Stūmoklio žiedų prisitaikymas prie deformuoto cilindro paviršiaus priklauso nuo cilindro deformacijos dydžio. Jis lemia stūmoklio cilindro grupės sandarumą, kuris turi didelės įtakos alyvos sąnaudoms, išmetamųjų dujų kenksmingumui ir pakankamam tepimui. Todėl, modeliuojant stūmoklio cilindro grupės tepimo sąlygas, į skaičiuojamąjį modelį būtina įtraukti cilindro deformacijas. Loenne K. ir Ziemba R. pasiūlė cilindro deformacijas aprašyti Furje eilutėmis [42]. Tokio požiūrio į cilindro deformacijas laikėsi ir Ma M. su bendraautoriais, kurie teigė, kad tokios deformacijos atsiranda radialine kryptimi, ir netyrė deformacijų cilindro ašine kryptimi. Be to, jie atkreipė dėmesį, kad cilindro deformacija kai kuriais atžvilgiais gali būti net pageidaujama, kadangi ji gali sumažinti stūmoklių žiedų trinties nuostolius [44].

Kadangi viršutiniame rimties taške degančio degiojo mišinio slėgis yra didžiausias, tai atitinkamai didelė jėga prie cilindro sienelės yra spaudžiamas ir viršutinis žiedas, kuris prisitaikęs gali kompensuoti ir didesnes cilindro deformacijas. Tai leidžia manyti, kad cilindro deformacija nebūtinai padidina išmetamųjų dujų prasiveržimą į variklio karterį.

1.4.4 Stūmoklio žiedų griovelių išdilimas

Lygiagrečių stūmoklio žiedų griovelių paviršių išdilimas, paprastai vadinamas žiedų griovelių išdilimu, dažniausiai pastebimas viršutinio žiedo griovelyje. Pagrindinė šio išdilimo priežastis yra bendras degiojo mišinio slėgio jėgų ir žiedo judesio radialine kryptimi poveikis, o taip pat blogas tepimas ir aukšta temperatūra. Žiedo radialinio judesio priežastys yra cilindro deformacijos, stūmoklio antrinis judesys ir stūmoklio posvyris dėl tarpelio tarp stūmoklio ir cilindro. Kintantis dujų slėgis ir išmetamųjų dujų prasiveržimas į variklio karterį gali sukelti žiedo radialines vibracijas, kurios padidina žiedo griovelio dilimo intensyvumą žiedo sąlyčio su griovečiu vietose [1].

Atlikus literatūros šaltinių apžvalgą ir analizę, galima konstatuoti, kad:

- variklio aušinimo sistemos kokybiškas darbas labai priklauso nuo jos eksploatavimo kokybės;
- nuosėdų susidarymas vidaus degimo variklio aušinimo sistemoje vis dar yra aktuali problema;
- šilumos mainus vidaus degimo variklyje, jo detalių temperatūras bei įtempimų ir deformacijų būklę lemia aušinimo sistemos efektyvumas;
- nėra išsamiai ištirta, kaip nuo susidariusių nuosėdų ant vidaus degimo variklio cilindro išorinio aušinimo paviršiaus priklauso vienos iš pagrindinių variklio dalių – stūmoklio ir cilindro – temperatūrinės deformacijos, kurios, savo ruožtu, keičia tarpelį tarp stūmoklio ir cilindro;
- taip pat nėra visiškai ištirta, kokį poveikį susidariusios nuosėdos ant vidaus degimo variklio cilindro išorinio aušinimo paviršiaus daro pagrindiniams variklio ekonomiško, ekologiško bei variklio keliamo triukšmo rodikliams, todėl į šiuos klausimus ir bus kreipiamas pagrindinis dėmesys šiame darbe.

2. VIDAUS DEGIMO VARIKLIO STŪMOKLIO IR CILINDRO TERMOMECHANINĖS BŪKLĖS SKAITINIAI TYRIMAI BAIGTINIŲ ELEMENTŲ METODU

Dauguma vidaus degimo variklio detalių, tarp jų ir stūmoklis bei cilindras, yra gana sudėtingos geometrinės formos, o šiluminės ir mechaninės jų apkrovos taip pat yra sudėtingos, todėl spręsti jų šilumos laidumo ir tamprumo teorijos uždavinius analitiniu būdu, netaikant labai supaprastintos skaičiavimo schemos, neįmanoma. Tačiau tokiu būdu gauti skaičiavimo rezultatai yra labai apytiksliai ir netenka praktinės vertės. Todėl šiuo metu tokių variklio detalių skaičiavimams naudojami skaitiniai metodai. Skirtingai nuo analitinių metodų, kai gaunamos analitinės sprendinių priklausomybės, naudojantis skaitiniais metodais, sprendiniai gaunami kaip skaičių masyvai, kurie aprašo, pavyzdžiui, stūmoklio ar cilindro temperatūrą arba įtempimus, deformacijas ar poslinkius. Universaliausias skaitinis metodas, šiuo metu taikomas spręsti įvairias mokslines ir inžinerines problemas, yra baigtinių elementų metodas (BEM). Šitas metodas aproksimuoja nuolat besikeičiantį detalės tūryje parametą (temperatūrą, poslinkius ar kitą), naudojant detalės diskretųjį modelį. Baigtinių elementų metodas turi daug privalumų, lyginat jį su kitais metodais, pavyzdžiui, su baigtinių skirtumų metodu. Vienas iš pagrindinių BEM privalumų yra tas, kad jis yra universalus ir gali būti taikomas įvairiose tyrimų srityse: skaičiuoti šilumos mainus, analizuoti įtempimų ir deformacijų būklę, skaičiuoti magnetinius laukus ir pan. Kitas jo privalumas – jis neturi geometrinių apribojimų, t.y. pakankamai tiksliai aprašo detalių kontūrų kreivlinijinius paviršius. Apkrovos ir kraštinės sąlygos taip pat nustatomos be apribojimų [13]. Daugelis universitetų ir kompanijų įvertino šiuos BEM privalumus ir jo pagrindu sukūrė daug programinių paketų, sprendžiančių įvairių mokslo šakų problemas.

2.1 Šilumos laidumo uždavinio sprendimas

Šilumos laidumo diferencialinė lygtis yra [15]:

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \{v\}^T \{L\} T \right) + \{L\}^T \{q\} = Q, \quad (14)$$

čia ρ – medžiagos tankis,

c – medžiagos šiluminė talpa,

T – temperatūra,

t – laikas,

$$\{L\} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} \end{Bmatrix} - \text{vektorius operatorius},$$

$$\{v\} = \begin{Bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{Bmatrix} - \text{šilumos mainų greičio vektorius},$$

$\{q\}$ – šilumos srautas ploto vienetu,

Q – šilumos šaltinis.

Ryšį tarp šilumos srauto ir temperatūros gradiento nusako Furjė dėsnis:

$$\{q\} = -[D]\{L\}T, \quad (15)$$

$$\text{čia } [D] = \begin{bmatrix} K_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & K_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & K_{zz} \end{bmatrix} - \text{šilumos laidumo matrica},$$

K_{xx}, K_{yy}, K_{zz} – elemento šilumos laidumas x, y ir z ašies kryptimi.

Iš lygčių (14) ir (15) išplaukia:

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \{v\}^T \{L\}T \right) = \{L\}^T ([D]\{L\}T) + Q. \quad (16)$$

Lygtį (16) galima užrašyti taip:

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = Q + \frac{\partial}{\partial x} \left(K_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K_z \frac{\partial T}{\partial z} \right). \quad (17)$$

Priimta, kad visi procesai vyksta Dekarto koordinatų sistemoje.

Priimamos tokios ribinės sąlygos:

1. Temperatūra, proceso pradžioje veikianti elemento paviršiaus plotą:

$$T = T_0. \quad (18)$$

2. Šilumos srautas, veikiantis elemento paviršiaus plotą:

$$\{q\}^T \{\eta\} = -q_0, \quad (19)$$

čia $\{\eta\}$ – vienetinis išorinis normalės vektorius.

3. Šiluminė konvekcija, veikianti elemento paviršiaus plotą (Niutono aušimo dėsnis):

$$\{q\}^T \{\eta\} = -h_p (T_{ap} - T), \quad (20)$$

čia $\{\eta\}$ – vienetinis išorinis normalės vektorius,

h_p – šilumos atidavimo natūralios konvekcijos būdu koeficientas,

T_{ap} – aplinkos temperatūra,

T – kūno paviršiaus temperatūra.

Įvertinus (15) lygtį, (19) ir (20) lygtys užrašomos taip:

$$\{\eta\}^T [D] \{L\} T = q_0, \quad (21)$$

$$\{\eta\}^T [D] \{L\} T = h_p (T_{ap} - T). \quad (22)$$

Naudojant virtualiosios temperatūros kitimą, integruojant (16) lygtį, įvedamas elemento tūris V ir, naudojant (21) ir (22) lygtis, atliekama (16) lygties transformacija:

$$\begin{aligned} \int_V \left(\rho c \delta T \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \{v\}^T \{L\} T \right) + (\delta T) ([D] \{L\} T) \right) d(V) = \\ = \int_S \delta T q_0 d(S) + \int_S \delta T h_p (T_{ap} - T) d(S) + \int_V \delta T \times Q d(V), \end{aligned} \quad (23)$$

čia δT – leistina virtualioji temperatūra,

V – elemento tūris.

Kintamoji temperatūra T priklauso nuo erdvinės padėties ir laiko funkcijos:

$$T = \{N\}^T \{T_e\}, \quad (24)$$

čia T – temperatūra,

$$\{N\} = \begin{Bmatrix} N_1 & 0 & 0 & N_2 & \cdots & 0 & 0 & N_8 & 0 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & \cdots & 0 & 0 & N_8 & 0 \\ 0 & 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & \cdots & 0 & 0 & N_8 \end{Bmatrix} - 8 \text{ mazgų elemento formos funkcija,}$$

$\{T_e\}$ – elemento mazgo temperatūros vektorius.

Temperatūros laiko išvestinė gali būti užrašoma taip:

$$\dot{T} = \frac{\partial T}{\partial t} = \{N\}^T \left\{ \dot{T}_e \right\}. \quad (25)$$

Virtualiosios temperatūros δT išraiška panaši į temperatūros T išraišką ir gaunama interpoliuojant elemento formos funkcijomis:

$$\delta T = \{\delta T_e\}^T \{N\}. \quad (26)$$

Kombinaciją $\{L\}T$ galima užrašyti taip:

$$\{L\}T = [B]\{T_e\}, \quad (27)$$

čia

$$[B] = \{L\}\{N\}^T. \quad (28)$$

Ivertinus (24) – (28) formules, (23) lygties variacinė forma gali būti supaprastinta:

$$\begin{aligned}
 & \int_V \rho c \{\delta T_e\}^T \{N\} \{N\}^T \left\{ \dot{T}_e \right\} d(V) + \int_V \rho c \{\delta T_e\}^T \{N\} \{v\}^T [B] \{T_e\} d(V) + \\
 & + \int_V \{\delta T_e\}^T \{B\}^T [D][B] \{T_e\} d(V) = \int_S \{\delta T_e\}^T \{N\} q_0 d(S) + \\
 & + \int_S \{\delta T_e\}^T \{N\} h_p (T_{ap} - \{N\}^T \{T_e\}) d(S) + \int_V \{\delta T_e\}^T \{N\} Q d(V).
 \end{aligned} \tag{29}$$

Priimama, kad elemento medžiagos tankis ρ yra pastovus, o medžiagos šiluminė talpa c ir šilumos šaltinis Q gali keistis. Dydžiai $\{T_e\}$, $\left\{ \dot{T}_e \right\}$ ir $\{\delta T_e\}$ yra elemento mazgų temperatūra ir tuo pačiu pastovieji elemento tūrio dydžiai. Todėl integrale jie gali būti panaikinti. Kadangi visos (29) lygties dalys yra padaugintos iš vektoriaus $\{\delta T_e\}$, šis vektorius paskutinėje lygtyje yra panaikinamas. (29) lygtį galima perrašyti taip:

$$\begin{aligned}
 & \rho \int_V c \{N\} \{N\}^T d(V) \left\{ \dot{T}_e \right\} + \rho \int_V c \{N\} \{v\}^T d(V) \{T_e\} + \\
 & + \int_V [B]^T [D][B] d(V) \{T_e\} = \int_S \{N\} q_0 d(S) + \int_S T_{ap} h_p \{N\} d(S) - \\
 & - \int_S h_p \{N\} \{N\}^T \{T_e\} d(S) + \int_V Q \{N\} d(V).
 \end{aligned} \tag{30}$$

(30) lygtį galima supaprastinti taip:

$$[C_e^t] \left\{ \dot{T}_e \right\} + ([K_e^{tm}] + [K_e^{tb}] + [K_e^{tc}]) \{T_e\} = \{Q_e^f\} + \{Q_e^c\} + \{Q_e^g\}, \tag{31}$$

čia

$$[C_e^t] = \int_V \rho c_p(T) \{N\} \{N\}^T dV, \tag{32}$$

$$[K_e^{tm}] = \int_V [B]^T [D][B] \{T_e\} dV, \tag{33}$$

$$[K_e^{tb}] = \int_S \{N\} [K'] \{N\}^T dS, \tag{34}$$

$$[K_e^{tc}] = \int_S h(T) \{N\} \{N\}^T dS, \quad (35)$$

$$\{Q_e\}_e^f = \int_S \{N\} q_0 dS, \quad (36)$$

$$\{Q_e^c\} = \int_S h(T) \{N\}^T \{N\} T_0 dS, \quad (37)$$

$$\{Q_e^t\} = [C_e^t] T_o. \quad (38)$$

2.2 Trimačio tamprumo teorijos uždavinio sprendimas

Įtempimų ir deformacijų ryšys nusakomas Huko dėsnio [15]:

$$\{\sigma\} = [D] \{\varepsilon^{el}\}, \quad (39)$$

čia $\{\sigma\}$ – įtempimų vektorius,

$[D]$ – medžiagos standumo matrica,

$\{\varepsilon^{el}\}$ – tampriosios deformacijos.

Bendras deformacijas sudaro tampriosios deformacijos ir deformacijos, atsirandančios dėl temperatūrų skirtumų elemento sienelės storyje:

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon^{th}\} + [D]^{-1} \{\sigma\}. \quad (40)$$

Deformacijos, atsirandančios dėl temperatūrų skirtumų kieto kūno tūryje, išreiškiamos taip:

$$\{\varepsilon^{th}\} = \Delta T [\alpha_x, \alpha_y, \alpha_z, 0, 0, 0]^T, \quad (41)$$

čia α – linijinio plėtimosi koeficientas.

Plastiškai medžiagos pradeda tekėti, kai įtempimų reikšmės pasiekia takumo ribą, t.y. atitinka Mizeso plastinio tekėjimo sąlygas:

$$\begin{aligned} F(\{\sigma\}, k) &= \bar{\sigma} - \sigma_T(k) = \\ &= \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)} - \\ &- \sigma_T(k) = 0, \end{aligned} \quad (42)$$

čia $\sigma_T(k)$ – takumo riba, kurios reikšmė priklauso nuo stiprėjimo parametro k ,

$\bar{\sigma}$ – įtempimų intensyvumas,

k – stiprėjimo parametras.

Deformuojamo kietojo kūno mechanikos uždavinys sprendžiamas apskaičiuojant kiekvieno žingsnio poslinkių, deformacijų ir įtempimų pokyčius, atsirandančius dėl apkrovos pokyčio. Uždavinys sprendžiamas baigtinių elementų metodu.

Apskaičiuotą įtempimų pokytį $d\{\sigma\}$ ir įtempimų reikšmę $\{\sigma\} + d\{\sigma\}$ įrašius į formulę (42), gaunama priklausomybė:

$$F(\{\sigma\} + d\{\sigma\}, k) < 0. \quad (43)$$

Vadinasi, šiuo atveju medžiaga nepasiekė plastinio tekėjimo būsenos, t.y., takumo ribos. Šiuo atveju $d\{\varepsilon^p\} = 0$. Taikoma formulė:

$$d\{\sigma\} = [D]d\{\varepsilon\}, \quad (44)$$

čia $[D]$ – medžiagos standumo konstantų matrica, apskaičiuota pagal formulę:

$$[D] = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.5-\nu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.5-\nu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.5-\nu \end{bmatrix}, \quad (45)$$

čia E – medžiagos tamprumo modulis,

ν – Puasono koeficientas.

Poslinkių pokytis $\Delta\{U\}$ apskaičiuojamas pagal formulę:

$$[K_T] \Delta\{U\} = \Delta\lambda \{R\}, \quad (46)$$

čia $[K_T]$ – tangentinė standumo matrica, apskaičiuota atsižvelgiant į konstrukcijos poslinkius ir veikiančią apkrovą $\lambda\{R\}$,

λ – skaliarinis dydis, kurio reikšmė didinama nuosekliai nuo 0 iki 1,

$\{R\}$ – apkrovos vektorius, susidedantis iš atskirų elementų mazgų jėgų, atsirandančių dėl tūrio vienetė veikiančios apkrovos, elemento paviršiuje veikiančios apkrovos, apkrovų modelio mazguose bei šiluminės apkrovos:

$$\{R\} = \sum_e \{F_p\}_e + \sum_e \{F_s\}_e + \sum_e \{F_{th}\}_e + \{F_m\}_e, \quad (47)$$

čia $\{F_p\}_e$ – tūrinės apkrovos vektorius,

$\{F_s\}_e$ – paviršinės apkrovos vektorius,

$\{F_m\}_e$ – mazginių apkrovų vektorius,

$\{F_{th}\}_e$ – šiluminės apkrovos vektorius.

$$\{F_p\}_e = \int_v [N]^T \{b\} dV, \quad (48)$$

čia $\{b\}$ – tūrinės jėgos.

$$\{F_s\}_e = \int_s [N]^T \{t\} dS, \quad (49)$$

čia $\{t\}$ – paviršinės jėgos.

$$\{F_{th}\}_e = \int_v [B]^T [D] \{\varepsilon^{th}\} dV, \quad (50)$$

$$[K_T] = h S_{\Delta} [B]^T [D] [B], \quad (51)$$

čia h – storis,

S_{Δ} – elemento plotas.

$[B]$ matrica apskaičiuojama pagal (52) formulę:

$$[B] = [A]^T [N], \quad (52)$$

čia $[N]$ – formos funkcija.

$$[A]^T = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \end{bmatrix}. \quad (53)$$

Visas deformacijų prieaugis apskaičiuojamas pagal formulę:

$$\Delta\{\varepsilon\}_i = [B]_i \Delta\{U^{el}\}. \quad (54)$$

Tampriųjų deformacijų prieaugis apskaičiuojamas pagal formulę:

$$\Delta\{\varepsilon_e\}_i = [D]^{-1} \Delta\{\sigma\}. \quad (55)$$

2.3 Vidaus degimo variklio stūmoklio ir cilindro temperatūrinės ir deformuotos būklių tyrimai

Skaičiuojant vieną iš pagrindinių variklio detalių – stūmoklį – svarbu nustatyti temperatūrą, degant degiajam mišiniui cilindre, ir dėl to atsirandančias stūmoklio deformacijas bei deformacijas, kurioms daro įtaką dujų slėgis ir inercinės apkrovos. Kadangi šiame darbe siekiama ištirti tik pasikeitusių šilumos mainų (ekspluatuojant atsiradusių

nuosėdų ant cilindro išorinio paviršiaus) įtaką stūmoklio ir cilindro temperatūrinėms deformacijoms ir tarpeliui tarp jų, todėl neįvertinta dujų slėgio ir inercinių apkrovų įtaka minėtų detalių deformacijoms. Varikliui veikiant, padidėjusios temperatūros sumažina leistinus įtempimus (medžiagų atsparumą), todėl gali iškilti rimtų problemų, pvz., įtrūkimai stūmoklio galvutėje, tuo tarpu šiluminės ir mechaninės deformacijos kartu turės įtakos tarpeliui, o tarpeliui sumažėjus, atsiras įvarža, padidės trintis, sutrumpės stūmoklio amžius ir pablogės variklio darbas. Norint sukurti išsamius stūmoklio ir cilindro modelius, pirmiausia reikia žinoti stūmoklio ir cilindro medžiagų termomechanines savybes.

Pirmieji stūmoklio šiluminės analizės darbai pasirodė 1940 m., atsirandant analoginiams elektriniams modeliavimo metodams [55] ir paprastiems analitiniams metodams [65], kurie yra naudojami skaičiuojant stūmoklio masės temperatūras bei sprendžiant stūmoklio aušinimo problemas. Nuo 8 – ojo dešimtmečio pradžios, vystantis baigtinių elementų metodui, variklio detalėms skaičiuoti pradėti naudoti jų skaitiniai modeliai. Pradžioje buvo naudojami paprastesni modeliai, pavyzdžiui, Tomlinson G.R. naudojo ašisimetrinį modelį [81]. Vėliau buvo pradėti naudoti trimačiai baigtinių elementų modeliai, pavyzdžiui, Li C.H. [40] naudojo tokį modelį skaičiuoti dyzelinio variklio aliumininio stūmoklio darbo temperatūroms ir šiluminėms bei mechaninėms deformacijoms, atsirandančioms dėl termomechaninių apkrovų. Taip pat buvo sukurti greitaiegių tiesioginio įpurškimo dyzelinių bei benzininių variklių stūmoklių baigtinių elementų modeliai [52]. Klaipėdos universiteto prof. S. Lebedevas taip pat tyrė stūmoklių temperatūrinius laukus naudodamas baigtinių elementų metodą ir originalų matematinį modelį, apimantį indikatorinio proceso parametrinę analizę ir dyzelinio variklio terminį apkrovimą [38].

2.3.1 Stūmoklio šiluminis modelis

Dauguma vidaus degimo variklių stūmoklių gaminami iš aliuminio lydinų, kurie, esant aukštomis temperatūroms, praranda atsparumą, todėl, projektuojant stūmoklį, svarbu išlaikyti leistinas darbo temperatūros ribas. Be to, būtina įvertinti šiluminį plėtimąsi, kad būtų sumažinta trintis ir tokiu būdu prailgintas stūmoklio amžius bei išvengta įstrigimų perkaitus. Šiame darbe naudojamas modelis leidžia nustatyti erdvinį temperatūros pasiskirstymą stūmoklyje.

Šilumos perdavimo analizė duota tik nusistovėjusios temperatūros atveju. Stūmoklis veikiamas pastovaus šilumos srauto per vidutinį šilumos variklio ciklą. Yra priimta, kad stūmoklis su aplinka keičiasi šiluma konvekcijos būdu.

Analizuojant šilumos perdavimo procesą, stūmoklis laikomas izoliuota sistema, išlaikančia pusiausvyrą su aplinka. Šilumos perdavimų tarp degančių dujų ir degimo kameros sienelių bei tarp stūmoklio sienelių ir aušinimo alyvos modeliai yra gauti eksperimentiniais matavimais [21, 69], pagrįstais Benderskio paviršių šiluminės poros principu [4] ir empirinėmis priklausomybėmis [87, 27]. Empirinės priklausomybės įvertina variklio sūkių, degančių dujų slėgį ir temperatūrą.

Aukščiau aprašytas šilumos perdavimo modelis ir buvo panaudotas šiame darbe. Šilumos srautas, atsiradęs degant degiajam mišiniui degimo kameroje, konvekcijos būdu perduodamas į stūmoklio dugną, po to teka stūmokliu, dalis srauto konvekcijos būdu nuo stūmoklio vidaus nuteka į aplinką, kita dalis žiedais, stūmoklio sijonėliu perduodama vidiniam cilindro paviršiui. Tikrasis šilumos perdavimo procesas iš tikrųjų yra daug sudėtingesnis negu čia aprašyta. Norint pasiekti didelį tikslumą šiame modelyje dar reikėtų įvertinti degančių dujų šilumokaitą radiacijos būdu, šilumos laidumą į švaistiklį, trinties šilumą ir temperatūros svyravimus.

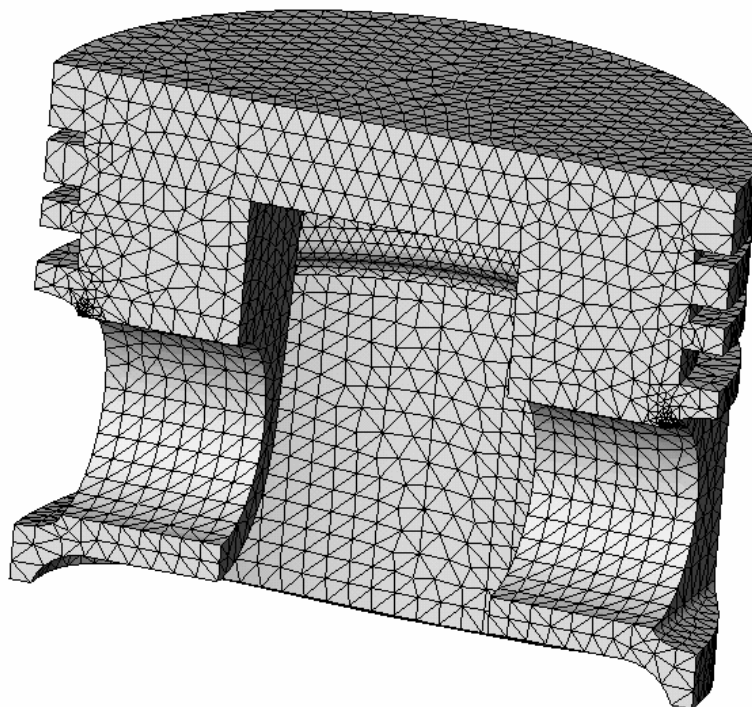
2.4 Stūmoklio ir cilindro skaičiavimas *Cosmos DesignSTAR* programa

Stūmoklio ir cilindro temperatūrinės ir deformuotos būklės skaičiavimas ir analizė atlikti programiniu paketu *COSMOS DesignSTAR*. Šilumos laidumo ir tamprumo uždavinių sprendimo metodikos baigtinių elementų metodu pateiktos 2.1 ir 2.2 poskyriuose. Stūmoklio ir cilindro temperatūroms ir deformacijoms skaičiuoti kaip prototipas buvo pasirinktas variklio *TOYOTA 18R – G* stūmoklis ir cilindras. Sprendžiant uždavinį, priimta, kad variklio darbo režimas nusistovėjęs, t.y. šilumos srautas, tekantis per stūmoklį, žiedus ir cilindrą yra nusistovėjęs laike, variklio išvystoma galia $N = 16,12 \text{ kW}$, sūkliai $n = 2200 \text{ min}^{-1}$. Medžiagų, iš kurių pagaminti stūmoklis ir cilindras, savybės pateiktos 1 lentelėje.

Prieš skaičiuojant buvo sukurti virtualūs stūmoklio ir cilindro modeliai, kurie buvo suskaidyti antros eilės paraboliniiais tetraedriniais elementais (23 ir 24 pav.). Kiekvienas toks tetraedrinis elementas turi po 10 mazgų. Kadangi stūmoklis ir cilindras yra geometriškai simetriškos detalės, jų apkrovos taip pat nustatytos simetriškos, skaičiuojant buvo paimta po pusę stūmoklio ir cilindro. Toks stūmoklio modelis sudarytas iš 56450 elementų, o cilindro iš 32423 elementų.

Nuosėdų sluoksnio įtaka stūmoklio ir cilindro deformacijoms buvo modeliuojama ant išorinio cilindro paviršiaus sukuriant nuosėdų sluoksnio baigtinių elementų modelį. Stūmoklio

ir cilindro deformacijos buvo skaičiuojamos kai nuosėdų nėra ir kai nuosėdų sluoksnio storis yra 1 ir 2 mm.

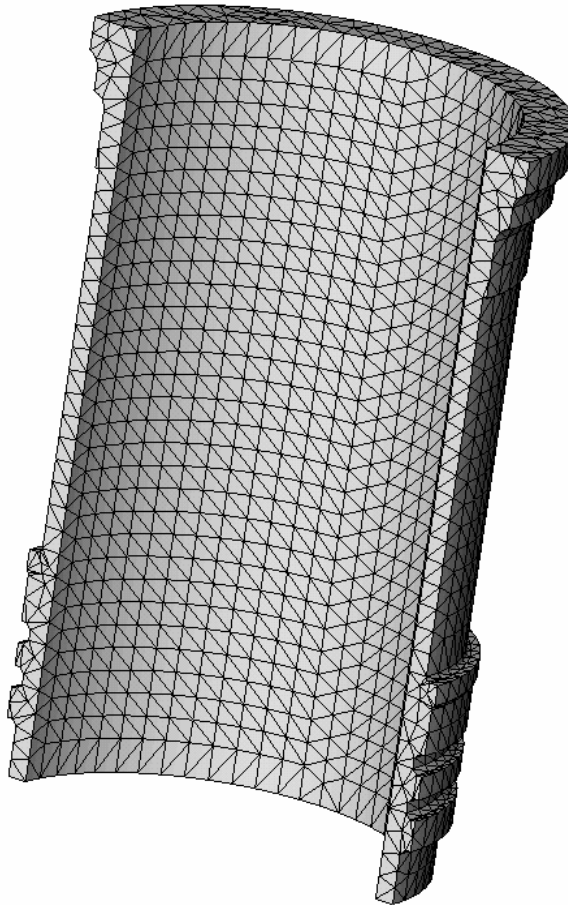


23 pav. Stūmoklio baigtinių elementų modelis

1 lentelė. Medžiagų, iš kurių pagaminti stūmoklis ir cilindras, fizikinės mechaninės savybės

Medžiagos pavadinimas	Jungo modulis, GPa	Puasono koeficientas	Šiluminio plėtimosi koeficientas, $1/K$	Šiluminis laidumas, $W/m \cdot K$	Tankis, kg/m^3	Specifinė šiluma, $J/kg \cdot K$
Aluminio lydinys KS 1276	70	0,32	$2,0 \cdot 10^{-5}$	160	2700	902
Pilkasis ketus GG 25	110	0,27	$1,1 \cdot 10^{-5}$	48,8	7780	496

Šilumos mainų sąlygos stūmokliui įvertintos trečios eilės ribinėmis sąlygomis, t.y. šilumos atidavimo koeficientais bei aplinkos paviršių, per kuriuos nuteka šiluma, temperatūra.



24 pav. Cilindro baigtinių elementų modelis

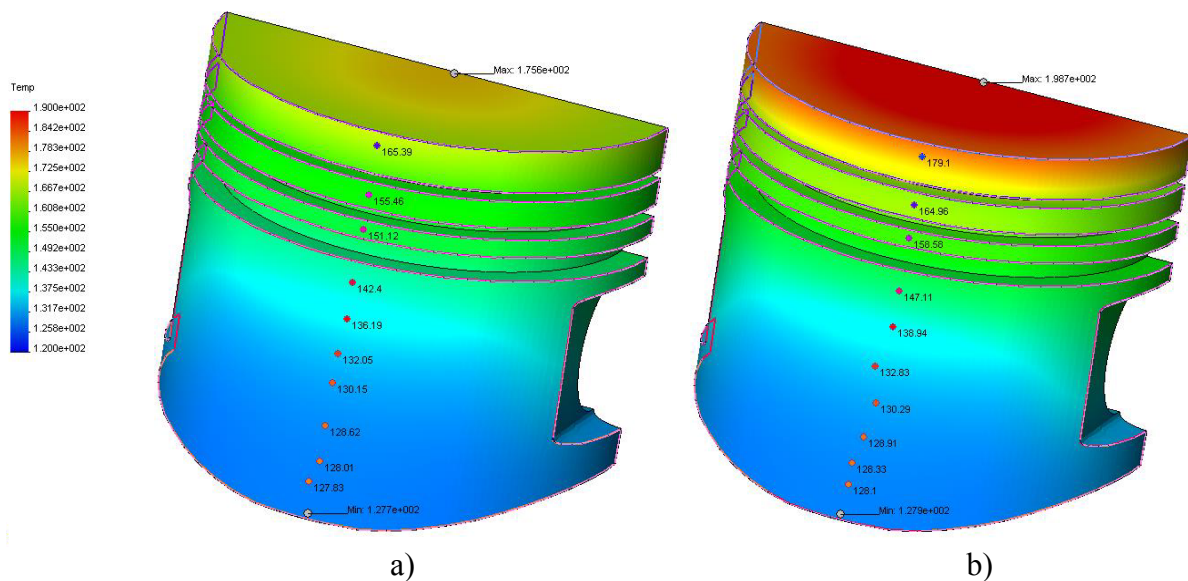
Šilumos mainų sąlygos cilindrai įvertintos trečios eilės ribinėmis sąlygomis, t.y vidutiniu šilumos atidavimo koeficientu nuo dujų į cilindrą bei jų temperatūra ir cilindro išorinio aušinamo paviršiaus šilumos atidavimo koeficientu bei aušinimo skysčio temperatūra.

Šių, šilumos mainams darančių įtakos, parametrų (žiūr.12 pav., 30 psl.) reikšmės [49]:

- šilumos atidavimo nuo degiojo mišinio į stūmoklio dugną koeficientas $\alpha_z = 380 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$; aplinkos temperatūra $t_d = 800 \text{ }^\circ\text{C}$;
- šilumos atidavimo nuo stūmoklio vidinio paviršiaus į alyvos rūką koeficientas $\alpha_v = 250 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$; aplinkos temperatūra $t_v = 90 \text{ }^\circ\text{C}$;
- šilumos atidavimo nuo stūmoklio žiedo griovelio žiedui koeficientas $\alpha_2 = 15000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$; temperatūra $t_2 = 250 \text{ }^\circ\text{C}$;
- šilumos atidavimo nuo stūmoklio žiedo griovelio žiedui koeficientas $\alpha_3 = 800 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$; temperatūra $t_3 = 250 \text{ }^\circ\text{C}$;
- šilumos atidavimo nuo stūmoklio šono koeficientas $\alpha_7 = 1000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$; temperatūra $t_7 = 110 \text{ }^\circ\text{C}$;

- šilumos atidavimo nuo dujų cilindrai koeficientas $\alpha_c = 300 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$; temperatūra $t_d = 400 \text{ }^\circ\text{C}$;
- šilumos atidavimo nuo cilindro į aušinimo skystį koeficientas $\alpha_{aus} = 2300 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$; aušinimo skysčio temperatūra $t_{aus} = 95 \text{ }^\circ\text{C}$;
- nuosėdų ant cilindro išorinio paviršiaus šilumos laidumas $\lambda = 0,35 \text{ W/m}\cdot\text{K}$.

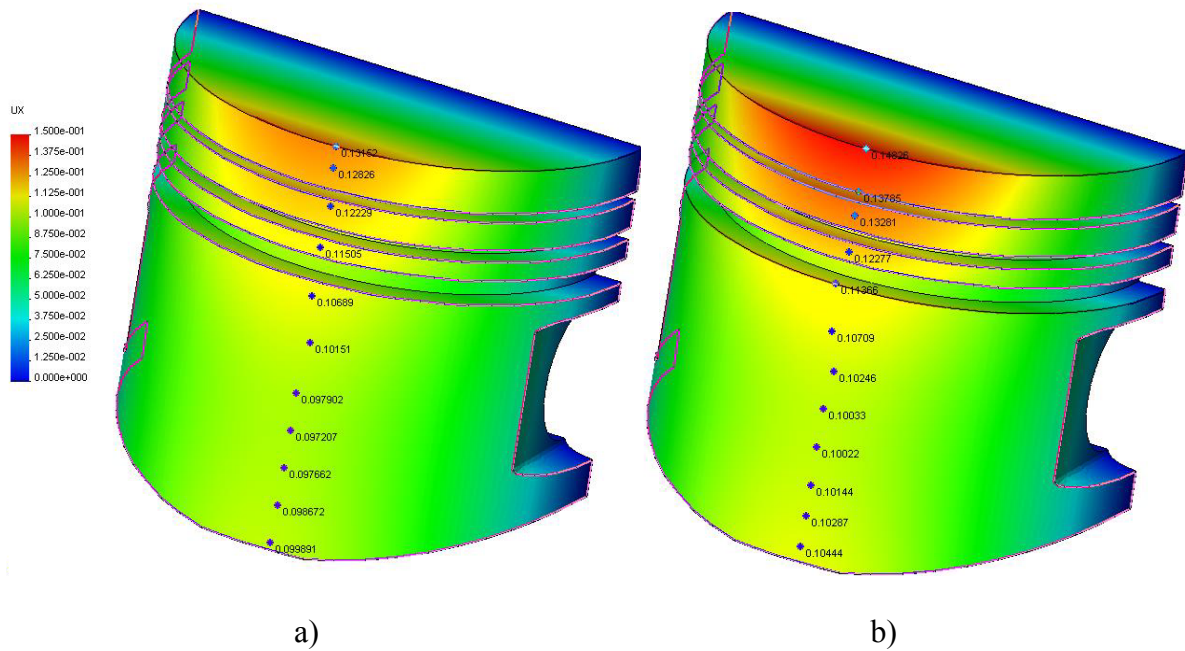
25 – 28 paveiksluose pateikti stūmoklio ir cilindro temperatūrinių laukų bei jų poslinkių skaičiavimo rezultatai trimačiuose stūmoklio ir cilindro modeliuose.



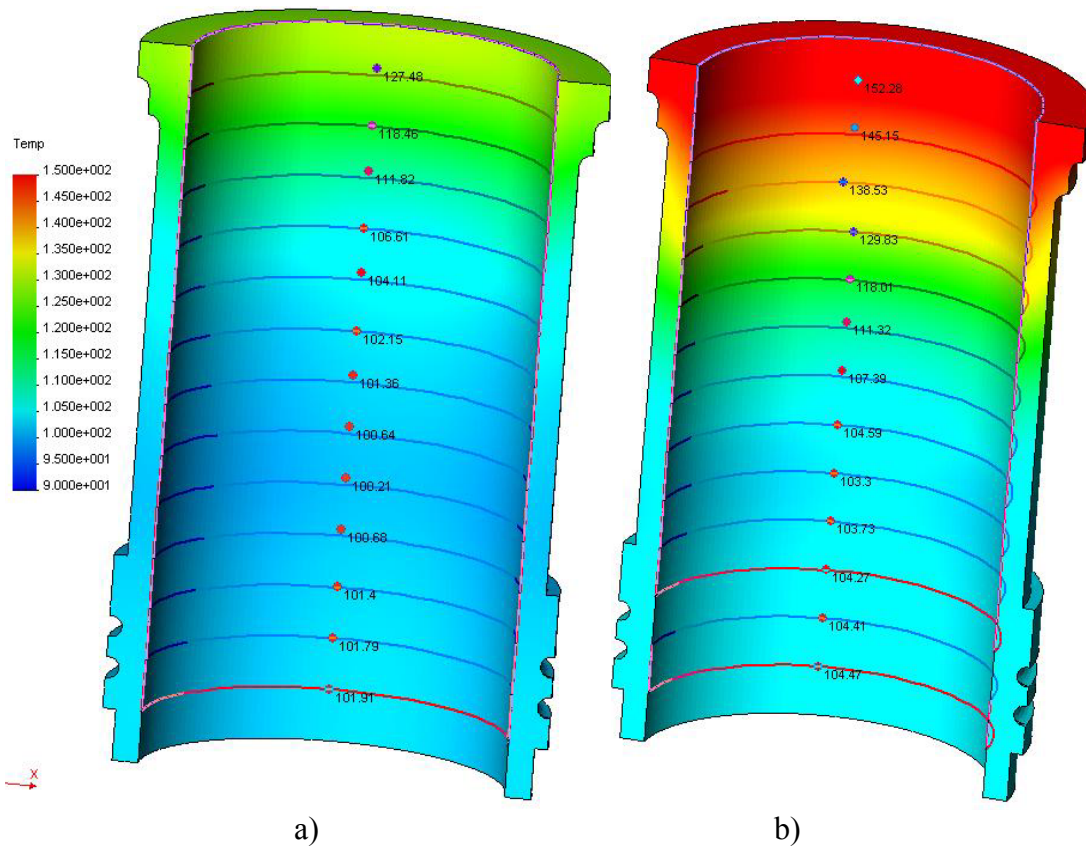
25 pav. Temperatūros pasiskirstymas stūmoklyje $^\circ\text{C}$, kai variklio $N = 16,12 \text{ kW}$, o sūkliai $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

a) kai nuosėdų ant cilindro išorinio paviršiaus nėra, b) kai nuosėdų sluoksnio storis ant išorinio cilindro paviršiaus yra 2 mm

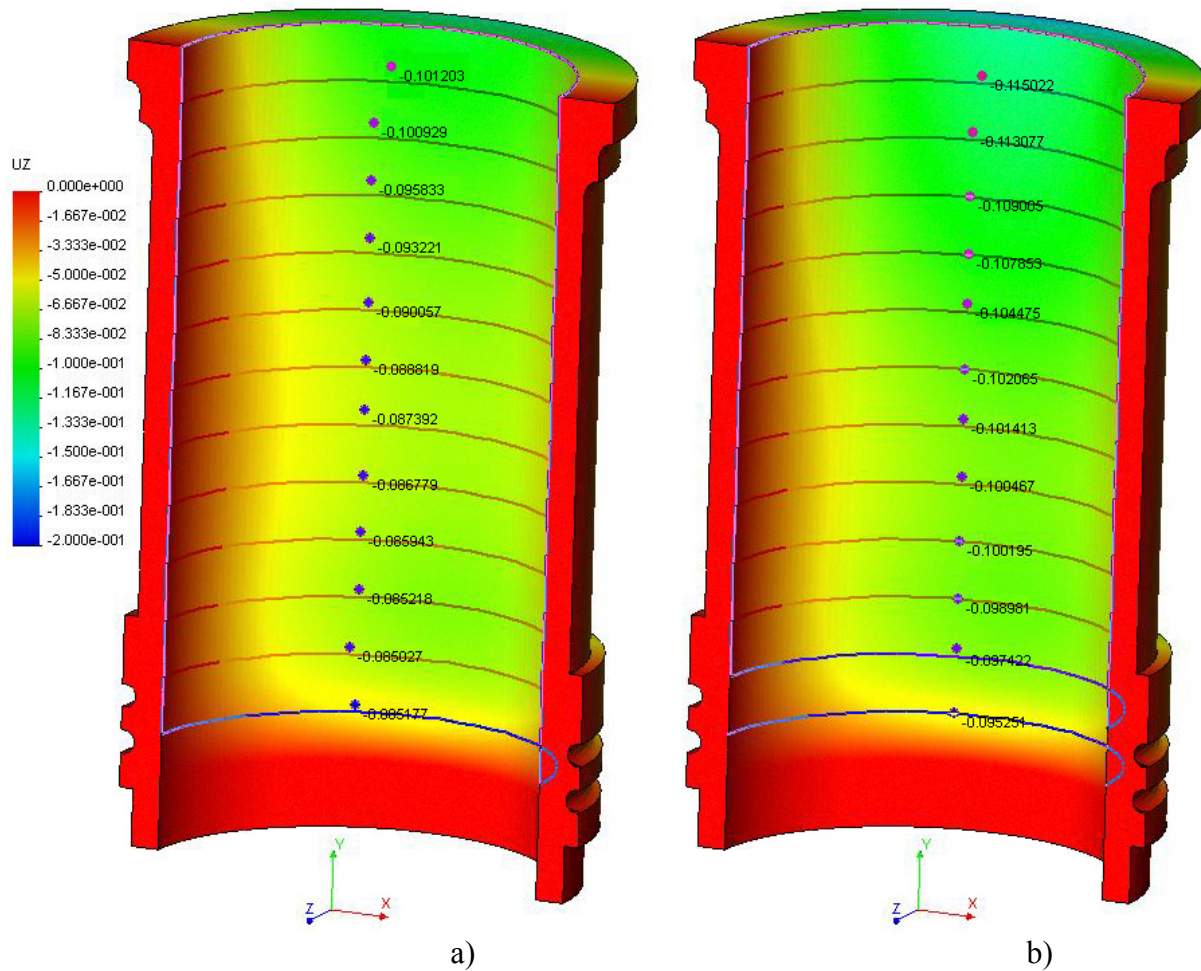
Nagrinėjant gautus rezultatus, matyti (25 pav.), varikliui veikiant, kai nuosėdų sluoksnio storis ant cilindro išorinio paviršiaus yra 2 mm, stūmoklio temperatūra padidėja vidutiniškai $8 \text{ }^\circ\text{C}$, lyginant su tuo atveju, kai nuosėdų nėra. Labiau temperatūra padidėja viršutinėje stūmoklio dalyje todėl, kad dėl nuosėdų susidarymo ant išorinio cilindro paviršiaus padidėja cilindro temperatūra, o temperatūrų skirtumas tarp stūmoklio ir cilindro sumažėja ir dėl to mažiau šilumos nuvedama į aušinimo sistemą. Dėl padidėjusios temperatūros stūmoklio viršutinėje dalyje taip pat padidėja ir temperatūrinės deformacijos bei poslinkiai. Poslinkiai didesni iki $0,02 \text{ mm}$ viršutinėje stūmoklio dalyje lyginant su poslinkiais, kai nuosėdų ant išorinio cilindro paviršiaus nėra (26 pav.). Stūmoklio kreipiamosios dalies temperatūra ir poslinkiai praktiškai nesikeičia.



26 pav. Stūmoklio temperatūriniai poslinkiai plokštumose, statmenose stūmoklio pirštui, mm, kai variklio $N = 16,12 \text{ kW}$, o sūkliai $n = 2200 \text{ min}^{-1}$
 a) kai nuosėdų ant cilindro išorinio paviršiaus nėra, b) kai nuosėdų sluoksnio storis ant išorinio cilindro paviršiaus yra 2 mm



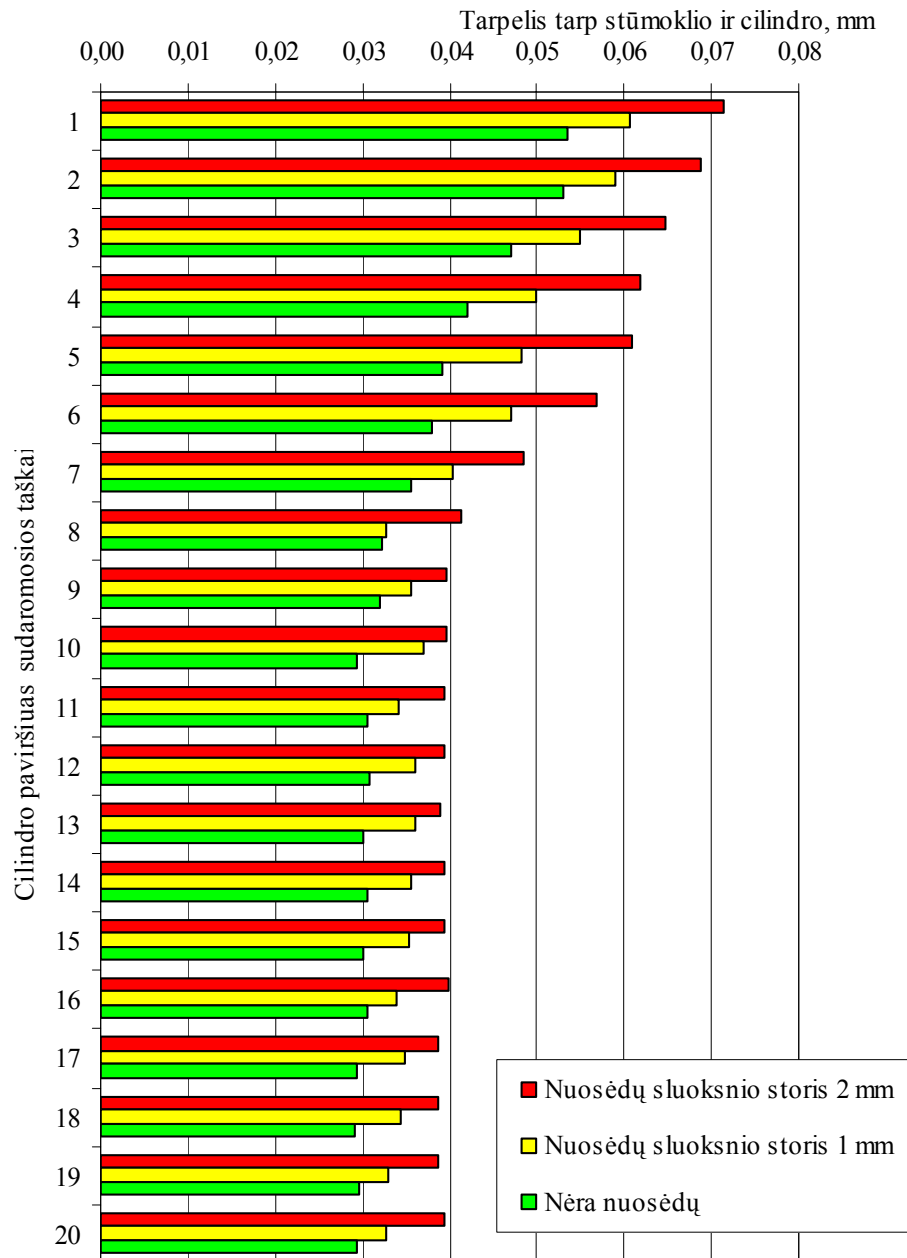
27 pav. Temperatūros pasiskirstymas cilindre $^{\circ}\text{C}$, kai variklio $N = 16,12 \text{ kW}$, o sūkliai $n = 2200 \text{ min}^{-1}$
 a) kai nuosėdų ant cilindro išorinio paviršiaus nėra, b) kai nuosėdų sluoksnio storis ant išorinio cilindro paviršiaus yra 2 mm



28 pav. Cilindro temperatūriniai poslinkiai UZ plokštumose, statmenose alkūninio veleno ašiai (Z ašies kryptimi), mm, variklio $N = 16,12 \text{ kW}$, sūkliai $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

a) kai nuosėdų ant cilindro išorinio paviršiaus nėra, b) kai nuosėdų sluoksnio storis ant cilindro išorinio paviršiaus yra 2 mm

Nagrinėjant cilindro temperatūrų skaičiavimo rezultatus (27 pav.) galima pastebėti didesnius cilindro temperatūrų svyravimus, ypač viršutinėje jo dalyje. Tai priklauso nuo to, ar variklis veikia kai nėra nuosėdų sluoksnio ant cilindro išorinio paviršiaus, ar kai tų nuosėdų sluoksnio storis siekia 2 mm. Kai nuosėdų sluoksnio storis siekia 2 mm cilindro viršutinės dalies temperatūra padidėja apie 30°C , lyginant su cilindro temperatūra, kai nuosėdų ant išorinio cilindro paviršiaus nėra. Dėl padidėjusios temperatūros cilindro viršutinėje dalyje taip pat padidėja ir temperatūrinės deformacijos bei poslinkiai. Poslinkiai viršutinėje cilindro dalyje didesni iki 0,015 mm lyginant su poslinkiais, kai nuosėdų ant išorinio cilindro paviršiaus nėra (28 pav.). Taigi skirtingos stūmoklio ir cilindro temperatūrinės deformacijos (poslinkiai), esant nuosėdų sluoksnio storiui 2 mm, papildomai padidina tarpelį tarp stūmoklio ir cilindro iki 0,03 mm viršutinėje jo dalyje (29 pav.).



29 pav. Tarpelis tarp stūmoklio kreipiamosios dalies ir cilindro, plokštumoje, statmenoje alkūninio veleno ašiai

Išanalizavus gautus rezultatus, galima teigti, kad stūmoklio ir cilindro temperatūrinėms deformacijoms bei tarpeliui tarp stūmoklio ir cilindro didelės įtakos turi ant cilindro išorinio paviršiaus susidaręs nuosėdų sluoksnio storis. Minimi tarpeliai tarp cilindro ir stūmoklio modeliuoti tam atvejui, kai stūmoklis yra viršutiniame rimties taške. Analitiškai modeliuoti tarpelio dydžio įtaką variklio ekonomiškumo, ekologiškumo ir keliamo triukšmo dydžiui yra nepaprastai sudėtinga, todėl šio tarpelio įtaka minėtiems variklio rodikliams bus nustatyta eksperimentiniu būdu. Tarpelis tarp stūmoklio ir cilindro bus sumažintas remontiniu

atstatomuoju mišiniu (RAM), kuris difunduoja į cilindrų metalo paviršiaus kristalinę gardelę ir taip dalinai kompensuoja cilindrų išdilimą, tuo pačiu ir sumažėja ir tarpelis. Tokiu būdu bus nustatyta tarpelio įtaka variklio rodikliams. Visa tai plačiau aprašoma 3 darbo skyriuje.

3. EKSPERIMENTINIAI VIDAUS DEGIMO VARIKLIO BANDYMAI

3.1 Nuosėdų susidarymo vidaus degimo variklio aušinimo sistemoje tyrimas

Norint nustatyti, ar nuosėdų susidarymas ant vidaus degimo variklio aušinimo sistemos sienelių yra aktualus Lietuvoje eksploatuojamuose automobiliuose, buvo atliktas tyrimas. Iš įvairių automobilių remonto dirbtuvių buvo surinkta 50 variklių blokų, kurių rida sudarė nuo 250000 iki 350000 kilometrų. 50 variklių imtis pasirinkta tam, kad atlikto tyrimo rezultatai būtų statistiškai patikimi. Nuo visų variklių blokų buvo nupjautos šoninės bloko sienelės, kad būtų galima užfiksuoti, ar yra nuosėdų ant cilindrų sienelės, ar ne. 39-iose varikliuose, arba 78 % visų variklių, buvo pastebėtos nuosėdos ant cilindrų sienelių. Jos buvo skirtingo storio ir išsidėsčiusios netolygiai tiek pagal cilindro perimetrą, tiek pagal cilindro aukštį (30 pav.). Nuosėdos daugiausiai buvo susidariusios viršutinėje cilindro dalyje bei ant tų išorinių cilindrų paviršių vietų, kur mažiausias aušinimo skysčio tekėjimo greitis ir atitinkamai didžiausia paviršiaus temperatūra. Matavimai buvo atliekami dangos storio matavimo prietaisu *MIKROTEST*, kurio matavimo diapazonas yra nuo 0,2 iki 3 mm. Matavimų rezultatai pateikiami 2 priede esančioje 1 lentelėje. Matuojant nuosėdų sluoksnio storį ant cilindrų išorinio paviršiaus, cilindras pagal aukštį buvo padalytas į 5 lygias dalis, pradedant nuo jo viršaus. Leistinas matavimo prietaiso nuokrypis – 5 % nuo rodmenų. Prietaiso veikimo principas pagrįstas magnetine trauka. Magnetinės traukos jėga yra proporcinga atstumui tarp nuolatinio magneto ir plieno. Šis atstumas rodo matuojamos dangos storį. Magnetis yra pakeliamas nuo paviršiaus žiedu, sujungtu su magnetine rankenėle. Žiedas yra įtempiamas diskiniu reguliatoriumi ir dangos storis yra parodomas skalėje.



30 pav. Nuosėdos ant variklio cilindrų išorinio paviršiaus

Atlikus visų vidaus degimo variklių, kuriuose rasta nuosėdų, matavimus, galima konstatuoti, kad nuosėdų storis buvo nuo 0 apatinėje cilindrų dalyje iki kai kuriuose

varikliuose, net 3 mm. Tačiau tokių variklių buvo tik 2. Skaičiuojant buvo priimta, kad maksimalus nuosėdų sluoksnio storis yra 2 mm. Skaičiavimai taip pat atlikti, kai nuosėdų storis siekia 1 mm.

3.2 Remontinio atstatomojo mišinio naudojimas vidaus degimo variklio resurso daliniam atstatymui eksperimentinis tyrimas

Kiekvienoje šalyje eksploatuojama nemažai automobilių, kurių varikliams reikalingas didesnis ar mažesnis remontas. Eksploatuojant automobilius su tokiais varikliais labiau teršiama aplinka, padidėja jų eksploatacinės išlaidos. Tradiciniai variklių remonto metodai, o ypač pagrindinių jo dalių, tokių kaip cilindro blokas ar alkūninis velenas, reikalauja nemažų sąnaudų. Vienas iš būdų atstatyti reikiamą optimalų tarpelį tarp cilindro ir stūmoklio eksploatacijos metu bei padidinti variklio resursą yra remontinio atstatomojo mišinio (RAM) naudojimas. Panašią medžiagą atstatančią susidėvėjusius vidaus degimo variklio mazgus tyrė Lietuvos mokslininkų kolektyvas, kurį sudarė prof. B. Spruogis, doc. J. Jurevičius ir V. Novosad [52]. Amerikos mokslininkai P. A. Benoy ir C. DeUaCorte taip pat tyrė keramikinių dangų, sudarytų aliuminio pagrindu, tribologines charakteristikas ir jų panaudojimą išdilusių paviršių atstatymui [5].

Šiame darbe tiriamos resurso atstatymo technologijos pagrindinis elementas yra specialus remontinis atstatomasis mišinys, kuris su variklio tepimo sistemoje cirkuliuojančia alyva tiekiamas į trinties mazgus: cilindras – stūmoklis – žiedai, alkūninis velenas – įdėklai ir kt. Remontinis atstatomasis mišinys – tai daugiakomponentė medžiaga, kurios pagrindą sudaro gamtiniai mineralai, įvairūs priedai ir katalizatoriai. Šio mišinio fizikinės ir cheminės savybės pateiktos 2 lentelėje. Esant ribinėms tepimo sąlygoms bei dideliame slėgiui ir aukštai temperatūrai šis mišinys difunduoja į metalo paviršiaus kristalinę gardelę. Mikrotūriuose toliau esant dideliame slėgiui ir aukštai temperatūrai, iš remontinio atstatomojo mišinio komponentų formuojasi keraminis sluoksnis. Šis sluoksnis iš dalies kompensuoja cilindro paviršių sudilimą ir sumažina tarpelį tarp stūmoklio ir cilindro.

Norint ištirti šio mišinio gebėjimą kompensuoti trinties porų detalių išdilimą bei jo įtaką tokiems variklio rodikliams kaip degalų sąnaudos, išmetamųjų dujų kenksmingumas, suslėgimo takto pabaigos slėgis, trinties galia, buvo atliktas šio mišinio efektyvumo nustatymo eksperimentinis tyrimas. Tyrimai atlikti kompiuterizuotu tribologinių charakteristikų nustatymo stendu su trinties mašina *SMC – 2* bei bandant benzininį variklį *TOYOTA 18G – R*.

3.2.1 Remontinio atstatomojo mišinio savybių eksperimentinis tyrimas trinties mašinoje *SMC – 2*

Tyrimo tikslas – nustatyti:

- remontinio atstatomojo mišinio (toliau RAM) įtaka trinties koeficientui poroje „besisukantis ritinėlis – nejudanti trinkelė“;
- temperatūrą trinties zonoje;
- ritinėlio trinties paviršiaus kietumą prieš naudojant RAM ir po;
- geometrinius ritinėlio matmenis prieš ir po eksperimento.

Eksperimentui naudota įranga:

1. Kompiuterizuotas tyrimų stendas, su trinties mašina *SMC – 2*.
2. Rokvelo kietmatis *TP*.
3. Elektroninis mikrometras *WEZU* (matavimo ribos 50 – 75 mm, padalos vertė 1 μm).

Eksperimento bandiniai ir medžiagos:

1. Ritinėlis. Tai bandinys, pagamintas iš alkūninio veleno pagrindinio kakliuko. Medžiaga – ketus *GG 25*. Jis pavaizduotas 32 paveiksle, 1 – oje pozicijoje.
2. Trinkelė. Tai bandinys, pagamintas iš plieno. Ji pavaizduota 32 paveiksle, 2 – oje pozicijoje.
3. Variklinė alyva *FINA Delta Super G, SAE 15W40, API SG*.
4. RAM benzininiams varikliams.

2 lentelė. Remontinio atstatomojo mišinio fizikiniai ir cheminiai rodikliai

Eil.Nr.	Rodiklio pavadinimas	Reikšmė
1.	Tankis, kg/m^3 , esant 20 °C	887
2.	Lydimosi temperatūra, °C	64
3.	Dispersiškumas, μm	6

3.2.2 Eksperimentinis tyrimų stendas ir atlikimo metodika

Eksperimentui atlikti buvo sukurtas kompiuterizuotas tribologinių charakteristikų tyrimų stendas, kurio pagrindą sudaro trinties mašina *SMC – 2*. Toks tyrimų stendas leidžia tirti šiuos kontaktuojančius kūnus:

Schemoje pateiktas atvejis, kai kontaktuojantys kūnai „besisukantis ritinėlis – nejudanti trinkelė“ dirba esant ribinės trinties sąlygoms. Naudojant šią schemą, buvo siekiama kiek įmanoma tiksliau imituoti vidaus degimo variklio alkūninio veleno ir įdėklo darbo sąlygas. Slydimo greitis trinties poroje buvo 2,9 m/s, vidutinė apkrova 5,0 MPa, t.y. nejudanti trinkelė buvo spaudžiama prie ritinėlio apie 1000 N jėga.

Besisukantis ritinėlis buvo panardintas alyvoje 5 – 8 mm, kad būtų užtikrintas pakankamas alyvos patekimas tarp trinties paviršių.

Trinties jėga ir trinties koeficientas buvo nustatomi pagal torsioninio veleno, ant kurio buvo pritvirtintas besisukantis ritinėlis, deformacijos dydį. Temperatūra trinties paviršių kontakto zonoje buvo matuojama puslaidininkiniu davikliu. Daviklis buvo tvirtinamas specialiai jam nejudančioje trinkelėje padarytoje kiaurymėje. Prieš eksperimento pradžią buvo išmatuotas ritinėlio paviršiaus kietumas pagal Rokvelą (skalė C). Duomenys pateikti 3 lentelėje.

3 lentelė. Ritinėlio paviršiaus kietumas prieš ir po eksperimento

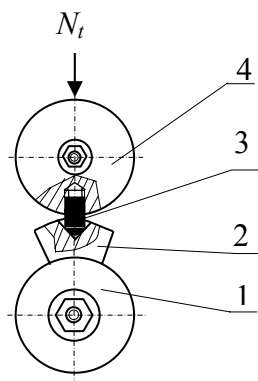
	Vidutinis ritinėlio paviršiaus kietumas, HRC
prieš eksperimentą	49
po eksperimento	51

Apatiniam bandiniui (ritinėliui) (21) sukimosi judesį per trapecinių diržų (3) pavarą ir krumpliaračius (6 – 5) perduoda elektros variklis (1). Ritinėlio sūkius galima keisti perkeliant trapecinius diržus (3) į atitinkamus skriemulių (2) ir (4) griovelius. Tyrimų stendas gali dirbti, kai ritinėlio (21) sūkliai yra: $n_{r1} = 300 \pm 30 \text{ min}^{-1}$, $n_{r2} = 500 \pm 50 \text{ min}^{-1}$, $n_{r3} = 1000 \pm 100 \text{ min}^{-1}$. Tikslūs ritinėlio sūkliai matuojami Danijos firmos *Briuel and Kjaer* stroboskopu (27) (modelio Nr. 4913). Jungiklis (11) prie ritinėlio (21) sūkių sumos skaičiaus (trinties kelio) skaitiklio (12) įjungiamas per krumpliaračius (7 – 8) ir sliekinę pavarą (9 – 10), kurios perdavimo santykis yra 1:100. Leistina ritinėlio (21) sūkių sumos skaitiklio neapibrėžtis yra ± 100 sūkių. Trinkelė (22) prie ritinėlio (21) spaudžiama sukančią sraigą (14). Sukant sraigą (14), spyruoklė (16) suspaudžiama ir svirties (15) judesys per krumliastiebį (17) ir krumpliaratį (18) perduodamas limbui (19), kurio skalė sugraduota santykiniais vienetais. Jėgos N_t dydis nustatomas iš apkrovos mechanizmo kalibravimo grafiko. Kontaktuojantys kūnai (21 – 22) tepami, kai ritinėlis (21) panardinamas į vonelę su tiriamuoju tepalu (20).

Trinties jėgų momentui M_{tr} (ritinėlio (21) veleno sukimosi momentui) matuoti naudojamas bekontaktis induktyvinis keitiklis (13), kurio torsionas kietąja jungtimi sujungtas su ritinėlio (21) velenu. Induktyvinis keitiklis (13) susideda iš dviejų dalių: besisukančio rotorius ir nejudančio statorius. Pagrindinė rotorius dalis yra torsionas, kuris sujungtas su ritinėlio (21) velenu, kurio dėl trinties atsirandantis sukimosi momentas yra matuojamas. Statorius susideda iš dviejų magnetolaidžių: apatinio ir viršutinio. Jų grioveliuose išdėstytos matavimo ir maitinimo ritės. Torsiono paviršiuje yra trys žiedai, ant kurių užpresuoti kiti trys žiedai, pagaminti iš diamagnetinės medžiagos. Prie šių žiedų pritvirtinti trys žiedai, pagaminti iš minkšto magnetinio plieno, kurių šoniniai paviršiai yra krumplių formos. Tarpas tarp žiedų krumplių (šoninis tarpas) yra lygus 0,8 mm. Jų radialinis tarpas yra labai mažas. Šis tarpas atskiria statorių nuo rotorius žiedų, o jo pasipriešinimas magnetiniam srautui yra antrosios eilės dydis, lyginant su šoninio tarpo pasipriešinimu. Vadinasi, radialinio tarpelio pasikeitimo, kuris statorius atžvilgiu atsiranda dėl rotorius mušimo, galima nevertinti. Statorius magnetinis srautas, kurį sukelia maitinimo ritės, rotoriuje pasiskirsto į dvi dalis ir nueina tokį kelią: statorius – radialinis tarpelis – vidurinis rotorius žiedas – šoniniai tarpeliai iš dešinės ir kairės rotorius pusės – kraštiniai rotorius žiedai – radialinis tarpelis – statorius. Kai sukimosi momentas neveikia torsiono, abiejose rotorius pusėse esantys šoniniai tarpeliai yra lygūs ir magnetinis srautas rotoriuje pasidalija į abi puses. Kadangi matavimo ritės apgaubia pagal dydį vienodi magnetiniai srautai, jose atsiranda ir vienodos elektrovaros jėgos. Stendo darbo metu veikia trinties jėgų momentas M_{tr} , kuris susuka ritinėlio (21) veleną. Antrasis veleno galas sujungtas su induktyvinio keitiklio (13) torsionu ir, ritinėlio (21) velenui susisukant, kraštiniai rotorius žiedai pasisuka vidurinio žiedo atžvilgiu. Dėl to šoniniai tarpeliai kinta ir dešinėje, ir kairėje rotorius pusėse (iš vienos pusės didėja, iš kitos mažėja). Magnetinio srauto dedamosios rotoriuje persiskirsto ir didesnė iš jų praeina per sumažintą šoninį tarpelį. Todėl elektrovaros jėga vienoje matavimo ritėje didėja, o kitoje – mažėja. Elektrinis signalas iš matavimo ričių eina į elektrinę palyginimo schemą, po to stiprinimo ir „0“ nustatymo bloku (23) patenka į kompiuterio (24) matavimo signalų įvesties ir išvesties plokštę. Užregistruotiems signalams apdoroti buvo naudoti programiniai paketai *Microsoft Excel*, *Microcal Origin* ir kiti. Trinties zonos temperatūra T_k (atstumas nuo kontaktuojančių kūnų kontakto vietos gali būti įvairus) matuojama puslaidininkiniu temperatūros matuokliu (26), kurio signalai taip pat patenka į kompiuterį (24). Vienas temperatūros matuoklis (26) buvo naudojamas tepalo temperatūrai vonelėje (20) matuoti.

Reikia pažymėti, kad standartinis trinties mašinos *SMC-2* trinkelės laikiklis atlikti tikslius tepalų tribologinius tyrimus netinka, kadangi jis neužtikrina tikslaus trinkelės

centravimosi ritinėlio atžvilgiu. Šiam darbui buvo suprojektuotas ir pagamintas specialus laikiklis, kuris trinkelę prie ritinėlio prispaudžia rutuline atrama (32 pav.), leidžiančia trinkelei centruotis ritinėlio atžvilgiu.



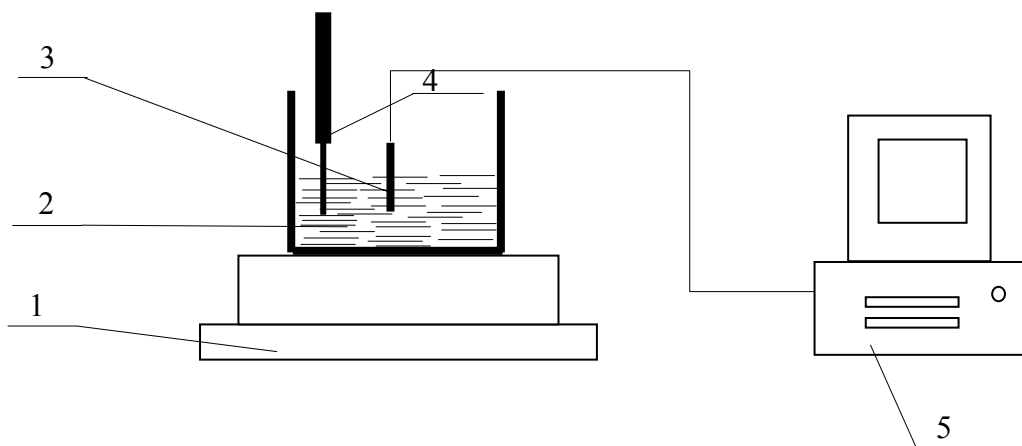
32 pav. Trinkelės laikiklis: 1 – ritinėlis; 2 – trinkelė; 3 – rutulinė atrama; 4 – trinkelės laikiklis

Tyrimų stendo kalibravimas

Siekiant nustatyti ryšį tarp matuojamojo mechaninio dydžio ir registruojamo elektrinio signalo, būtina kalibruoti tyrimų stendą. Trinties jėgų momento matavimo induktyvinis keitiklis buvo kalibruotas statiskai, apkraunant induktyvinį keitiklį jėgų momentais: 1,47; 2,94; 4,41; 5,88; 7,35; 8,82; 10,29; 11,76; 13,23; 14,70 Nm. Tuo tikslu ant apatinio bandinio (ritinėlio) veleno buvo užmaunama subalansuota kalibravimo svirtis, ant kurios padėklo vienas po kito buvo dedami žinomos masės svareliai. Tuo pačiu metu kompiuteryje buvo registruojamas induktyvinio keitiklio elektrinis signalas. Toks ciklas buvo atliekamas tris kartus ir, išvedus elektrinio signalo reikšmių vidurkį, buvo braižomas kalibravimo grafikas (naudotas programinis paketas *Microcal Origin*). Siekiant užtikrinti, kad apkrovos metu ritinėlio velenas neprasisuktų, iš reduktoriaus pusės jis buvo užfiksuotas kaiščiu. Tokiu būdu buvo nustatytas ryšys tarp trinties jėgų momento M_{tr} ir elektrinio signalo.

Temperatūros puslaidininkiniai matuokliai buvo kalibruojami pagal schemą, pateiktą 33 paveiksle, esant tokioms temperatūroms: 10; 20; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 120; 130; 140; 150 °C. Tuo tikslu į vonele (2) buvo pripilta tepalo. Į tepalą panardintas termometras (4) ir temperatūros matuoklis (3). Kalibravimas prasideda, kai tepalo temperatūra yra 10 °C. Po to tepalas kaitinamas ir kompiuteris (5) registruoja (intervalas – 10 °C) iš temperatūros matuoklio (3) ateinančią elektrinį signalą. Kaitinimo ciklas kartojamas tris kartus ir, išvedus elektrinio signalo reikšmių vidurkį, braižomas temperatūros matuoklio kalibravimo

grafikas (naudotas programinis paketas *Microcal Origin*). Kalibravimui naudoto termometro padalos vertė yra 1 °C.



33 pav. Temperatūros matuoklio kalibravimo stendas
1 – šildytuvas; 2 – vonelė su tepalu; 3 – kalibruojamas temperatūros matuoklis; 4 – termometras; 5 – kompiuteris

Universali kompiuterinė elektrinių signalų įvesties ir išvesties plokštė

Universali kompiuterinė elektrinių signalų įvesties ir išvesties plokštė yra skirta analoginiams ir skaitmeniniams elektriniams signalams įvesti į kompiuterį bei elektriniams signalams generuoti.

Universali kompiuterinė elektrinių signalų įvesties ir išvesties plokštė leidžia atlikti šias funkcijas:

1. programuoti lygiagrečių skaitmeninės informacijos įvedimą ir išvedimą:
 - 8 skilčių (bitų) A registras;
 - 8 skilčių (bitų) B registras;
 - 8 skilčių (bitų) C registras;
2. formuoti laiko intervalus:
 - 48 skilčių (bitų) programuojamas taimeris (mažiausias užprogramuotas laiko intervalas – 4 mikrosekundės, didžiausias – 4,5 metai);
3. paversti skaitmeninį kodą analoginiu signalu:
 - 10 skilčių „kodas – analogas“ keitiklis (DAC), formuojantis analoginį signalą;
 - 8 skilčių „kodas – analogas“ keitiklis (DAC), nustatantis analoginio išėjimo signalo kitimo diapazoną;

- analoginio signalo išėjimo įtampa kinta nuo – 5 iki 5 V (didžiausias kitimo diapazonas yra nuo – 9 iki 9 V);
- „kodas – analogas“ keitiklio signalas perduodamas į 8 multipleksinius kanalus;
- 4. paversti analoginį signalą skaitmeniniu kodu:
 - 10 skilčių „analogas – kodas“ keitiklis (ADC);
 - analoginio signalo keitimo laikas – 30 mikrosekundžių;
 - 8 diferenciniai programuojami analoginiai įėjimai arba 16 analoginių įėjimų su bendruoju įžeminimu;
 - analoginio signalo įėjimo įtampa kinta nuo 0 iki 10,24 V arba nuo – 5,12 iki 5,12 V.

Plokštė sujungia adreso parinkimo bloką, reguliuojantį kiekvieno plokštės įtaiso įjungimo signalą, duomenų bloką, suderinantį kompiuterio magistralę su vidine plokštės magistrale, valdymo registrą, kuriame įrašyta plokštės įtaisų valdymo informacija, būsenos registrą, atspindintį laikmačio ir „analogas – kodas“ keitiklio (ADC) darbą, kvarcinį generatorių, žadinantį 2 MHz dažnio etaloninį signalą, paduodamą į laikmatį, kurį sudaro trys 16 bitų ilgio skaitikliai, analoginio signalo keitimo skaitmeniniu kodu modulį, sudarytą iš pirmojo ir antrojo analoginio signalo multiplexorių (MUX ADC 1, MUX ADC 2), diferencinio stiprintuvo, valdymo grandinės ir „analogas – kodas“ keitiklio (ADC), skaitmeninio kodo keitiklio modulį, sudarytą iš 8 kanalų multiplexoriaus (MUX DAC), valdymo schemos ir dviejų „kodas – analogas“ keitiklių (DAC) lygiagrečių skaitmeninės informacijos įvesties ir išvesties įtaisą bei pertrauktų signalų formavimo schemą.

Tyrimų stendo matavimo neapibrėžčių analizė

Išanalizavus kompiuterizuoto tyrimų stendo matavimų neapibrėžtis, galima teigti, kad trinties jėgų momento M_{tr} , trinties zonos temperatūros T_k ir vonelėje esančio tepalo temperatūros T_{tep} matavimų tikslumą lemia tokios pagrindinės neapibrėžtys [84]:

- bekontakčio induktyvinio trinties jėgų momento matavimo keitiklio neapibrėžtis: trinties momentas $M_{tr} = 1,47 - 14,70$ Nm; neapibrėžtis – ± 5 % matuojamojo dydžio;
- apkrovos pridėjimo neapibrėžtis; iki 5 % apkrovos dydžio;
- temperatūros matuoklių neapibrėžtis: temperatūros intervalas nuo 10 iki 150 °C; neapibrėžtis – ± 1 °C;
- analoginio signalo keitimo į skaitmeninį kodą santykinė neapibrėžtis yra lygi $\pm 0,0122$ %;

- statistinio matavimo signalų tvarkymo neapibrėžtys: statistškai apdorojant gautų matavimų signalus, būtina įvertinti atsitiktinę paklaidą $\varepsilon_r = 1/\sqrt{N_{real}}$ arba $\varepsilon_r = 1/\sqrt{T_{real}}$; čia N_{real} – realizacijų skaičius; T_{real} – realizacijos ilgis. Vadinas, norint atsitiktinę paklaidą ε_r sumažinti per pusę, N_{real} arba T_{real} reikia padidinti keturis kartus.

Pirmame etape bandymai buvo atliekami naudojant alyvą *FINA Delta Super G* nenaudojant RAM. Bandiniai buvo bandomi apie 15 valandų, o duomenys buvo užrašomi personaliniame kompiuteryje esančia matavimo signalų apdorojimo programa. Šie duomenys buvo reikalingi trinties koeficientui bei temperatūrai „kaladėlės“ trinties paviršiuje apskaičiuoti. Bandiniai buvo bandomi ciklais po 20 min. su technologinėmis 30 min. pertraukomis.

Prieš antro etapo pradžią buvo išmatuoti ritinėlio skersmenys 6 plokštumose išdėstytose 30 laipsnių intervalu ir 4 taškuose pagal ritinėlio trinties paviršiaus aukštį. Aplinkos temperatūra matavimo metu buvo 20 ± 1 °C. Matavimo duomenys pateikti 4 lentelėje, eilutėje „prieš II etapą“.

4 lentelė. Ritinėlio skersmenys prieš ir po II etapo, mm

Matavimo plokštuma			Matavimo taškai pagal ritinėlio trinties paviršiaus aukštį			
			1	2	3	4
1	prieš II etapą	vidurkis	50,277	50,279	50,278	50,278
		skirtumas, mm	0,012	0,011	0,011	0,012
	po II etapą	vidurkis	50,279	50,280	50,279	50,280
2	prieš II etapą	vidurkis	50,274	50,274	50,270	50,267
		skirtumas, mm	0,011	0,012	0,011	0,012
	po II etapą	vidurkis	50,274	50,273	50,270	50,269
3	prieš II etapą	vidurkis	50,272	50,271	50,268	50,268
		skirtumas, mm	0,011	0,012	0,011	0,011
	po II etapą	vidurkis	50,272	50,270	50,270	50,268
4	prieš II etapą	vidurkis	50,268	50,267	50,267	50,263
		skirtumas, mm	0,012	0,011	0,011	0,011
	po II etapą	vidurkis	50,270	50,268	50,267	50,264
5	prieš II etapą	vidurkis	50,259	50,259	50,255	50,254
		skirtumas, mm	0,011	0,012	0,011	0,012
	po II etapą	vidurkis	50,260	50,259	50,256	50,256
6	prieš II etapą	vidurkis	50,271	50,272	50,271	50,271
		skirtumas, mm	0,012	0,011	0,011	0,012
	po II etapą	vidurkis	50,273	50,272	50,272	50,272

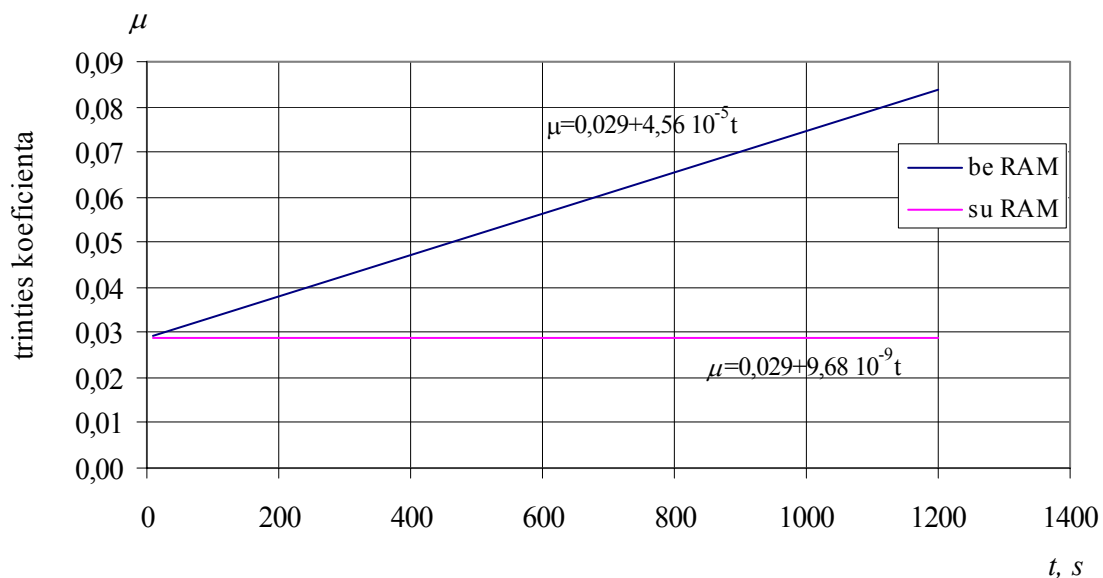
Antrame etape bandymai buvo atliekami naudojant alyvą su 0,5 % RAM nuo alyvos kiekio mililitrais. Bendras bandymų laikas sudarė apie 15 valandų, kaip ir pirmame etape. Šio laikotarpio metu į kompiuterį vėl buvo užrašomi duomenys, reikalingi apskaičiuoti trinties koeficientui bei temperatūrai kaladėlės trinties paviršiuje. Bandiniai buvo bandomi ciklais po 20 min. Po antro etapo pabaigos pakartotinai buvo išmatuoti ritinėlio skersmenys 6 plokštumose išdėstytose 30 laipsnių intervalu ir 4 taškuose pagal ritinėlio trinties paviršiaus aukštį. Temperatūra matavimo metu buvo 20 ± 1 °C. Matavimo duomenys pateikti 4 lentelėje.

Rezultatų analizė ir išvados

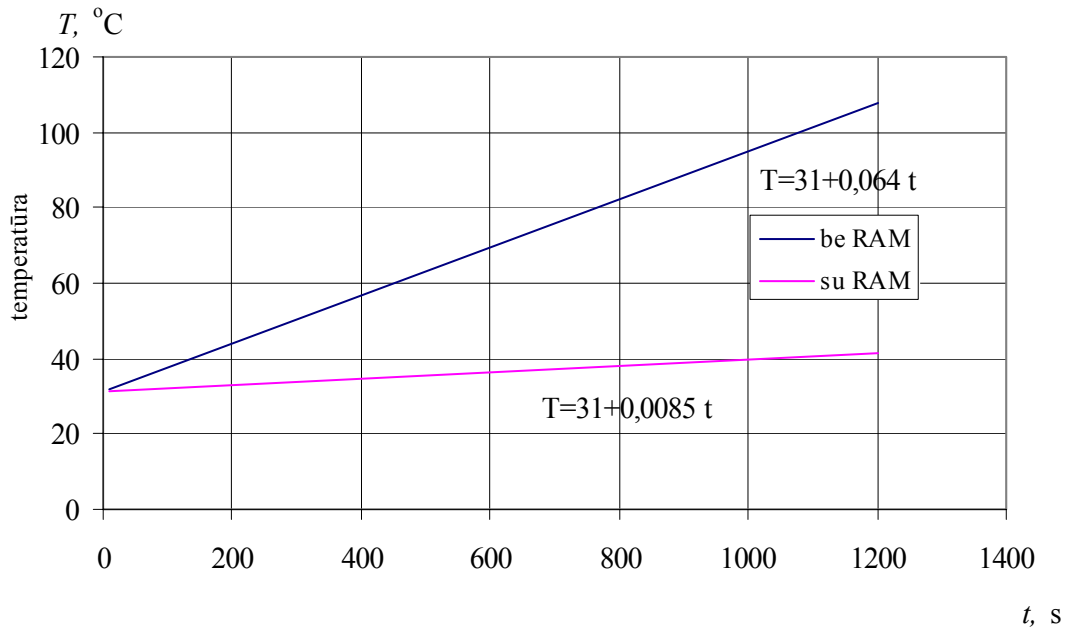
Eksperimento metu gauti duomenys išanalizuoti ir apdoroti šia programine įranga:

1. *Microcal Origin;*
2. *Microsoft Excel.*

Statistiškai apdorojus eksperimento metu gautus duomenis, nustatytos šios priklausomybės bei jų regresijos lygtys: trinties koeficiento priklausomybė nuo bandymo laiko $\mu = f(t)$ ir nejudančios trinkelės trinties paviršiaus temperatūros priklausomybė nuo bandymo laiko $T = f(t)$ vieno ciklo metu. Šios priklausomybės pateiktos 34 ir 35 paveiksluose.



34 pav. Trinties koeficiento priklausomybė nuo laiko



35 pav. Bandinio paviršiaus temperatūros priklausomybė nuo laiko

Atlikus eksperimentą darome šias **išvadas**:

1. Naudojant RAM, trinties koeficientas tarp besitrinančių paviršių visą bandymo ciklą išlikdavo beveik pastovus, o be jo – pastoviai didėjo per visą ciklą (didžiausią įtaką tam turėjo pasikeitusi alyvos klampa dėl jos temperatūros didėjimo, kuri didėjo dėl trinties metu išsiskiriančios šilumos). Trinties koeficientas bandymo ciklo pabaigoje vidutiniškai sumažėdavo 2,9 karto, lyginant su bandymo ciklu, kai buvo naudojama alyva be RAM. Tai iliustruoja ir temperatūros didėjimas naudojant alyvą be RAM ir naudojant alyvą su RAM.
2. Iš ritinėlio paviršiaus kietumo matavimo rezultatų, pateiktų 3 lentelėje, teigti, kad padidėjęs trinties paviršiaus kietumas yra dėl RAM poveikio negalima, nes tai gali būti ir paviršiaus kietumo padidėjimas dėl ilgalaikės trinties.
3. Ritinėlio skersmuo visose matuotuose pjūviuose padidėjo 0,011 – 0,012 mm (4 lentelė).

3.2.3 Stendiniai remontinio atstatomojo mišinio bandymai vidaus degimo variklyje

Tyrimo tikslas – nustatyti, kiek sumažėjo tarpelis tarp stūmoklio ir cilindro, panaudojus remontinį atstatomąjį mišinį (RAM), bei pasikeitusio tarpelio įtaką benzininio vidaus degimo variklio eksploataciniams rodikliams, t.y. ekonomiškumo, ekologiškumo ir keliamo triukšmo dydžiui.

Tyrimo uždaviniai:

1. Ištirti variklio ekonomiškumo (lyginamųjų degalų sąnaudų), ekologiškumo (CO ir CH) rodiklių pasikeitimą po remontinio atstatomojo mišinio naudojimo variklyje.
2. Sudaryti variklio mechaninių nuostolių galios charakteristiką prieš ir po RAM naudojimo.
3. Sudaryti variklio tuščios eigos charakteristiką prieš ir po RAM naudojimo.
4. Sudaryti variklio apkrovos charakteristiką prieš ir po RAM naudojimo.
5. Išmatuoti suslėgimo takto pabaigoje cilindruose esantį slėgį prieš ir po RAM naudojimo.
6. Išmatuoti variklio keliamo triukšmo dydį prieš ir po RAM naudojimo.
7. Išmatuoti visų cilindrų skersmenis prieš eksperimento pradžią ir jam pasibaigus.

Tyrimo objektas – benzininis variklis *TOYOTA 18R – G*.

Pagrindiniai variklio parametrai:

- | | |
|--|-----------------------------------|
| 1. Cilindro skersmuo/stūmoklio eiga | – 88,5/80,0 mm. |
| 2. Variklio darbo tūris | – 1968 cm ³ . |
| 3. Suspaudimo laipsnis | – 9,0. |
| 4. Maksimali galia/sūkliai | – 89 kW/5500 min ⁻¹ . |
| 5. Maksimalus sukimo momentas/sūkliai | – 152 Nm/3800 min ⁻¹ . |
| 6. Nominalus tarpelis tarp stūmoklio ir cilindro | – 0,05 mm. |

Eksperimentinė įranga:

1. Variklių bandymo stendas *KI – 5543*.
2. Išmetamųjų dujų analizatorius *AVL DiGas 465*.
3. Elektroninės svarstyklės *SK – 5001*.
4. Elektroninis chronometras.

5. Automobilių testavimo įrenginys *AVL 865 DiScope*.
6. Kompresografas *MotoMeter*.
7. Indikatorinis vidmatis, matavimo galvutės padalos vertė 0,002 mm. Mikrometras *MK – 100*, padalos vertė 0,01 mm.
8. Elektroninis mikrometras *WEZU*.
9. Galinio ilgio matai.

Medžiagos, naudotos eksperimentui:

1. Benzinas *95 Ultima*, 250 litrų.
2. Variklinė alyva *FINA Delta Super G, SAE 15W40, API SG*.
3. Remontinis atstatomasis mišinys benzininiams varikliams.

3.2.4 Eksperimento planavimas

Eksperimento planavimo tikslas

Vienas iš būdų, padedančių sumažinti bandymų kiekį ir eksperimentines išlaidas, yra matematinis eksperimento planavimas [48, 18]. Eksperimento planavimas suteikia neginčytiną pranašumą mažinant bandymų atlikimo trukmę, pastangas ir priemones, jis suteikia galimybę eksperimento medžiagą pateikti analitine išraiška, išrinkti optimalų sprendimą, išsamiau išanalizuoti gautą medžiagą, pateikti labiau apibendrintas ir tikslesnes išvadas bei rekomendacijas, sulyginti įvairių etapų tyrimus.

Eksperimento plano parinkimas

Pasirenkamas trijų lygių pilnas faktorinis planas 3^k . Tai reiškia, kad kiekvienas faktorius k turi 3 variavimo lygius – apatinį, vidurinį ir viršutinį, kurie žymimi skaitmenimis -1 , 0 ir $+1$. Šio plano pranašumas yra tas, kad juo galima modeliuoti atgarsio funkcijas.

Faktoriai, apibūdinantys tyrimo procesą

Pasirinkti du faktoriai: variklio sūkliai n (min^{-1}) ir variklio sukimo momentas M_s (Nm). Eksperimento plano reikšmės buvo užkoduotos, nustatyti faktorių lygiai bei variavimo intervalai.

Faktorių varijavimo lygių bedimensė forma nustatoma pagal formules:

$$X_i = \frac{x_i - x_{i0}}{\Delta x_i}, \quad (56)$$

$$\Delta x_i = \frac{x_{i \max} - x_{i \min}}{2}, \quad (57)$$

$$x_{i0} = \frac{x_{i \min} + x_{i \max}}{2}, \quad (58)$$

čia X_i – kodinė i -tojo faktoriaus reikšmė,

x_i – i -tojo faktoriaus natūrali reikšmė,

x_{i0} – pradinis (nulinis) faktorius,

Δx_i – i -tojo faktoriaus varijavimo intervalas,

$x_{i \min}$ – mažiausia i -tojo faktoriaus natūrali reikšmė,

$x_{i \max}$ – didžiausia i -tojo faktoriaus natūrali reikšmė.

Bedimensiai santykiniai faktorių lygiai skaičiuojami taip:

$$x_{i \min} = \frac{x_{i \min} - x_{i0}}{\Delta x_i} = -1, \quad (59)$$

$$x_{i \max} = \frac{x_{i \max} - x_{i0}}{\Delta x_i} = +1. \quad (60)$$

Tokiu būdu faktoriaus minimali reikšmė koduojama „-1“, maksimali „+1“, o vidutinė „0“. Eksperimento faktoriai ir jų varijavimo lygiai pateikti 5 lentelėje.

5 lentelė. Faktorių lygiai ir varijavimo intervalai

Faktoriai		Lygiai			Varijavimo intervalai I
		-1	0	+1	
$n, \text{ min}^{-1}$	x_1	1700	1950	2200	250
$M_s, \text{ Nm}$	x_2	30	50	70	20

Faktorių įtaka procesui

Variklio sūkliai n (x_1). Nuo variklio sūkių n priklauso cilindrų pripildymas oru, mišinio paruošimas bei degimo procesas. Didinant sūkius, pripildymo koeficientas η_v didėja, o

pasiekus maksimumą, jis pradeda mažėti. Be to, esant mažiems sūkiams, cilindruose mažesnis oro sukuriavimas. Cilindre intensyviai sukuriuojantis oras paruošia tolygesnį degųjų mišinį. Tačiau, didėjant sūkiams, trumpėja mišinio paruošimo laikas. Variklių, turinčių oro kompresorius, papildymas geresnis.

Variklio sukimo momentas (apkrova) $M_s(x_2)$. Variklių bandymų stendas leidžia sukurti varikliui bet kokią apkrovą M_s , imituojančią automobilio judėjimo kelyje sąlygas. Didėjant apkrovai, didėja degalų sąnaudos B_e , nes išgaunamas didesnis energijos kiekis.

Tuščia eigoje variklis veikia visiškai nuostolingai, nes jis neatlieka naudingo darbo, o energija sunaudojama tik mechaniniams nuostoliams įveikti. Esant minimaliai apkrovai, naudojama tik dalis variklio pajėgumo, todėl jo darbas irgi nėra ekonomišką, nes neišnaudojamas visas variklio darbo tūris ir patiriami bereikalingi šilumos nuostoliai. Kiekvienas variklis turi nominalią apkrovą, kuriai esant jis veikia ekonomiškiausiai. Šiai apkrovai didėjant link maksimalių režimų, variklis perkraunamas, pereikvojami degalai ir ekonomiškumas mažėja.

Eksperimento planavimo matrica

Sudaroma eksperimento planavimo matrica (6 lentelė), kurioje yra 9 bandymai, o faktoriai yra varijuojami 3 lygiais (+1, 0, –1). Kiekvienas bandymas buvo kartotas 4 kartus. Norint išvengti sisteminių paklaidų, eksperimentai buvo atliekami atsitiktine tvarka.

6 lentelė. Eksperimento planavimo matrica

Bandymo Eil.Nr.	Atsitiktinis bandymo atlikimo Nr.	Faktoriai				Galia N , kW
		x_1	min^{-1}	x_2	Nm	
1	2	– 1	1700	– 1	30	5,34
2	5	– 1	1700	0	50	8,90
3	1	– 1	1700	1	70	12,46
4	4	0	1950	– 1	30	6,12
5	3	0	1950	0	50	10,21
6	7	0	1950	1	70	14,29
7	6	1	2200	– 1	30	6,91
8	9	1	2200	0	50	11,51
9	8	1	2200	1	70	16,12

Eksperimento duomenims apdoroti taikomos formulės

Valandinės degalų sąnaudos (sveriant sunaudotus degalus) B_e , kg/h:

$$B_e = \frac{3600 \cdot B_b}{1000 \cdot \tau}, \quad (61)$$

čia B_b – degalų kiekis, sunaudotas vieno bandymo metu, g;

τ – bandymo laikas, kurio metu sudegė B_b kiekis, s.

Variklio išvystoma galia, N , W:

$$N = M_s \cdot \omega, \quad (62)$$

čia M_s – variklio sukimo momentas, Nm;

ω – variklio alkūninio veleno kampinis sukimosi dažnis, rad/s:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n / 60, \quad (63)$$

čia n – variklio sūkliai, min^{-1} .

Lyginamosios degalų sąnaudos b_e , g/kWh:

$$b_e = \frac{B_e \cdot 10^6}{N_e}. \quad (64)$$

Variklių bandymų stendas

Tyrimams atlikti naudotas elektrinis variklių bandymų stendas *KI – 5543* su svarstykliniu dinamometru (36 pav.) vidaus degimo variklio sukuriama sukimo momentui nustatyti. Variklis su stendu sujungtas betarpiškai (be pavarų dėžės), veleno, kurio abiejuose galuose yra lygių kampinių greičių lankstai. Stendo techniniai duomenys surašyti 7 lentelėje.

Svarstyklės

Kadangi tyrimai buvo atliekami laboratorinėmis sąlygomis ir nusistovėjusiais variklio veikimo režimais, tad degalų sąnaudos buvo matuojamos pačiu tiksliausiu – svėrimo būdu.

Buvo sveriami elektroninėmis svarstyklėmis *SK – 5000*, kurių maksimali svėrimo riba yra 5000 g, padalos vertė – 1 g. Darbo aplinkos temperatūra, kurioje jomis galima naudotis, yra $-10 \dots +40$ °C. Svarstyklės maitinamos nuolatine 9 V arba kintama 220 V įtampa.

Chronometras

Bandymų laikui nustatyti naudotas šveicariškas elektroninis chronometras. Matuojant benzino sąnaudas, naudotas tas pats chronometras tuo pačiu metu. Nusistovėjus variklio režimui, chronometras paleidžiamas, varikliui suvartojus nustatytą kiekį benzino, sustabdomas. Chronometru galima matuoti iki 10 h laiko tarpą. Padalos vertė – 0,01 s.

Barometras – aneroidas M – 110

Skirtas matuoti atmosferinį ir absoliutųjį oro slėgį tiriamame tūryje, kai aplinkos temperatūra $+5...+50^{\circ}\text{C}$ ir maksimalus santykinis drėgnumas ne didesnis kaip 80 %. Slėgio matavimo ribos 5 – 790 mmHg. Leistina barometro nuokrypa $\pm 2,5$ mmHg diapazone 5 – 100 mmHg, o likusiame diapazone $\pm 1,5$ mmHg. Barometras išlaiko 1000 slėgio pasikeitimo ciklų nuo atmosferinio slėgio iki 5 mmHg ne didesniu kaip 25 mmHg/s greičiu.



36 pav. Variklių bandymų stendas KI – 5543

Variklių bandymų stendas yra universalus. Veikdamas $600 - 1600 \text{ min}^{-1}$ sūkiiais, stendas veikia variklio režimu, o $1600 - 3000 \text{ min}^{-1}$ – generatoriaus (t.y. šiame sūkių diapazone vidaus degimo variklį įmanoma apkrauti). Stendo sukimo momentas, veikiant tiek variklio, tiek generatoriaus režimu, reguliuojamas skystiniu reostatu, keičiant elektros srovės dydį statoriaus apvijos. Tai daroma elektromechaninė pavana keičiant elektrodų padėtį elektrolite.

7 lentelė. Stendo *KI – 5543* techniniai duomenys

Parametras	Reikšmė
elektros variklis:	
tipas	asinchroninis su faziniu rotoriumi
markė	<i>LKB 92 – 4</i>
galia, kW	90
sinchroninis rotoriaus sukimosi greitis, min^{-1}	1500
rotoriaus sūkių reguliavimo ribos, min^{-1} :	
variklio režimu	600 – 1400
stabdomo režimu	1600 – 3000
tachometras:	
tipas	elektrinis analoginis
matavimo ribos, min^{-1}	400 – 3000
paklaida, min^{-1}	10
didžiausia stendo stabdomo galia, kW	186
reostatas:	
tipas	skystinis
elektrolito bako talpa, l	300
maksimalus matuojamas sukimo momentas, $\text{kgf}\cdot\text{m}$ ($\text{N}\cdot\text{m}$)	45 (440)
svarstyklinis dinamometras:	
tipas	svyruoklinis
matavimo ribos pagal ciferblato reikšmes, kgf (N)	0 – 60 (0 – 589)
padalos vertė, kgf (N)	0,25 (2,45)
dinamometro paklaida, kgf (N)	0,5 (4,9)
skaičiuojamasis petys, mm	716,2
elektros instaliacija:	
įtampa, V	380
fazių kiekis	3
srovės dažnis, Hz	50

3.3 Eksperimento atlikimo metodika ir eiga

3.3.1 Bendroji dalis

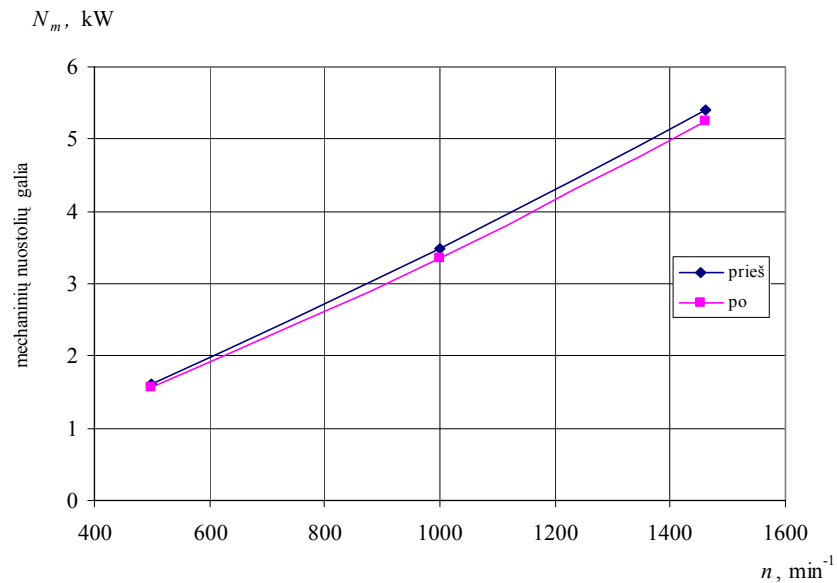
Prieš eksperimento pradžią variklis buvo išardytas ir išmatuoti visų cilindrų skersmenys. Po to variklis buvo surinktas ir pastatytas ant stendo variklio charakteristikoms sudaryti.

Eksperimentas buvo atliekamas su nauja varikline alyva *FINA Delta Super G, SAE 15W40, API SG* ir nauju alyvos filtru. Prieš įpilant į alyvą RAM, buvo sudarytos tyrimo uždaviniuose nurodytos variklio charakteristikos, išmatuotas variklio keliamas triukšmas (3.2.3 poskyris) bei išmatuotas suslėgimo takto pabaigoje cilindruose esantis slėgis arba dar kartais vadinamas variklio kompresija. Jos buvo sudaromos esant maitinimo ir uždegimo sistemoms sureguliuotoms pagal gamyklos gamintojos reikalavimus. Plačiau apie charakteristikų sudarymą bei kompresijos matavimus bus paaiškinta toliau esančiuose poskyriuose. Sudarius šias charakteristikas į karštą ($\sim 75^{\circ}\text{C}$) variklio alyvą buvo įpilta 9 ml RAM (alyvos temperatūra buvo nustatoma išmetamųjų dujų analizatoriaus *AVL DiGas 465* komplekte esančiu specialiu davikliu). Siekiant, kad visas RAM kiekis patektų į variklio dugninėje esančią alyvą, iš pradžių jis buvo ištirpintas ~ 100 ml iki $\sim 60^{\circ}\text{C}$ pašildytos alyvos kiekyje, o po to pilamas į variklį. Supylus šią alyvą variklis tuščiąja eiga dirbo ~ 30 min. Variklio tuščios eigos sūkliai – $800 \pm 50 \text{ min}^{-1}$. Po to variklis ~ 30 min dirbo esant $\sim 25 \text{ Nm}$ apkrovai ir $\sim 1600 \text{ min}^{-1}$ sūkliais. Po šių dviejų etapų variklis ~ 6 valandas dirbo tuščiąja eiga. Po šio etapo visas ciklas buvo pakartotas 2 kartus, t.y. buvo papildomai užpilta dar 2 indeliai po 9 ml RAM. Po šių trijų ciklų variklis tuščiąja eiga išdirbo ~ 60 valandų. Tada vėl buvo sudarytos tyrimo uždaviniuose nurodytos variklio charakteristikos, išmatuotas variklio keliamas triukšmas bei išmatuota kompresija. Po to variklis vėl buvo išardytas ir išmatuoti visų cilindrų skersmenys (variklis ir matavimo priemonės pateikti 3 priede).

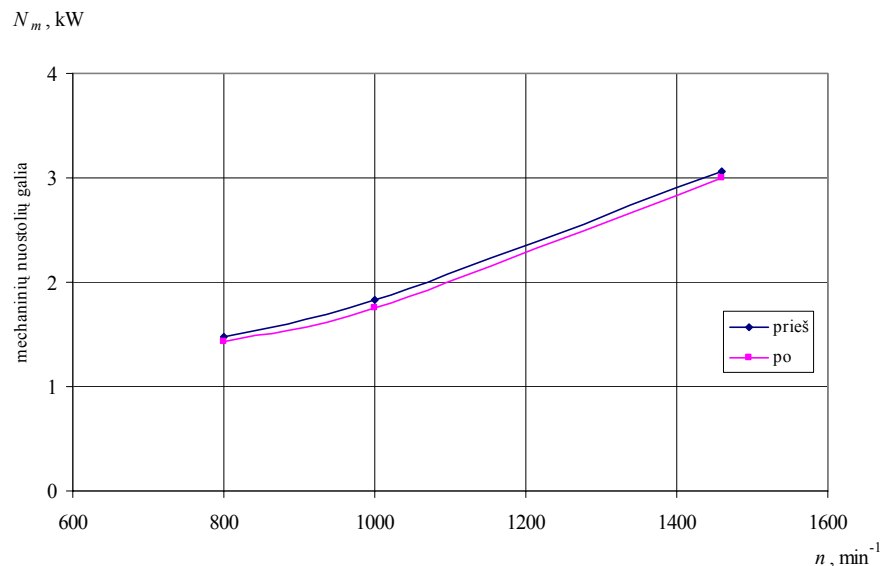
3.3.2 Variklio mechaninių nuostolių galios charakteristika

Variklio mechaninių nuostolių galios charakteristika parodo mechaninių nuostolių galios priklausomybę nuo variklio sūklių. Mechaninių nuostolių galia naudojama trinčiai įvairiuose variklio mechanizmuose įveikti (alyvos, vandens siurbliams ir kitiems mechanizmams sukti). Prie mechaninių nuostolių taip pat priskiriami įsiurbimo ir išmetimo nuostoliai. Mechaniniai nuostoliai labai priklauso nuo alyvos rodiklių, pavyzdžiui, nuo alyvos klampos.

Mechaninių nuostolių galios charakteristika buvo sudaroma šaltam ir karštam varikliui. Variklis buvo sukamas bandymo stende esančiu elektros varikliu. Bandant šaltą variklį, sūčiai buvo keičiami nuo 500 iki 1460 min^{-1} . Bandant karštą variklį – nuo 800 iki 1460 min^{-1} . Bandymo metu maitinimo sistemos droselinė sklendė buvo atidaryta 100 %, o uždegimo sistema atjungta. Statistiškai apdorojus bandymo metu gautus duomenis, sudarytos mechaninių nuostolių charakteristikos pateiktos 37 ir 38 paveiksluose.



37 pav. Variklio mechaninių nuostolių galios charakteristika prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.), kai variklio alyvos temperatūra 25 °C



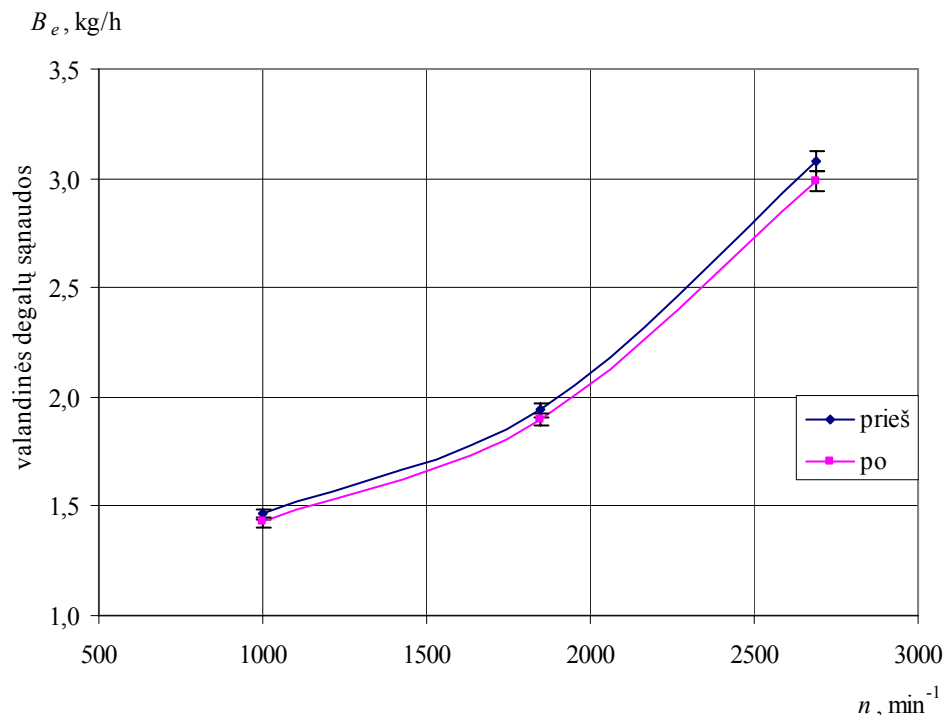
38 pav. Variklio mechaninių nuostolių galios charakteristika prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.), kai variklio alyvos temperatūra 85 °C

Išvada: RAM statistiškai patikimos įtakos variklio mechaniniams nuostoliams nepastebėta.

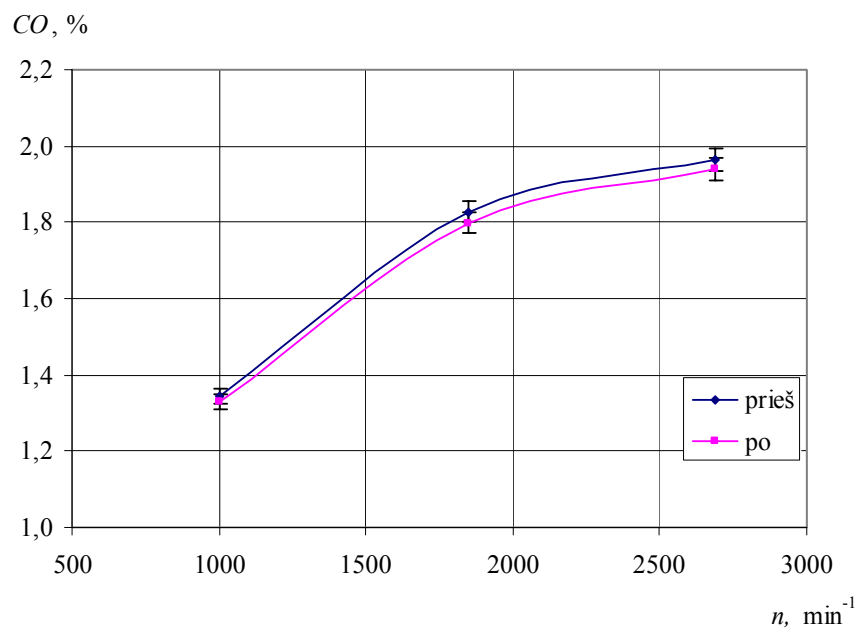
3.3.3 Tuščios eigos charakteristika

Tai variklio charakteristika, rodanti degalų sąnaudas, išmetamųjų dujų (CO , CH) priklausomybę nuo variklio sūkių, jam veikiant tuščiąja eiga. Visa indikatorinė galia, varikliui veikiant pagal šią charakteristiką naudojama variklio vidaus trinčiai nugalėti, o taip pat sukti variklio pagalbinius mechanizmus.

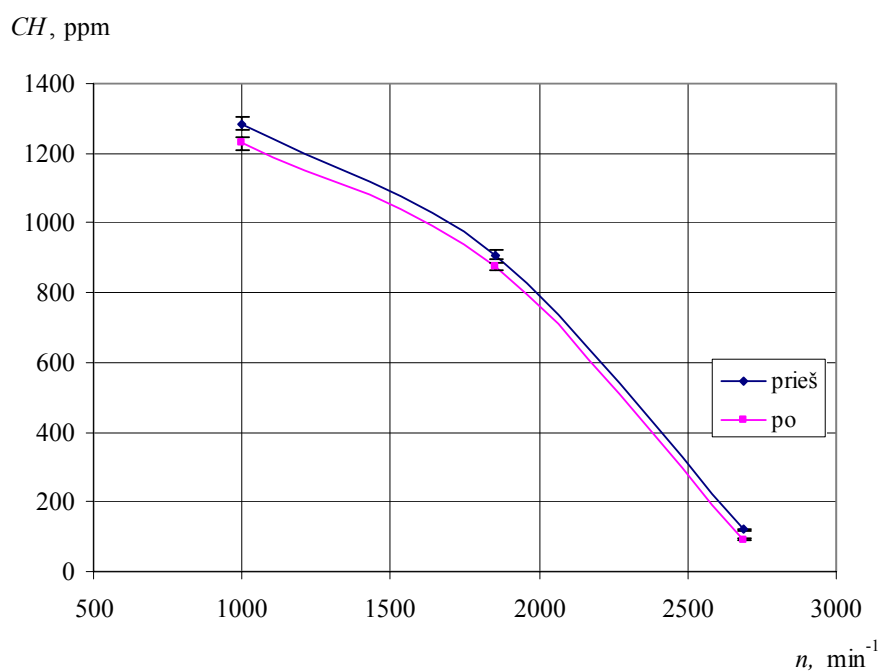
Sudarant variklio tuščios eigos charakteristiką, alyvos temperatūra buvo $85 - 95\text{ }^{\circ}\text{C}$, o aušinimo skysčio $80 - 90\text{ }^{\circ}\text{C}$. Variklio sūkliai sudarant tuščios eigos charakteristiką, buvo 1000 , 1700 ir 2700 min^{-1} . Varikliui veikiant atskirais režimais buvo fiksuojamos benzino sąnaudos per atitinkamą laiko tarpą, išmetamųjų dujų sudėtis, alyvos temperatūra bei tepimo sistemos slėgis. Statistiškai apdorojus gautus duomenis, sudarytos tuščios eigos charakteristikos, t.y. valandinių degalų sąnaudų, anglies viendeginio (CO) ir angliavandenilių (CH) kiekio priklausomybė nuo variklio sūkių. Jos pavaizduotos 39 – 41 paveiksluose.



39 pav. Valandinių degalų sąnaudų priklausomybė nuo variklio sūkių, jam veikiant tuščiąja eiga, prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.)



40 pav. CO priklausomybė nuo variklio sūkių, jam veikiant tuščiąja eiga, prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.)



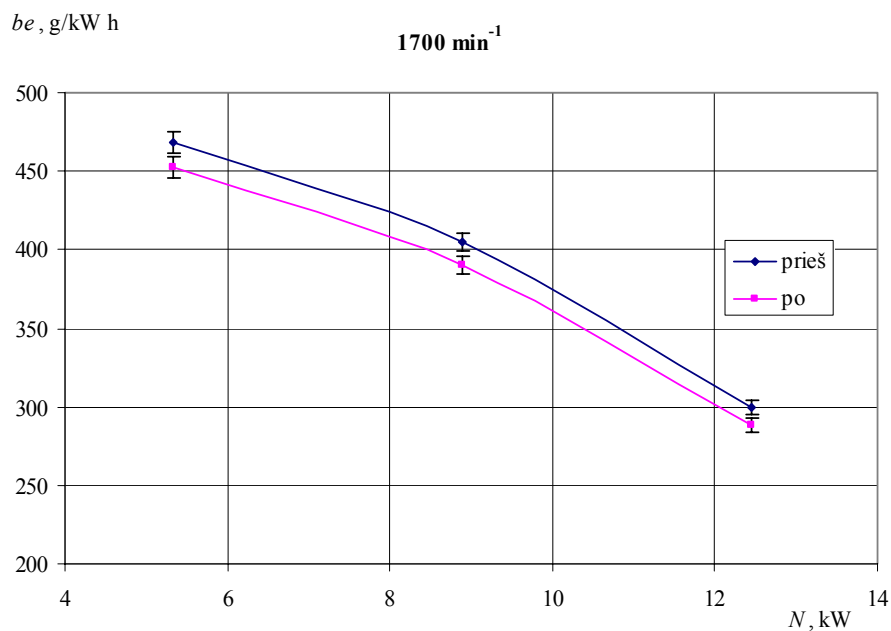
41 pav. CH priklausomybė nuo variklio sūkių, jam veikiant tuščiąja eiga, prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.)

Išvada: Išanalizavus tuščios eigos charakteristikos duomenis, nustatyta, kad valandinės degalų sąnaudos B_e tuščioje eigoje, varikliui dirbus su RAM ~80 val., sumažėjo vidutiniškai 1,8 %, o CH sumažėjo vidutiniškai 6 %. CO statistškai patikimo pasikeitimo nepastebėta.

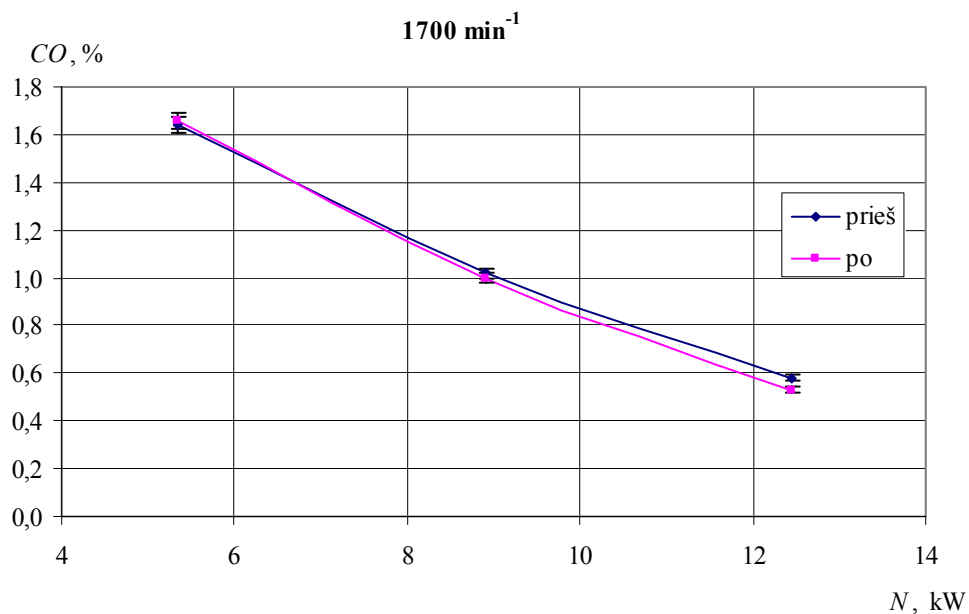
3.3.4 Apkrovos charakteristika

Ekspluatuojant automobilį, jo variklis dažniausiai dirba esant dalinėms apkrovoms. Variklio darbas, esant dalinėms apkrovoms, vertinamas pagal jo ekonomiškumą. Kreivės, rodančios valandinių arba lyginamųjų degalų sąnaudų priklausomybę nuo variklio apkrovos, apibūdinamos efektyviaja galia, vadinamos apkrovos kreivėmis arba apkrovos charakteristika.

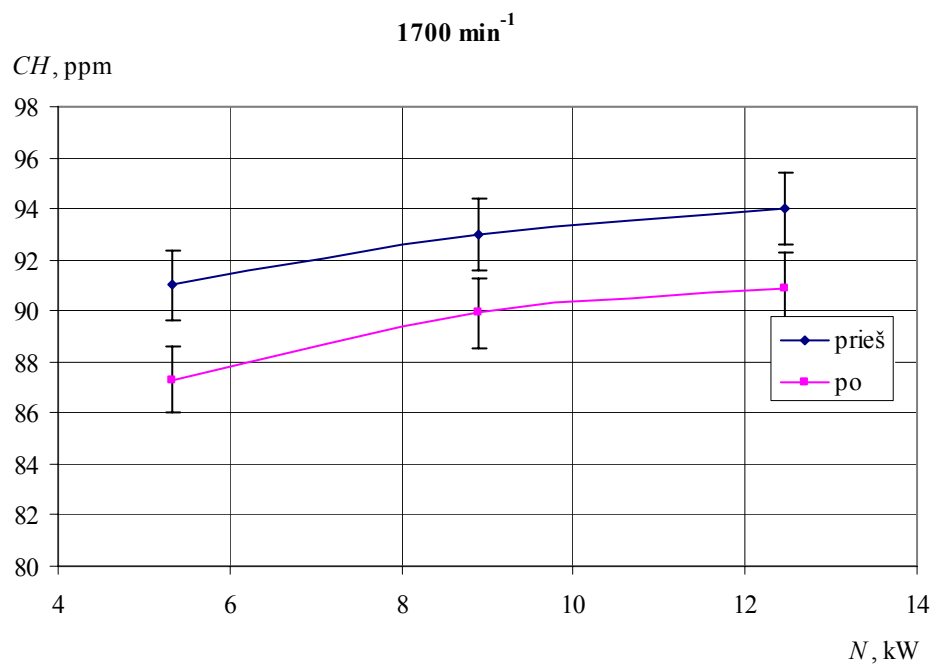
Sudarant variklio apkrovos charakteristiką alyvos temperatūra buvo 85–95 °C, o aušinimo skysčio 90–95 °C. Apkrovos charakteristikos buvo sudarytos variklio sūkiams 1700, 1950 ir 2250 min⁻¹. Varikliui veikiant atskirais režimais, buvo fiksuojamos benzino sąnaudos per tam tikrą laiko tarpą, variklio sukimo momentas, išmetamųjų dujų sudėtis. Statistiškai apdorojus gautus duomenis, buvo sudarytos apkrovos charakteristikos varikliui veikiant trimis skirtingais sūkais: 1700, 1950 ir 2250 min⁻¹, t.y. gautos lyginamųjų ir valandinių degalų sąnaudų, anglies viendeginio (CO) ir angliavandenilių (CH) kiekio priklausomybė nuo variklio apkrovos. Jos pavaizduotos 42 – 50 paveiksluose.



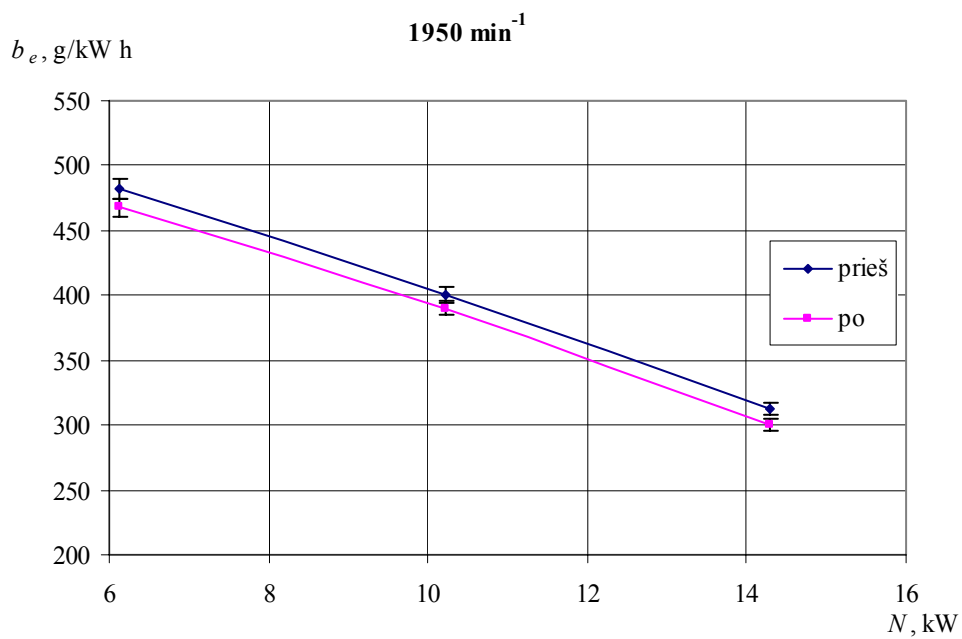
42 pav. Apkrovos charakteristika (lyginamųjų degalų sąnaudų b_e priklausomybė nuo variklio apkrovos N) prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.)



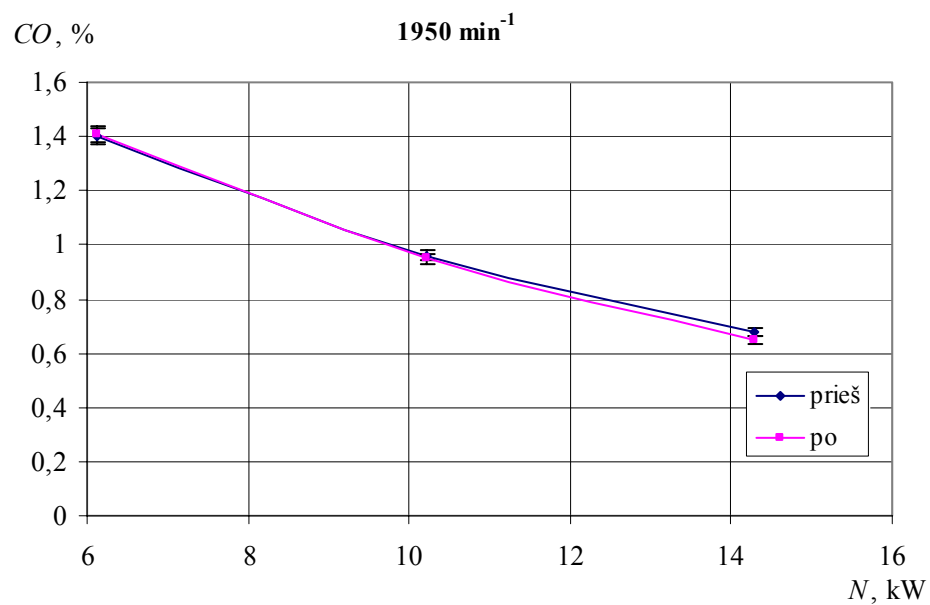
43 pav. Apkrovos charakteristika (CO priklausomybė nuo variklio apkrovos) prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~ 80 val.)



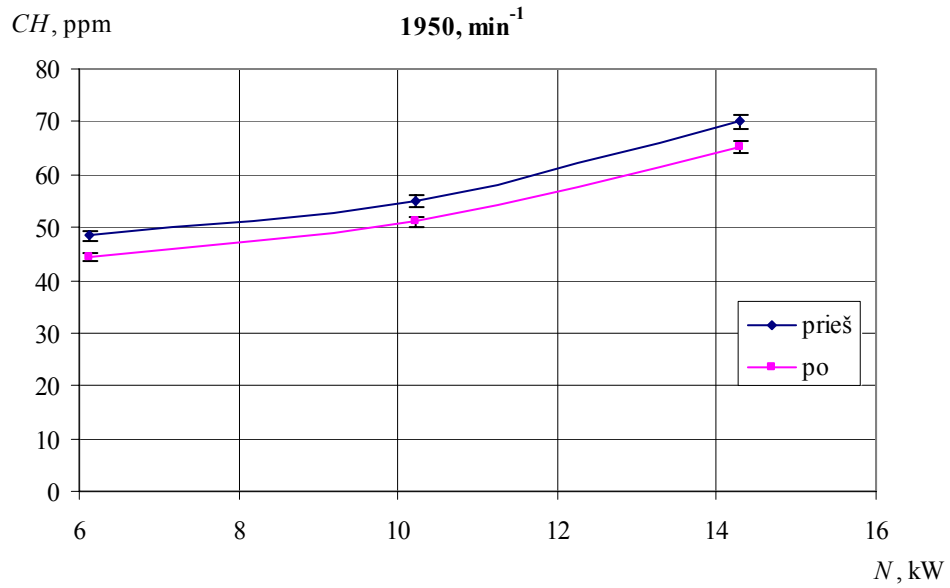
44 pav. Apkrovos charakteristika (CH priklausomybė nuo variklio apkrovos) prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~ 80 val.)



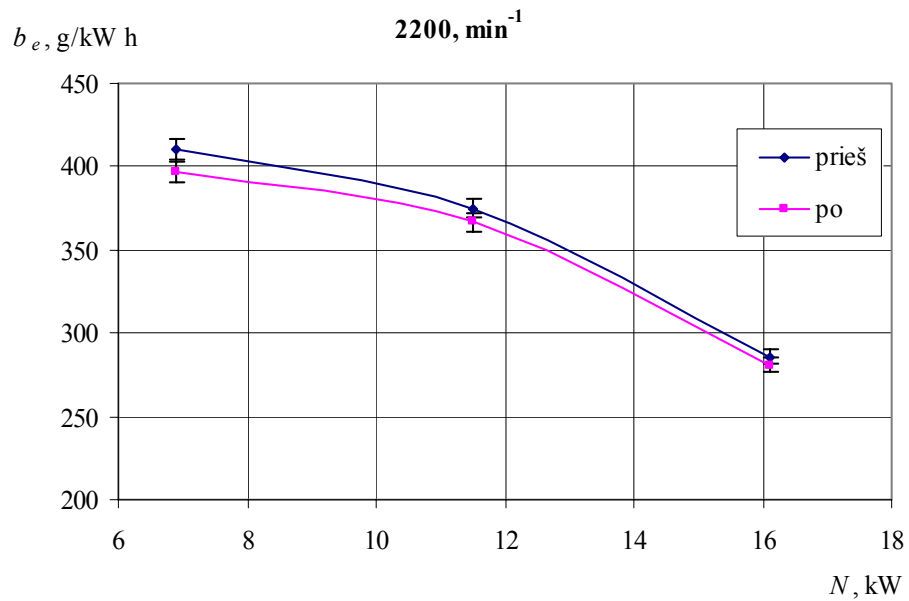
45 pav. Apkrovos charakteristika (lyginamųjų degalų sąnaudų priklausomybė nuo apkrovos) prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.)



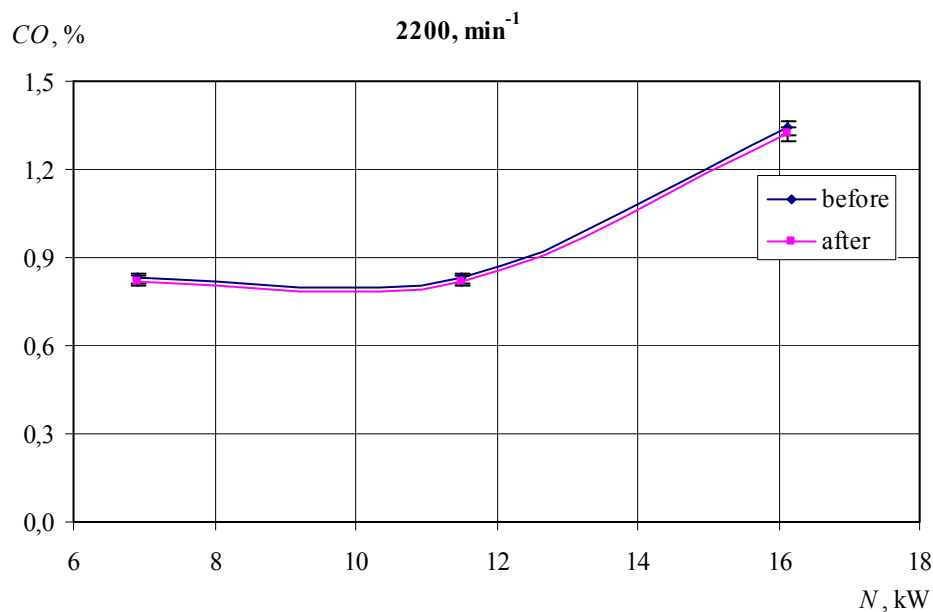
46 pav. Apkrovos charakteristika (CO priklausomybė nuo apkrovos) prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.)



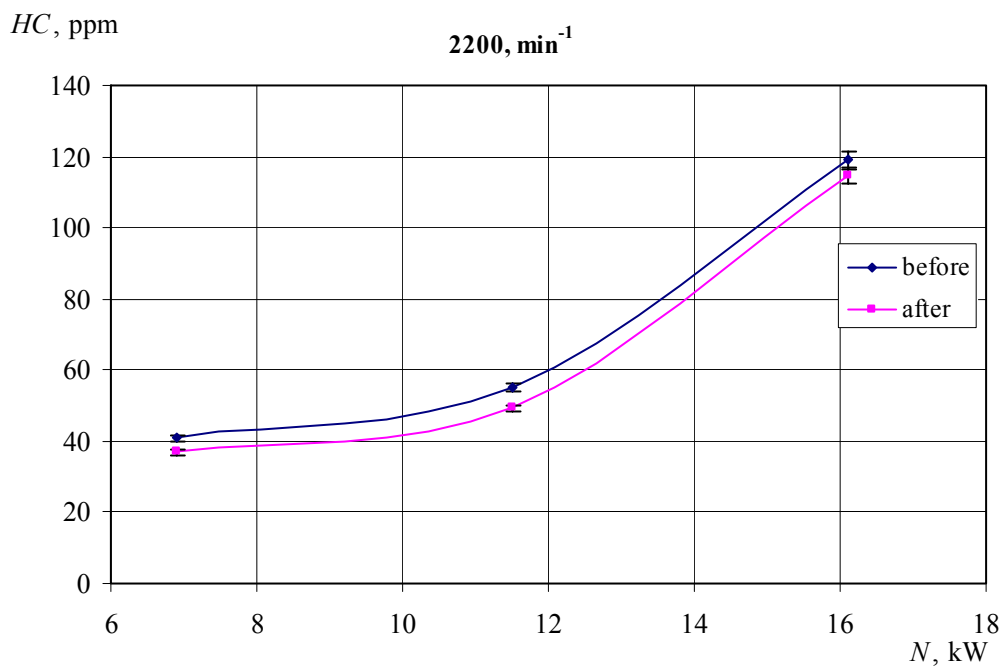
47 pav. Apkrovos charakteristika (CH priklausomybė nuo apkrovos) prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.)



48 pav. Apkrovos charakteristika (lyginamųjų degalų sąnaudų priklausomybė nuo apkrovos) prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.)



49 pav. Apkrovos charakteristika (CO priklausomybė nuo apkrovos) prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.)



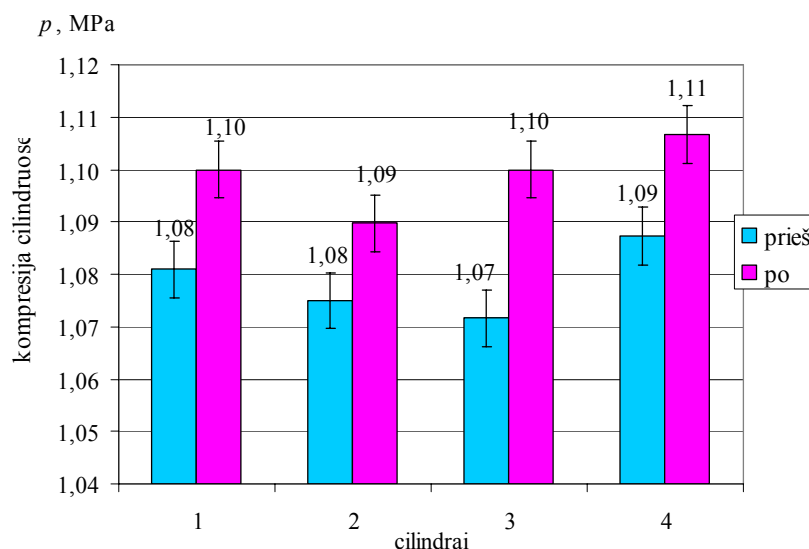
50 pav. Apkrovos charakteristika (CH priklausomybė nuo apkrovos) prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~80 val.)

Visų atliktų eksperimentų gautose priklausomybėse (37 – 50 paveikslai), kaip paaiškės vėliau iš 3.5 poskyrio, kuriame pateikti visų cilindų skersmenų matavimų duomenys, „**prieš**“ ir „**po**“ reikš tarpelio sumažėjimą vidutiniškai 0,015 mm. Remontinis atstatomasis mišinys

taip padengė cilindrų paviršių, kad iš dalies kompensavo cilindrų išdilimą, tuo pačiu sumažindamas tarpelį tarp stūmoklio ir cilindro. Šis tarpelio pokytis leido ištirti jo įtaką variklio ekonomiškumo (lyginamosioms degalų sąnaudoms), ekologiškumo (anglies monoksido CO ir angliavandenilių CH) ir kaip bus nagrinėjama toliau 3.6 poskyryje, keliamo triukšmo dydžiui. Taigi atlikus eksperimentus, kuriais buvo siekiama ištirti tarpelio tarp stūmoklio ir cilindro dydžio įtaką benzininio vidaus degimo variklio, kurio cilindrų vidutinis išdilimo dydis siekia 70 %, ekonomiškumo ir ekologiškumo rodikliams ir statistiškai apdorojus eksperimento duomenis galima teigti, kad tarpeliui tarp stūmoklio ir cilindro sumažėjus iki 30 % jo vidutinio išdilimo dydžio (kuris vidutiniškai siekė 0,05 mm), variklio lyginamosios degalų sąnaudos sumažėjo vidutiniškai 1,1 %, CH koncentracija sumažėjo 1,3 %, CO koncentracijos statistiškai patikimo pokyčio nepastebėta.

3.4 Slėgis cilindre suslėgimo takto pabaigoje

Slėgis cilindre suslėgimo takto pabaigoje dar vadinamas variklio kompresija. Variklio kompresija buvo matuojama esant karštam varikliui (alyvos temperatūra $\sim 70^\circ C$). Alkūninis velenas buvo sukamas starteriu. Alkūninio veleno sukimosi dažnis buvo $280 \pm 10 \text{ min}^{-1}$. Visos žvakės buvo išsuktos, droselinė sklendė atidaryta 100 %. Statistiškai apdoroti matavimo duomenys pateikti 51 paveiksle.

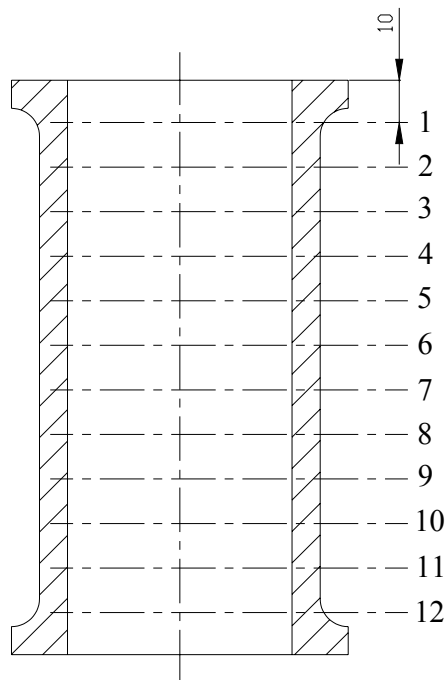


51 pav. Kompresija cilindruose prieš RAM naudojimą ir po jo (varikliui dirbus su RAM ~ 80 val.)

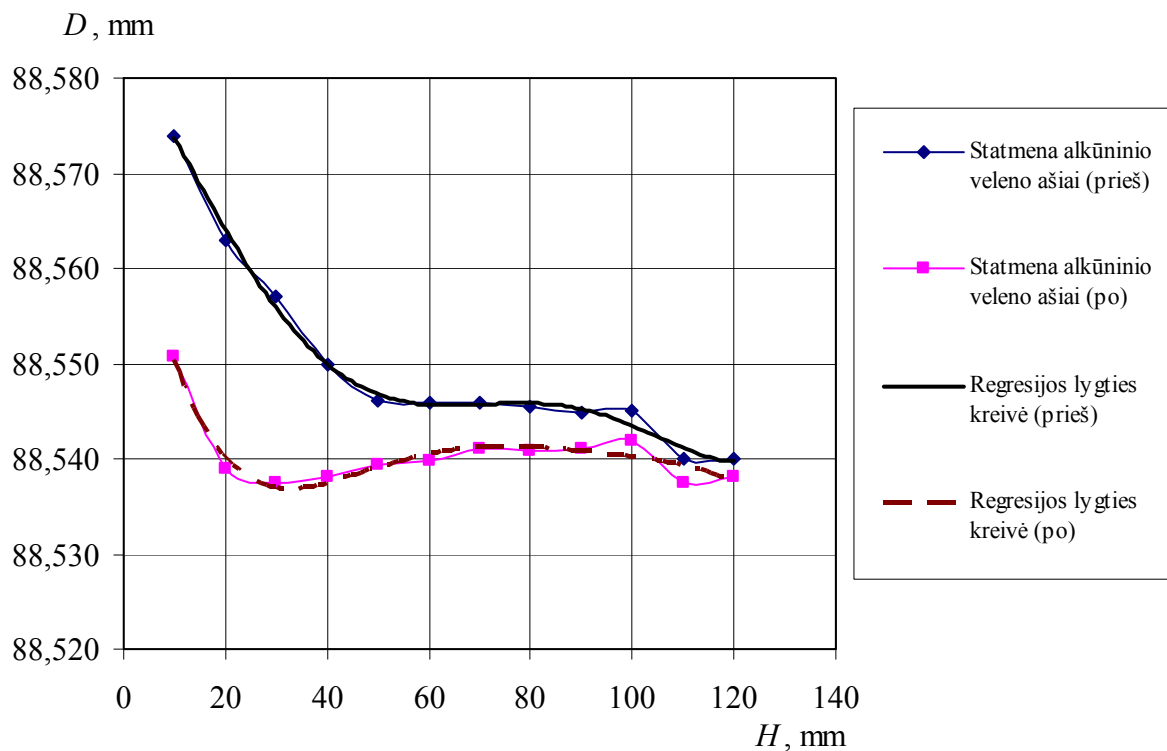
Išvada: Visuose cilindruose kompresija padidėjo nuo 0,01 iki 0,03 MPa arba vidutiniškai 3,2 %.

3.5 Variklio cilindų skersmenų matavimai

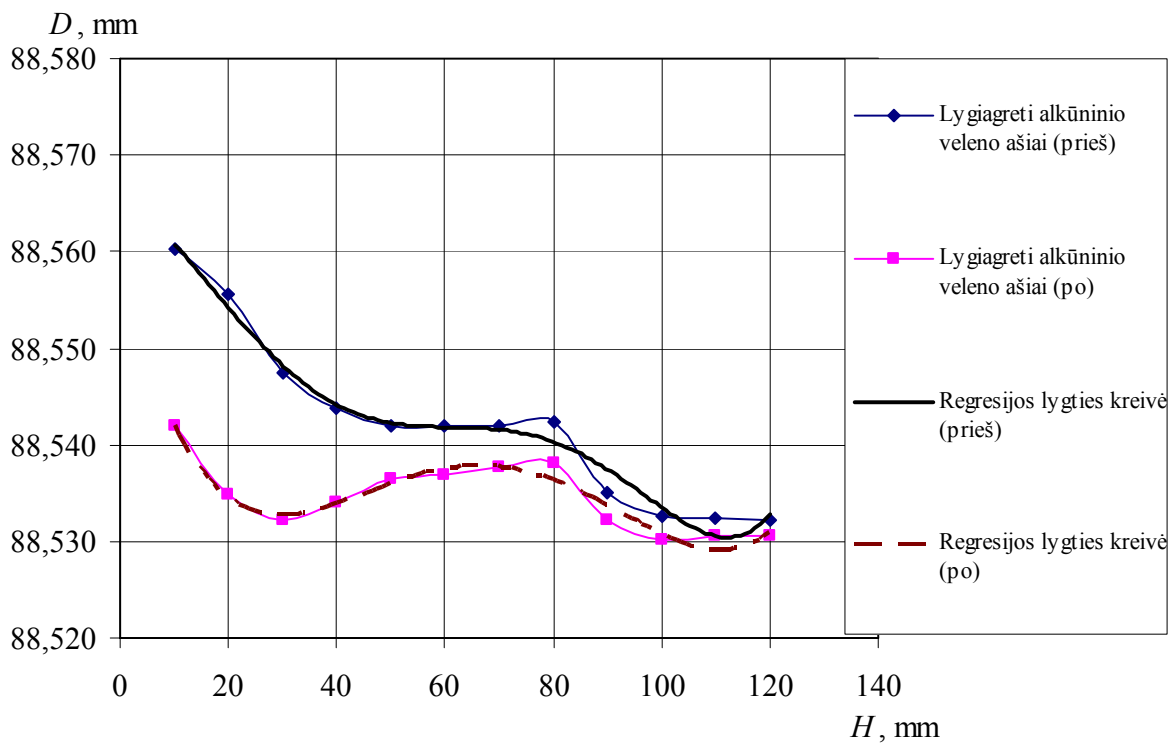
Cilindrų skersmenys buvo matuojami dviejose tarpusavyje statmenose plokštumose (lygiagrečioje ir statmenoje alkūninio veleno ašiai) bei 12 pjūvių, išdėstytų kas 10 mm nuo cilindrų bloko viršutinio krašto (52 pav.). Norint gauti statistiškai patikimus rezultatus skersmenys kiekviename pjūvyje ir kiekvienoje plokštumoje buvo matuojami po 5 kartus. Statistiškai apdoroti matavimų duomenys pateikiami 1 priede esančioje 1 lentelėje. Kadangi visų variklio cilindų skersmenys mažai skiriasi, todėl buvo išvesti visų cilindų skersmenų atitinkamuose pjūviuose ir atitinkamose plokštumose vidurkiai ir sudarytos visų cilindų atstojamosios kreivės statmenoje ir lygiagrečioje alkūniniam velenui plokštumose. Jų grafinės išraiškos pateiktos 53 ir 54 paveiksluose.



52 pav. Cilindrų skersmenų matavimo pjūviai



53 pav. Cilindrų išdilimo vidutinės kreivės (statmenoje alkūninio veleno ašiai) grafinė išraiška, D – cilindro skersmuo, H – cilindro aukštis



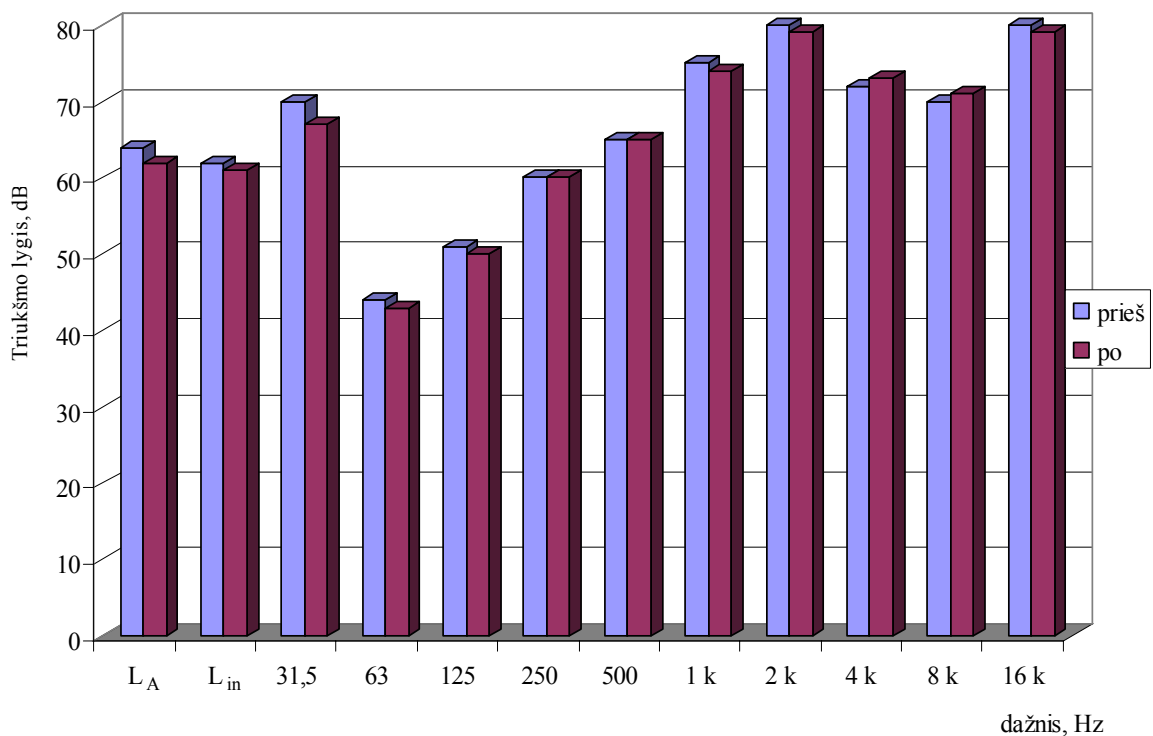
54 pav. Cilindrų išdilimo vidutinės kreivės (lygiagrečioje alkūninio veleno ašiai) grafinė išraiška, D – cilindro skersmuo, H – cilindro aukštis

3.6 Variklio keliamo triukšmo eksperimentinis tyrimas

Tyrimų tikslas – nustatyti anksčiau aprašyto benzininio variklio *TOYOTA 18R – G*, keliamą triukšmą priklausomai nuo tarpelio dydžio tarp stūmoklio ir cilindro arba **prieš** eksperimentą ir **po** eksperimento. Bandymams naudotas triukšmo matavimo prietaisas – precizinis triukšmomatis *Briuel and Kjaer* modelis 2230 su 1/3... 1/1 oktaviniu filtru modelis 1625.

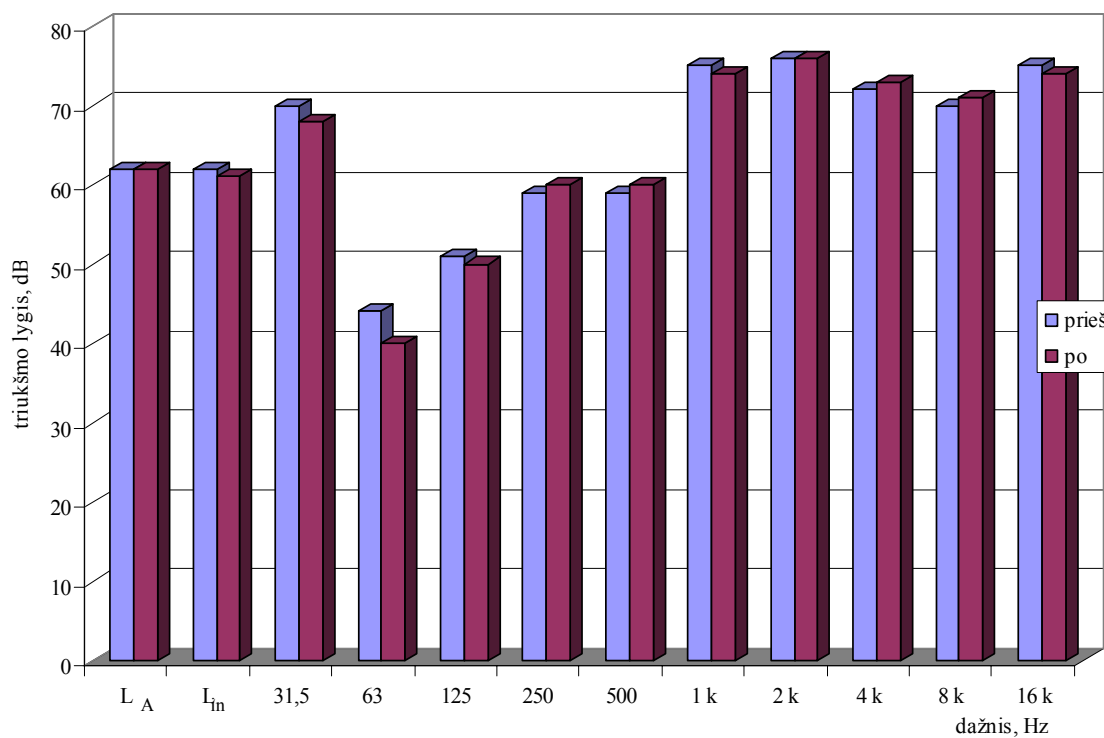
Bandymų metu matuoti triukšmo rodikliai L_A , L_{in} ir triukšmo lygis oktavinėse dažnių juostose.

Žemiau pateiktuose paveiksluose matomi variklio keliamo triukšmo matavimo rezultatai. 55 paveiksle pateikti variklio keliamo triukšmo lygio matavimų rezultatai, varikliui veikiant tuščiosios eigos sūkliais, t.y. $n = 800 \text{ min}^{-1}$ prieš naudojant RAM ir po. Matome, kad tam tikruose oktaviniuose dažniuose triukšmas varikliui veikiant prieš apdirbant RAM buvo didesnis nei po apdirbimo. Triukšmas po variklio apdirbimo RAM sumažėjo 3 decibelais 31,5 Hz dažnio oktavoje.



55 pav. Triukšmo lygis varikliui veikiant prieš naudojant RAM ir po, 800 min^{-1} sūkliais

56 paveiksle pateiktas triukšmo lygio matavimo rezultatų grafikas, varikliui veikiant 2000 min^{-1} sūkais be apkrovimo. Šiame grafike matyti, kad variklio, veikiančio apdorojus jį RAM, triukšmas sumažėjo 3 decibelais 63 Hz dažnio oktavoje, lyginant su varikliu kai jis neapdorotas RAM.



56 pav. Triukšmo lygis, varikliui veikiant prieš naudojant RAM ir po, 2000 min^{-1} sūkais

Remiantis atliktais triukšmo lygio matavimais galima teigti, kad sumažėjus tarpeliui (kaip būtent ir atsitiko apdorojus variklį RAM) triukšmo lygis sumažėjo iki 3dB 31,5 ir 63 Hz dažnio oktavose.

IŠVADOS IR REZULTATAI

1. Įvertinus Lietuvoje eksploatuojamų daugumos lengvųjų automobilių vidaus degimo variklių amžių (vidutinis apie 15 metų) bei jų eksploatavimo kokybę ir išanalizavus mokslinės literatūros šaltinius, nustatyta, kad kitų mokslininkų darbuose daugiausia dėmesio skiriama konstrukciniams, technologiniams faktoriams, turintiems įtakos variklio galios, ekonomiškumo bei ekologiškumo rodikliams ir nepakankamai įvertinami kintantys variklio aušinimo sistemos eksploataciniai faktoriai.
2. Atlikus populiariausių ir didžiausią amžiaus grupę sudarančių Lietuvoje eksploatuojamų automobilių vidaus degimo variklių, kurių rida sudarė nuo 250000 iki 350000 km, o cilindų skersmenys buvo 70 – 90 mm, tyrimus, nustatyta, kad 78 % visų ištirtų vidaus degimo variklių (viso buvo tirta 50 variklių) nuosėdų susidarymas ant cilindų išorinio aušinimo paviršiaus yra dažnas reiškinys. Šioje grupėje 87 % variklių buvo užfiksuotas žymus nuosėdų sluoksnio susidarymas (iki 2 mm), 10 % – vidutinis (iki 1 mm) ir 3 % – nežymus nuosėdų sluoksnio susidarymas (mažiau nei 1 mm).
3. Apibendrinus nuosėdų sluoksnio storį ir jų dislokaciją ant vidaus degimo variklio išorinio cilindų paviršiaus tyrimus, nustatyta, kad vidutinis jų storis siekia iki 1/40 cilindro skersmens dalies, o jų išsidėstymo vieta yra viršutinėje cilindų dalyje iki 3/5 cilindro aukščio nuo jo viršaus.
4. Sukurtas skaitinis modelis stūmoklio ir cilindro temperatūrinėms deformacijoms tirti įvertina aušinimo sistemos eksploatacinius faktorius.
5. Baigtinių elementų metodu atlikus benzininio variklio stūmoklio ir cilindro temperatūrinių deformacijų skaičiavimą bei atlikus jų lyginimą, kada variklis eksploatuojamas esant nuosėdų ant išorinio cilindų paviršiaus sluoksnio storiui nuo 0 iki 2 mm gauta, kad tarpelis tarp stūmoklio ir cilindro dėl skirtingų jų deformacijų padidėjo vidutiniškai apie 30 % nuo nominalaus jo dydžio per visą cilindro aukštį. Viršutinėje cilindro dalyje tarpelis padidėjo net iki 60 % jo nominalaus dydžio.
6. Atlikus eksperimentus, kuriais buvo siekiama ištirti tarpelio tarp stūmoklio ir cilindro dydžio įtaką benzininio vidaus degimo variklio, kurio cilindų vidutinis išdilimo dydis siekia 70 %, ekonomiškumo ir ekologiškumo rodikliams, ir statistiškai apdorojus eksperimento duomenis, galima konstatuoti, kad tarpelį tarp stūmoklio ir cilindro sumažinus 30 %, variklio lyginamosios degalų sąnaudos sumažėjo vidutiniškai 1,1 %.

CH koncentracija sumažėjo 1,3 %, *CO* koncentracijos statistiškai patikimo pokyčio nepastebėta.

7. Atlikus variklio keliamo triukšmo matavimus, kuriais buvo siekiama ištirti tarpelio tarp stūmoklio ir cilindro dydžio įtaką benzininio vidaus degimo variklio keliamam triukšmui nustatyta, kad tarpeliui papildomai padidėjus 30 %, variklio keliamas triukšmas atitinkamuose dažniuose padidėja iki 3dB.

LITERATŪRA

1. Affenzeller J., Gläser H. Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren. Springer – Verlag, 1996, p. 397.
2. ASTM Book of Standards. Volume 15.05, 2004, p. 450.
3. Beck T., Lang K. – H., Lohe D. Thermal – mechanical fatigue behaviour of cast aluminium alloys for cylinder heads reinforced with 15 vol. % discontinuous SiO_2 (Saffil) fibers. *International Journal of Materials and Product Technology*. Vol. 18, No.1/2/3, 2003, p. 160 – 177.
4. Bendersky D. A. A Special Thermocouple for Measuring Transient Temperatures. *Mechanical Engineering*, Vol. 75, No. 2, 1953, p. 117 – 121.
5. Benoy P. A., DeUaCorte C. Tribological Characteristics of Sputtered Au/Cr Films on Alumina Substrates at Elevated Temperatures. *Surface and Coatings Technology*, Vol. 62, Iss.1 – 3, 1993, p. 454 – 459.
6. Borman G., Nishiwaki K. Internal – combustion engine heat transfer. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 13, Iss. 1, 1987, p. 1 – 46.
7. Bromnick P. A., Pearson R. J., Winterbone D. E. Intercooler Model for Unsteady Flows in Engine Manifolds. *Proceedings of the I MECH E Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 212, No.2, 1998, p. 119 – 132.
8. Carley L. A/C Update Report. Underhood Service, March 2003, p. 21 – 28.
9. Cengel Y. Heat Transfer – A Practical Approach, McGraw Hill, 1998, p. 386.
10. Charkaluk E., Bignonnet A., Constantinescu A., Dang Van K. Fatigue design of structures under thermomechanical loadings. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, Vol. 25, No. 12, 2002, p. 1199 – 1206.
11. Chen Y. – S., Kershisnik E. I., Hudgens, R. D. Scale and deposits in high – heat – rejection engines. *ASTM Special Technical Publication*, ASTM STP 1335, 1999, p. 210 – 228.
12. Chittenden R. J., Priest M. Analysis of the piston assembly, bore distortion and future developments. In: Taylor, C.M. (ed.). *Engine Tribology*. Elsevier, 1993, Tribology series, 26, p. 241–270.
13. Cook R. D., Malkus D. S., Plesha M. E., Witt R.J. Concepts and Applications of Finite Element Analysis, 4th Edition. John Wiley & Sons, 2001, p. 784.
14. Coulson J. M., et al. Fluid Flow, Heat Transfer and Mass Transfer. Butterworth – Heinemann, 1999, p. 459.

15. Dhondt G. The Finite Element Method for Three – Dimensional Thermomechanical Applications. John Wiley & Sons, 2004, p. 362.
16. Eaton E. R. A chemical Base for Engine Coolant/Antifreeze with Improved Thermal Stability Properties. *SAE paper* 2001 – 01 – 1182, 2001, p. 11.
17. Eaton E. R., Duvnjak E. Examinations of Extended – Life, Heavy – Duty Engine Coolant Filters. *SAE paper* 2004 – 01 – 0057, 2004, p. 8.
18. Edwards S. P., Grove H. P., Wynn H. P. Statistics for Engine Optimization. Professional Engineering Publishing, 2000, p. 208.
19. Engine Coolants. SAE Standard J814, 1999, p. 258.
20. Ferguson C. R., Kirkpatrick A. T. Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences. John Wiley & Sons. 2000, p. 325.
21. Furuhami S., Suzuki H. Temperature distribution of piston rings and piston in high speed diesel engine. *Bull. Jap. Soc. Mech. Engrs*, 22(174), 1979, p. 1788–1795.
22. Haddad Sam D. Theoretical treatment of piston motion in I.C. piston engine for the prediction of piston slap excitation. *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 30, Iss. 2, 1995, p. 253 – 269.
23. Harigaya Y., Akagi J., Suzuki M. Prediction of temperature, viscosity and thickness in oil film between ring and liner of an internal combustion engine. *SAE Paper* 2000 – 01 – 1790, 2000, p. 9.
24. Hartler H., Libert J., Persson B. The problem of scale formation: a literature survey. *Svensk Papperstid.* Vol.73, No. 22, 1970, p. 731 – 736.
25. Heywood J. B. Internal combustion engine Fundamentals, McGraw – Hill. New York, 1988, p. 788.
26. Hitosugi H., Nagoshi K., Ebina M., Furuhami S. Study on cylinder bore deformation of dry liner in engine operation. *JSAE Review*, Vol. 17, Iss. 2, 1996, p. 113 – 119.
27. Hohenberg G. F. Advanced approaches for the heat transfer calculations. *SAE paper* 790825, 1979, p. 8.
28. Howard L. Cooling System Cleaning Through the Use of a Chelating Cleaner Filter. *SAE paper* 1999 – 01 – 3720, 1999. p. 7.
29. Hudgens R. D., Hercamp R. D. An Overview of Onboard Coolant Filtration for Heavy Duty Diesel Engines. *SAE paper* 2005 – 01 – 2014, p. 9.
30. Hudgens R. D., Hercamp R. D. Filtration of Coolants for Heavy Duty Engines. *SAE paper* 881270, 1988, p. 8.

31. Incropera F and DeWitt D. Fundamental of Heat and Mass Transfer, 3rd edition, Wiley, 1990, p. 482.
32. Ishii A., Nagano H., Adachi K. Measurement of Instantaneous Heat Flux Flowing Into Metallic and Ceramic Combustion Chamber Walls. *SAE Paper*, 2000 – 01 – 1815, 2000, p. 15
33. James R. Welty, et al. Fundamentals of Momentum, Heat, and Mass Transfer. John Wiley & Sons, 2001, p. 780.
34. Juan C. Heinrich, Darrell W. Pepper, D. W. Pepper. The Intermediate Finite Element Method: Fluid Flow And Heat Transfer Applications. Taylor & Francis, 1997, p. 596.
35. Kamo B., Bryzik W. Mekari M. Advancements in High Temperature Cylinder Liner and Piston Ring Tribology. *SAE paper*, 2000 – 01 – 1237, 2000, p. 14.
36. Kapoor A., Tung S. C., Schwartz S.E., Priest, M., Dwyer – Joyce, R. Automotive Tribology; Modern Tribology Handbook, B Bhushan, 2001, p. 1187 – 1229.
37. Kleemann A. P., Gosman A. D. Heat Transfer Sensitivity Study for An Advanced Diesel Engine. *SAE paper* 2003 – 01 – 0561, 2003, p. 16.
38. Lebedevas S., Lebedeva G. Mathematical model of combined parametrical analysis of indicator process and thermal loading on the diesel engine piston. *Transport*, Vol XIX, No 3. Vilnius: Technika, 2004, p. 108 – 118.
39. Lettmann H., Eiglmeier C. A Detailed Phenomenological Model for Wall Heat Transfer Prediction in Diesel Engines. *SAE Paper*, 2001 – 01 – 3265, 2001, p. 12.
40. Li C. H. Thermoelastic behavior of an aluminum diesel engine piston. General Motors Research Labs, Warren, *SAE paper* 860163, 1986, p. 14.
41. Little D. Development of a Bench – Scale Hot Surface Deposit Test – Preliminary Studies. *SAE paper* 881271, 1988, p. 10.
42. Loenne K. and Ziemba R. The Goetze cylinder distortion measurement system and the possibilities of reducing cylinder distortions. *SAE paper* 880142, 1988, p. 10.
43. Luca J. C., Gerges S. N. Y. Piston Slap Excitation: Literature Review. *SAE Technical Paper*, 962395, 1996.
44. Ma M – T., Smith E. H., Sherrington I. Analysis of Lubrication and Friction for a Complete Piston – Ring Pack with an Improved Oil Availability Model Part 2: Circumferentially Variable Film. *Proceedings of the I MECH E Part J Journal of Engineering Tribology*, 1997, Vol. 211, No. 1, p. 17 – 27.

45. Ma M., Sherrington I., Smith E. H., Grice N., Development of a detailed model for piston – ring lubrication in IC engines with circular and non – circular cylinder bores, *Tribology International*, Vol.30, Iss.11, 1997, p. 779 – 788.
46. Mattarelli E., Valentini A. Simulation of a High Performance Turbocharged S.I. Engine. *SAE Paper* 983048, 1998, p. 10.
47. McCracken S. A., Beal R. E. Methods and equipment for engine coolant testing. *ASTM Special Technical Publication*, No. 1335, 1999, p 319 – 326.
48. Montgomery D. C. Design and Analysis of Experiments, 5th Edition, Wiley, 2000, p. 672.
49. Morel T., Keribar R., Harman S. T. Detailed Analysis of Heat Flow Pattern in a Piston. International Symposium COMODIA 90, 1990, p. 309 – 314.
50. Nicholson D. Finite Element Analysis: Thermomechanics of Solids. CRC Press, 2003, p. 296.
51. Norris P. M. An Investigation of Coolant Passage Heat Transfer in a Diesel Engine Cylinder Head. Ph.D. thesis, Georgia Institute of Technology, 1992, p. 160.
52. Новосад В., Спруогис Б., Юревичюс Ю. Восстановление поверхностей сопряженных пар трения скольжения ДВС в эксплуатации. *Transportas*, Т. XIV, Nr.2, 1999, p. 76 – 80.
53. Ong, J. H. Steady State Thermal Analysis of a Diesel Engine Piston. *Computers in Industry*, Vol. 5, No. 3, 1990, p. 255 – 258.
54. Ozkan M., Deniz O., Sandalci T. Experimental study of the effect of top – ring clearance volume on unburned hydrocarbon concentrations. *International Journal of Environment and Pollution*. Vol. 18, No.2, 2002 p. 197 – 201.
55. Paschkis, V. and Baker, H. D. A method for determining unsteady state heat transfer by means of an electrical analogy. *Trans. ASME*, Vol. 64, No. 2, 1942, p. 105–112.
56. Pikūnas A. Lietuvos kelių transporto materialinių ir energetinių sąnaudų, žalingo poveikio aplinkai bei visuomenei mažinimo problemos. Monografija, Technika, 2000, p. 336.
57. Prasad R., Samria N. K. Transient heat transfer analysis in an internal combustion engine piston. *Computers & Structures*, Vol. 34, Iss. 5, 1990, p. 787 – 793.
58. Rakopoulos C. D., Antonopoulos K. A., Rakopoulos D. C., Giakoumis E. G. Investigation of the temperature oscillations in the cylinder walls of a diesel engine with special reference to the limited cooled case. *International Journal of Energy Research*, Vol. 28, Iss. 11, 2004, p. 977 – 1002.

59. Rakopoulos C. D., Rakopoulos D. C., Mavropoulos G. C., Giakoumis E. G. Experimental and theoretical study of the short term response temperature transients in the cylinder walls of a diesel engine at various operating conditions. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, Iss. 5 – 6, 2004, p. 679 – 702.
60. Rasihhan Y., Wallace F. J. Temperature transients on engine combustion chamber walls – III. Application of the finite – difference model to various metal and ceramic walls. *International Journal of Mechanical Sciences*. Vol. 33, Iss. 11, 1991, p. 863 – 874.
61. Reddy J. N., Gartling D. K. The Finite Element Method in Heat Transfer and Fluid Dynamics, Second Edition. CRC Press, 2000, p. 488.
62. Reipert P., Voigt M. Simulation of the Piston/Cylinder Behavior for Diesel Engines. *SAE paper* 2001 – 01 – 0563, 2001, p. 10.
63. Robinson K., Hawley J. Gary, Campbell Niall A. F. A Review of Precision Engine Cooling. *SAE Paper* 1999 – 01 – 0578, 1999, p. 8.
64. Rohrle M. D. Affecting Diesel Engine Noise by the Piston. *SAE Paper* 750799, 1975, p. 8.
65. Sanders J. C., Schramm W. B. Analysis of variation of piston temperature with piston dimension and under crown cooling. Report 895, NACA, Cleveland, Ohio, 1948, p. 89–98.
66. Schelling H.; Freier R. Einflussgrößen auf die Reibleistung der Kolbengruppe. Technische Information. Nr.7148, Mahle GmbH, Stuttgart, 1994, p. 65.
67. Selim M. Y. E, Helali A – H. B. Effect of coolant additives on thermal loading of a diesel engine. *Proceedings of the I MECH E Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 215, No. 10, 2001, p. 1131 – 1142.
68. Shalev M., Zvirin Y., Stotter A. Experimental and analytical investigation of the heat transfer and thermal stresses in a cylinder head of a diesel engine. *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 25, Iss. 7, 1983, p. 471 – 483.
69. Sihling K., Woschni G. Experimental investigation of the instantaneous heat transfer in the cylinder of a high speed diesel engine. *SAE paper* 790833, 1979, p. 8.
70. Soua A., Touratier M., Polac L. Computations of an engine to analyze cylinder distortion. *Engineering Computations: Int J for Computer – Aided Engineering*, Vol. 16, No. 1, 1999, p. 9 – 25.
71. Stanley R., Taraza D., Henein N.A., Bryzik W. A Simplified Friction Model of the Piston Ring Assembly, *SAE Paper* 1999 – 01 – 0974, 1999. p. 10.

72. Starkey J., Engelhardt P. R. Maintaining scale and sludge in suspension in automotive cooling systems. *ASTM Special Technical Publication*, 1986, p. 3 – 10.
73. Swallow D., Bruni L., Kinsella F. H. and Hons B. T. The design and development of pistons for high speed direct injection diesel engines. In the AE Technical Symposium, 1986, p. 4.
74. Takiguchi M., Kikuchi H., Furuhashi S. Influence of Clearance between Piston and Cylinder on Piston Friction, *SAE Paper* 881621, 1988, p. 8.
75. Taylor C. M. Automobile engine tribology – design considerations for efficiency and durability. *Wear*, Vol. 221, Iss. 1, 1998, p. 1 – 8.
76. Taylor C. M. Engine Tribology, Elsevier Publishing Company, 1993, p. 301.
77. Taylor R. I., Coy R. C. Improved Fuel Efficiency by Lubricant Design: A Review. *Proceedings of the I MECH E Part J Journal of Engineering Tribology*, Vol. 214, No. 1, 2000, p. 1 – 15.
78. Thomas J. J., Verger L., Bignonnet A., Charkaluk E. Thermomechanical design in the automotive industry. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, Vol. 27, No. 10, 2004, p. 887 – 895.
79. Tian T., Vokac A., Przesmitzki S. An Experimental Study of Oil Transport between the Piston Ring Pack and Cylinder Liner. *SAE paper*, 2005 – 01 – 3823, 2005, p. 8.
80. Tomanik E. Piston Ring Conformability in a Distorted Bore, *SAE paper* 960356, 1996, p. 12.
81. Tomlinson G. R., Leonard R., Henshall S. H. Computer – aided design of thermally loaded axisymmetric diesel engine components. *Computer – Aided Design*, Vol. 6, Iss. 3, 1974, p. 132 – 135.
82. Tung S. C. Schwartz S. E., Brogan K. B. Assessment of Correlation Between Bench Wear Test Results and Engine Cylinder Wear, Short – Trip Service. *SAE paper* 2000 – 01 – 2947, 2000, p. 12.
83. Vagenas A., Hawley J. G., Brace C. J. Actively Controlled Cooling Jets. *SAE paper* 2003 – 01 – 0614, 2003, p. 11.
84. Vekteris V., Mokšin V. Pradiniai kompiuterizuoto tribometro tyrimai. *Matavimai*, Nr.2 (14), 2000, p. 16 – 19.
85. Westin F., Angström H. E. Simulation of a Turbocharged Si – Engine With Two Software and Comparison With Measured Data. *SAE Paper* 2003 – 01 – 3124, 2003, p. 7.

86. White P. R. S., Smith J., and Murdoch I. Cooling system performance evaluation. *SAE paper* 980431, 1998, p. 9.
87. Woschni G. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. *SAE paper* 670931, 1967, p. 14.
88. Woschni G., Fieger J. Determination of local heat transfer coefficients at the piston of a high speed diesel engine by evaluation of measured temperature distribution. *SAE paper* 790834, 1979, p. 12.
89. Wu H. W., Perng S. W. Numerical analysis of thermal turbulent flow in the bowl – in – piston combustion chamber of a motored engine. *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 43, Iss. 10, 2004, p. 1011 – 1023.
90. Wu H. W., Perng S. W. Squish effect of piston crown on the turbulent heat transfer in reciprocating engine. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, Vol.11, No.1, 2001, p. 76 – 97.
91. Yamada Y., Emi M., Ishii H., Suzuki Y., Kiura S. Enomoto Y. Heat loss to the combustion chamber wall with deposit in direct injection diesel engine: variation of instantaneous heat flux on piston surface with deposit. *JSAE Review*, Vol. 23, Iss. 4, 2002, p. 415 – 421.
92. Zheng G. T., Leung A. Y. T. Internal Combustion Engine Noise Analysis With Time – Frequency Distribution. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 124, Iss. 3, 2002, p. 645 – 649.

AUTORIAUS PUBLIKACIJŲ SĄRAŠAS

Pripažintuose leidiniuose:

93. Pikūnas A., Garbinčius G. Automobilių variklių pagrindinių detalių techninio stovio įtaka degalų sąnaudoms. *Transportas*, T. XIV, Nr.1, 1999, p. 33 – 41.
94. Pikūnas A., Garbinčius G. Increasing service life of major parts of internal combustion engines. *Journal of KONES internal combustion engines*, Warsaw – Gdynia, Vol. 8, No 1 – 2, 2001, p. 342 – 346.
95. Pečeliūnas R., Prentkovskis O., Garbinčius G. Oscillation of flexibly and inflexibly mounted vehicle masses in the case of deceleration change. *Journal of Vibroengineering*, Vol. 7, No. 2, 2005, p. 21 – 26.

96. Garbinčius G., Bartulis V., Pečeliūnas R., Pukalskas S. The influence of coolant scale deposit inside the internal combustion engine on the piston and cylinder deformations. *Transport*, Vol. XX, No. 3, 2005, p. 123 – 128.

Kituose leidiniuose:

97. Garbinčius G. Šiuolaikinių variklių temperatūrinis būvis// Pirmosios respublikinės jaunųjų mokslininkų konferencijos „Lietuva be mokslo – Lietuva be ateities“, įvykusios Vilniuje 1998 m. rugsėjo mėn. 30 d., medžiaga. Vilnius: Technika, 1998. p. 186 – 191.
98. Garbinčius G. Automobilių variklių cilindro – stūmoklio grupės techninio stovio įtakos grupės darbingumui tyrimas// Lietuvos jaunųjų mokslininkų konferencijos „Lietuva be mokslo – Lietuva be ateities“, įvykusios Vilniuje 1999 m. gegužės mėn. 14 d., pranešimų medžiaga. Vilnius: Technika, 1999. p. 64 – 69.
99. Pikūnas A., Pečeliūnas R., Garbinčius G. Variklio rodiklių analizė, panaudojus remontinį – atstatomąjį mišinį "HADO"// Trečiosios tarptautinės konferencijos „TRANSBALTICA – 01“, įvykusios Vilniuje 2001 m. balandžio 19 – 20 d., mokslinių pranešimų rinkinys. Vilnius: Technika, 2001. p. 276 – 279.
100. Garbinčius G., Pečeliūnas R. Variklio remonto, jo neardant, galimybių tyrimas// Ketvirtosios Lietuvos jaunųjų mokslininkų konferencijos „Lietuva be mokslo – Lietuva be ateities“, įvykusios Vilniuje 2001 m. gegužės mėn. 30 d., pranešimų medžiaga. Vilnius: Technika, 2001. p. 49 – 53.
101. Garbinčius G. Remontinio atstatomojo produkto panaudojimo vidaus degimo variklyje galimybių tyrimas// Tarptautinės konferencijos „Transporto priemonės – 2001“, įvykusios 2001 m. spalio 25 – 26 d., pranešimų rinkinys. Kaunas: Technologija, 2001. p. 156 – 161.
102. Pikūnas A., Garbinčius G. Variklio pagrindinių detalių techninės būklės atstatymas, įvertinant eksploatacinius faktorius// Respublikinės konferencijos „Transportas 2002“, įvykusios 2002 m. balandžio 8 – 9 d. pranešimų medžiaga. Vilnius: Technika, 2001. p. 203 – 206.
103. Garbinčius G., Bartulis V. Variklio aušinimo skysčio nuosėdų įtaka tarpelio tarp stūmoklio ir cilindro dydžiui// Ketvirtosios tarptautinės konferencijos

„TRANSBALTICA – 03“, įvykusios Vilniuje 2003 m. balandžio 10 – 11 d., mokslinių pranešimų rinkinys. Vilnius: Technika, 2003. p. 414 – 421.

104. Bartulis V., Garbinčius G. Vibracinio volo jėgos parametrų priklausomybė nuo tankinamos plokštumos pasvirimo kampo// Ketvirtosios tarptautinės konferencijos „TRANSBALTICA – 03“, įvykusios Vilniuje 2003 m. balandžio 10 – 11 d., mokslinių pranešimų rinkinys. Vilnius: Technika, 2003. p. 409 – 413.

PRIEDAI

1 lentelė. Variklio cilindro skersmenys **prieš** variklį apdirbant RAM ir **po** apdirbimo bei jų skirtumai, mm

Cilindro Nr.	Matavimo plokštuma		Cilindro skersmenys, mm												
			Pjūvis	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
1	Statmena alkūninio veleno ašiai	prieš	vidurkis	88,574	88,563	88,557	88,550	88,546	88,546	88,546	88,545	88,545	88,545	88,540	88,540
			skirtumas	0,023	0,024	0,020	0,012	0,007	0,006	0,005	0,004	0,004	0,003	0,003	0,002
		po	vidurkis	88,551	88,539	88,537	88,538	88,539	88,540	88,541	88,541	88,541	88,542	88,537	88,538
	Lygiagreti alkūninio veleno ašiai	prieš	vidurkis	88,560	88,556	88,547	88,544	88,542	88,542	88,542	88,542	88,535	88,533	88,533	88,532
			skirtumas	0,018	0,021	0,015	0,010	0,006	0,005	0,004	0,004	0,003	0,003	0,002	0,002
		po	vidurkis	88,542	88,535	88,532	88,534	88,536	88,537	88,538	88,538	88,532	88,530	88,531	88,530
2	Statmena alkūninio veleno ašiai	prieš	vidurkis	88,575	88,564	88,558	88,554	88,551	88,550	88,550	88,546	88,546	88,543	88,540	88,539
			skirtumas	0,025	0,024	0,020	0,014	0,009	0,007	0,007	0,003	0,003	0,003	0,003	0,002
		po	vidurkis	88,550	88,540	88,538	88,540	88,541	88,542	88,543	88,543	88,543	88,540	88,537	88,538
	Lygiagreti alkūninio veleno ašiai	prieš	vidurkis	88,570	88,554	88,550	88,546	88,545	88,543	88,544	88,544	88,541	88,538	88,538	88,537
			skirtumas	0,023	0,018	0,015	0,012	0,009	0,006	0,004	0,004	0,004	0,003	0,002	0,001
		po	vidurkis	88,548	88,536	88,534	88,535	88,536	88,537	88,539	88,539	88,537	88,535	88,536	88,536
3	Statmena alkūninio veleno ašiai	prieš	vidurkis	88,577	88,564	88,559	88,553	88,551	88,550	88,550	88,549	88,548	88,544	88,543	88,541
			skirtumas	0,029	0,026	0,021	0,014	0,011	0,007	0,006	0,005	0,004	0,003	0,003	0,002
		po	vidurkis	88,549	88,538	88,538	88,539	88,540	88,542	88,545	88,544	88,544	88,541	88,540	88,540
	Lygiagreti alkūninio veleno ašiai	prieš	vidurkis	88,568	88,554	88,550	88,543	88,542	88,541	88,541	88,540	88,537	88,536	88,534	88,534
			skirtumas	0,024	0,021	0,019	0,011	0,008	0,006	0,004	0,004	0,004	0,003	0,002	0,001
		po	vidurkis	88,544	88,532	88,530	88,532	88,534	88,535	88,536	88,536	88,534	88,533	88,532	88,533
4	Statmena alkūninio veleno ašiai	prieš	vidurkis	88,574	88,561	88,557	88,554	88,550	88,548	88,547	88,548	88,546	88,544	88,542	88,542
			skirtumas	0,026	0,022	0,022	0,017	0,009	0,007	0,005	0,005	0,003	0,003	0,003	0,002
		po	vidurkis	88,548	88,540	88,536	88,537	88,540	88,541	88,542	88,543	88,543	88,541	88,539	88,539
	Lygiagreti alkūninio veleno ašiai	prieš	vidurkis	88,568	88,557	88,552	88,548	88,544	88,542	88,541	88,541	88,539	88,536	88,533	88,533
			skirtumas	0,025	0,025	0,022	0,015	0,009	0,006	0,005	0,004	0,004	0,003	0,002	0,001
		po	vidurkis	88,543	88,532	88,530	88,533	88,535	88,536	88,537	88,537	88,535	88,533	88,531	88,532

2 priedas

1 lentelė. Nuosėdų ant variklių cilindrų išorinių paviršių matavimo rezultatai

Eil. Nr.	Automobilio markė, modelis	Variklio kodas	Gamybos metai	Rida, km	Maksimalus cilindrų išdilimas, mm	Nuosėdų storis, mm				
						1	2	3	4	5
1.	Audi 80 1,8	PM	1988	345000	0,096	2,8	3,0	2,6	0,9	0,5
2.	BMW 320i	20 6E E	1990	320000	0,090	3,0	2,7	2,1	0,6	0,4
3.	Honda Civic 1,3	D13B2	1992	280000	0,088	1,8	1,8	1,6	0,7	0,1
4.	Mazda 626 2,0	FE	1991	295000	0,086	1,9	1,8	1,5	0,3	0,0
5.	VW Golf 1,6	RF	1990	300000	0,084	1,9	2,0	1,8	0,4	0,2
6.	MB E220	111.960	1994	335000	0,094	2,0	1,8	1,5	0,1	0,2
7.	Audi 100 2,2	KU	1989	310000	0,086	1,8	1,6	1,5	0,7	0,2
8.	Nissan Sunny 1,6	GA16DE	1995	265000	0,072	1,2	1,2	1,0	0,5	0,2
9.	Ford Escort 1,8	RDA	1992	280000	0,080	1,5	1,4	1,5	1,0	0,1
10.	Mitsubishi Galant	4G37	1990	295000	0,084	1,6	1,7	1,6	0,5	0,2
11.	VW Passat 1,6	1F	1989	275000	0,078	1,4	1,5	1,3	0,6	0,1
12.	Fiat Tempra 2,0	159A6	1992	280000	0,080	1,5	1,2	1,2	0,6	0,1
13.	Peugeot 405 1,6	XU5JP	1995	285000	0,068	1,2	1,1	0,9	0,4	0,1
14.	Seat Ibiza 1,4	ABD	1994	275000	0,078	1,5	1,6	1,4	0,6	0,2
15.	Volvo 440 1,7	B18F	1989	300000	0,086	1,7	1,7	1,5	0,4	0,1
16.	Renault R19 1,7	F2N 724	1990	295000	0,088	1,8	2,0	1,9	0,7	0,3
17.	Audi 80 1,6	RN	1988	345000	0,094	2,0	1,9	1,8	0,5	0,3
18.	Ford Sierra	L6B	1991	320000	0,088	1,8	1,6	1,5	0,3	0,2
19.	MB 190 2,0	102.924	1990	350000	0,090	1,7	1,6	1,5	0,4	0,2
20.	Citroen XM 2,0	RFV	1995	270000	0,076	1,5	1,3	1,2	0,4	0,3
21.	BMW 525 iX	25 6S 1	1992	265000	0,072	1,7	1,7	1,6	0,4	0,1
22.	Skoda Favorit 1,1	-	1991	275000	0,086	1,6	1,5	1,5	0,4	0,2
23.	Chrysler Voyager	EFA	1993	280000	0,082	1,6	1,6	1,4	0,2	0,1
24.	Fiat Tipo 1,4	159A2	1992	295000	0,088	1,9	1,8	1,8	0,7	0,2
25.	VW Golf 1,3	NZ	1990	315000	0,090	1,9	1,8	1,5	0,4	0,0

1 lentelės tęsinys

26.	Nissan Primera	GA16DE	1996	265000	0,074	1,3	1,2	1,3	0,4	0,1
27.	Alfa Romeo 33	307.50	1994	270000	0,076	1,4	1,5	1,5	0,6	0,2
28.	Mazda 323 1,8	BP	1995	280000	0,072	1,4	1,3	1,2	0,3	0,0
29.	Hyundai Lantra	G4-J	1991	290000	0,084	1,8	1,7	1,5	0,5	0,3
30.	Lada 2103	1500	1992	300000	0,088	1,7	1,6	1,6	0,5	0,2
31.	Subaru Legacy	AY/EJ18	1993	285000	0,080	1,6	1,5	1,5	1,0	0,1
32.	Toyota Corolla	4A-FE	1997	255000	0,060	1,1	1,2	1,0	0,2	0,0
33.	Opel Omega 2,0	X20SE	1995	265000	0,072	1,0	1,1	1,1	0,3	0,1
34.	Renault Megane	K7M 72	1996	265000	0,068	1,2	1,0	1,0	0,2	0,0
35.	Audi 100 2,3	AAR	1993	260000	0,062	1,0	0,9	0,9	0,4	0,0
36.	Opel Astra 1,4	C14NZ	1994	270000	0,066	0,9	0,8	0,7	0,2	0,1
37.	Nissan Sunny 1,6	GA16i	1990	285000	0,078	0,9	0,7	0,8	0,4	0,1
38.	Ford Escort 1,4	FUH	1993	280000	0,072	1,0	0,8	0,8	0,3	0,0
39.	Volvo 940 2,3 tur	B230FK	1997	250000	0,064	0,3	0,2	0,0	0,0	0,0
40.	Renault R21 1,9	F8Q 710	1995	255000	0,060	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
41.	Opel Astra 2,0	C20NE	1992	280000	0,072	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
42.	Honda Accord	F20Z1	1994	275000	0,068	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
43.	Toyota Camry	5S-FE	1996	250000	0,064	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
44.	Suzuki Baleno	G16B	1995	255000	0,064	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
45.	MB C180 1,8	111.920	1996	280000	0,074	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
46.	Audi A4 1,8	ADR	1997	260000	0,062	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
47.	Ford Mondeo 1,6	L1J	1997	255000	0,060	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
48.	Daewoo Matiz	F8CV	1998	265000	0,068	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
49.	BMW 318i	18 4E 2	1995	280000	0,070	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
50.	Citroen ZX 1,6	BFZ	1996	260000	0,066	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

3 priedas

