EESTI VABARIIK

PATENDIAMET

(11) EE-EP 2 146 073 B1

(51) Int. Cl.
F02B 53/00 (2006.01)

(12) EESTIS KEHTIVA EUROOPA PATENDI PATENDIKIRJELDUSE TÕLGE

(10) Registreeringu number: **E004960**

(11) Patendikirjelduse tõlke number: **EE-EP 2 146 073**

(30) Prioriteediandmed: **20.06.2003**
US 480342

(96) Euroopa patenditaotluse esitamise kuupäev: **14.06.2004**

(96) Euroopa patenditaotluse number: **09174545.5**

(97) Euroopa patendi väljaandmisest teatamise kuupäev: **06.10.2010**

(97) Euroopa patendi number: **EP 2 146 073**

Patendikirjelduse tõlke esitamise kuupäev: **17.11.2010**

Patendikirjelduse tõlke avalikustamise kuupäev: **15.02.2011**

(73) Patendiomanik:

Scuderi Group LLC
1111 Elm Street,
West Springfield, MA 01089, US

(72) Leiutise autorid:

Eubanks, Jeremy
c/o Engine Design+Development Culebra Road,
San Antonio, TX 6220, US

Branyon, David
9723 Braun Run,
San Antonio, TX 78254, US

(74) Patendivolinik:

Juta-Maris Uustalu
OÜ Amende Patendibüroo
J. Köleri 8, 10150 Tallinn, EE

(54) **Jagatud tsükliga neljataktiline mootor**

Kirjeldus

TEHNIKAVALDKOND

[0001] Käesolev leiutis seondub sisepõlemismootoritega. Täpsemalt seondub käesolev leiutis jagatud tsükliga mootoriga, millel on kaks kolbi, millest ühte kasutatakse sisselaske- ja survetaktidele ja teist kolbi kasutatakse töö- (või võimsuse) ja väljalasketaktidele ning kõik neli takti sooritatakse väntvõlli ühe pöörde ajal.

TEHNIKA TASE

[0002] Sisepõlemismootorid kuuluvad seadmete gruppi, kus põlemise reagendid, näiteks oksüdeerija ja kütus, ning põlemise saadused toimivad mootorivedelikena. Sisepõlemismootori põhiosad on tehnika tasemest hästi tuntud ning nende hulka kuuluvad mootoriplokk, silindripea, silindrid, kolvid, klapid, väntvõll ja nukkvõll. Silindripead, silindrid ja kolbide ülaosad moodustavad tavaliselt sisepõlemiskambrid, kuhu kütust ja oksüdeerijat (näiteks õhku) sisestatakse ja kus toimub põlemine. Selline mootor saab oma energia mittereageerivate töövedelike (näiteks oksüdeerija ja kütusesegu) põlemise ajal vabanenud soojusest. See protsess toimub mootori sees ja on osa seadme termodünaamilisest tsüklist. Kõigis sisepõlemismootorites saadakse kasulik töö kuumadest gaasilistest põlemissaadustest, mis otseselt mõjuvad mootori liikuvatele pindadele, näiteks kolvi ülaosale või kolvipeale. Üldiselt muudetakse kolbide edasi-tagasi liikumine kepsude abil väntvõlli pöördliikumiseks.

[0003] Sisepõlemise (IC) mootoreid võib liigitada ottomootoriteks (SI) ja survesüütemootoriteks (CI). SI-mootorid, see tähendab,et tavalised bensiinimootorid, kasutavad õhu-kütusesegu süütamiseks sädet, samal ajal kui CI-mootorites, st. tavaliselt diiselmootorites, süütab õhu-kütusesegu survesoojus.

[0004] Kõige tavalisem sisepõlemismootor on neljataktiline tsükkelmootor, kontseptsioon mille põhikonstruktsioon ei ole rohkem kui 100 aasta jooksul muutunud. Seda tulenevalt selle lihtsusest ja erakordsest tegelikust töövõimest maatranspordi ja muude tööstuste peatõukejõuna. Neljataktilises tsükkelmootoris saadakse võimsus põlemise protsessi ajal ühe kolvi nelja eraldi liikumise (takti) kaudu. Vastavalt sellele on

siin neljataktiline mootor defineeritud kui mootor, mille iga töö- (või võimsuse) tsükli jaoks on vajalik neli täielikku ühe või rohkema kolvi käiku, st. iga käigu jaoks, mis kannab jõu üle väntvõllile.

[0005] Joonistel 1–4 on kujutatud tehnika tasemest tuntud tavalist neljataktilist tsüklilist sisepõlemismootorit 10. Mootoril 10 on mootoriplokk 12, millest ulatub läbi silinder 14. Silindri 14 suurus on selline, mis võimaldab vastu võtta edasi-tagasi liikuva kolvi 16. Silindri 14 ülaosa külge on kinnitatud silindripea 18, mis sisaldab sisselaskeklappi 20 ja väljalaskeklappi 22. Silindripea 18 alaosa, silinder 14 ja kolvi 16 ülaosa (või kolvipea 24) moodustavad põlemiskambri 26. Sisselasketakti (joonis 1) ajal viiakse sisselaskekanali 28 ja sisselaskeklapi 20 kaudu põlemiskambrisse 26 õhu-kütusesegu, kus segu süüdatakse süüteküünla 30 abil. Põlemissaadused väljastatakse hiljem väljalaskeklapi 22 ja väljalaskekanali 32 kaudu väljalasketakti ajal (joonis 4). Keps 34 on pöörlevalt ühendatud ülemise distaalse otsaga 36 kolvi 16 külge. Väntvõll 38 sisaldab mehaanilist nihke osa, mida nimetatakse väntvõlli õlaks 40, mis on pöörlevalt ühendatud kepsu 34 alumise distaalse otsaga 42. Kepsu 34 mehhaaniline ühendus kolvi 16 ja väntvõlli õlaga 40 aitab muuta kolvi 16 edasi-tagasi liikumist (nagu on näidatud noolega 44) väntvõlli 38 pöörlevaks liikumiseks (nagu on näidatud noolega 46). Väntvõll 38 on mehaaniliselt ühendatud (ei ole näidatud) sisselaske nukkvõlli 48 ja väljalaske nukkvõlliga 50, mis juhivad täpselt vastavalt sisselaskeklapi 20 ja väljalaskeklapi 22 avamist ja sulgemist. Silindril 14 on kesktelgjoon (kolvi-silindri telg) 52, mis on ka kolvi 16 edasi-tagasi liikumise kesjoon. Väntvõllil 38 on pöörlemiskese (väntvõlli telg) 54.

[0006] Viidates joonisele 1, kui sisselaskeklapp 20 on avatud, siis kolb 16 liigub kõigepealt allapoole (nagu on näidatud noole 44 suunaga) sisselasketakti ajal. Eelnevalt määratud süttiva kütuse (näiteks bensiiniaur) ja õhu mass surutakse põlemiskambrisse 26 seal tekkinud osalise vaakumi tõttu. Kolb jätkab liikumist kuni see jõuab alumisse surnud seisu (BDC), s.t. punkti, kus kolb on silindripeast 18 kõige kaugemal.

[0007] Viidates joonisele 2, kui sisselaskeklapp 20 ja väljalaske klapp22 on suletud, siis segu surutakse kokku, kui kolb 16 liigub survetakti ajal üles (nagu on näidatud noole 44 suunaga). Kui kolb läheneb ülemisele surnud seisule (TDC), s.t. punktile, kus kolb 16 on silindripeale 18 kõige lähemal, surutakse segu maht kokku ühte kaheksandikku selle algsest mahust (tulenevalt 8:1 surveaste). Kui kolb jõuab TDC-sse, siis tekitatakse elektrisäde süüteküünla (30) vahes , mis käivitab põlemisprotsessi.

[0008] Viidates joonisele 3, järgneb töötakt, kui klapid 20 ja 22 on ikka veel suletud.

Kolb 16 liigub allapoole (nagu on näidatud noolega 44) alumise surnus seisu

(BDC) suunas põlevate gaaside paisumise tõttu, mis suruvad kolvi 16 pead 24.

Tavalises mootoris 10 toimub põlemine tavaliselt kasuteguri suurendamiseks veidi enne, kui kolb jõuab punkti TDC. Kui kolb 16 jõuab punkti TDC, siis jääb silindripea 18 ja kolvi 16 pea 24 vahele märgatav lõtku maht 60.

[0009] Viidates joonisele 4, väljalasketakti ajal surub ülesliikuv kolb kasutatud põlemissaadused avause (või väljalaske) klapi 22 kaudu välja. Seejärel tsükkel kordub. Selle tehnika tasemest tuntud neljataktilise mootori 10 puhul on vajalik tsükli lsooritamiseks, st. ühe töötsükli sooritamiseks iga kolvi 16 neli takti, st. sisselaske-, surve-, töö- ja väljalasketakti ja kahte väntvõlli 38 pööret.

[0010] Probleemne on see, et üldine tavalise neljataktilise mootori 10 termodünaamiline kasutegur on ainult ligikaudu üks kolmandik (1/3). See tähendab, et ligikaudu 1/3 kütuseenergiast kantakse kasuliku tööna üle väntvõllile, 1/3 läheb soojusena kaduma ja 1/3 kaotatakse väljalaskes. Lisaks sellele on mootoritootjad rangete nõuete tõttu heitgaasidele ja turule ning seadusandlusest tulenev vajadus suurema võimsuse järele võib-olla valmis mõtlema lahja põlemisega tehnoloogiale kui suurema kasuteguri saavutamise vahendile. Kuna lahja põlemine ei ole siiski kolmepositsioonilise katalüüsneutralisaatoriga ühilduv, siis on vaja sellest tulenevate NO_x heitgaasidega tegelda mingil teisel moel.

[0011] Viidates joonisele 5, ülalkirjeldatud tavalise neljataktilise mootori alternatiiviks on jagatud tsükliga neljataktiline mootor. Jagatud tsükliga mootor on üldiselt avaldatud Ameerika Ühendriikide patendis nr. 6,543,225, autor Scuderi, pealkirjaga Split Four Stroke Internal Combustion Engine (Jagatud neljataktiline sisepõlemismootor), sitatud 20. juulil 2001.

[0012] Jagatud tsükliga mootori 70 teostust on üldjoontes kujutatud joonisel 5.

Jagatud tsükliga mootoris 70 on kaks kõrvutiasetsevat tavalist neljataktilise mootori silindrit asendatud kombinatsiooniga: üks survesilinder 72 ja üks paisumissilinder 74. Need kaks silindrit 72, 74 võivad sooritada oma vastavaid funktsioone üks kord

väntvõlli 76 pöörde jooksul. Sisselaskeannus tõmmatakse survesilindrisse 72 tavaliste seenklappide 78 kaudu. Survesilindri kolb 73 võib suruda annust kokku ja juhtida seda läbi üleminekukäigu 80, mis toimib lpaisumissilindri 74 sisselaskeavana. Sisselaske juures olev kontrollklappi 82 võib kasutada üleminekukanalist 80 tagasivoo takistamiseks. Klapp (klapid) 84 üleminekukanali 80 väljalaske juures kontrollib (kontrollivad) rõhu all oleva sisselaskeannuse voogu paisumissilindrisse 74. Süütekküünal 86 süttib natuke aega pärast sisselaskeannuse sisenemist paisumissilindrisse 74 ja sellest tulenev põlemine lükkab lpaisumissilindri kolvi 75 alla. Heitgaasid pumbatakse väljalaskesilindrist seenklappide 88 abil välja.

[0013] Jagatud tsükliga mootori kontseptsiooni puhul on surve -ja paisumissilindrite geomeetrilised mootori parameetrid (st. läbimõõt, kolvikäik, kepsu pikkus, surveaste jne.) üldjuhul üksteisest sõltumatud. Näiteks vända õlad 90, 92 võivad olla iga silindri jaoks erineva raadiusega ning üksteise suhtes faasinihkega, kus paisumissilindri kolvi 75 ülemine surnud seis (TDC) saabub enne survesilindri 73 TDC-d. See sõltumatus võimaldab jagatud tsükliga mootoril saavutada kõrgemaid kasuteguri tasemeid, kui on võimalik tavaliste siin eelnevalt kirjeldatud neljataktiliste mootorite puhul.

[0014]Siiski on jagatud tsükliga mootoris palju geomeetrilisi parameetreid ja parameetrite kombinatsioone. Sellest tulenevalt on nende parameetrite edasine optimeerimine vajalik mootori tehniliste andmete maksimeerimiseks.

[0015] Seega on vajadus täiendatud neljataktilise sisepõlemismootori järele, mis oleks võimeline suurendama kasutegurit ja vähendama NO_x heitgaaside taset.

LEIUTISE KOKKUVÕTE

[0016] Käesolev leiutis pakub eeliseid ja alternatiive tehnika tasemest tuntud lahendustele, kujutades endast jagatud tsükliga mootorit, milles on optimeeritud olulisi parameetreid, et saavutada suurem võimsus ja tegelik töövõime. Optimeeritud

parameetrid sisaldavad vähemalt: paisumisastet, surveastet, surnud seisu faasimist, üleminekuklapi kestust ja üleminekuklapi ning põlemissündmuse kattumist.

[0017] Need ja teised eelised on teostatud näitena, mis kujutab endast mootorit, millel on väntvõll, mis pöörleb ümber mootori väntvõlli telje. Paisumiskolb on liuglevalt vastu võetud paisumissilindrisse ning on operatiivselt väntvõlliga ühendatud nii, et paisumiskolb liigub edasi-tagasi läbi neljataktilise tsükli töötakti ja väljalasketakti väntvõlli ühe pöörde jooksul. Survekolb on liuglevalt vastu võetud survesilindrisse ja on operatiivselt väntvõlliga ühendatud nii, et survekolb liigub edasi-tagasi läbi sama neljataktilise tsükli sisselasketakti ja survetakti väntvõlli sama pöörde jooksul. Silindrimahtude suhe alates BDC-st kuni TDC-ni on ükskõik kumba, kas paisumissilindri või survesilindri puhul enamasti 20:1 või suurem.

[0018] Leiutise alternatiivse teostuse puhul on mootori paisumiskolvi ja survekolvi TDC faasimisel olemuslikult 50° vända nurgast või väiksem.

[0019] Leiutise veel ühe alternatiivse teostuse puhul sisaldab mootor väntvõlli, mis pöörleb ümber mootori väntvõlli telje. Paisumiskolb on liuglevalt vastu võetud paisumissilindrisse ning on operatiivselt väntvõlliga ühendatud nii, et paisumiskolb liigub edasi-tagasi läbi neljataktilise tsükli töötakti ja väljalasketakti väntvõlli ühe pöörde jooksul. Survekolb on liuglevalt vastu võetud survesilindrisse ja on operatiivselt väntvõlliga ühendatud nii, et survekolb liigub edasi-tagasi läbi sama neljataktilise tsükli sisselasketakti ja survetakti väntvõlli sama pöörde jooksul. Üleminekukanal ühendab surve- ja paisumissilindreid. Üleminekukanal sisaldab kontrollklappi ja üleminekuklappi, mis määratlevad nendevahelise survekambri. Üleminekuklapi kestus on 69° vända nurgast või väiksem.

[0020] Leiutise veel ühe täiendava teostuse puhul sisaldab mootor väntvõlli, mis pöörleb ümber mootori väntvõlli telje. Paisumiskolb on liuglevalt vastu võetud paisumissilindrisse ning on operatiivselt väntvõlliga ühendatud nii, et paisumiskolb liigub edasi-tagasi läbi neljataktilise tsükli töötakti ja väljalasketakti väntvõlli ühe pöörde jooksul. Survekolb on liuglevalt vastu võetud survesilindrisse ja on operatiivselt väntvõlliga ühendatud nii, et survekolb liigub edasi-tagasi läbi sama neljataktilise tsükli sisselasketakti ja survetakti väntvõlli sama pöörde jooksul. Kõigi teostuste ühiseks jooneks on üleminek, mis ühendab omavahel surve- ja paisumissilindreid.

Üleminekukanal sisaldab kontrollklappi ja üleminekuklappi, mis määratlevad nendevahelise survekambri. Üleminekuklapp jääb avatuks vähemalt osaliselt põlemissündmuse jooksul paisumissilindris.

JOONISTE LÜHIKIRJELDUS

[0021]

Joonisel 1 on kujutatud tehnika tasemest tuntud tavalist neljataktilist sisepõlemismootorit sisselasketakti ajal;

Joonisel 2 on kujutatud jooniselt 1 tehnika tasemest tuntud mootorit survetakti ajal;

Joonisel 3 on kujutatud jooniselt 1 tehnika tasemest tuntud mootorit töötakti ajal;

Joonisel 4 on kujutatud jooniselt 1 tehnika tasemest tuntud mootorit väljalasketakti ajal;

Joonisel 5 on kujutatud tehnika tasemest tuntud jagatud tsükliga neljataktilist sisepõlemismootorit;

Joonisel 6 on kujutatud käesolevale leiutisele vastavat jagatud tsükliga neljataktilist sisepõlemismootorit sisselasketakti ajal;

Joonisel 7 on kujutatud jooniselt 6 jagatud tsükliga mootorit survetakti osalise surve ajal;

Joonisel 8 on kujutatud jooniselt 6 jagatud tsükliga mootorit survetakti täissurve ajal;

Joonisel 9 on kujutatud jooniselt 6 jagatud tsükliga mootorit põlemissündmuse alustamise ajal;

Joonisel 10 on kujutatud jooniselt 6 jagatud tsükliga mootorit töötakti ajal;

Joonisel 11 on kujutatud jooniselt 6 jagatud tsükliga mootorit väljalasketakti ajal;

Joonisel 12A on GT-Poweri graafilise kasutajaliidese plokkskeem tavalise mootori arvutimudeli jaoks, mida kasutatakse võrdlevas arvutiuurimuses;

Joonisel 12B on jooniselt 12A tavalise mootori üksikelementide definitsioonid;

Joonisel 13 on kujutatud tüüpilist Wiebe soojuseraldusekõverat;

Joonisel 14 on kujutatud jooniselt 12A tavalise mootori üldmahu diagrammi;

Joonis 15A on GT-Poweri graafilise kasutajaliidese plokkskeem jagatud tsükliga mootori arvutimudeli jaoks vastavalt käesolevale leiutisele, mida kasutatakse arvutiuurimuses;

Joonisel 15B on jooniselt 15A jagatud tsükliga mootori üksikelementide definitsioonid;

Joonisel 16 on kujutatud jooniselt 15A jagatud tsükliga mootori MSC.ADAMS® mudelit;

Joonisel 17 on kujutatud jooniselt 15A jagatud tsükliga mootori surve- ja paisumiskolvide asendite ja klapisündmuste diagrammi;

Joonisel 18 on kujutatud jooniselt 15A jagatud tsükliga mootori mõningate algsete tööparameetrite diagramme;

Joonisel 19 on log-log surve ja mahu graafikud tavalisele mootorile;

Joonisel 20 on surve ja mahu graafik jagatud tsükliga mootori jõusilindri jaoks vastavalt käesolevale leiutisele;

Joonisel 21 on tavalise mootori ja vastavalt käesolevale leiutisele erinevate jagatud tsükliga mootorite soojuslike kasutegurite võrdlev diagramm;

Joonisel 22 on CFD-i ennustatud leegi esiosa asendi skeem üleminekuklapi ja paisumiskolvi vahel 35% põlemise kattumise olukorras;

Joonisel 23 on CFD-i ennustatud leegi esiosa asendi skeem üleminekuklapi ja paisumiskolvi vahel 5% põlemise kattumise olukorras;

Joonisel 24 on CFD-i ennustatud tavalise mootori NO_x heitgaaside, jagatud tsükli mootori 5% põlemise kattumise ja jagatud tsükli mootori 35% põlemise kattumise graafik;

Joonisel 25 on jagatud tsükliga mootori paisumiskolvi aksiaalkoormuse graafik;

Joonisel 26 on indikaatorvõimsuse ja soojusliku kasuteguri ning surveastme graafikud käesoleva leiutise jagatud tsükliga mootori jaoks;

Joonisel 27 on indikaatorvõimsuse ja soojusliku kasuteguri ning paisumisastme graafikud käesoleva leiutise jagatud tsükliga mootori jaoks;

Joonisel 28 on indikaatorvõimsuse ja soojusliku kasuteguri ja TDC faasimise graafikud käesoleva leiutise jagatud tsükliga mootori jaoks;

Joonisel 29 on indikaatorvõimsuse ja soojusliku kasuteguri ja üleminekuklapi kestuse graafikud käesoleva leiutise jagatud tsükliga mootori jaoks.

ÜKSIKASJALIK KIRJELDUS

I Ülevaade

[0022] Scuderi Group, LLC tellis San Antonios Texases asuvalt organisatsioonilt Southwest Research Institute® (SwRI®) arvutiuurimuse. Arvutiuurimus seisnes arvutimudeli loomises, mis väljendas erinevaid jagatud tsükliga mootori teostusi, mida võrreldi tavalise neljataktilise sisepõlemismootori arvutimudeliga, millel oli sama jääkmass tsükli kohta. Uurimuse lõpparuanne (SwRI® projekti number 03.05932, dateeritud kuupäevaga 24. juuni 2003, projekti pealkiri on „Evaluation Of Split-Cycle Four-Stroke Engine Concept" (Jagatud tsükliga neljataktilise mootori kontseptsiooni hinnang)). Arvutiuurimuse tulemuseks olid siin kirjeldatud leiutise erinevad teostused, mis seonduvad jagatud tsükliga mootoriga.

II Sõnaseletused

[0023] Viiteks on toodud järgmine akronüüme ja kasutatud termineid kirjeldav sõnaseletuste loend:

Õhu-kütusesuhe: sisselaskeannuse õhu ja kütuse suhe

Alumine surnud seis (BDC): kolvi kõige kaugem asukoht silindripeast, mis põhjustab tsükli kõige suurema põlemiskambri mahu.

Pidurduse keskmine efektiivrõhk (BMEP): mootori pidurdusmomendi väljund, mis on antud MEP-väärtusena. See on võrdne pidurdusmomendi ja mootori töömahu suhtega.

Pidurdusvõimsus: efektiivvõimsus mootori aeglase võlli puhul.

Pidurduse soojuslik kasutegur (BTE): eesliide „pidurdus" on seotud mootori aeglase võlli mõõdetud pöördemomendi parameetritega. See on tegeliku töövõime parameeter, mis on saadud pärast hõõrdumisest tulenevata kadude lahutamist. Sellest tulenevalt BTE = ITE – hõõrdumine.

Põlemise kattumine: kogu põlemissündmuse protsent (s.t. alates 0% punktist kuni põlemise 100% punktini), mis viiakse lõpuni üleminekuklapi sulgumise ajaks.

Pidurdusmoment: pöördemomendi võimsus mootori aeglase võlli puhul.

Vända nurk (CA): väntvõlli õla pöörlemisnurk, tavaliselt viidatakse selle asendile siis, kui see on silindri läbimõõdule joondatud.

Arvutuslik voolava keskkonna dünaamika (CFD): keeruliste voolava keskkonna küsimuste lahendamise meetod, kus jaotatakse voog väikesteks elementideks, mille abil saab seejärel lahendada voo karakteristikute, soojusülekande ja teiste vooga seotud lahenduste karakteristikute määramiseks.

Süsinikoksiid (CO): reguleeritud saasteaine, mis on inimestele mürgine, mittetäieliku süsivesinikkütuste oksüdatsioonisaadus.

Põlemise kestus: selles tekstis on defineeritud kui vända nurga vahemik 10% ja 90% punktide vahel põlemissündmuse algusest. Seda nimetatakse ka põlemiskiiruseks. Vt. Wiebe soojuseralduskõverat joonisel 13.

Põlemissündmus: kütuse põlemise protsess, tavaliselt mootori paisumiskambris.

Surveaste: survesilindri mahu ja BDC ja TDC mahu suhe.

Üleminekuklapi sulgemine (XVC)

Üleminekuklapi avamine (XVO)

Silindri nihe: lineaarne vahemaa läbimõõdu keskjoone ja väntvõlli telje vahel.

Töömaht: defineeritakse kui mahtu, mille kolb toimetab BDC-st TDC-ni. Matemaatiliselt, kui kolvikäik on defineeritud kui kaugus BDC-st TDC-ni, siis töömaht on võrdne: $\pi/4$ * läbimõõt^2 * kolvikäik. Surveaste on sellisel juhul töömahu ja põlemiskambri mahu suhe, TDC mahule viidatakse kui lõtku mahule või kui V_{cl}.

$$V_d = \pi/4 * \text{läbimõõt}^2 * \text{kolvikäik}$$

$$CR = (V_d + V_{cl})/V_{cl}$$

Väljalaskeklapi sulgemine (EVC)

Väljalaskeklapi avamine (EVO)

Paisumisaste on surveastmega ekvivalentne termin, kuid paisumissilindri jaoks. See on paisumissilindri mahu ja põlemiskambrimahu suhe.

Hõõrdumise keskmine efektiivrõhk (FMEP): hõõrdumise tase väljendatuna MEP kaudu. Seda ei ole siiski võimalik otse silindri rõhukõvera abil määrata. Selle üks tavaline määramisviis on arvutada silindri rõhukõverast NIMEP, arvutada dünamomeetriga mõõdetud pöördemomendi põhjal BMEP ja määrata seejärel erinevus kui hõõrdumine või FMEP.

Graafiline kasutajaliides (GUI)

Näidatud keskmine efektiivrõhk (IMEP): P-dV kõvera sisemuses oleva pindala integreerimine, mis võrdub ka näidatud mootori pöördemomendiga, mis on jagatud töömahuga. Tegelikult on kõik näidatud pöördemomendi ja võimsuse väärtused selle parameetri tuletised. See väärtus tähistab ka konstantset rõhutaset töötakti ajal, mis võimaldaks kasutada sama mootori võimsust tegeliku rõhukõverana. Seda on võimalik täpsustada tegeliku (NIMEP) või koguväärtusena (GIMEP), kuid kui selle tüüpi ei ole täpsustatud, siis eeldatakse NIMEP väärtust.

Näidatud soojuslik kasutegur (ITE): soojuslik kasutegur põhineb tegelikul indikaatorvõimsusel.

Sisselaskeklapi sulgemine (IVC)

Sisselaskeklapi avamine (IVO)

Keskmine efektiivrõhk: rõhk, mida tuleks kolvile töötakti ajal rakendada, et saada sama efektiivvõimsus kui tegeliku tsükli ajal. See väärtus on ka proportsionaalne pöördemomendi võimsusega töömahu kohta.

NO_x : erinevad keemilised lämmastikoksiidide tüübid, peamiselt NO ja NO_2. Reguleeritud saasteaine ja sudu põhjustaja. See tekib keskkonna, mis sisaldab hapnikku ja lämmastikku (s.t. õhku), kokkupuutumisel väga kõrgete temperatuuridega.

Silindri tipprõhk (PCP): maksimaalne rõhk, mis saavutatakse mootori tsükli ajal põlemiskambris.

Ettepaigutatud sõnad: terminid võimsus, pöördemoment, MEP, soojuslik kasutegur ja muud terminid võivad olla järgmiste ettepaigutatud sõnadega:

Näidatud: viitab väljalaskele nagu see on kolvi ülaossa toimetatud enne hõõrdumiskadude arvesse võtmist.

Kogu näidatud: viitab väljalaskele, mis on kolvi ülaossa toimetatud, võttes arvesse ainult surve- ja töötakte.

Tegelikult näidatud: (ka „näidatud", kui ei ole teistmoodi märgitud): viitab väljalaskele, mis on toimetatud kolvi ülaossa, arvesse võttes kõiki tsükli nelja takti: survetakti, töötakti, väljalasketaktie ja sisselasketakti.

Pumpamine: viitab mootori väljalaskele, võttes arvesse ainult sisselaske- ja väljalasketakte. Selles aruandes viitab positiivne pumpamistöö tööle,

mootori väljundis, samal ajal, kui negatiivne pumpamistöö viitab tööle, mis tarbitakse mootori poolt väljalaske- ja sisselasketaktide teostamiseks.

Nendest definitsioonidest tuleneb, et:

Tegelikult näidatud = kogu näidatud + pumpamine.

Pidurdus = tegelikult näidatud - hõõrdumine

Pumpamise keskmine efektiivrõhk (PMEP): näidatud MEP, mis on seotud ainult väljalaske- ja sisselasketaktidega. Hingamisprotsessis tarbitud võimsuse määr. Siiski, kokkulepitud tähiseks on, et positiivne väärtus tähendab tööd, mis on pumpamiskontuuri ajal väntvõlliga tehtud. (On võimalik saada PMEP positiivne väärtus, kui mootor on turboülelaaduriga või muul viisil võimendatud.)

Sädesüütega mootor (ottomootor) (SI): viitab mootorile, milles põlemine käitatakse põlemiskambris elektrisädeme abil.

Ülemine surnud seis (TDC): silindripeale kõige ligem asukoht, milleni kolb tsükli ajal liigub ning mis näeb ette kõige väiksema põlemiskambri mahu.

TDC faasimine (sellele viidatakse siin samuti kui faasi nurgale surve- ja paisumissilindrite vahel (vt positsiooni 172 joonisel 6)): on pöördenihe kraadides vända õla vahel kahe silindri jaoks. Nullkraadine nihe tähendaks, et vända õlad olid kollineaarsed, samas kui 180° nihe tähendaks, et need olid vändavõlli vastaskülgedel (s.t. üks tapp üleval, kui teine on all).

Soojuslik kasutegur: võimsuse väljalase jagatud kütuseenergia sisselaske kiirusega. Seda väärtust määratakse kui pidurduse (BTE) või näidatud (ITE) soojuslikku kasutegurit, sõltuvalt sellest, millist võimsuse parameetrit lugejas kasutatakse.

V_p: keskmine kolvi kiirus:kolvi keskmine liikumiskiirus tsükli jooksul. Seda on võimalik matemaatiliselt väljendada kui 2* kolvikäik * mootori kiirus.

Klapi kestus (või klapisündmuse kestus): võlli nurga vahemik klapi avamise ja klapi sulgumise vahel.

Klapisündmus: klapi avamise ja sulgemise protsess tööülesande teostamiseks.

Mahukasutegur: annuse mass (õhk ja kütus), mis on silindrisse jäänud pärast sisselaskeklapi sulgemist, võrrelduna annuse massiga, mis täidaks silindri töömahu teatud normtingimustel. Normtingimused on tavaliselt kas välistingimused või sisselasketorustiku tingimused. (Viimane on tavaliselt kasutusel turboülelaaduriga mootorites.)

Täelikult avatud drossel (WOT): viitab maksimaalsele võimalikule väljalaskele teatud kiirusel drosseldatud (SI) mootoril.

III Arvutiuurimusest tulenevad jagatud tsükliga mootori teostused

[0024] Joonistel 6–11 on üldjoontes kujutatud neljataktilise sisepõlemismootori 100 näidisteostust vastavalt käesolevale leiutisele. Mootor 100 sisaldab mootoriplokki 102, millel on paisumissilinder (või jõusilinder) 104 ja survesilinder 106, mis ulatuvad läbi mootoriploki. Väntvõll 108 on pööramiseks ühendatud pöördemomenti väntvõlli telje 110 läheduses (kusjuures telg on risti joonise pinnaga).

[0025] Mootoriplokk 102 on mootori 100 peamine konstruktsiooniosa ning ulatub väntvõllist 108 ülespoole kuni ühenduseni silindripeaga 112. Mootoriplokk 102 toimib kui mootori 100 konstruktsiooni karkass ning sisaldab üldjuhul koosteplaati, millega mootorit keres toetatakse (ei ole näidatud). Mootoriplokk 102 on üldjuhul valand, millel on vastavad masintöödeldud pinnad ja keermestatud augud silindripea 112 ja muude mootori 100 osade kinnitamiseks.

[0026] Silindrid 104 ja 106 on silindrilise pinnaga ümbritsetud avaused, millel on üldjuhul ringikujuline ristlõige, mis ulatub läbi mootoriploki 102 ülemise osa. Silindrite 104 ja 106 diameetrit nimetatakse silindri läbimõõduks. Silindrite 104 ja 106 siseseinad on treitud ja poleeritud, et tagada sujuvad ja täpsed laagri kandepinnad vastavalt paisumiskolvi (või jõukolvi) 114 ja survekolvi 116 vastuvõtmiseks.

[0027] Paisumiskolb 114 liigub edasi-tagasi mööda paisumise kolvi-silindri telge 113 ja survekolb 116 liigub edasi-tagasi mööda teise surve kolvi-silindri telge 115. Selles teostuses on paisumissilinder 04 ja survesilinder 106 väntvõlli telje 110 suhtes nihkes. See tähendab, et esimese ja teise kolvi-silindri teljed 113 ja 115 liiguvad väntvõlli telje 110 vastaskülgedelt mööda ilma väntvõlli teljega 110 lõikumata. Antud ala spetsialist saab siiski aru, et jagatud tsükliga mootorid, millel ei ole kolvi-silindri telje nihet, jäävad samuti selle leiutise raamidesse.

[0028] Kolvid 114 ja 116 on tavaliselt silindrikujulised valandid või terasest või alumiiniumist sepised. Ülemised kinnised otsad, s.t. jõukolvi 114 ja survekolvi 116 ülaosad on vastavalt esimesed ja teised kolvipead 118 ja 120. Kolbide 114, 116 välispinnad on üldjuhul masintöödeldud, et need silindri läbimõõduga täpselt sobiksid, ning need on tavaliselt soonitud kolvirõngaste (pole näidatud) vastuvõtmiseks, ja mis tihendavad kolbide ja silindriseinte vahet.

[0029] Esimene 122 ja teine 124 keps on vastavalt pöörlevalt kinnitatudnende ülaosades 126 ja 128 jõu- ja survekolvide 114 ja 116 külge. Väntvõll 108 sisaldab mehhaanilise nihkega osade paari, mida nimetatakse esimeseks 130 ja teiseks 132 õlaks, mis on pöörlevalt kinnitatud vastavalt esimese 122 ja teise 124 kepsuga alumiste vastaskülgede 134 ja 136 külge. Kepsude 122 ja 124 mehhaanilised ühendused kolbide 114, 116 külge ja väntvõlli õlad 130, 132 aitavad muuta kolbide edasi-tagasi liikumise (nagu on näidatud noolega 138 paisumiskolvi 114 jaoks ja noolega 140 survekolvi 116 jaoks) väntvõlli 108 pöörlemisliikumiseks (nagu on näidatud noolega 142).

[0030] Kuigi selles teostuses on näidatud esimest ja teist kolbi 114 ja 116 ühendatuna otse väntvõlliga 108 vastavalt kepsude 122 ja 124 abil, , siis kolbide 114 ja 116 operatiivseks ühendamiseks väntvõlliga 108 võib kasutada ka muid meetodeid, mis jäävad selle leiutise raamesse. Näiteks võib kasutada teist väntvõlli kolbide 114 ja 116 mehaaniliseks ühendamiseks esimese väntvõlliga 108.

[0031] Silindripea 112 sisaldab gaasi üleminekukanalit 144, mis ühendab omavahel esimest ja teist silindrit 104 ja 106. Üleminekukanal sisaldab kontrollklappi 146, mis on paigutatud üleminekukanali 144 ühte otsa teise silindri 106 lähedusse. Seentüüpi väljalaske üleminekuklapp 150 on paigutatud üleminekukanali 144 teise otsa esimese silindri 104 ülemise osa lähedusse. Kontrollklapp 146 ja üleminekuklapp 150 määratlevad nendevahelise survekambri 148. Kontrollklapp 146 võimaldab ühesuunalist surve all oleva gaasi voogu teisest silindrist 106 survekambrisse 148. Üleminekuklapp 150 võimaldab surve all oleva gaasi voogu survekambrist 148 esimesse silindrisse 104. Kuigi kontroll- ja seentüüpiklappe on kirjeldatud kui kontroll- ja väljalaske ülemineku klappe 146 ja 150, võib nende asemel kasutada ükskõik millist rakenduseks sobivat klapikonstruktsiooni, näiteks võib ka kontrollklapp 146 olla seentüüpi.

[0032] Silindripea 112 sisaldab ka seentüüpi sisselaskeklappi 152, mis on paigutatud teise silindri 106 ülemise osa peale, ning seentüüpi väljalaskeklappi 154, mis on paigutatud esimese silindri 104 ülemise osa peale. Seenklapid 150, 152 ja 154 on tavaliselt metallvõlliga (või -varvaga) 156, mille ühte otsa on paigutatud ketas 158 klapi avamise blokeerimiseks. Seenklappide 150, 152 ja 154 võllide 156 teine ots on vastavalt mehaaniliselt nukkvõllidega 160, 162 ja 164 ühendatud. Nukkvõllid 160, 162 ja 164 on tavaliselt ümmargused vardad, millel on mootoriploki 102 või silindripea 112 sisemuses asuvad ovaalse kujuga väljaulatuvad osad.

[0033] Nukkvõllid 160, 162 ja 164 on mehaaniliselt väntvõlliga 108, tavaliselt hammasratta, rihma või kettühendusega ühendatud (pole näidatud). Kui väntvõll 108 paneb nukkvõllid 160, 162 ja 164 pöörlema, siis nukkvõllide 160, 162 ja 164 väljaulatuvad osad põhjustavad klappide 150, 152 ja 154 avanemise ja sulgumise mootori tsükli kindlatel momentidel.

[0034] Survekolvi 116 pea 120, teise silindri 106 seinad ja silindripea 112 moodustavad teise silindri 106 survekambri 166. Jõukolvi 114 pea 118, esimese silindri 104 seinad ja silindripea 112 moodustavad esimese silindri 104 jaoks eraldi põlemiskambri 168. Süüteküünal 170 asub silindripeas 112 esimese silindri 104 kohal ning seda juhitakse juhtseadme (ei ole näidatud) abil, mis ajastab täpselt surve all oleva küttesegu süttimise põlemiskambris 168.

[0035] Kuigi selles teostuses on kirjeldatud sädesüütega mootorit (ottomootorit) (SI), saab antud ala spetsialist aru, et seda tüüpi mootorid võivad olla ka survesüütemootorid (CI). Lisaks sellele saab antud ala spetsialist aru, et vastavalt käesolevale leiutisele saab jagatud tsükliga mootorit kasutada bensiinist erinevate kütustega, nagu diisel, vesinik ja maagaas.

[0036] Töötamise ajal juhib jõukolb 114 survekolvi 116 faasinurga 172 alla, mis on määratletud väntvõlli nurga (CA) pöörlemiskraadide abil, väntvõll 108 peab pöörlema pärast jõukolvi 114 jõudmist ülemisse surnud seisu selleks, et survekolb 116 jõuaks oma vastavasse ülemisse surnud seisu. Nagu allpool arvutiuurimuse osas arutatakse,soodsate soojusliku kasuteguri tasemete (BTE või ITE) säilitamiseks, faasinurk 172 tavaliselt seatakse ligikaudu 20 kraadi. Lisaks, faasinurk on eelistatavalt väiksem või võrdne 50 kraadiga, eelistatavamalt väiksem või võrdne 30 kraadiga ning kõige eelistatavamatlt väiksem või võrdnel 25 kraadiga.

[0037] Joonistel 6–11 on kujutatud jagatud tsükliga mootori 100 täistsüklit, kui mootor 100 muundab eelnevalt määratud õhu-kütusesegu jääkmassi (tähistatud täpistatud osaga) potentsiaalse energia mehaaniliseks pöörlemisenergiaks. See tähendab, et joonistel 6–11 on vastavalt kujutatud osaline surve, täissurve, põlemise algus, paisumine ja jääkmassi väljastamine. Siiski on tähtis märkida, et mootor on täielikult koormatud õhu-kütuseseguga ja et iga survesilindrisse 106 lastud kokkusurutud õhu-kütusesegu

jääkmahu kohta toimub tegeliku jääkmahu põlemine ning jõusilindri 104 kaudu väljastamine.

[0038] Joonisel 6 on kujutatud jõu kolb 114, kui see on jõudnud alumisse surnud seisu (BDC) ja alustanud tõusmist (nagu on näidatud noolega 138) selle väljalaskekäiku. Survekolb 116 jääb maha jõukolvist 114 ja laskub allapoole (nool 140) selle sisselaskekäigus. Sisselaskeklapp 152 on avatud, et võimaldada eelnevalt määratud kütuse ja õhu plahvatussegu mahu sissetõmmet survekambrisse 166 ning selle sinna jätmist (s.t. joonisel 6 näidatud täpistatud jääkmass). Väljalaskeklapp 154 on samuti avatud, mis võimaldab kolvil 114 kasutatud põlemissaadused põlemiskambrist 168 välja suruda.

[0039 Kontrollklapp 146 ja üleminekuklapp 150 üleminekukanalis 144 on suletud, et takistada süttiva kütuse ja kasutatud põlemissaaduste üleminekut kambrite 166 ja 168 vahel. Sellele lisaks isoleerivad kontrollklapp 146 ja üleminekuklapp 150 väljalaske- ja sisselasketaktide ajal survekambri 148, et oluliselt säilitada eelmistest surve ja töötaktidest sinna jäänud gaasi rõhku.

[0040] Joonisel 7 on kujutatud jääkmassi osalise surve toimumist. See tähendab, et sisselaskeklapp 152 on suletud ja survekolb 116 tõuseb ülespoole (nool 140) selle ülemise surnud seisu (TDC) asendi poole õhu-kütusesegu kokkusurumiseks. Samal ajal on väljalaskeklapp 154 avatud ja paisumiskolb 114 tõuseb samuti ülespoole (nool 138) kasutatud põlemissaaduste väljastamiseks.

[0041] Joonisel 8 on jääkmass (täpid) rohkem kokkusurutud ning see hakkab kontrollklapi 146 kaudu üleminekukanalisse 144 sisenema. Paisumiskolb 114 on jõudnud ülemisse surnud seisu (TDC) ja see kolb hakkab oma töötakti (näidatud noolega 138) laskuma, samal ajal kui survekolb 116 survetakti ajal endiselt ülespoole tõuseb (näidatud noolega 140). Selles punktis on kontrollklapp 146 osaliselt avatud. Üleminekuklapp 150, sisselaskeklapp 152 ja väljalaskeklapp 154 on suletud.

[0042] Asendis TDC on kolvil 114 lõtk 178 kolvi 114 pea 118 ja silindri 104 ülaosa vahel. See lõtk 178 on väga väike, võrreldes tavalise mootori 10 lõtkuga 60 (kõige paremini on näha tehnika taseme jooniselt 3). See tuleneb sellest, et lõtk (või surveaste)

on tavalises mootoris tahtmatu survesüüte ja liigse silindrirõhu vältimiseks piiratud. Lisaks sellele on võimalik lõtku 178 täielikult lenduvaid heitgaase paremini väljastada.

[0043] Paisumissilindri mahu (s.t. põlemiskamber 168), kui kolb 114 on asendis BDC, ja jõusilindri mahu suhe, kui kolb on asendis TDC, on siin määratletud paisumisastmena. See suhe on üldjuhul märksa suurem kui silindrimahtude suhe BDC ja TDC vahel tavalises mootoris 10. Nagu on järgmises arvutiuurimuse osas kirjeldatud, peab paisumisaste soodsate kasutegurite tasemete säilitamiseks olema tavaliselt ligikaudu 120:1. Lisaks sellele on paisumisaste eelistatavalt võrdne või suurem kui 20:1, eelistatavamalt võrdne või suurem kui 40:1 ja kõige eelistatavamalt võrdne või suurem kui 80:1.

[0044] Joonisel 9 on kujutatud jääkmassi (täpistatud osa) põlemisprotsessi algust. Väntvõll 108 on pöörlenud lisatava ettemääratud arvu kraade paisumiskolvi 114 TDC asendist mööda, et jõuda süütekohta. Selles punktis süttib süüteküünal 170 ning põlemine algab. Survekolb 116 lõpetab sellel hetkel oma survetakti ning on TDC lähedal. Selle pöörlemise ajal jõuab kokkusurutud gaas survesilindris 116 lävirõhuni, mis sunnib kontrollklappi 146 täielikult avanema, samal ajal kui nukk 162 ajastatakse üleminekuklapi 150 avamiseks. Seega jõukolb 114 laskub allapoole ja survekolb 116 tõuseb ülespoole ning tegelikult kokkusurutud gaasi võrdne mass kantakse üle survesilindri 106 survekambrist 166 paisumissilindri 104 põlemiskambrisse 168.

[0045] Nagu on järgmises arvutiuurimuse osas kirjeldatud, on eelistatav, et üleminekuklapi 150 kestus, s.t. vända nurga vahemik (CA) üleminekuklapi avanemise (XVO) ja üleminekuklapi sulgumise (XVC) vahel, oleks väga väike, võrreldes sisselaskeklapi 152 ja väljalaskeklapi 154 kestustega. Tüüpiline klapi kestus klappidele 152 ja 154 on üldjuhul üle 160 kraadi CA. Soodsate kasutegurite tasemete säilitamiseks tuleb üleminekuklapi kestus seada üldjuhul ligikaudu 25 kraadi CA. Lisaks sellele on üleminekuklapi kestus eelistatavalt võrdne või väiksem kui 69 kraadi CA, eelistatavamalt võrdne või väiksem kui 50 kraadi CA ja kõige eelistatavamalt võrdne või väiksem kui 35 kraadi CA.

[0046] Lisaks näitas ka arvutianalüüs, et kui üleminekuklapi kestus ja põlemise kestus kattusid ettemääratud minimaalse protsendiga põlemise kestuse ajal, siis põlemise kestus väheneks märgatavalt (s.t. jääkmassi põlemiskiirus suureneks märgatavalt). Täpsemalt

peaks üleminekuklapp 150 jääma avatuks eelistatavalt vähemalt 5% põlemise kogu põlemissündmusest (s.t. 0% punktist põlemise 100% punktini) enne üleminekuklapi sulgumist, eelistatamavalt 10% kogu põlemissündmuse kestusest ja kõige eelistatavamalt 15% kogu põlemissündmuse kestusest. Nagu allpool täpsemalt kirjeldatakse, on põlemiskiirus ja kasutegurite taseed seda suuremad, mida kauem saab üleminekuklapp 150 jääda õhu-kütusesegu põlemise (s.t. põlemissündmuse) ajal avatuks. Selle kattumise piiranguid kirjeldatakse järgmistes osades.

[0047] Väntvõlli 108 edasisel pöörlemisel liigub survekolb 116 läbi TDC asendi ning pärast seda alustab veel ühte sisselasketakti, et alustada tsüklit algusest peale. Survekolvil 116 on samuti väga väike lõtk 182, võrreldes tavalise mootori 10 lõtkuga. See on võimalik, sest kui gaasi rõhk survesilindri 106 survekambris 166 saavutab survekambri 148 rõhu, siis kontrollklapp 146 on sunnitud avanema, et lasta gaasi läbi voolata. Seega jääb väga väike osa kõrgrõhugaasi survekolvi 116 ülemisse ossa kinni, kui see jõuab oma TDC asendisse.

[0048] Survesilindri mahu suhe (s.t. survekamber 166), kui kolb 116 on asendis BDC, võrreldes survesilindri mahusse, kui kolb on asendis TDC, on siin defineeritud kui surveaste. See suhe on üldjuhul märksa suurem kui silindrimahtude suhe BDC ja TDC vahel tavalises mootoris 10. Nagu on järgmises arvutiuurimuse osas kirjeldatud, peab surveaste soodsate kasutegurite tasemete säilitamiseks olema tavaliselt seatud ligikaudu 100:1. Lisaks sellele on surveaste eelistatavalt võrdne või suurem kui 20:1, eelistatamavalt võrdne või suurem kui 40:1 ja kõige eelistatavamalt võrdne või suurem kui 80:1.

[0049] Joonisel 10 on kujutatud jääkmassi töötakti. Kui õhu-kütusesegu põleb, siis liigutavad kuumad gaasid 0paisumiskolbi 114 allapoole.

[0050] Joonisel 11 on kujutatud jääkmassi väljalasketakti. paisumissilinder jõuab asendisse BDC ja hakkab uuesti tõusma, põlemisgaasid väljastatakse avatud klapi 154 kaudu, et alustada veel ühte tsüklit.

IV Arvutiuurimus

1.0 Tulemuste kokkuvõte:

1.1. Eelised

[0051] Arvutiuurimuse peamine eesmärk oli uurida jagatud tsükliga mootori kontseptsiooni, teha kindlaks parameetrid, mis avaldavad tehnilistele andmetele ja kasutegurile kõige suuremat mõju, ja määrata kindlaks teoreetiline kasu, eelised või puudujäägid, võrreldes tavaliste neljataktiliste mootoritega.

[0052] Arvutiuurimuses tehti kindlaks mootori tehnilisi andmeid ja kasutegurit mõjutavate tähtsate muutujatena surveaste, paisumisaste, TDC faasimine (s.t. faasinurk surve- ja paisumiskolvide vahel (vt elementi 172 joonisel 6)), üleminekuklapi kestus ja põlemise kestus. Parameetrid seati täpsemalt järgnevatena:

- Surveaste ja paisumisaste peaksid olema võrdsed või suuremad kui 20:1 ning need seati selle uurimuse jaoks väärtustele 100:1 ja 120:1;
- faasinurk peaks olema väiksem või võrdne 50 kraadi ning seati selle uurimuse jaoks väärtusele ligikaudu 20 kraadi; ja
- üleminekuklapi kestus peaks olema väiksem või võrdne 69 kraadi ning see seati selle uurimuse jaoks ligikaudu väärtusele 25 kraadi.

Lisaks sellele peaksid üleminekuklapi kestus ja põlemise kestus kattuma ettemääratud protsendi ulatuses põlemissündmuse ajast, et suurendada kasutegurite tasemeid. Selle uurimuse puhul näitasid CFD arvutused, et täieliku põlemissündmuse kattumine 5% ulatuses oli realistlik ning suuremad kattumised on võimalikud ja et 35% moodustab selles uurimuses kasutatud teostuste mudelite jaoks saavutamatu ülempiiri.

[0053] Kui parameetreid kasutati sobivas konfiguratsioonis, siis olid jagatud tsükliga mootoril märgatavad eelised nii pidurduse soojusliku kasuteguri (BTE) kui ka NO_x heitgaaside puhul.

Tabelis 9 võeti kokku arvutiuurimuse tulemused BTE osas ja joonise 24 graafikud nägid ette NO_x heitgaase nii tavalise mootorimudeli kui erinevate jagatud tsükliga mootorimudelite teostuste puhul.

[0054] Jagatud tsükliga mootori kontseptsioonile ennustatud võimalikud juurdekasvud mootorikiirusel 1400 pööret minutis jäävad vahemikku 0,7 kuni vähem kui 5,0 punkti

(või protsendipunkti) pidurduse soojuslikust kasutegurist (BTE), võrreldes tavalise neljataktilise mootoriga, mis jääb 33,2 punkti BTE juurde. Teisisõnu jagatud tsükliga mootori BTE väärtus võib olla võimalikult 33,9 ja 38,2 punkti vahel.

[0055] Terminit „punkt" kasutatakse siin viitena absoluutsele arvutatud või mõõdetud BTE protsendiväärtusele teoreetiliselt võimalikust 100 protsendipunktist. Termin „protsent", nagu see on siin kasutatud, viitab suhtelisele võrreldavale erinevusele jagatud tsükliga mootori arvutatud BTE ja tavalise mootori baasväärtuse vahel. Vastavalt sellele vahemik 0,7 kuni vähem kui 5,0 punkti jagatud tsükliga mootori jaoks ligikaudse vahemiku 2 (s.t. 7/33,2) kuni vähem kui 15 (5/33,2) protsenti BTE suurenemist, võrreldes baasväärtusega 33,2 tavalise neljataktilise mootori BTE puhul.

[0056] Lisaks sellele näitas arvutiuurimus, et jagatud tsükliga mootori valmistamisel keraamilise paisumiskolvi ja -silindri abil on võimalik BTE-d 2 punkti võrra suurendada, s.t. 40,2 protsendipunkti BTE, mis väljendab tavalise mootoriga võrreldes ligikaudu 21-protsendilist suurenemist. Tuleb siiski meeles pidada, et keraamilistel kolvidel ja silindritel on vastupidavuse probleeme pikaajalisel kasutamisel, lisaks selline lähenemine võib edaspidi raskendada määrdeküsimuse ühtlaselt kõrgema temperatuuriga silindri seintele, mis võib lõpetada nende materjalide kasutamise.

[0057] Ranged nõuded heitgaasidele ja turunõudlus suurema võimsuse järele panevad paljusid mootoritootjaid NO_x heitgaaside vähendamiseks pingutama, samal ajal kasutades lahjat õhu-kütusesuhet. Arvutiuurimuse ajal läbi viidud CDF-i põlemisanalüüs näitas, et jagatud tsükliga mootor võiks võimalikult vähendada tavalise mootori NO_x heitgaaside väljastamise taset 50% kuni 80%, kui võrrelda mõlemat mootorit lahja õhu-kütusesuhte juures.

[0058] NO_x heitgaaside vähenemine võiks olla võimalikult märkimisväärne nii selle mõju osas keskkonnale kui ka mootori võimsusele. On hästituntud fakt, et SI-mootorite kasutegurit on võimalik lahja õhu-kütusesuhte (märkimisväärselt suurem kui 14,5:1) kasutamisel parendada. Siiski välistab mootorite tootmise selle variandi kasutamise sõltuvus kolmepositsioonilistest katalüüsneutralisaatoritest (TWC), mille puhul on sobiva heitgaaside tasemeni jõudmiseks vajalik stöhhiomeetriline väljalaskevoog. (Stöhhiomeetriline õhu-kütusesuhe on bensiinkütuse puhul ligikaudu 14,5.) Madalamad jagatud tsükliga mootori NO_x heitgaasid võivad võimaldada jagatud tsüklil lahjema

suhtega töötada ning saavutada tavalise TWC-ga tavalisest mootorist ühe punkti võrra suuremat kasutegurit (s.t. ligikaudu 3%). Tavaliste mootorite TWC-del on NO_x heitgaaside vähendamine üle 95% ning seega ei jsaavuta jagatud tsükliga mootor nende praeguste TWC-järgsete tasemeteni, kuid sõltuvalt rakendusest ja muu järeltöötluse tehnoloogia abil võib jagatud tsükliga mootor olla suuteline vastama vajalikele NO_x tasemetele lahja õhu-kütusesuhte kasutamisel.

[0059] Neid tulemusi ei ole eksperimendi andmetega korrelatsiooni viidud ning arvulistest mudelitest heitgaaside ennustused kalduma suuresti sõltuma üldjuhul ainaosakeste jälgimisest põlemissündmuse ajal. Kui neid tulemusi tegeliku testmootori abil kinnitada, siis näitaksid need jagatud tsükliga mootori kontseptsiooni märkimisväärset eelist.

1.2 Riskid ja soovituslikud lahendused:

[0060] Arvutiuurimuses leiti ka järgmised riskid, mis on seotud jagatud tsükliga mootoriga:

- •püsivad kõrgendatud temperatuurid paisumissilindris võivad viia termostruktuursete komponentide purunemiseni ja probleemideni määrdeõli säilitamisel;
- •üleminekuklapi võimalikud klapimehhanismi vastupidavuse küsimused tulenevalt suurtest kiirenduskoormustest;
- •klapi-kolvi interferents paisumissilindris ja
- •automaatne süüde ja/või leegi kandumine üleminekukanalisse.

[0061] Siiski on võimalik ülalmainitud riske väga mitmel erineval viisil lahendada. Allpool on toodud võimalikud tehnoloogiad või lahendused, mida võib kasutada.

[0062] Esiteks, paisumissilindris püsiva kõrge temperatuuriga toimetulemiseks võib silindriseina valmistamisel kasutada unikaalseid materjale ja/või konstruktsioonide tehnoloogiat. Lisaks sellele võib olla vajalik madala temperatuuri ja/või erinevate jahutusainete kasutamine. Kõrgete temperatuuridega seoses kerkib esile ka määrdeküsimus. Võimalikud tehnoloogiad selle probleemi lahendamiseks on äärmiselt kõrge temperatuuritaluvusega määrdevedelikud (täiustatud sünteetilised materjalid) ja tahked määrded.

[0063] Teiseks, klapimehhanismi koormuse küsimusega seoses võivad väga kiire toimega üleminekuklapid sisaldada tehnoloogiat, mida kasutatakse praegu kiiretes võidusõidumootorites, näiteks pneumaatilised klapivedrud ja/või madala inertsiga titaaniklapid, millel on ühe klapi kohta mitu mehaanilist vedru. Samuti võib konstruktsiooni täpsemaks muutmisel mõelda klappide arvu peale, kuna suuremat arvu väiksemaid klappe on lihtsam kiiremini liigutada ning need võimaldavad suuremat summaarset ümbermõõtu, mis näeb ette parema voo madala tõste korral.

[0064] Kolmandaks, TDC läheduses oleva kolviga üleminekuklapi interferentsi küsimus on lahendatav, paigutades üleminekuklapid pead sisse, mis nähes ette väljalaskeavasid võiklapikaitseid kolvi ülaosas, et anda klapile (klappidele) ruumi, või projekteerides väljapoole avanevat üleminekuklappi.

[0065] Viimaseks probleemiks on automaatne süüde ja/või leegi kandumine üleminekukanalisse. Automaatne süüde üleminekukanalis viitab õhu-kütusesegu isesüttimisele, kui see asub tsüklite vahelisel ajal, kui üleminekukanalis on plahvatusohtlik segu, mida hoitakse suhteliselt pikka aega kõrge temperatuuri ja rõhu juures. Seda probleemi on võimalik lahendada kütuse sisestamisega ava abil, kus tsüklite vahele jääb üleminekukanalisse ainult õhk, mistõttu on automaatne süüde takistatud. Kütust lisatakse seejärel kas otse silindrisse või üleminekukanali väljastuspiirkonda ning seda ajastatakse selliselt, et see ühtiks üleminekuklapi avamisajaga.

[0066] Teist selle probleemi osa, leegi kandumist üleminekukanalisse, on võimalik arendamise teel optimeerida. See tähendab, et kuigi on väga mõistlik kavandada jagatud tsükliga mootori üleminekuklapi avanemist väikese osa põlemissündmuse toimumise aja jooksul, mis võib olla näiteks 5% või väiksem, siis mida kauem on üleminekuklapp põlemissündmuse ajal avatud, seda suurem on positiivne mõju mootori soojusliku kasutegurite, mida see mootor võib saavutada. Siiski suurendab üleminekuklapi ja põlemissündmuste kattumise selline suund leegi kandumise tõenäosust üleminekukanalisse. Vastavalt sellele võib teha jõupingutusi mõistmaks põlemise ajastuse, süütekuünla asukoha, üleminekuklapi kattumise ja kolvi liikumise omavahelist seost, et vältida leegi kandumist üleminekukanalisse.

2.0 Tavaline mootorimudel

[0067] Kahesilindrilise tavalise mootori jaoks, mis oli loomuliku kütuse sisseimemisega neljataktiline SI-mootor, konstrueeriti simulatsioonimudel ning seda analüüsiti olemasoleva tarkvarapaketiga, mille nimi on GT-Power ja mille omanik on Gamma Technologies, Inc., Westmont, IL. Selle mudeli karakteristikud häälestati tehniliste andmete, kasuteguri väärtuste saamiseks esinduslikke mootoriparameetreid, mis on bensiini SI-mootorite puhul tüüpilised. Selle mudeli tulemusi kasutati jagatud tsükliga mootori kontseptsiooni võrdluseks kasutatava baaskomplekti loomiseks.

2.1 GT-Poweri ülevaade

[0068] GT-Power on 1-d arvutuslik voolava keskkonna vedelike lahendaja, mida kasutatakse tavaliselt tööstuses mootorite simulatsioonide teostamiseks. GT-Power on spetsiaalselt projekteeritud püsiva oleku ning muutlike mootorite simulatsioonide jaoks. Seda saab kasutada kõigi sisepõlemismootorite tüüpide jaoks ning see pakub kasutajale mitmeid menüüpõhiseid objekte, mille abil on võimalik modelleerida paljusid erinevaid komponente, mida saab sisepõlemismootorites kasutada. Joonisel 12A on näidatud GT-Poweri graafiline kasutajaliides (GUI) kahesilindrilise tavalise mootorimudeli puhul.

[0069] Viidates joonistele 12A ja B, sisselaskeõhk voolab välisest allikast sisselasketorustikku, mis on tähistatud ühendustega 211 ja 212. Sealt siseneb õhk sisselaskeakendesse (214-217), kus kütus sisestatakse ja segatakse õhuvooga. Tsükli sobival ajal avanevad sisselaskeklapid (vix-y), samal ajal kui kolvid neile vastavates silindrites (cy11 ja cy12) liiguvad alla (sisselasketakt). Õhu-kütusesegu lastakse selle takti ajal silindrisse, pärast mida sisselaskeklapid sulguvad. (Cy11 ja cy12 ei pea olema samas faasis; s.t. nad võivad läbida sisselaskeprotsessi täiesti erinevatel aegadel.) Pärast sisselasketakti liigub kolb üles ning surub segu kokku kõrge temperatuurini ja rõhuni. Survetakti lõpu lähedal ergastatakse süüteküünalt ning algab õhu-kütusesegu põlemine. Selle põlemise ajal tõuseb segu temperatuur ja rõhk veelgi ning seeläbi surutakse kolb töötakti ajal alla. Töötakti lõpu lähedal avaneb väljalaskeklapp ja kolb hakkab üles liikuma ning surub heitgaasid silindrist väljalaskeakendesse (229–232). Väljalaskeakendest toimetatakse heitgaasid edasi väljalaskekollektorisse (233–234) ning sealt edasi keskkonda (väljalaskesse), s.t. väliskeskkonda.

2.2 Tavalise mootorimudeli konstruktsioon

[0070] Mootori karakteristikud valiti sellised, et need esindaksid tüüpilist bensiini SI-mootorit. Mootori töömaht oli sarnane autorakendusprogrammi kahesilindri versiooniga neljasilindrilisel 202 kuuptolli (3,3 l) reasmootoril. Surveaste seati 8,0:1. Stöhhiomeetriline õhu-kütusesuhe bensiini puhul, mis määrab õhu ja kütuse proportsioonid, mida nõutakse kogu kütuse muundamiseks ilma õhu ülejäägita täielikult oksüdeerunud saadusteks, on ligikaudu 14,5:1. Valitud õhu-kütusesuhe 18:1 annab tulemuseks lahja kasutuse. Tüüpilised auto bensiini SI-mootorid töötavad täiskoormusel stöhhiomeetrilistes või mõnevõrra rikastes tingimustes. Siiski annab lahja kasutus üldjuhul tulemuseks suurema soojusliku kasuteguri.

[0071] Tüüpilised bensiini SI-mootorid töötavad stöhhiomeetrilistel tingimustel, kuna see on vajalik kolmepositsiooniline katalüüsneutralisaatori nõuetele vastavaks töötamiseks. Kolmepositsiooniline katalüsaator (TWC) on saanud oma nime seetõttu, et see on suuteline oksüdeerima nii HC ja CO H_2O-ks ja CO_2-ks, ning redutseerima NO_x N_2-ks ja O_2-ks. Need TWC-d on väga efektiivsed ning saavutades reduktsioone, mis on üle 90% sissetulevast saasteainest, kuid nende puhul on vaja kinni pidada stöhhiomeetrilisest kasutamisest. On hästituntud fakt, et SI-mootorite kasutegurit on võimalik lahja kasutuse abil parendada, kuid sõltuvus TWC-dest vajalike heitgaaside tasemeteni jõudmiseks välistab selle võimaluse kasutamise seeriamootoritel.

[0072] Tuleb silmas pidada, et lahja kasutuse puhul on HC-d ja CO-d oksüdeerivad oksüdatsioonikatalüsaatorid kergesti kättesaadavad, aga NO_x reduktsioon on sellistes tingimustes suur väljakutse. Diiselmootori valdkonnas on hiljuti välja arendatud lahja NO_x püüdurid ja lahja NO_x katalüsaatorid. Praegu on neil muud puudused, näiteks madal reduktsiooni kasutegur ja/või vajadus perioodiliseks regenereerimiseks, kuid suur osa arendusest keskendub praegu neile.

[0073] Igal juhul keskendub arvutiuurimus peamiselt suhtelisele kasutegurile ja töömahule. Mõlemat mootorit (jagatud tsükliga ja tavalist) 18:1 õhu-kütusesuhte juures võrreldes saadakse võrreldavad tulemused. Mõlemat mootorit saab kasutada stöhhiomeetrilistes tingimustes nii, et TWC töötaks, ning mõlema puhul võivad tekkida sarnased töömahupiirangud, mis jätaksid selle uurimuse võrdlustulemused kehtima. Tavalise mootori parameetrid on loetletud tabelis 1.

Tabel 1. Tavalise mootori parameetrid

Parameeter	Väärtus
Läbimõõt	4,0 tolli (101,6 mm)
Käik	4,0 tolli (101,6 mm)
Kepsu pikkus	9,6 tolli (243,8 mm)
Vända õlg	2,0 tolli (50,8 mm)
Töömaht	50,265 kuuptolli (0,824 l)
Lõtku maht	7,180 kuuptolli (0,118 l)
Surveaste	8,0:1
Mootori kiirus	1400 pööret minutis
Õhu-kütusesuhe	18:1

[0074] Algselt seati mootori kiiruseks 1400 pööret minutis. Seda kiirust kasutati kogu projekti raames parameetrite diapasooni panemisel. Siiski teostati mudeli projekteerimise erinevates staadiumites kiiruse diapasoonid, mis olid sisseviidud: kiiruste 1400, 1800, 2400 ja 3000 pööret minutis juures.

[0075] Lõtk kolvi ülaosa ja silindripea vahel oli algselt soovitatavalt 0,040 tolli (1 mm). Selle nõudmise täitmine 7,180 kuuptolli (0,118 l) lõtku mahu juures nõuaks kausikujuline kolviga põlemiskambrit, mis on auto SI-mootorite puhul ebatavaline. Sagedamini on autode SI-mootoritel ühekaldelise katusega põlemiskambrid. SwRI® eeldas GT-Poweri mudeli lihtsustamiseks lamepea kolvi ja silindripea kasutamist, mille tulemusel vastas lõtk 0,571 tolli (14,3 mm) nõudele. Pidurduse soojusliku kasuteguris (BTE) oli 0,6-punktine puudujääk tulenevalt suuremast lõtkust kolvipõhja lõtkust.

[0076] Mudel eeldab neljaklapilist silindripead kahe 1,260-tollise (32 mm) diameetriga sisselaskeklapiga ja kahe 1,102-tollise (28 mm) diameetriga väljalaskeklapiga. Sisselaske- ja väljalaskeaknad modelleeriti toru sirgete osadena koos kõigi vookadudega, mida on klapi juures arvestatud. Vookoefitsiendid maksimaalses loendis olid ligikaudu 0,57 nii sisselaske kui väljalaske puhul, mis võeti vastava mootori silindripea tegelikest voo testimistulemustest. Vookoefitsiente kasutatakse mootorite sisselaske- ja väljalaskeakende vooefektiivsuse määramiseks. Väärtus 1,0 tähistaks ideaalset akent ilma vookadudeta. Tüüpilised maksimaalsed tegelike mootori täiteavade tõsteväärtused jäävad vahemikku 0,5 kuni 0,6.

[0077] Sisselaske- ja väljalaskekollektorid tehti 2,0-tollise (50,8 mm) diameetriga torudena, millel ei ole vookadusid. Sisestussüsteemi ei modelleeritud drosseleid, kuna süsteem keskendub täielikult avatud drosseli (WOT) või täiskoormuse kasutamisele. Kütus toimetatakse kohale mitmeavalise sissepritse abil.

[0078] Klapisündmused võeti olemasolevalt mootorilt ning nende suurused anti ühtses mastaabis, et saada tõetruu töömaht kiirusvahemikus (1400, 1800, 2400 ja 3000 pööret minutis), täpsemalt mahukasuteguri kohta. Tabelis 2 on loetletud tavalise mootori klapisündmused.

Tabel 2. Tavalise mootori õhutuse ja põlemise parameetrid

Parameeter	Väärtus	
Sisselaskeklapi avanemine (IVO)	28° BTDC-hingamine	332° ATDC-süüde
Sisselaskeklapi sulgemine (IVC)	17° ABDC	557° ATDC-süüde
Sisselaskeklapi tipptõste	0,412 tolli (10,47 mm)	
Väljalaskeklapi avamine (EVO)	53° BBDC	127° ATDC-süüde
Väljalaskeklapi sulgemine (EVC)	37° ATDC-hingamine	397° ATDC-süüde
Väljalaskeklapi tipptõste	0,362 tolli (9,18 mm)	
50% põlemispunkt	10° ATDC-süüde	10° ATDC-süüde
Põlemise kestus (10–90%)	24° vända nurka (CA)	

[0079] Põlemise protsessi modelleeriti empiirilise Wiebe soojuseraldumise abil, kus fikseeritud kasutajasisendid olid 50% põlemispunkt ja 10 kuni 90% põlemise kestus. 50% põlemispunkt võimaldab otsesemat põlemissündmuse faasimisevahendit, kuna ei ole vajadust kontrollida sädeme ajastust ja süttimise viivitust. 10 kuni 90% põlemise kestus on vända nurga vahemik, mis on vajalik kogu annuse põlemiseks ja mis on tavaline termin põlemissündmuse kestuse määramiseks. Wiebe põlemismudeli väljund on realistlik mitte-hetkeline soojuseralduse kõver, mida kasutatakse seejärel silindri rõhu arvutamiseks vända nurga (°CA) funktsioonina.

[0080] Wiebe funktsioon on tööstusstandard empiirilise soojuseralduse korrelatsiooni jaoks, mis põhineb eelnevatel soojuseralduse profiilide saamisel. See näen ette mõningate kasutaja poolt sisestatud väärtuste alusel valemit, mille mastaapi on võimalik lihtsasti muuta, et saavutada mõistlik soojuseralduse profiil.

[0081] Joonisel 13 on tüüpiline Wiebe soojuseralduse kõver, kus on näidatud mõningad peamised parameetrid. Nagu on näha, on soojuseralduse profiili lõpposad (<10% põlemine ja >90% põlemine) üpris pikad, aga neil ei ole eraldatud soojuse väiksest hulgast tulenevalt töövõimele suurt mõju. Samal ajal on tegelikku algust ja lõppu keeruline kindlaks määrata tulenevalt nende asümptootilisest lähenemisest 0 ja 100% põlemisjoontele. See kehtib eriti testimisandmete kohta, kus soojuseralduskõver on arvutatud profiil, mis põhineb mõõdetud silindri rõhukõveral ja muudel parameetritel. Seega kasutatakse 10 ja 90% põlemispunkte soojuseralduskõvera nominaalsete „lõppude" tähistamiseks. Wiebe korrelatsioonis määrab kasutaja 10–90% põlemisperioodi (s.t. 10–90% kestuse) ning see juhib tulemuseks olevat soojuseralduse kiirust. Kasutaja saab samuti määrata vända nurga asukoha mõne teise profiili punkti jaoks, üldjuhul kas 10 või 50% punkti kinnitusena, mis näeb ette soojuseralduse kõvera faasimist mootori tsükliga suhtes.

[0082] Kolvi, silindripea ja silindrihülsi seinatemperatuuride ennustamiseks tavalises mootoris kasutati GT-Poweri seinatemperatuuri lahendajat. GT-Power arvutab pidevalt soojusülekande kiirust töökeskkonnast iga käigu või komponendi seintele (kaasa arvatud silindrid). Selle arvutuse puhul peab seinatemperatuur olema ääretingimuseks. See on ette nähtud kui võimalik anda fikseeritud sisend või samuti on võimalik seda arvutada muudest sisenditest seinatemperatuuri lahendaja sisselülitamise teel. Viimasel juhul määratakse seina paksus ja materjal nii, et seina juhtivust oleks võimalik määrata. Lisaks sellele kogu voolava keskkonna temperatuur, kus seina tagaosa on lahtine, on määratud koos konvektiivsoojusülekande koefitsiendiga. Nende sisendite abil lahendab programm seinatemperatuuri profiili, mis on muuhulgas temperatuuri ja töökeskkonna kiiruse funktsioon. Selles töös kasutatud lähenemine oli selline, et seinatemperatuuri lahendaja lülitati silindriosade realistlike temperatuuride lahendamiseks sisse ning seejärel määrati neid temperatuure nende komponentide jaoks fikseeritud temperatuuridena järelejäänud katsete jaoks.

[0083] Silindripea jahutusainet kasutati 200 °F (366 K) juures soojusülekande koefitsiendiga 3000 W/m^2 -K. Kolvi alaosa jaoks kasutati õliga pritsjahutust 250 °F (394 K) juures soojusülekande koefitsiendiga 5 W/m^2 -K. Silindri seinu jahutati jahutusaine abil, mida kasutati 200 °F (366 K) juures soojusülekande koefitsiendiga 500 W/m^2 -K ning õliga, mida kasutati 250 °F (394 K) juures soojusülekande koefitsiendiga 1000

W/m^2 -K. Neid soojuslike ääretingimusi kasutati mudelis silindrisiseste pinnatemperatuuride ennustamiseks. Ennustatud temperatuure keskmistati kiirusvahemikus ja kasutati järelejäänud simulatsioonides fikseeritud seinatemperatuuridena. Fikseeritud pinnatemperatuure kolvi 464 °F (513 K), silindripea 448 °F (504 K) ja hülsi 392 °F (473 K) jaoks kasutati järelejäänud uurimustes põlemisgaasi ja silindrisiseste osade vahel.

[0084] Mootori hõõrdumist iseloomustati GT-Poweris Chen-Flynni korrelatsiooni abil, mis on eksperimendipõhine empiiriline seos, mis silindri rõhusse ja sõltub kolvi keskmise kiirusest mootori koguhõõrdumise suhtes. Chen-Flynni korrelatsioonis kasutatud koefitsiente reguleeriti, et anda kiiruste ulatuse piires realistlikud hõõrdeväärtused.

2.3 Tavalise mootori tulemuste kokkuvõte

[0085] Tabel 3 võtab kokku kahesilindrilise tavalise neljataktilise mootorimudeli tehniliste andmete tulemused. Tulemused on loetletud näidatud pöördemomendi, indikaatorvõimsuse, näidatud keskmise efektiivrõhu (IMEP), näidatud soojusliku kasuteguri (ITE), pumpamise keskmise efektiivrõhu (PMEP), hõõrdumise keskmise efektiivrõhu (FMEP), pidurduse pöördemomendi, pidurvõimsuse, pidurduse keskmise efektiivrõhu (BMEP), pidurduse soojusliku kasuteguri (BTE), mahukasuteguri ja silindri tipprõhu alusel. Viiteks defineeritakse keskmine efektiivrõhk tööna tsükli kohta jagatuna tsükli kohta ümber paigutatud mahuga.

Tabel 3. Ennustatud tavalise mootori tehniliste andmete kokkuvõte (inglise ühikud)

Parameeter	1400 p/min	1800 p/min	2400p /min	3000p /min
Näidatud pöördemoment (jalga-naela)	90,6	92,4	93,4	90,7
Indikaatorvõimsus (hp)	24,2	31,7	42,7	51,8
Tegelik IMEP (psi)	135,9	138,5	140,1	136,1
ITE (%)	37,5	37,9	38,2	38,0
PMEP (psi)	-0,6	-1,2	-2,4	-4,0
FMEP (psi)	15,5	17,5	20,5	23,5
Pidurdusmoment (jalga-naela)	80,3	80,7	79,7	75,1
Pidurvõimsus (hp)	21,4	27,7	36,4	42,9
BMEP (psi)	120,4	121,0	119,6	112,6

BTE (%)	33,2	33,1	32,6	31,5
Mahukasutegur (%)	88,4	89,0	89,5	87,2
Silindri tipprõhk (psi)	595	600	605	592

Ennustatud tavalise mootori tehniliste andmete kokkuvõte (SI-ühikud)

Parameeter	1400 p/min	1800 p/min	2400p /min	3000p /min
Näidatud pöördemoment (N-m)	122,9	125,2	126,7	123,0
Indikaatorvõimsus (kW)	18,0	23,6	31,8	38,6
Tegelik IMEP (bar)	9,4	9,6	9,7	9,4
ITE (%)	37,5	37,9	38,2	38,0
PMEP (bar)	-0,04	-0,08	-0,17	-0,28
FMEP (bar)	1,07	1,21	1,42	1,62
Pidurdusmoment (Nxm)	108,9	109,4	108,1	101,8
Pidurvõimsus (kW)	16,0	20,6	27,2	32,0
BMEP (bar)	8,3	8,3	8,2	7,8
BTE (%)	33,2	33,1	32,6	31,5
Mahukasutegur (%)	88,4	89,0	89,5	87,2
Silindri tipprõhk (bar)	41,0	41,4	41,74	40,8

[0086] Viidates joonisele 14 tehnilised andmed on joonisele kantud pidurdusmomendi ja pidurvõimsuse, BMEP, mahukasuteguri, FMEP ja pidurduse soojusliku kasuteguri suhtes. Klapisündmused seati algselt olemasoleva mootori mõõdetud tõsteprofiilidest. Sisselaske- ja väljalaskeklappide sündmuste ajastust ja kestust häälestati, et anda tüüpiliseks näiteks olev mahukasuteguri väärtus kiirusvahemiku kohta. Nagu joonisel 14 on näidatud, on mahukasutegur ligikaudu 90% kiirusvahemikus, aga see hakkab väärtuse 3000 pööret minutis juures mõnevõrra langema. Sarnaselt olid pidurdusmomendi väärtused kiirusvahemikus suhteliselt ühtlased, kuid need langesid mõnevõrra väärtuse 3000 pööret minutis juures. Pöördemomendi kõver on peaaegu lineaarne jõukõver. Pidurduse soojusliku kasuteguri suundumus oli kiirusvahemikus suhteliselt ühtlane. Soojusliku kasuteguri ulatus oli 1,7 punkti maksimaalsest väärtusest 1400 pööret minutis (33,2%) minimaalse väärtuseni 3000 pööret minutis (31,5%).

3.0 Jagatud tsükli mootorimudel

[0087] Jagatud tsükli mudel loodi GT-Poweris mootoriparameetrite alusel, mis olid ettemääratud Scuderi Group, LLC poolt. Surve- ja paisumissilindrite geomeetrilised parameetrid olid unikaalsed ja tavalisest mootorist märgatavalt erinevad. Tavalise mootori tulemuste võrdluse kehtivus säilitatakse, seades jääkmassi sisselaskeannusega vastavusse. See tähendab, et jagatud tsükliga mootor valmistati nii, et sellel oleks survesilindris pärast sisselaskeklapi sulgemist sama jääkmass mis tavaliselt; see oli võrdluse aluseks. Tavaliselt kasutati mootorite korraliku võrdluse tagamiseks vastavat töömahtu, aga jagatud tsükliga mootori töömahtu on väga keeruline defineerida; seega kasutati alusena vastavat jääkmassi.

3.1 Algne jagatud tsükli mudel

[0088] Jagatud tsükli mudelile tehti mitmeid modifikatsioone. Leiti, et kõide tähtsamad parameetrid olid TDC faasimine ja surveaste ning paisumisaste. Modifitseeritud mootoriparameetrid võeti kokku tabelites 4 ja 5.

Tabel 4. Jagatud tsükliga mootori parameetrid (survesilinder)

Parameeter	Väärtus
Läbimõõt	4,410 tolli (112,0 mm)
Käik	4,023 tolli (102,2 mm)
Kepsu pikkus	9,6 tolli (243,8 mm)
Vända õlg	2,011 tolli (51,1 mm)
Töömaht	61,447 kuuptolli (1,007 l)
Lõtku maht	0,621 kuuptolli (0,010 l)
Surveaste	100:1
Silindri nihe	1,00 tolli (25,4 mm)
TDC faasimine	25 °CA
Mootori kiirus	1400 pööret minutis
Õhu-kütusesuhe	18:1

Tabel 5.Jagatud tsükliga mootori parameetrid (paisumissilinder)

Parameeter	Väärtus
Läbimõõt	4,000 tolli (101,6 mm)
Käik	5,557 tolli (141,1 mm)
Kepsu pikkus	9,25 tolli (235,0 mm)
Vända õlg	2,75 tolli (70,0 mm)
Töömaht	69,831 kuuptolli (1,144 l)

Lõtku maht	0,587 kuuptolli (0,010 l)
Paisumisaste	120:1
Silindri nihe	1,15 tolli (29,2 mm)

[0089] Joonistel 15A ja B on näidatud GT-Poweri graafiline kasutajaliides jagatud tsükliga mootorimudeli jaoks. Sisselaske õhk liigub välisallikast sisselasketorustikku, mis on kujutatud toru *intk-bypass* ja ühenduse *intk-splitter* abil. Sealt edasi liigub sisselaskeõhk sisselaskeakendesse *(intport1, intport2),* kuhu kütus sisse paisatakse ja segatakse õhuvooga. Tsükli sobival hetkel avanevad sisselaskeklapid (vi1-*y*), samal ajal kiu kolb silindris *comp* liigub alla (sisselasketakt). Küttesegu võetakse selle takti ajal silindrisse vastu, pärast mida sisselaskeklapid sulguvad. Pärast sisselasketakti kolb liigub üles ning surub segu kokku kõrge temperatuurini ja rõhuni. Survetakti lõpu lähedal on rõhk piisav kontrollklapi *(check)* avamiseks ja õhu-kütusesegu surumiseks üleminekukanalisse. Samal ajal on jõusilinder *(power)* lõpetanud oma väljalasketakti ja möödunud TDC-st. Umbes sellel ajal avaneb üleminekuklapp *(cross valve)* ning võtab vastu õhu üleminekukanalist ja *comp*-silindrist, mille kolb läheneb TDC-le. Umbes *comp*-silindri kolvi TDC ajal (s.t. pärast *power*-jõusilindri kolvi TDC-d faasi nurga nihke võrra) sulgub üleminekuklapp ja *power*-jõusilindris ergastatkse süüteküünal. Segu põlemise ajal tõuseb segu temperatuur ja rõhk veelgi ning seeläbi surutakse *power*-jõukolb töötakti ajal alla. Töötakti lõpu lähedal avaneb väljalaskeklapp ja kolb hakkab liikuma ülespoole ning surub heitgaasid silindrist väljalaskeklappide *(ve1, ve2)* kaudu väljalaskeakendesse *(exhport1, exhport2).* Pange tähele, et surve- ja väljalasketakt ning sisselaske- ja töötakt toimuvad ligikaudu samal ajal, kuid erinevates silindrites. Väljalaskeakendest toimetatakse heitgaasid väljalaskekollektorisse *(exh-jcn)* ning sealt edasi keskkonda (väljalaskesse), s.t. väliskeskkonda.

[0090] Pange tähele, et mudeli skeem on väga sarnane tavalise mootorimudeliga. Sisselaske- ja väljalaskeaknad ja -klapid ning mitmeavalised kütusepihustid võeti üle otse tavalisest mootorimudelist. Üleminekukanal kujundati kõvera konstantse diameetriga toruna, millel on üks kontrollklapp sisselaske juures ja seenklapid väljalaske juures. Algses konfiguratsioonis oli üleminekukanal 1,024-tollise (26,0 mm) läbimõõduga ning väljalaske juures oli neli 0,512-tollist (13,0 mm) klappi. Paisumissilindri etteandvatele seenklappidele viidati kui üleminekuklappidele.

[0091] Kuigi üleminekukanal modelleeriti kõvera konstantse diameetriga toruna, millel on kontrollklapp sisselaske juures ja seenklapid väljalaske juures, saab antus ala spetsialist aru, et ka ülalkirjeldatust erinevad konfiguratsioonid jäävad selle leiutise raamesse. Näiteks võib üleminekukanal sisaldada kütusesisestussüsteemi või sisselaskeklapp ja kontrollklapp võivad olla seentüüpi. Lisaks sellele on võimalik kasutada erinevaid hästituntud klapiajastuse süsteeme kas üleminekuklapil või üleminekukanalisse viival kontrollklapil.

[0092] Joonisel 16 on jagatud tsükliga mootorimudel, mis konstrueeriti MSC.ADAMS-i® dünaamilise analüüsi tarkvarapaketi abil, et leida kinnitust kolvi liikumisprofiilidele ja luua mehhanismi animatsiooni. MSC.ADAMS-i® tarkvara, mille omanikuks on MSC.Software Corporation, asukohaga Santa Anas, Californias, on üks enam kasutatud dünaamilisi simulatsiooni tarkvarapakette, mida mootoritööstuses kasutatakse. Seda kasutatakse üldiselt liikuvate osadega seotud jõudude ja vibratsioonide arvutamiseks. Üks rakendusi on liikumiste, kiiruste ja inertsjõudude ning vibratsioonide genereerimine mootorisüsteemides. Joonisel 16 on kujutatud MSC.ADAMS-i® mudelit.

[0093] Kui jagatud tsükliga mootorimudel tekitas positiivse töö, siis tehti mitu muud täiendust. Sisselaskeklapi avamise (IVO) ja väljalaskeklapi sulgemise (EVC) sündmusi reguleeriti, et leida kompromiss klapi ajastuse ja lõtku mahu vahel, mis on piiratud klapi ja asendi interferentsiga. Neid sündmusi uuriti esialgsete jagatud tsükliga mootori modelleerimise ajal ning seati optimaalsed IVO ja EVC ajastused. IVO pidurdati mõnevõrra, et võimaldada survekolvil järelejäänud kõrgest rõhust, mis on saadud pärast üleminekukanalisse etteandmist vastu võtta paisumistööd. See eeldas parendatud hingamise jaoks kompromissi lõtku mahu vähendamise ja varase IVO vahel. Mootor hingasi hästi ja hiline IVO võimaldas kolvil veidi regenereerida paisumistööd.

[0094] EVC-d arendati, et tekitada mõningast rõhu taastamist enne üleminekuklapi avamist (XVO). See aitas vähendada pöördumatut kadu, mis tulenes kõrge rõhuga gaasi ladestamisest üleminekukambrist suure mahuga madala rõhu mahutisse.

[0095] Jagatud tsükliga mootori soojuseralduse arvutamiseks kasutati Wiebe põlemismudelit. Tabel 6 võtab kokku klapisündmused ja põlemisparameetrid, mis viitavad paisumiskolvi TDC-le, erandiks on sisselaskeklapi sündmused, mis viitavad survekolvi TDC-le.

Tabel 6. Jagatud tsükliga mootori hingamise ja põlemise parameetrid

Parameeter	Väärtus	Kõik viited jõusilindri TDC-le
Sisselaskeklapi avamine (IVO)	17° ATDC (surve)	42° ATDC
Sisselaskeklapi sulgemine (IVC)	174° BTDC (surve)	211° ATDC
Sisselaskeklapi tipptõste	0,412 tolli (10,47 mm)	
Väljalaskeklapi avamine (EVO)	134° ATDC (jõud)	134° ATDC
Väljalaskeklapi sulgemine (EVC)	2° BTDC (jõud)	358° ATDC
Väljalaskeklapi tipptõste	0,362 tolli (9,18 mm)	
Üleminekuklapi avamine (XVO)	5° BTDC (jõud)	355° ATDC
Üleminekuklapi sulgemine (XVC)	25° ATDC (jõud)	25° ATDC
Üleminekuklapi tipptõste	0,089 tolli (2,27 mm)	
50% põlemispunkt	37° ATDC (jõud)	37° ATDC
Põlemise kestus (10–90%)	24° CA	

Lisaks on joonisel 17 jagatud tsükliga mootori surve- ja paisumiskolvi asendite ja klapisündmuste diagramm.

[0096] Üks esimestest sammudest oli kontrollida lõtku üleminekuklapi ja jõusilindri kolvi vahel. Üleminekuklapp on avatud, kui paisumissilindri kolb on TDC juures ning kolvi ja pea vahele jääb 0,040-tolline (1,0 mm) lõtk. Leiti interferents, mis viitas klapi ja kolvi kokkupuutele. Seda probleemi prooviti lahendada, reguleerides üleminekuklapi faasi, aga selle tulemuseks oli 1- kuni 2-punktine puudujääk näidatud soojusliku kasuteguri (ITE) kiiruse vahemikus. Arutati kompromisse ning otsustati vähendada interferentsi ning pöörduda tagasi eelmise faasi juurde, seega suuremat ITE väärtust säilitades. Võimalikud lahendused võiksid olla kolvipea kaitseklapid, paigutades klapid silindripea sisemusse, või väljapoole avanevad klapid.

[0097] Seejärel vähendati üleminekuklappide arvu neljalt kahele ja klapi suurus jäeti selliseks, et see sobiks üleminekukanali väljundi ristlõikepinnaga. 1,024-tollise (26 mm) diameetriga üleminekukanali väljundi jaoks oli tulemuseks kaks 0,724-tollist (18,4 mm) klappi nelja 0,512-tollise (13,0 mm) klapi asemel. See muutus tehti üleminekuklapi

mehhanismi lihtsustamiseks ja selleks, et paisumissilindri pead muuta rohkem kahe sisselaskeklapiga tüüpilise silindripea sarnaseks.

[0098] Kolvi, silindripea ja silindrihülsi seinatemperatuuride ennustamiseks nii tavalises mootoris kui ka jagatud tsükliga mootoris kasutati GT-Poweri seinatemperatuuri lahendajat. Algselt eeldati, et nii tavalises kui ka jagatud tsükliga mootoris kasutatakse alumiiniumkolbe. Ennustatud kolvi temperatuurid jäid nii tavalise mootori kui jagatud tsükliga survesilindri kolvi puhul tavalistesse piiridesse, kuid jagatud tsükliga jõusilindri kolvi puhul ületas temperatuur ligikaudu 266 °F (130 °C) piiri. Selle probleemi lahendamiseks muudeti jõusilindri kolb üheosaliseks terasest õlijahutusega kolviks. Sellisel juhul jäi keskmine temperatuur teraspeaga kolbide temperatuuri piiridesse. Keskmine silindriseina temperatuur jagatud tsükliga jõusilindri puhul oli ligikaudu 140 °F (60 °C) kõrgem kui tavalisel mootoril. See võib tekitada probleeme määrdeõli säilitamisega. Seinatemperatuurid arvutati kiirusvahemikus ning need seejärel keskmistati ja rakendati fikseeritud seinatemperatuuridena kõigile järelejäänud uurimustele. Fikseeritud pinnatemperatuurid paisumissilindri osade jaoks olid kolvi puhul 860 °F (733 K), silindripea puhul 629 °F (605 K) ja hülsi puhul 552 °F (562 K). Survesilindri osade jaoks olid pinnatemperatuurid kolvi puhul 399 °F (473 K), silindripea puhul 293 °F (418 K) ja hülsi puhul 314 °F (430 K).

[0099] Tabelis 7 on kokku võetud tehniliste andmete tulemused algse jagatud tsükliga mootorimudeli puhul. Need tulemused on loetletud näidatud pöördemomendi, indikaatorvõimsuse, näidatud eskmise efektiivrõhu (IMEP), näidatud soojusliku kasuteguri (ITE) ja silindri tipprõhu suhtes.

Tabel 7. Ennustatud mootori tehniliste andmete kokkuvõte (inglise ühikud)

Parameeter	1400 p/min	1800 p/min	2400 p/min	3000 p/min
Näidatud pöördemoment (jalga-naela)	92,9	91,9	88,1	80,8
Indikaatorvõimsus (hp)	24,8	31,5	40,3	46,2
Tegelik IMEP (psi)	53,8	53,2	51,0	46,8
ITE (%)	36,1	35,8	34,6	33,0
Silindri tipprõhk, survesilinder (psi)	630	656	730	807
Silindri tipprõhk, paisumissilinder (psi)	592	603	623	630

Ennustatud mootori tehniliste andmete kokkuvõte (SI- ühikud)

Näidatud pöördemoment (N•m)	126,0	124,6	119,4	109,6
Indikaatorvõimsus (kW)	18,5	23,5	30,0	34,4
Tegelik IMEP (bar)	3,71	3,67	3,52	3,23
ITE (%)	36,1	35,8	34,6	33,0
Silindri tipprõhk, survesilinder (bar)	43,4	45,2	50,3	55,6
Silindri tipprõhk, paisumissilinder (bar)	40,9	41,6	43,0	43,5

[0100] Joonisel 18 on tehnilised andmed märgitud pöördemomendi, indikaatorvõimsuse ja uue IMEP suhtes sõltuvalt kiiruste ulatusest. Näidatud pöördemomendi ja tegeliku IMEP suundumus on väärtuse 1400 ja 1800 pööret minutis juures ühtlane, kuid langeb kõrgematel kiirustel. Võimsuskõver on teataval määral lineaarne. Peamine rõhk oli 1400 pööret minutis toimimispunkti häälestamisel ja seega ei nähtud kiire mootori töötamise optimeerimiseks väga palju vaeva.

3.2 Parameetrilised diapasoonid

[0101] Parameetrilised diapasoonid viidi sisse järgmiste peamiste muutujate mõju määramiseks näidatud soojusliku kasutegurile:

- üleminekukanali läbimõõt,
- üleminekuklapi läbimõõt,
- TDC faasimine,
- üleminekuklapi ajastus, kestus ja tõste,

- 10 kuni 90% põlemise kestus,
- läbimõõdu ja käigu suhe (konstantne töömaht),
- paisumissilindri paisumisaste,
- soojusülekanne üleminekukanalis ja
- silindrisisene soojusülekanne paisumissilindris.

[0102] Kõigi sisseviidud parameetriliste diapasoonide jaoks viidi sisse mitu katset kiirusel 1400 pööret minutis tingimustes, et määrata kõige soodsam konfiguratsioon. Kui see konfiguratsioon leiti, siis viidi läbi katsed sõltuvalt kiirustest. Tulemused on toodud ITE võitude või kaotuste suhtes algse jagatud tsükliga mootorimudeli tulemuste või eelmise parima tulemuse suhtes.

3.2.1 Üleminekukanali läbimõõt

[0103] Üleminekukanali läbimõõt muutus 0,59 tollist (15,0 mm) 1,97 tollini (50,0 mm). Iga sammu ajal muutus üleminekuklapi läbimõõt nii, et kahe klapi pind sobis üleminekukanali väljundi pinnaga. Kõige paljulubavam konfiguratsioon üleminekukanali jaoks oli 1,18 tolli (30 mm) suurune sisselaske ja väljalaske ristlõike läbimõõt kahe 0,83 tollise (21,2 mm) üleminekuklapiga. Sisselase modelleeriti kontrollklapiga, millel oli realistlik ajakonstant. Soojusliku kasuteguri juurdekasv sõltuvalt kiirusest, mis tulenes üleminekukanali diameetri optimeerimisest, oli minimaalne (vähem kui 0,3 punkti ITE).

3.2.2 TDC faasimine

[0104] Viies sisse diapasoonid, TDC faasimine surve- ja jõusilindrite vahel avaldas soojuslikule kasutegurile märkimisväärset mõju. TDC faasimine oli sisse viidud diapasoonis 18° ja 30° CA. Iga sammu ajal reguleeriti 50% põlemispunkti ja üleminekuklapi ajastust, et säilitada sellist faasimist, kus 10% põlemispunkt esines üleminekuklapi sulgemise (XVC) sündmuse ajal või pärast seda. Selle eesmärgiks oli vältida leegi kandumist üleminekukanalisse. Kõige paljulubavam konfiguratsioon saadi 20° CA TDC faasimisest. See näitasmõõdukaid juurdekasve sõltuvalt kiirusulatusest (1,3 kuni 1,9 ITE, eelmise 25° TDC faasimise suhtes). Edasised üleminekukanali kestuse ja tõste optimeerimise uurimused andsid tulemuseks minimaalse paranemise (vähem kui 0,2 punkti ITE).

3.2.3 Põlemise kestus

[0105] Põlemise kestuse muutmine või 10 kuni 90% põlemiskiirusest avaldasid samuti soojuslikule kasutegurile tugevat mõju. 10 kuni 90% põlemise kestuse esialgne seadmine oli 24° CA, mis on tüüpiliste SI-mootorite puhul kiire põlemise kestus. Kõige tähtsam eesmärk oli säilitada sama tüüpi põlemise kestust tavaliste ja jagatud tsükliga mootorite vahel. Siiski, tänu teooriatele seoses kiirema põlemiskiirusega mis võivad olla omased jagatud tsükliga mootoris, mootori tundlikkust uuriti kiirema põlemissündmuste suhtes. 10 kuni 90% põlemise kestuse vähendamine (suurendades põlemiskiirust) 24° CA-lt 16° CA-le näitas juurdekasvu kuni 3 punkti ITE sõltuvalt kiirusulatusest.

[0106] Seda uurimust korrati tavalise mootorimudeli puhul, et luua võrdluseks kokkuleppepunkt. Tavalise mootori juurdekasvud olid piiratud 0,5 ITE punktini. Tavalise mootori puhul toimub põlemine peaaegu ühtlase mahu juures.

[0107] Joonisel 19 on kujutatud log-rõhu ja. log-mahu sõltuvuse (log-log P-V) diagrammi tavalise mootori jaoks 24° CA 10 kuni 90% põlemise kestuse juures. Kui võrrelda seda ideaalse Otto tsükli konstantse mahu soojuse juurdevoolu joonega, see on varjutatud ala ülalpool, kus sisepõlemise sündmus läheb töötakti. Vähendades põlemiskestust 16° CA-le, suureneb TDC läheduses põlenud kütuse hulk, mille tulemuseks on suurenenud paisumistöö. Teisisõnu muutub varjutatud ala väiksemaks ja P-V kõver läheneb ligikaudu ideaalse Otto tsüklile. Nii on võimalik soojuslikku kasutegurit mõnevõrra parandada. Mootoritootjad on teinud märkimisväärseid pingutusi, et optimiseerida seda kompromissi juurdekasvu parendamiseks.

[0108] Joonisel 20 on kujutatud rõhu ja mahu sõltuvuse graafikut jagatud tsükliga mootori jaoks.

Jagatud tsükliga mootori paisumissilindris toimub põlemissündmuse ajal märksa suurem mahu muutus kui tavalises mootoris. Seda on kujutatud joonisel 20. Must joon vastab 24° CA 10 kuni 90% põlemise kestusele.

[0109] Soojuslik kasutegur suureneb jagatud tsükliga mootoris, kui põlemine on nihutatud TDC suunas, aga 10% põlemispunkti ettepoole liikumine on piiratud üleminekuklapi sulgemise (XVC) sündmuse ajastamisega. 10 kuni 90% põlemise kestuse vähendamine efektiivselt edendab põlemist, mille tulemuseks on suurema rõhu

toime vähenenud mahumuutusele. Seega vähendatud põlemise kestus annab suuremaid juurdekasve jagatud tsükli mootoriga kui tavalise mootoriga.

[0110] Tüüpiline 10 kuni 90% põlemise kestusega või tavaline sädesüütega bensiinimootor jääb vahemikku 20° ja 40° CA. Üheks suurenevate põlemiskiiruste piiravaks faktoriks on see, kui palju turbulentset voolamist silindri sisemuses tekitatakse, seega surutakse leegi esiosa kokku ja kiirendatakse leegi edasikandumist silindris. GT-Poweri Wiebe põlemismudel ei võta sellist keerulisuse astet arvesse. Hüpoteesiks oli, et tulenevalt intensiivsest liikumisest ja üleminekuvoo hilisest ajastamisest, võib jagatud tsükliga mootori paisumissilindris tekkida põlemise ajal märksa suurem õhumahu liikumisaste ja turbulentne voolamine, mis tekitab suuremad leegi kiirused kui tavalise mootori puhul. Põlemissündmuse täpsemaks modelleerimiseks ja võimalike põlemiskiiruste kindlakstegemiseks jagatud tsükliga mootori jaoks, otsustati kasutada arvutuslikku voolava keskkonna dünaamika (CFD) analüüsi. Seda teemat on käsitletud osas 3.3.

3.2.4 Silindrisisene geomeetria

[0111] Järgmises parameetrite uurimise seerias muudeti silindrisisest geomeetriat, et määrata mõju soojuslikule kasutegurile. Läbimõõdu ja käigu suhet muudeti surve- ja jõusilindrite jaoks sõltumatult ning töömaht jäeti mõlema puhul konstantseks. Survesilindri puhul pandi diapasooni läbimõõdu ja käigu suhe vahemikus 0,80 kuni 1,20. Kõige soodsam survesilindri läbimõõdu ja käigu suhe mootorikiiruse 1400 pööret minutis puhul oli 0,90 (0,3 punkti ITE juurdekasvu). Sellest hoolimata ei andnud see väärtus tulemuseks juurdekasvu teistel mootorikiirustel. Läbimõõdu ja käigu suhte vähenemine annab tulemuseks pikema käigu ja kepsu, mis suurendab mootori kaalu, eriti mootoriploki kaalu. Paisumissilindri läbimõõdu ja käigu suhte muutmisest tulenevat juurdekasvu ei saadud. Suurendades paisumissilindri surveastet 120 kuni 130 näitas 0,7-punktilist ITE juurdekasvu 1400 pööret minutis toimimispunkti puhul. Kõrgematel mootorikiirustel oli siiski mõningane ITE vähenemine. Kõik märgid näitavad, et kui mootor oleks häälestatud kiiruse 1400 pööret minutis jaoks, siis oleks võimalik saavutada ITE kasvu survesilindri läbimõõdu ja käigu suhte ning jõusilindri surveastme muutmise teel. Kogu kiiruse vahemikus häälestamisel peaks siiski väärtused muutmata jätma.

3.2.5 Soojusülekanne

[0112] Üleminekukanalile modelleeriti ja lisati keraamilised katted, mis aitaksid suurendada võimalikku soojusliku kasuteguri juurdekasvu tänu säilitatud soojusele ja suuremale rõhule ülemikukanalis. Soojusjuhtivuse 6,2 W/m-K abil muudeti emissioonivõimet ja katte paksust. Seina paksus, mida muudeti vahemikus 0,059 tolli (1,5 mm) kuni 0,276 tolli (7 mm) ei avaldanud soojuslikule kasutegurile palju mõju. 0,059-tolline (1,5 mm) paksus on mootoriosade keraamiliste katete jaoks kasutatav tüüpiline väärtus ning seetõttu kasutati seda vaikimisi võetuna. Emissioonivõime muutmine, mida on võimalik keraamilise materjali puhul teha vahemikus 0,5 kuni 0,8, andis 0,2-punktise ITE muutuse, mille madalam väärtus 0,5 andis parima tulemuse. Selle emissioonivõime puhul eeldati 0,7-punktist ITE juurdekasvu kiiruste vahemikus.

[0113] GT-Power ei võimaldanud silindrisisestele osadele keraamiliste katete määramiseks kiiret ja otsest meetodit. Arvutuste tegemiseks vajaliku alammudeli väljaarendamise asemel kasutati jõusilindri kolvi ja silindripea materjalidena keraamilist materjali. Tulemuste alusel võib keraamiliste osade kasutamise tagajärjel saavutada kiiruste vahemikus lausa 2-punktise ITE juurdekasvu.

3.2.6 Jagatud tsükliga mootori ITE tulemuste kokkuvõte

[0114] Allolevas tabelis 8 on toodud parameetriliste uurimuste käigus tekkinud ITE muutused.

Tabel 8. Näidatud tsoojusliku kasuteguri ennustused jagatud tsükliga mootori jaoks

Konfiguratsioon	1400 p/min	1800 p/min	2400 p/min	3000 p/min
Tavaline mootorimudel	37,5	27,9	38,2	38,0
Algne jagatud tsükliga mootorimudel	36,1	35,8	34,6	33,0
30 mm üleminekukanal	36,2	36,0	34,9	33,3
20° TDC faasimine	37,5	37,5	36,6	35,2
16° 10 kuni 90% põlemise kestus	40,6	40,6	40,0	38,6
1,5 mm keraamiline kate (üleminek)	41,3	41,4	40,9	39,6
paisumissilindri keraamilised osad	42,8	42,9	42,6	41,5

[0115] Joonisel 21 on need tulemused graafiliselt kujutatud. Selle võrdluse alusel andis tavaline mootor näidatud soojuslikku kasuteguriks 37,5% kuni 38,2% vahemikus samal võimsuse tasemel kui jagatud tsükliga mootor. Põlemiskiiruste suurendamine omas kõigist uuritud muutujatest kõige suuremat mõju. Suurendatud põlemiskiirused võimaldasid jagatud tsükliga mootori soojuslikul kasuteguril tõusta ligikaudu 3 punkti üle tavalisele mootorile ennustatud tasemete. Keraamiliste katete kasutamisel saadi edasisi potentsiaalseid suurenemisi.

3.3 Põlemise analüüs

[0116] GT-Poweri abil teostatud parameetriline diapasooni panemine näitas, et 10 kuni 90% põlemise kestusel oli märkimisväärne mõju jagatud tsükliga mootori ITE-le. Hüpoteesiks oli samuti, et jagatud tsükliga mootori paisumissilindril võib tekkida tavalise mootoriga võrreldes kõrgematel tasemetel silindris kogu õhumassi liikumine ja turbulentne voolamine, mis annab seeläbi suuremaid põlemiskiirusi. Wiebe põlemismudel, mida GT-Poweri tsükli simuleerimise uurimustes kasutati, tkitab kasutajasisendite abil soojuseralduse kõverad 50% põlemispunkti ja 10 kuni 90% põlemise kestuse puhul. See näeb ette ligikaudse põlemissündmuse väärtuse, aga see ei võta arvesse mõju suurenenud turbulentsele voolamisele.

[0117] Hüpoteesi testimiseks ja jagatud tsükliga mootori kontseptsiooniga saavutatava 10 kuni 90% põlemise kestuse kvantiteedi määramiseks kasutati arvutuslikku voolava keskkonna dünaamikat (CFD). Arvutuslik voolava keskkonna dünaamika viitab tarkvara valdkonnale, mis vähendab komplekse geomeetrilise välja väikesteks osadeks (millele viidatakse kui „elementidele", mis on „võrega" eraldatud. Kehtivad valitsevad võrrandid (vedeliku voog, massi säilitamine, impulss, energia) lahendatakse seejärel igas elemendis. Ajas edasi liikumine ja iga kord iga elemendi jaoks nende arvutuste teostamine võimaldab lahendada väga keerulisi vooälju, kuid vajab suurt arvutusvõimsust.

[0118] Võrdleva analüüsi teostamiseks konstrueeriti CFD mudelid nii tavalise kui jagatud tsükliga mootori jaoks. Tavalisel mootoril reguleeriti sisselaskeklapi sündmusi ja sädeme ajastust, et sobitada jääkmass ja 50% põlemispunkt tsükli simuleerimise tulemustega. Tulemuseks oli 10 kuni 90% CFD põlemise kestus ligikaudu 24° CA, mis sobis väärtusega, mida kasutati GT-Poweri Wiebe põlemismudelis.

[0119] Jagatud tsükliga mudeli puhul kuulusid sisendite hulka fikseeritud seinatemperatuurid, mis eeldasid üleminekukanali keraamilist katet, kuid paisumissilindris keraamiliste osade puudumist. Varajane põlemise osa toimub avatud üleminekuklapiga. Vastastikune mõju üleminekukanalist tuleva sisselaskeannuse ja paisumissilindri vaheline rõhu tõus mõjutab jääkmassi. Mitu korduvat katset oli vaja teha tavalise mootori jääkmassi sobitamiseks 4% raamesse. Esimene tulemuste komplekt kattus olulisel määral ligikaudu 35% tkogu põlemissündmusest (s.t. alates põlemise 0% punktist kuni 100% punktini), mis toimus enne üleminekuklapi sulgemist. (Sellele viidatakse edaspidi kui 35% „põlemiskattumisele"). CFD mudelis oli üleminekukanalis põlemine võimatu. Siiski selgus tulemuste ülevaatamisel, et see kattumise hulk oleks eeldatavalt tulemuseks andnud leegi levimise üleminekukanalisse. Tulemuseks oli 10 kuni 90% põlemise kestus ligikaudu 10° CA.

[0120] Joonisel 22 on kujutatud juhtum, kus vastavalt CFD analüüsi arvutustele toimus 35% põlemise kattumine. Üleminekuklapp 250 sulgub pärast ligikaudu 35% põlemise toimumist ja paisumiskolb 252 liigub kuumade gaaside toimel allapoole. Leegi esiosa 254 (tume varjutatud osa) on liikunud üleminekuklapipesast 256 mööda. Vastavalt sellele on tõenäoline, et selles teostuses leegi esiosa 254 on suuteline liikuma üleminekukanalisse 258.

[0121] Teine korduv katse teostati põlemise kattumise vähendamiseks. Eesmärgiks oli, et enne üleminekuklapi sulgumist toimub vähem kui 10% põlemist. Jällegi oli jääkmassi sobitamiseks vaja teha mitu katset. Antud juhul oli tulemuseks ligikaudu 5% kogu põlemissündmusest (s.t. 0% punktist kuni 100% põlemispunktini), mis toimus enne üleminekuklapi sulgumist. 10 kuni 90% põlemise kestus oli ligikaudu 22°CA. Üleminekuklapi ja põlemissündmuse vahelise kattumise kogus avaldas märkimisväärset mõju põlemise kestusele.

[0122] Joonisel 23 on kujutatud juhtum, kus vastavalt CFD analüüsi arvutustele toimus 5% põlemise kattumine. Üleminekuklapp 250 sulgub pärast ligikaudu 5% põlemise toimumist ja paisumiskolb 252 liigub kuumade gaaside toimel allapoole. Leegi esiosa 254 (tume varjutatud ala) ei ole üleminekuklapipesast 256 mööda liikunud. Vastavalt sellele on tõenäoline, et selles teostuses leegi esiosa 254 ei ole suuteline üleminekukanalisse 258 liikuma.

[0123] Üks CFD analüüsist tulenev avastus oli, et jagatud tsükliga mootoril on võimalik loomupärane eelis tavalise mootori ees NO_x heitgaaside osas. Ennustatud NO_x heitgaasid 10 CA 10 kuni 90% põlemise kestusega jagatud tsükliga mootori puhul moodustasid ligikaudu 50% NO_x heitgaasidest, mida tavalise mootori puhul ennustati, samal ajal kui 22° CA 10 kuni 90% põlemise kestuse puhul tulemuseks oli ligikaudu 20% tavalise mootori NO_x heitgaasidest. Suur paisumiskiirus põlemise ajal, mis leiti jagatud tsükliga mootoris, annab tulemuseks maksimaalsete lõppgaasi temperatuuride vähenemise, mida kogetakse tavalises mootoris, mis põleb peaaegu konstantse mahu juures. Seega tundub nende tulemuste suundumus mõistlik.

[0124] Tüüpilised autode bensiini SI-mootorid töötavad täiskoormusel stöhhiomeetrilistel või kergelt rikastel õhu-kütusesuhetel. Soojuslik kasutegur paraneb üldjuhul lahja õhu-kütusesuhte puhul, kuid sellisel juhul suureneb NO_x heitgaaside hulk ning katalüsaatori töövõime on tugevalt pärsitud. Katalüsaatori võimetus NO_x heitgaaside hulka sellistes tingimustes efektiivselt vähendada muudab summutitoru NO_x tasemeid veelgi suuremaks. Ennustatud NO_x heitgaasid on tavalise mootori puhul, mis töötab 18:1 õhu-kütusesuhtega, tõenäoliselt suuremad kui see on tüüpilise mootori puhul, mis töötab stöhhiomeetrilistel või mõnevõrra rikastel õhu-kütusesuhetel.

[0125] Neid tulemusi ei ole eksperimendi andmetega korreleeritud ning numbrilise mudelite heitgaaside ennustused sõltuvad üldjuhul suuresti jääkide jälgimisest põlemissündmuse ajal. Kui neid tulemusi tegeliku testmootori abil kinnitada, siis näitaksid nad jagatud tsükliga mootori kontseptsiooni märkimisväärset eelist. Ennustatud CO heitgaase oli jagatud tsükliga mootori puhul rohkem, kuid neidseda on lahjade ekspluatatsioonitingimuste puhul kergem oksüdeerida kui NO_x, kasutades saadavate heitgaaside järeltöötlusseadmeid, näiteks oksüdatsioonikatalüsaatoreid.

[0126] Joonisel 24 on näidatud ennustatud NO_x heitgaasid kõigil kolmel juhul, s.t. tavalises mootoris, varajase jagamisega (5% põlemise kattumine) ja hilise jagamisega (35% põlemise kattumist). Eksperiment näitab, et suhteline NO_x suundumus erinevate juhtumite puhul on õigesti ennustatud, aga absoluutne suurus ei pruugi olla. Mõlemal jagatud tsükliga juhul toimuvad tsüklis põlemissündmused hiljem kui tavalisel juhul, mistõttu püsivad kõrged temperatuurid vähem aega ja seega tekib vähem NO_x kui tavalise mootorigal juhul. Hilisema ajastuse puhul tekitati väga vähe NO_x, kuna hiline

põlemine andis tulemuseks madalamad silindri temperatuurid. Paisumistsükkel oli põlemise tekke ajal juba toimumas.

[0127] Hilise põlemisega jagatud tsükli puhul madalamad silindritemperatuurid andsid tulemuseks suurema CO emissiooni, kui seda võrrelda nii tavalise mootoriga ja kui ka varajase ajastusega jagatud tsükliga mootoriga. Lõplikud CO kontsentratsioonid olid tavalise, varajase ajastusega jagatud tsükliga ja hilise ajastusega jagatud tsükliga mootori puhul vastavalt 39, 29 ja 109 ppm.

3.4 Hõõrdumise uurimus

[0128] GT-Poweri hõõrdumismudel põhineb Chen-Flynni korrelatsioonil, mis ennustab hõõrdumist järgmise empiirilise seose alusel:

$FMEP = a \times PCP + b \times V_p + c \times V_p^2 + d$, kus

FMEP: hõõrdumise keskmine efektiivrõhk (või hõõrdemoment töömahu kohta)

a,b,c,d: korrelatsioonikoefitsiendid (häälestusparameetrid)

PCP: silindri tipprõhk ja

V_p: keskmine kolvi kiirus.

[0129] See korrelatsioon on aja jooksul tavaliste kolviga mootorite jaoks hästi välja arendatud ning korrelatsioonikoefitsientide mõistlikud väärtused on eksperimendiandmete abil kinnitust leidnud. Empiiriline režiim ei võta siiski arvesse ainulaadset kolvi liikumist ja jagatud tsükliga mootori kontseptsiooni puhul kepsu nurka.

[0130] Peamine mootori hõõrdumise allikas tuleneb kolvisõlmest. Täpsemalt tuleneb peamine kolvisõlme hõõrdumine kontaktist kolvirõngaste ja silindrihülsi vahel. Mootori hõõrdumise iseloomulike erinevuste kindlakstegemiseks tavalise ja jagatud tsükliga mootori vahel tehti hõõrdumise arvutused GT-Poweri väliselt. Kolvi aksiaalkoormus arvutati GT-Poweri silindrirõhu ja vända nurga andmete funktsioonina, mis saadi GT-Powerist arvutustabeli vormingus. Hõõrdejõud määrati selle jõu korrutamisel keskmise (konstantse) hõõrdeväärtuse koefitsiendiga. Hõõrdetöö arvutati F-dx töö integreerimisel 0,2 ° CA käigu juurdekasvuna. Eeldati, et F-dx hõõrdetöö summa moodustas pool mootori koguhõõrdest. Keskmine hõõrdekoefitsiendi väärtus määrati arvutustabeli ennustatud hõõrdetöö sobitamisel selle hõõrdetööga, mida ennustati Chen-Flynni korrelatsioonist tavalisele mootorile 1400 pööret minutis juures. Seda väärtust rakendati

seejärel jagatud tsükliga mootorile, et ennustada kolvisõlme hõõrdumist. Ülejäänud pool hõõrdumisest eeldati, et jääb konstantseks kahe mootori konfiguratsioonide vahel, kuna see sõltub klapimehhanismi, laagri hõõrdumise ja abivahendite kadudest. FMEP muutub sõltuvalt mootori kiirusest ja eelnevate parameetriliste uurimustega ühtimiseks ülejäänutega valiti punkt 1400 pööret minutis.

[0131] Hõõrdetöö hulk seletab erinevusi uuritud mootori näidatud ja piduritöö vahel. Hõõrdemomendi ja võimsuse väärtused olid tavalise ja jagatud tsükliga mootori puhul väga sarnased ning need moodustasid 22° CA 10 kuni 90% põlemise kestusest. Tulemused näitavad siiski, et jagatud tsükliga mootoril võib olla mõnevõrra suurem mehaaniline kasutegur kui tavalisel mootoril, kuna 10 kuni 90% põlemise kestus on 22° CA-st vähenenud. Näiteks 16° CA 10 kuni 90% põlemise kestuse juures oli jagatud tsükliga mootoril mehaaniline kasutegur 1,0 punkti suurem, millest tuleneb 1,0-punktine BTE juurdekasv.

[0132] Joonisel 25 on toodud selle suundumuse põhjused. Joonisel 25 on kujutatud paisumiskolvi aksiaalkoormust ja vända nurga sõltuvust vastavalt paisumiskolvi TDC-le 10° CA ja 22° CA 10 kuni 90% põlemise kestuste puhul. 10° CA 10 kuni 90% põlemise kestuse tulemuseks oli mehaanilise kasuteguri suurenemine ligikaudu 1,2 punkti võrra, kui 22° CA puhul. 10° CA 10 kuni 90% põlemise kestuse puhul suurenes aksiaalkoormus kiiremini pärast seda, kui keps möödus 0° nurga punktist. Isegi, kui 10° CA puhul jõuti kõrgema tippaksiaalkoormuseni, 22° CA puhul säilitas aksiaalkoormus mõnevõrra kõrgema aksiaalkoormuse, kui 10° CA puhul ülejäänud käigu ajal. Kui teostati F-dx integreerimine, oli kolvi hõõrdetöö 10° CA puhul madalam.

3.5 Jagatud tsükliga mootori tulemuste kokkuvõte

[0133] CFD põlemisanalüüsi tulemuseks olevaid põlemiskiirusi kasutati jagatud tsükliga mootori jaoks GT-Poweri korduvate lisakatsete seadmiseks ja läbitegemiseks. Tabelis 9 võetakse tulemused kokku ja võrreldakse neid tavalise mootori näidatud, hõõrde- ja pidurivääртuste suhtes. Kõik katsed viidi läbi mootori kiirusega 1400 pööret minutis.

Tabel 9. Tulemuste kokkuvõte (inglise ühikud)

Parameeter	Tavaline (Katse #96)	Jagatud tsükliga (Katse #180)	Jagatud tsükliga (Katse #181)	Jagatud tsükliga (Katse #183)

10–90% põlemise kestus (°CA)	24	16	10	22
50% põlemispunkt (°ATDC)	10	28	24	32
Näidatud pöördemoment (jalga-naela)	91,8	102,4	103,6	93,7
Indikaatorvõimsus (hp)	24,2	27,0	27,2	24,6
ITE (%)	37,5	41,2	42,7	38,2
Hõõrdemoment (jalga-naela)	10,4	10,5	10,3	10,4
Hõõrdevõimsus (hp)	2,76	2,79	2,74	2,78
Pidurdusmoment (jalga-naela)	81,4	92,0	93,3	83,3
Pidurvõimsus (hp)	21,4	24,5	24,9	22,3
Mehaaniline kasutegur (%)	88,7	89,8	90,1	88,9
BTE (%)	33,2	37,0	38,4	33,9

Tulemuste kokkuvõte (SI-ühikud)

Parameeter	Tavaline (Katse #96)	Jagatud tsükliga (Katse #180)	Jagatud tsükliga (Katse #181)	Jagatud tsükliga (Katse #183)
10–90% põlemise kestus (°CA)	24	16	10	22
50% põlemispunkt (°ATDC)	10	28	24	32
Näidatud pöördemoment (N•m)	124,4	138,9	140,5	127,0
Indikaatorvõimsus (kW)	18,0	20,2	20,3	18,4
ITE (%)	37,5	41,2	42,7	38,2
Hõõrdemoment (N-m)	14,1	14,2	13,9	14,1
Hõõrdumise võimsus (kW)	2,07	2,08	2,04	2,07
Pidurdusmoment (N•m)	110,3	124,7	126,5	112,9
Pidurvõimsus (kW)	16,0	18,3	18,6	16,6
Mehaaniline kasutegur (%)	88,7	89,8	90,1	88,9
BTE (%)	33,2	37,0	38,4	33,9

[0134] Jagatud tsükliga katse #180 tähistab 16° CA 10 kuni 90% põlemise kestust eelmistest parameetriliste diapasoonide panemisest. Katse #181 tähistab esimese CFD põlemisanalüüsi kordust, mis teostati jagatud tsükliga mootorimudeliga. Selle katse tulemuseks oli ligikaudu 35% põlemisest mis toimus enne üleminekuklapi sulgumist,

mille tagajärjel liiguks leek tõenäoliselt üleminekukanalisse. Katse #183 tähistab teise CFD põlemisanalüüsi kordust, kus ligikaudu 5% põlemisest oli toimunud üleminekuklapi sulgemise ajal..

[0135] 10° CA 10 kuni 90% põlemise kestus katses #181 andis tavalise mootoriga võrreldes tulemuseks ligikaudu 5,0-punktise BTE juurdekasvu. Siiski viiksid need tingimused käesoleva konfiguratsiooni puhul tõenäoliselt leegi kandumiseni üleminekukanalisse. 22° CA 10 kuni 90% põlemise kestus katses #183 on reaalselt saavutatav, pidades silmas leegi üleminekukanalisse kandumise vältimist, ning selle tulemuseks oli ligikaudu 0,7-punktine ITE juurdekasv.

3.6 Tähtsate parameetrite jaoks madalamate piiride uurimine

[0136] Esialgse jagatud tsükli mudeli koostamise ajal läbi viidud uurimused ja edasised parameetrilised dispasoonide panemised tegid kindlaks surveastme, paisumisastme, TDC faasimise ja põlemise kestuse kui mootori töömahtu ja kasutegurit mõjutavad tähtsad muutujad. Tsükli simuleerimise lisakatsed viidi läbi surveastme, paisumisastme, TDC faasimise, ja üleminekuklapi tõste ja kestuse madalamate piiride määramiseks, kus mootori töömaht ja/või kasutegur langeb.

[0137] Võrdluse aluseks oli jagatud tsükliga mootor, millel oli 10 kuni 90% põlemise kestus 22° CA (katse #183). Diapasoonide panemised teostati selle konfiguratsiooni põhjal, et määrata indikaatorvõimsust ja ITE-d surveastme, paisumisastme, TDC faasimise ja üleminekuklapi tõste ja kestuse funktsioonidena. Tuleb tähele panna, et nende muutujate vastastikku sõltuvad efektid omavad märkimisväärset mõju jagatud tsükliga mootori kontseptsiooni töömahule ja kasutegurile. Selle uurimuse puhul isoleeriti kõigi muutujate mõjud. Diapasoonide panemist ei teostatud muutujate kombineeritud mõju analüüsimiseks. Iga muutuja muutmine omab tugevat mõju jääkmassile, seega ei pruugi suhtelised võrdlused katsega #183 või tavalise mootoriga kehtivad olla.

[0138] Joonisel 26 on kujutatud indikaatorvõimsus ja ITE erinevatele surveastmetele. Algväärtus seati surveastmele 100:1. Selle vähendamine väärtusele 80:1 annab tulemuseks 6% õhuvoo ja indikaatorvõimsuse vähenemise. ITE väheneb samuti koos surveastmega, eriti aga rohkem 40:1 ja madalamate väärtuste puhul.

[0139] Joonisel 27 on kujutatud indikaatorvõimsus ja ITE erinevate paisumisastmete puhul. Indikaatorvõimsus oli mõnevõrra ühtlane väikeste õhuvoo suurenemiste puhul, kui paisumisastet algselt väärtuselt 120:1 vähendati. Väärtuse 40:1 juures oli õhuvoog 5% kõrge silindrisse koos mõõduka ITE langemisega. 20:1 juures oli õhuvoog 9% kõrge, indikaatorvõimsus oli 4% madal ja ITE oli rohkem kui 4,0 punkti algväärtusest madalam.

[0140] Joonisel 28 on samad andmed erinevate TDC faasinurkade jaoks. Nende katsete ajal jäi üleminekuklapi ja põlemissündmuste faasimine paisumiskolvi TDC suhtes samasuguseks. Toimus mõõdukas ITE langus, kui TDC faasimist vähendati algselt 20° CA väärtuselt. Õhuvoog ja indikaatorvõimsus vähenevad kiiremini koos TDC faasinurgaga. Silindri kõrgema tipprõhu tõttu suureneb ka hõõrdumine. 10° TDC faasimise juures olid õhuvoog ja indikaatorvõimsus ligikaudu 4% algväärtusest madalamad ning tulenevalt suurenenud hõõrdumisest toimus 0,7-punktine ITE langemine, samuti 0,5-punktine BTE vähenemine.

[0141] Töömahu ühtlustumine kõrgemate faasinihke nurkade juures ei pruugi väljendada reaalset mootoritööd. Sellel hetkel on selles uurimuse madalamate väärtuste leidmise lähenemises üleminekuklapi sündmus ja survesündmus väga valesti ajastatud, mis takistab jagatud tsükliga kontseptsiooni tõetruud väljendamist. Hilise faasi puhul avaneb üleminekuklapp enne seda, kui survesilinder ülemineku annuse edastamist tegelikult alustab, mistõttu on põhiline protsess ühe tsükli ajal massi üleminekukanalisse kogumine ning seejärel järgmise tsükli ajal selle jõusilindrisse laskmine. Seetõttu on kõver kõrgete faasinurkade puhul lame.

[0142] Joonisel 29 on märgitud samad tulemused üleminekuklapi kestuse ja tõste funktsioonina. Tabeleid 2 ja 6 võrreldes on näha, et üleminekuklapi kestus on jagatud tsükliga mootoris (s.t. 30° CA) märksa väiksem kui sisselaske- ja väljalaskeklapi kestused tavalise mootori puhul (vastavalt 225° CA ja 270° CA). Üleminekuklapi kestus on tavaliselt 70° CA või vähem ja eelistatavalt 40° CA või vähem, et see saaks piisavalt kaua lahti olla võimaldamaks kogu kütuse annusemassi ülekannet paisumissilindrisse, kuid samas selle piisavalt kiiret sulgemist põlemise vältimiseks üleminekukanalis. Leiti, et üleminekuklapi kestusel oli märkimisväärne mõju nii põlemiskiirusele kui ITE-le.

[0143] Et suurendada üheaegselt kestust ja tõstet rakendati kordistustegurit. Klapi avamispunkti hoiti konstantsena, mistõttu klapi avamissündmus muutus koos kestusega. Kuna põlemissündmust hoiti konstantsena, andis suurendatud üleminekuklapi kestus üleminekuklapi avatud olemise ajal tulemuseks suurema põlemise toimumise fraktsioonimurdosa, mis võib praeguse jagatud tsükliga mootori konfiguratsiooni puhul viia leegi kandumiseni üleminekukanalisse. Põlemise pidurdamine koos klapisündmuse venitamisega annaks tulemuseks suurema soojusliku kasuteguri langemise, kui on siin näidatud.

[0144] Klapi kestuse ja tõstmise venitamine annab tulemuseks suurema õhuvoo. Kordistustegurite kasutamine, mis annab tulemuseks üleminekuklapi kestuse kuni 42° CA, põhjustab suurenenud õhuvoo tõttu mõningase indikaatorvõimsuse suurenemise. Pange tähele, et 42° CA kordaja annab maksimaalseks tõsteks samuti 3,3 mm. Kestuse ja maksimaalse tõste suhe jooniselt 15 on toodud tabelis 10. Viiteks oli aluseks võetud konfiguratsioonil (katse #183) üleminekuklapi kestus 25° CA ja maksimaalne tõste 2,27 mm. Soojuslik kasutegur ja indikaatorvõimsus langevad märkimisväärselt ning see pikendab veelgi klapisündmusi. Kestuse 69° CA kasutamine (ja sellega kaasnev tõste suurenemine) annab tulemuseks 10% kõrgema õhuvoo, 9,5% languse indikaatorvõimsuses ja 5,0-punktise ITE languse. Allolevas tabelis 10 on näidatud jooniselt 29 uurimuse üleminekuklapi kestuse ja tõste omavahelist suhet.

Tabel 10. Jooniselt 29 uurimuse üleminekuklapi kestuse ja tõste omavaheline suhe

CV kestus °CA	CV max tõste mm	
25	2,27	katse #183
27,8	2,2	
41,7	3,3	
55,6	4,4	
69,4	5,5	

4.0 Kokkuvõte

[0145] Arvutiuurimuses toodi jagatud tsükliga mootori töömahtu ja kasutegurit mõjutavate tähtsate muutujatena välja surveaste, paisumisaste, TDC faasimine (s.t. faasi

nurk surve- ja paisumiskolbide vahel (vt elementi 172 jooniselt 6)), üleminekuklapi kestus ja põlemise kestus. Parameetrid määrati täpsemalt järgmisel viisil:

- surveaste ja paisumisaste peaksid olema võrdsed või suuremad kui 20:1 ning need seati selle uurimuse jaoks väärtustele 100:1 ja 120:1;
- faasinurk peaks olema väiksem või võrdne 50 kraadiga ning seati selle uurimuse jaoks väärtusele ligikaudu 20 kraadi; ja
- üleminekuklapi kestus peaks olema väiksem või võrdne 69 kraadiga ning see seati selle uurimuse jaoks ligikaudu väärtusele 25 kraadi.

Lisaks sellele peaksid üleminekuklapi kestus ja põlemise kestus kattuma eelnevalt määratud protsendi ulatuses põlemissündmuse ajast, et suurendada kasuteguri tasemeid. Selle uurimuse puhul näitasid CFD arvutused, et kogu põlemissündmuse kattumine 5% ulatuses oli realistlik ning suuremad kattumised on võimalikud ja et 35% moodustab selles uurimuses kasutatud teostuste mudelite jaoks saavutamatu ülempiiri.

[0146] Kui parameetreid kasutati sobiva konfiguratsiooniga, siis olid jagatud tsükliga mootoril märgatavad eelised nii pidurduse soojuslikus kasuteguris (BTE) kui ka NO_x heitgaasides.

PATENDINÕUDLUS

1. Mootor (100), mis sisaldab:

- väntvõlli (108), mis pöörleb ümber väntvõlli telje (110);
- paisumiskolvi (114), mis on liuglevalt vastu võetud paisumissilindrisse (104) ja on operatiivselt ühendatud väntvõlliga (108) nii, et paisumiskolb (114) on rakendatav edasi-tagasi liikuma läbi neljataktilise tsükli töötakti ja väljalasketakti väntvõlli (108) ühe pöörde jooksul;
- survekolvi (116), mis on liuglevalt vastu võetud survesilindrisse (106) ja on operatiivselt ühendatud väntvõlliga (108) nii, et survekolb (116) on rakendatav edasi-tagasi liikuma läbi sama neljataktilise tsükli sisselasketakti ja survetakti väntvõlli (108) ühe pöörde jooksul;
- üleminekukanalit (144), mis ühendab omavahel survesilindri (106) ja paisumissilindri (104), kusjuures üleminekukanal (144) sisaldab üleminekuklappi (150), mis on vahetus läheduses paisumissilindriga (104) ja sisselaskeklappi (146), mis on vahetus läheduses survesilindriga (106),
- üleminekuklappi (150) ja kontrollklappi (146), mis määratlevad nendevahelise survekambri (148), **mis erineb** selle poolest, et

paisumiskolb (114) juhib survekolbi (116) faasinurga abil, mis on määratletud väntvõlli (108) pöörlemiskraadide abil paisumiskolvi (114) ülemise surnud seisu (TDC) asendi ja survekolvi (116) TDC asendi vahel;

kusjuures mahu suhe paisumissilindris (104), kui paisumiskolb (114) on paisumiskolvi (114) alumise surnud seisu (BDC) asendis, paisumissilindri (104) mahtu, kui paisumiskolb (114) on paisumiskolvi (114) TDC asendis, on 20 : 1 või suurem; ja

- kusjuures mootor (100) on konfigureeritud nii, et ajaperioodi jooksul, millal paisumiskolb (114) laskub oma BDC asendi poole ja survekolb (116) tõuseb oma TDC asendi poole, on nii kontrollklapp (146) kui ka üleminekuklapp (150) avatud.

2. Mootor (100) vastavalt nõudluspunktile 1, kusjuures mootor (100) on rakendatav reguleerima kontrollklapi (146) ja üleminekuklapi (150) kestust nii, et väljalaske- ja sisselasketaktide osade jooksul on nii kontrollklapp (146) ja kui ka üleminekuklapp (150) suletud.

3. Mootor (100) vastavalt mistahes eelmisele nõudluspunktile, kusjuures kui paisumiskolb (114) laskub oma BDC asendi poole ja survekolb (116) tõuseb oma TDC asendi poole, siis olemuslikult võrdne mass kokkusurutud gaasi teisaldatakse survesilindrist (106) üleminekukanalisse (144) ja üleminekukanalis (144) paisumissilindrisse (106)

4. Mootor vastavalt mistahes eelmisele nõudluspunktile, kusjuures mahu suhe survesilindris (106), kui survekolb (116) on oma BDC asendis, survesilindri (116) mahtu, kui survekolb (106) on oma TDC asendis, on 40 : 1 või suurem.

5. Mootor vastavalt mistahes eelmisele nõudluspunktile, kusjuures üleminekuklapp (150) on väljapoole avanev klapp.

6. Mootor vastavalt mistahes eelmisele nõudluspunktile, kusjuures mahu suhe paisumissilindris (104), kui paisumiskolb (104) on oma BDC asendis, paisumissilindri (104) mahtu, kui paisumiskolb (114) on oma TDC asendis, on 40 : 1 või suurem.

7. Mootor vastavalt nõudluspunktile 5, kusjuures mootor (100) on rakendatav nii, et põlemissündmuse jooksul on üleminekuklapp (150) paisumissilindris (104) avatud.

8. Mootor vastavalt nõudluspunktile 5, kusjuures mootor (100) on rakendatav algatama põlemissündmust paisumissilindris (104) sel ajal, kui paisumiskolb (114) laskub oma TDC asendist oma BDC asendi poole.

9. Mootor vastavalt nõudluspunktile 5, sisaldab lisaks:
kütusesissepritsesüsteem on rakendatav, et lisada kütust üleminekukanali (144) väljastuspiirkonda.

10. Mootor vastavalt nõudluspunktile 8, sisaldab lisaks: väljalaskeklapp (154) on paigutatud paisumissilindri (104) peale ja väljalaskeklapp on eraldatud üleminekuklapist (144).

FIG. 2
TEHNIKA TASE

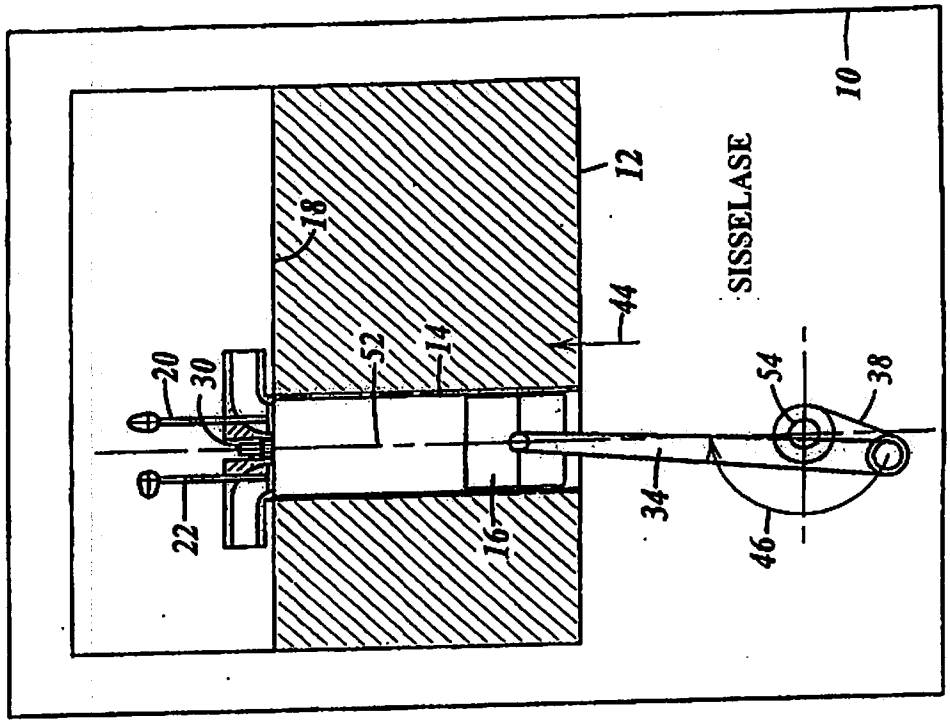
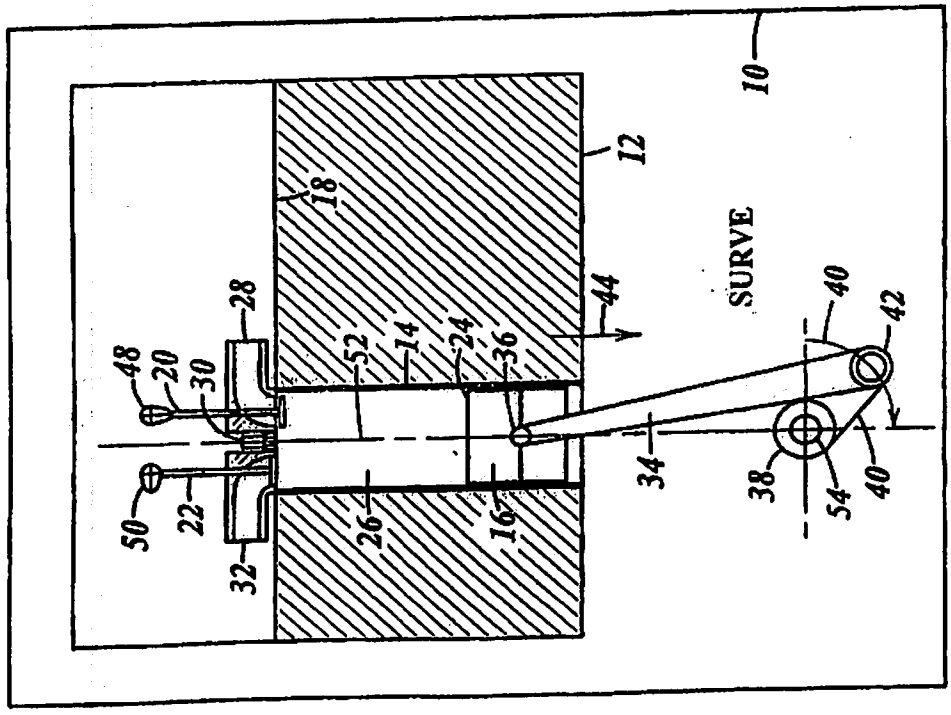


FIG. 1
TEHNIKA TASE



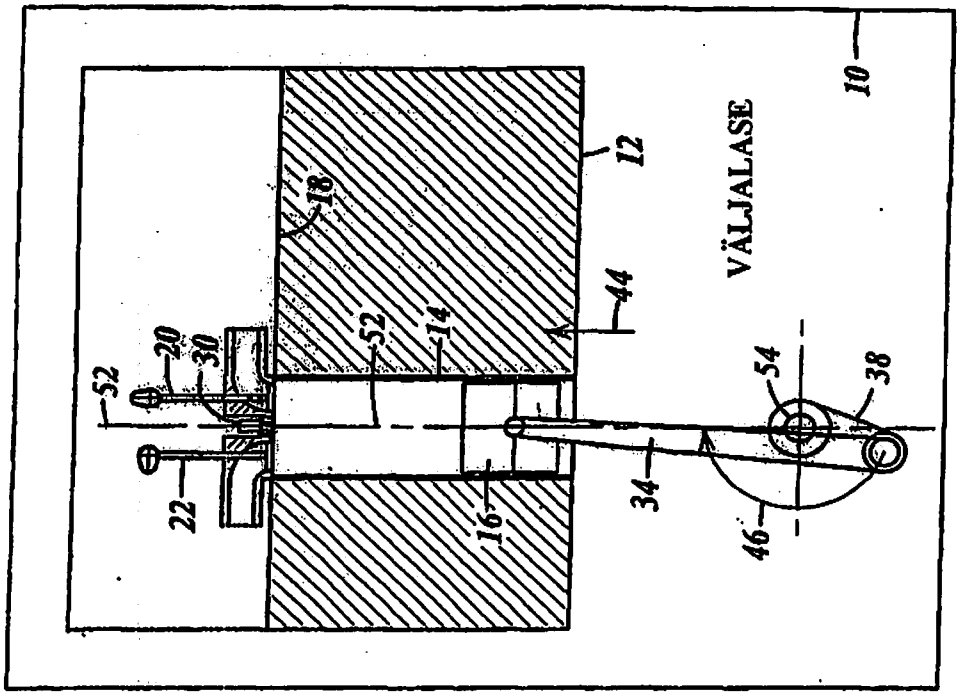


FIG. 4
TEHNIKA TASE

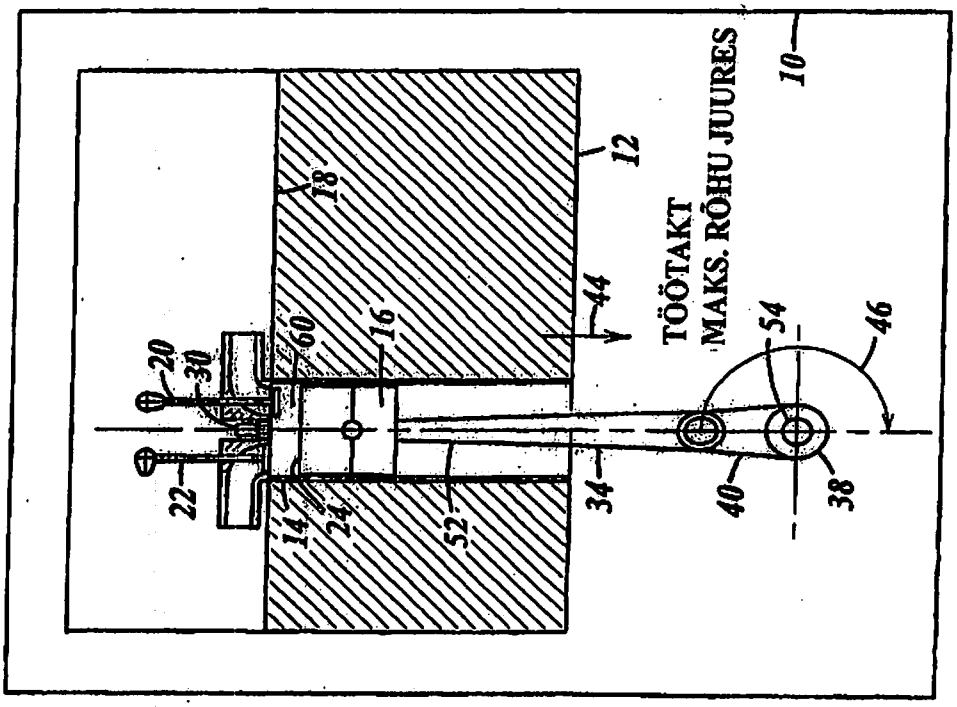


FIG. 3
TEHNIKA TASE

FIG. 5
PRIOR ART

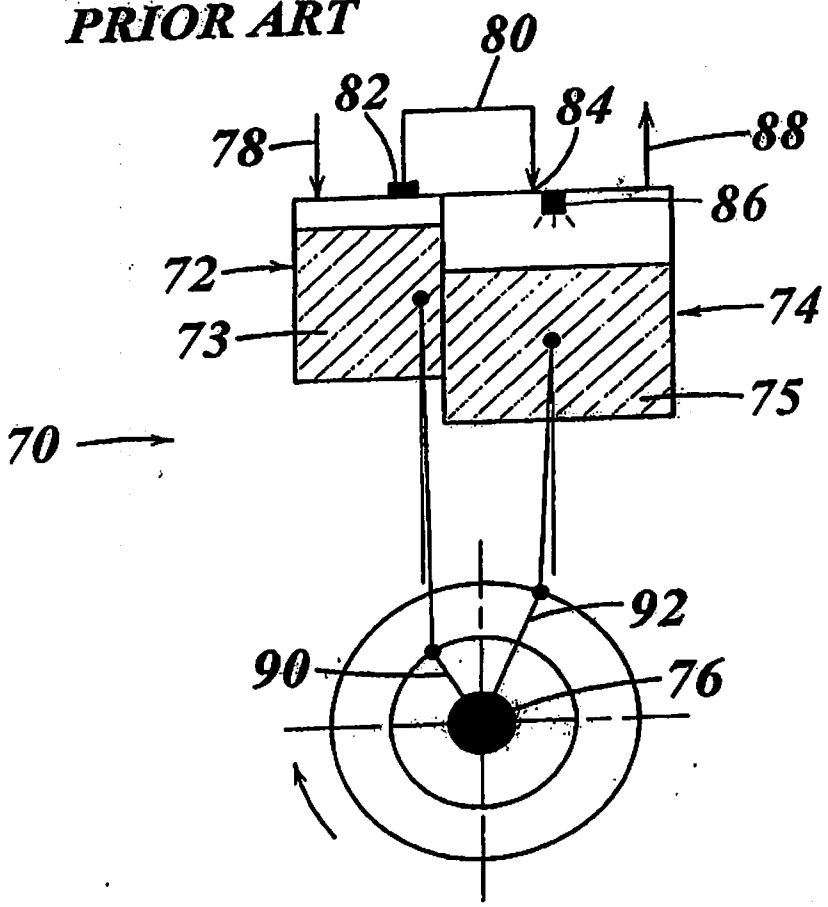


FIG. 6

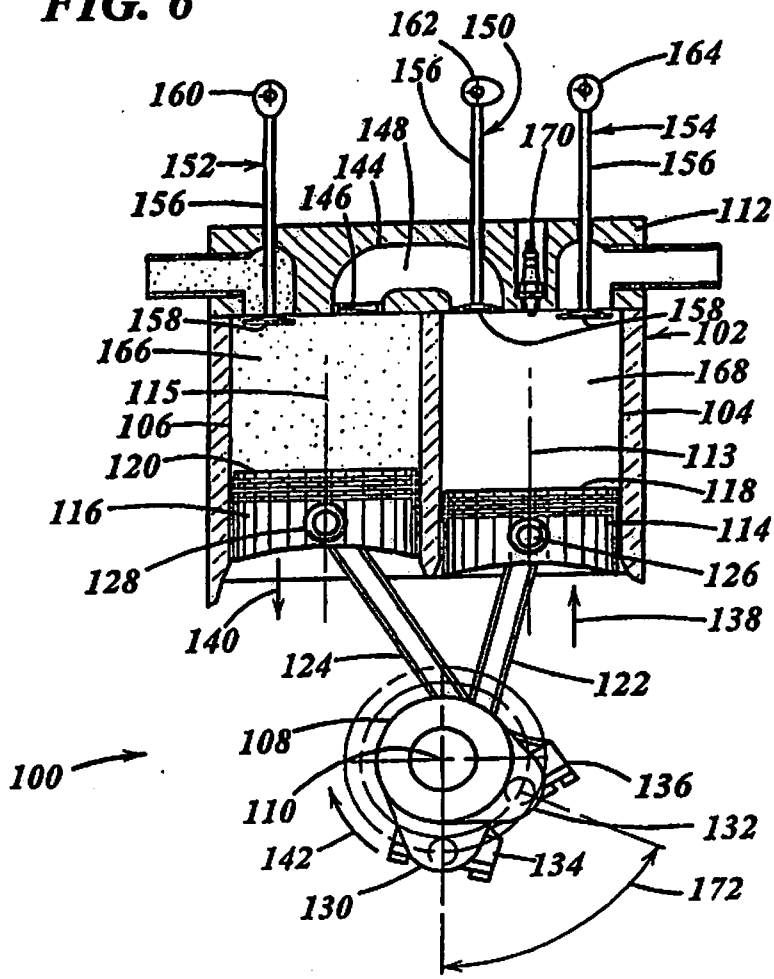

162
150
164
160
156
148
170
154
152
144
156
156
146
112
158
158
102
166
168
115
104
106
113
120
118
116
114
128
126
140
138
124
122
108
100
136
110
132
142
134
130
172

FIG. 7

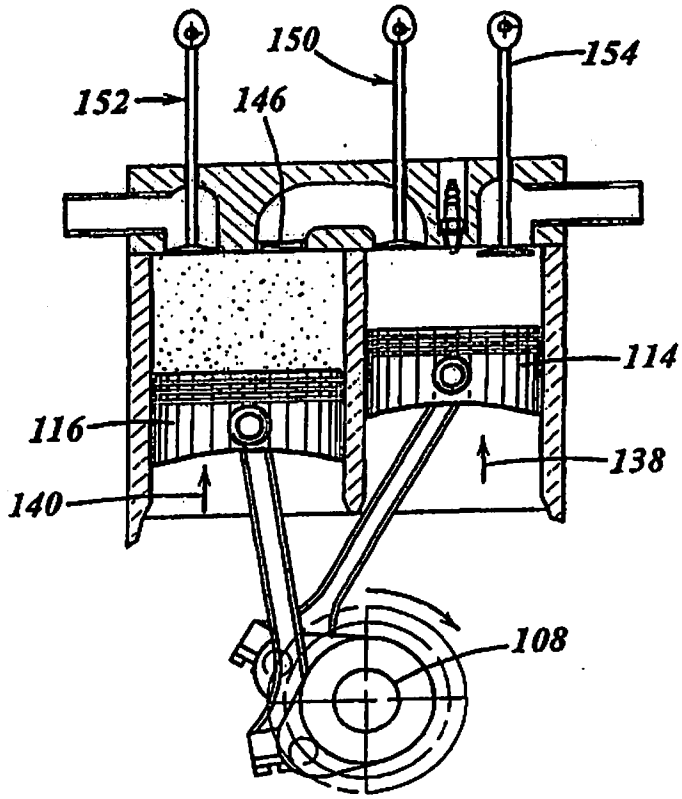


FIG. 8

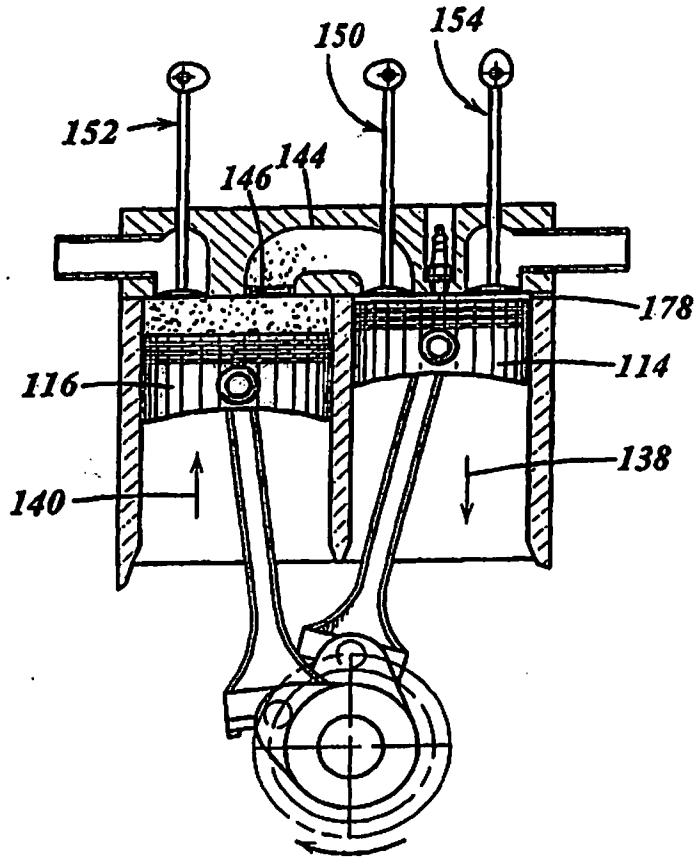


FIG. 9

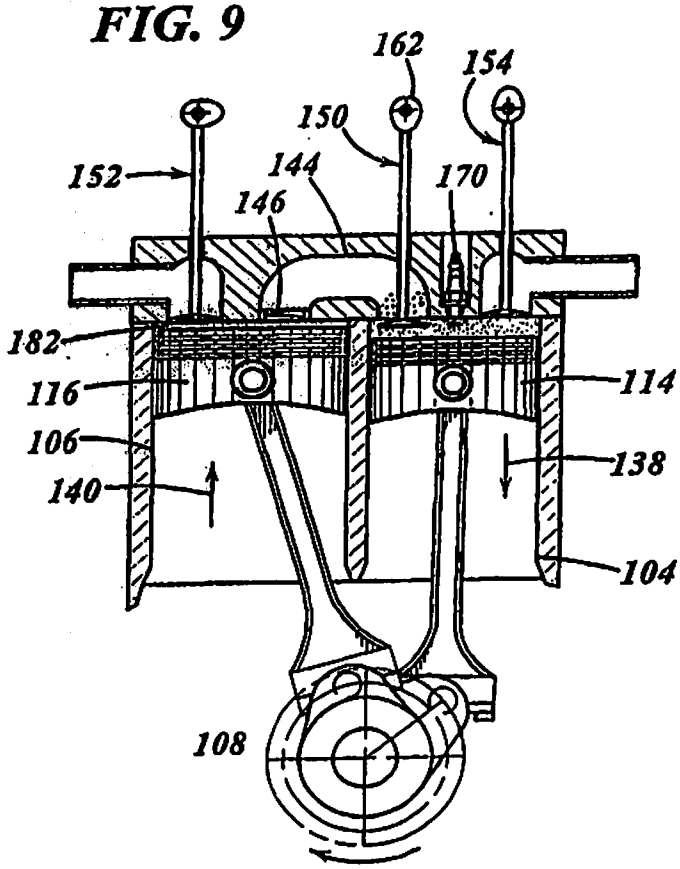


FIG. 10

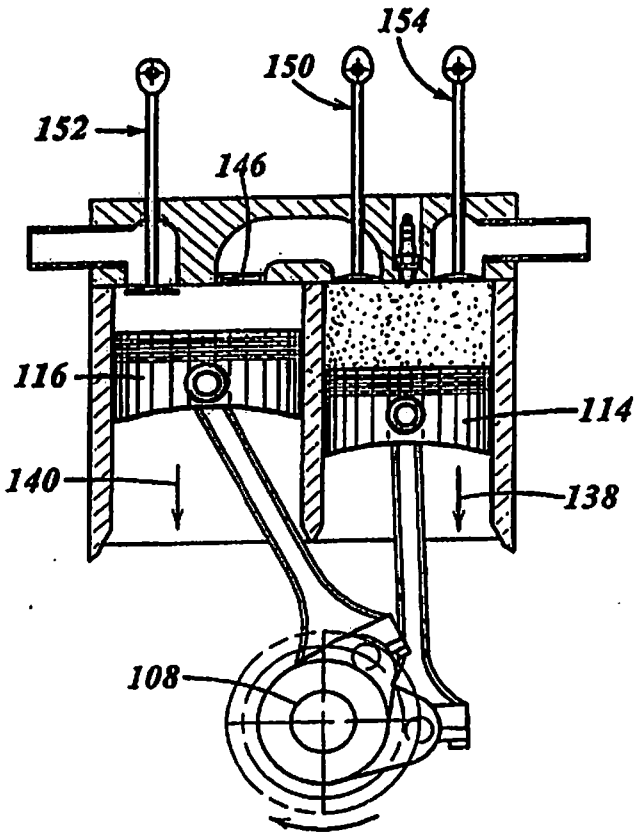


FIG. 11

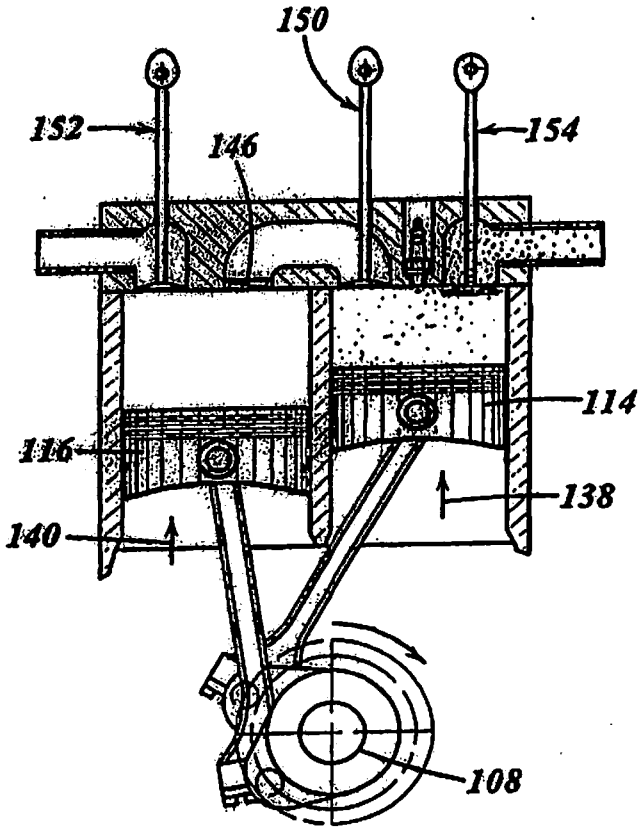


FIG. 12A

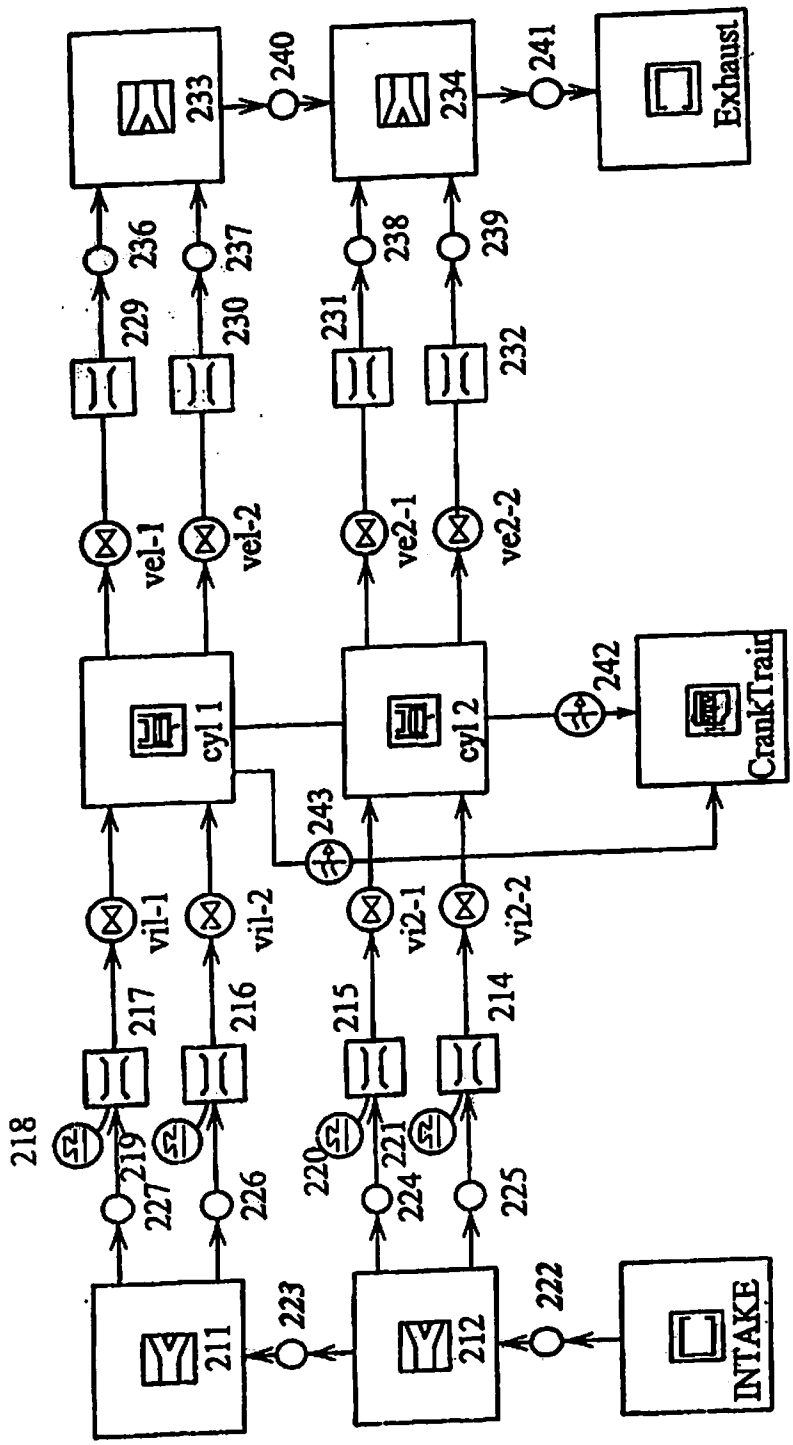

INTAKE
Exhaust
Crank Train
cyl 1
cyl 2
211
212
233
234
vi1-1
vi1-2
vi2-1
vi2-2
vel-1
vel-2
ve2-1
ve2-2
214
215
216
217
218
219
220
221
222
223
224
225
226
227
229
230
231
232
236
237
238
239
240
241
242
243

FIG. 12B

ELEMENDI DEFINITSIOON: TAVALINE MOOTOR

- 211, 212 sisselasketorustiku ühendused/T-torud
- intake (sisselase): sisselaske lõppkeskkond (lõputu välisallikas)
- 214, 215, 216, 217: sisselaskeaknad
- 218, 219, 220, 221 kütusepihustid
- vix-y: sisselaskeklapid
- cyl 1: tavalise mootori silinder #1
- cyl 2: tavalise mootori silinder #2
- vex-y väljalaskeklapid
- 229, 230, 231, 232 väljalaskeaknad
- 233, 234: väljalaske ühendused või T-torud
- exhaust (väljalase): väljalase ja keskkond (lõputu välisladestus)
- cranktrain (väntmehhanism): matemaatiline element kõigi mootori silindrite summeerimiseks ja süsteemi, näiteks tööjarjestuse, korraldamiseks
- 224-232 (v.a 228): "piluühendused" torude ja liitmike vaheliste ühenduse käsitsemiseks mudelis. Need elemendid ei kirjelda midagi tegelikus riistvaras.
- 243, 248: matemaatilised ühendused, mis kirjeldavad mehaanilist ühendust silindrite ja väntmehhanismi vahel.

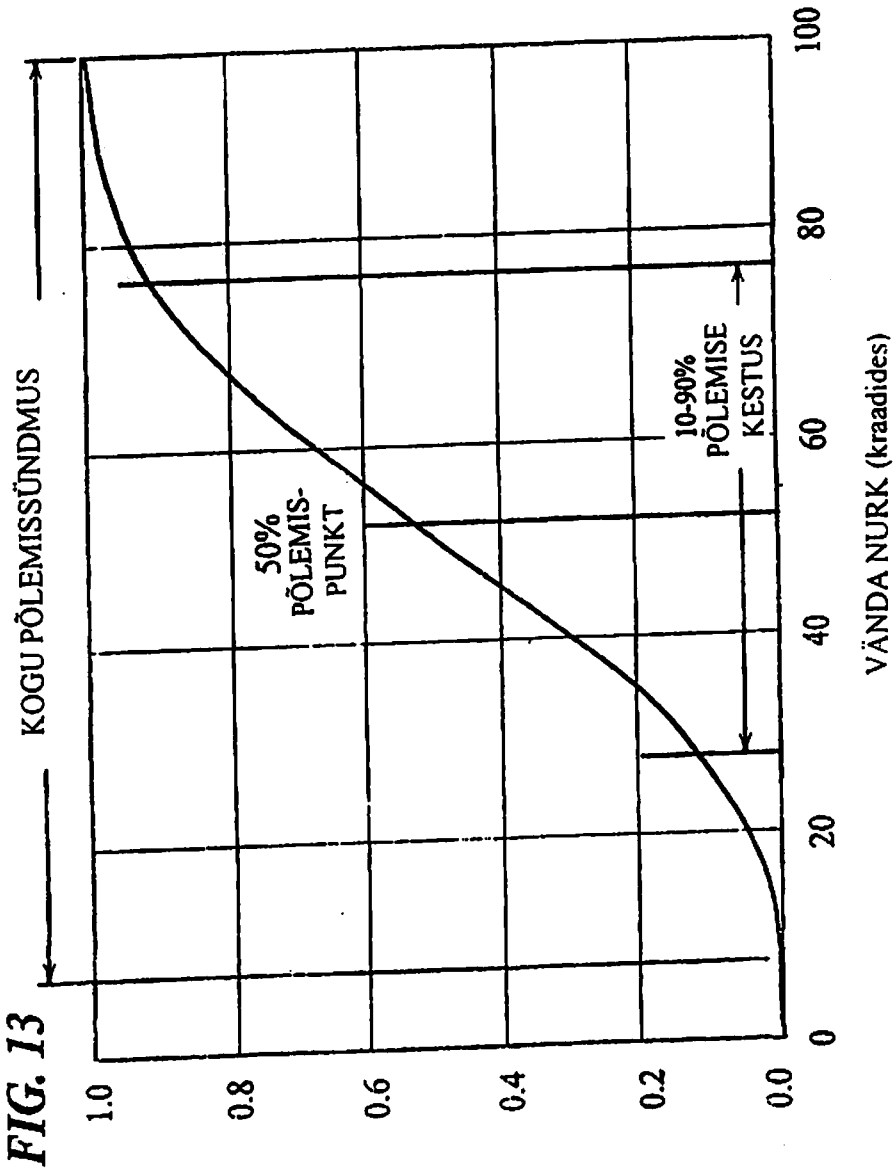
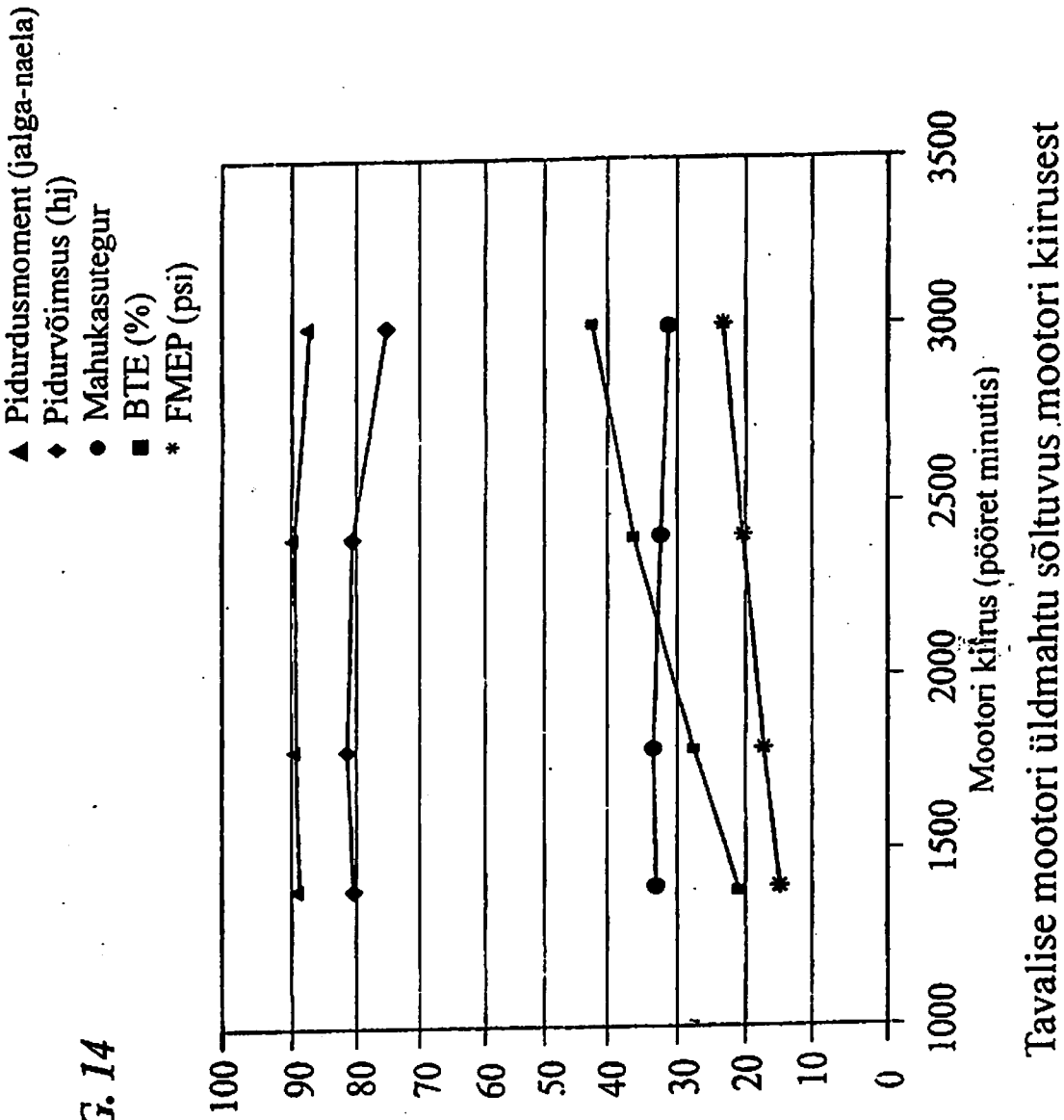

KOGU PÕLEMISSÜNDMUS
1.0
0.8
0.6
0.4
0.2
0.0
50%
PÕLEMIS-
PUNKT
10-90%
PÕLEMISE
KESTUS
0
20
40
60
80
100
VÄNDA NURK (kraadides)

FIG. 13

FIG. 14



Tavalise mootori üldmahtu sõltuvus mootori kiirusest

FIG. 15A

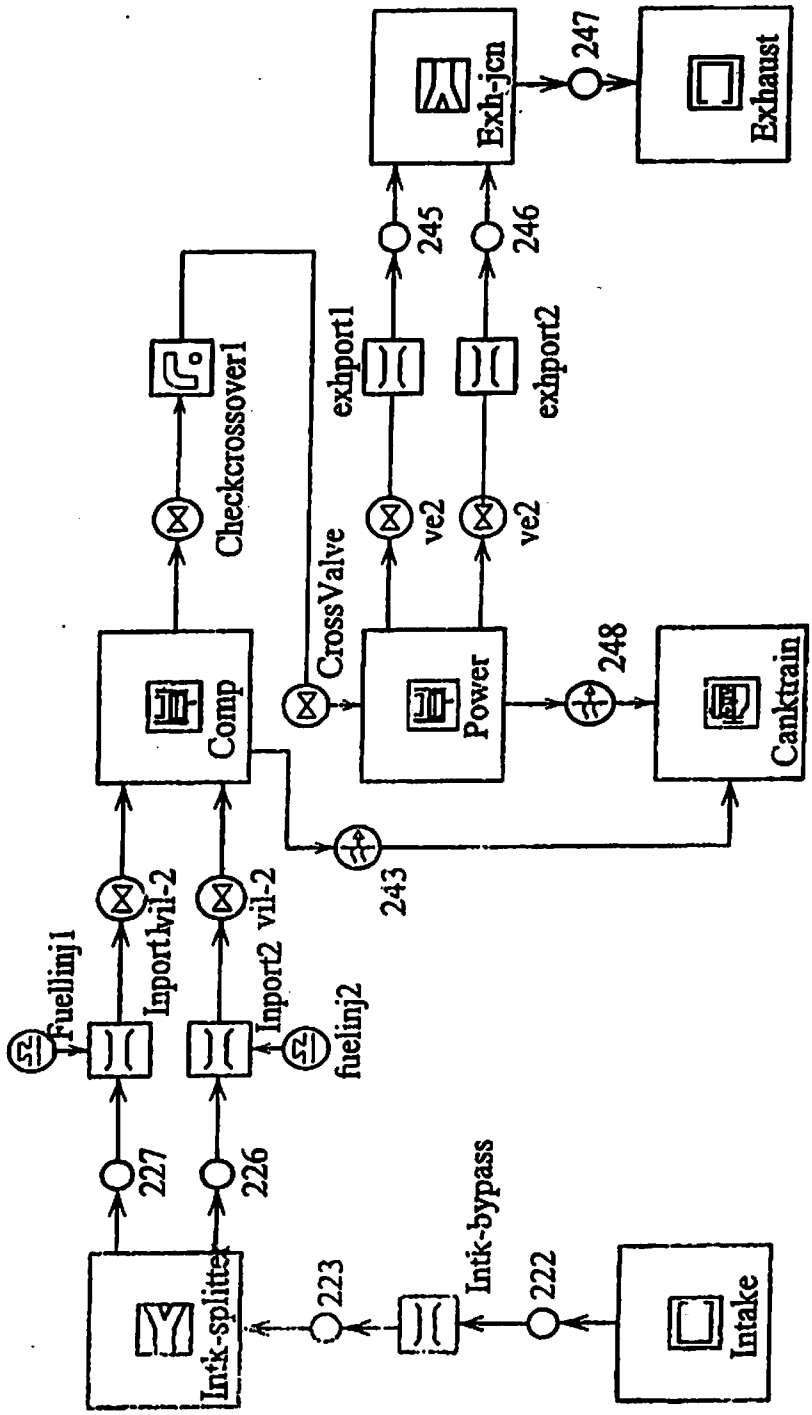
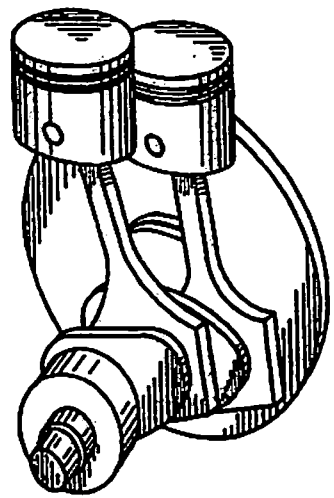

Intake
222
Intk-bypass
223
Intk-splitter
227
226
fuelinj1
Inport1
vil-2
Inport2
vil-2
fuelinj2
Comp
Checkcrossover1
243
CrossValve
Power
ve2
ve2
exhport1
exhport2
245
246
Exh-jcn
247
Exhaust
248
Canktrain

FIG. 15B

ELEMENDI DEFINITSIOON: JAGATUD TSÜKLIGA MOOTOR

- intake (sisselase): sisselaske keskkond (lõputu välisallikas)
- intk-bypass (sisselaske möödaviik): üksik sisselaskeaken enne jagamist
- intk-splitter (sisselaske kordisti): sisselasketorustiku ühendus/T-toru
- intport (sisselaskeaken) 1, intport (sisselaskeaken) 2: sisselaskeaknad
- fuelinj (kütusepihusti) 1, fuelinj (kütusepihusti) 2: kütusepihustid
- vil-y: sisselaskeklapid
- comp (surve): survesilinder
- check (kontroll): kontroll- või tagasilöögiklapp survesilindri tühjenemisel
- crossover (üleminek) 1: üleminekukanal
- cross-valve (üleminekuklapp): käivitatav üleminekuklapp
- power (jõud): paisumis- või jõusilinder
- vex: väljalaskeklapid
- exhport (väljalaskeaken) 1, exhport (väljalaskeaken) 2: väljalaskeaknad
- exh-jcn: väljalaske ühendus/T-toru
- exhaust (väljalase): väljalase ja keskkond (lõputu välisladestus)
- cranktrain (väntmehhanism): matemaatiline element kõigi mootori silindrite summeerimiseks ja süsteemi, näiteks tööjarjestuse, korraldamiseks
- 222, 232, 226, 227, 245, 246, 247: "piluühendused" torude ja liitmike vaheliste ühenduse käsitsemiseks mudelis. Need elemendid ei kirjelda midagi tegelikus riistvaras.
- 243, 248: matemaatilised ühendused, mis kirjeldavad mehaanilist ühendust silindrite ja väntmehhanismi vahel.

FIG. 16



MSC. ADAMS® JAGATUD TSÜKLIGA MOOTORIMUDEL

FIG. 17

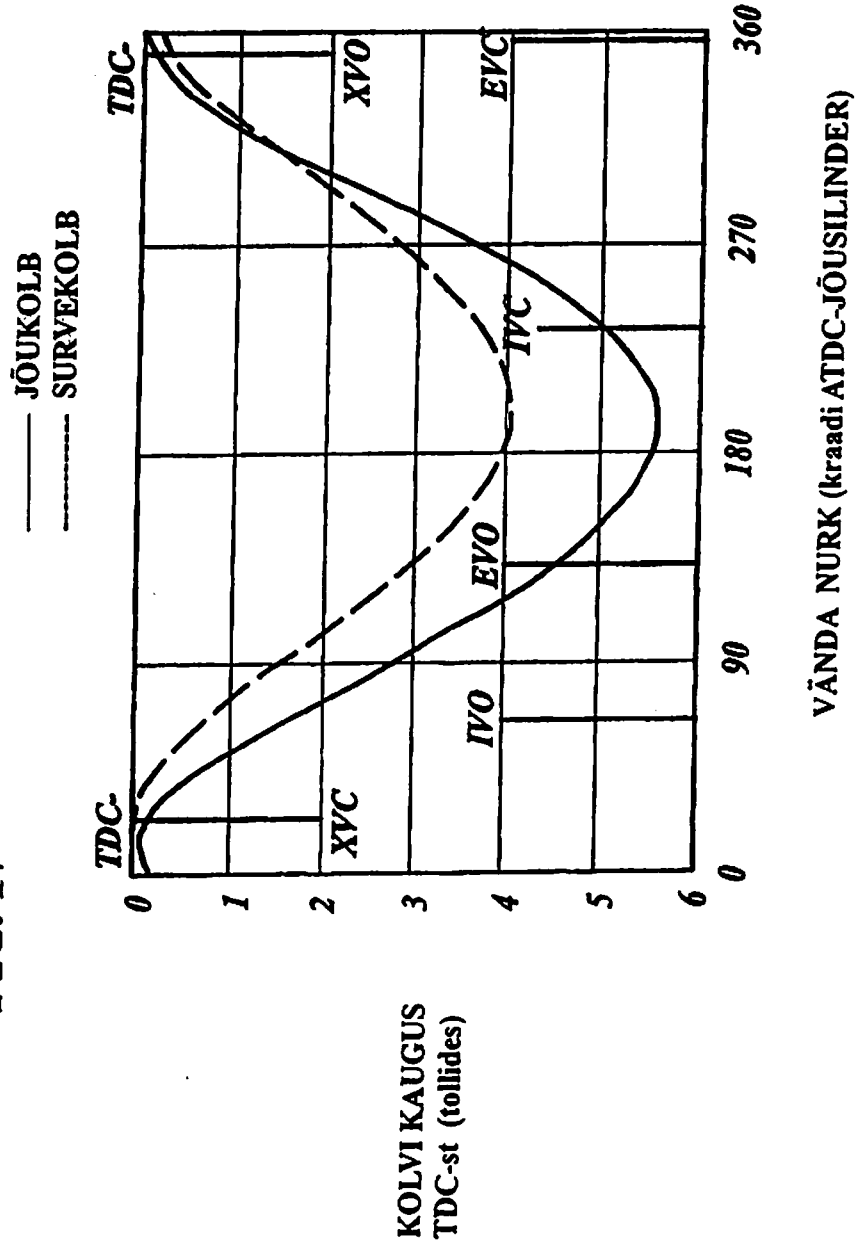
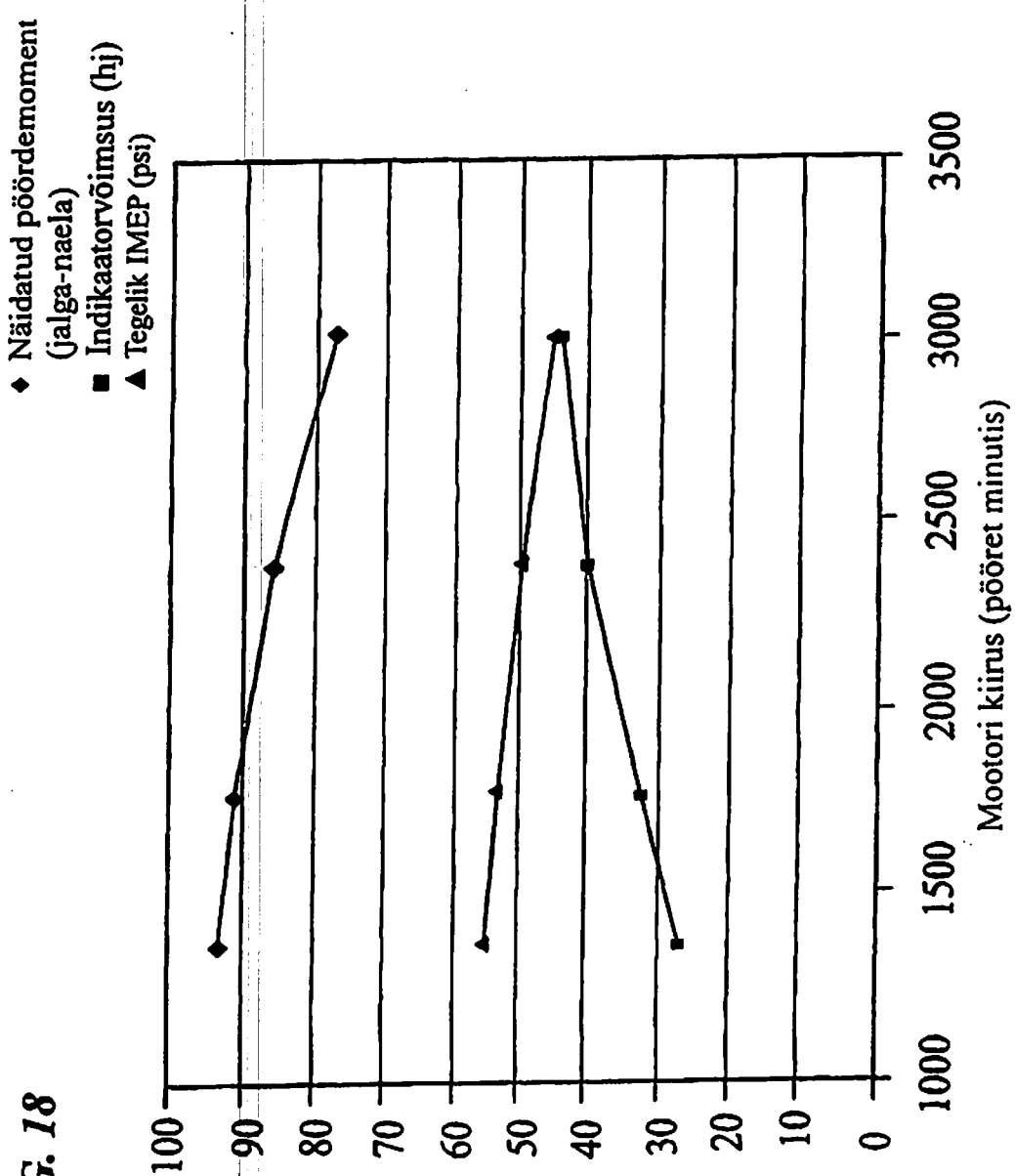
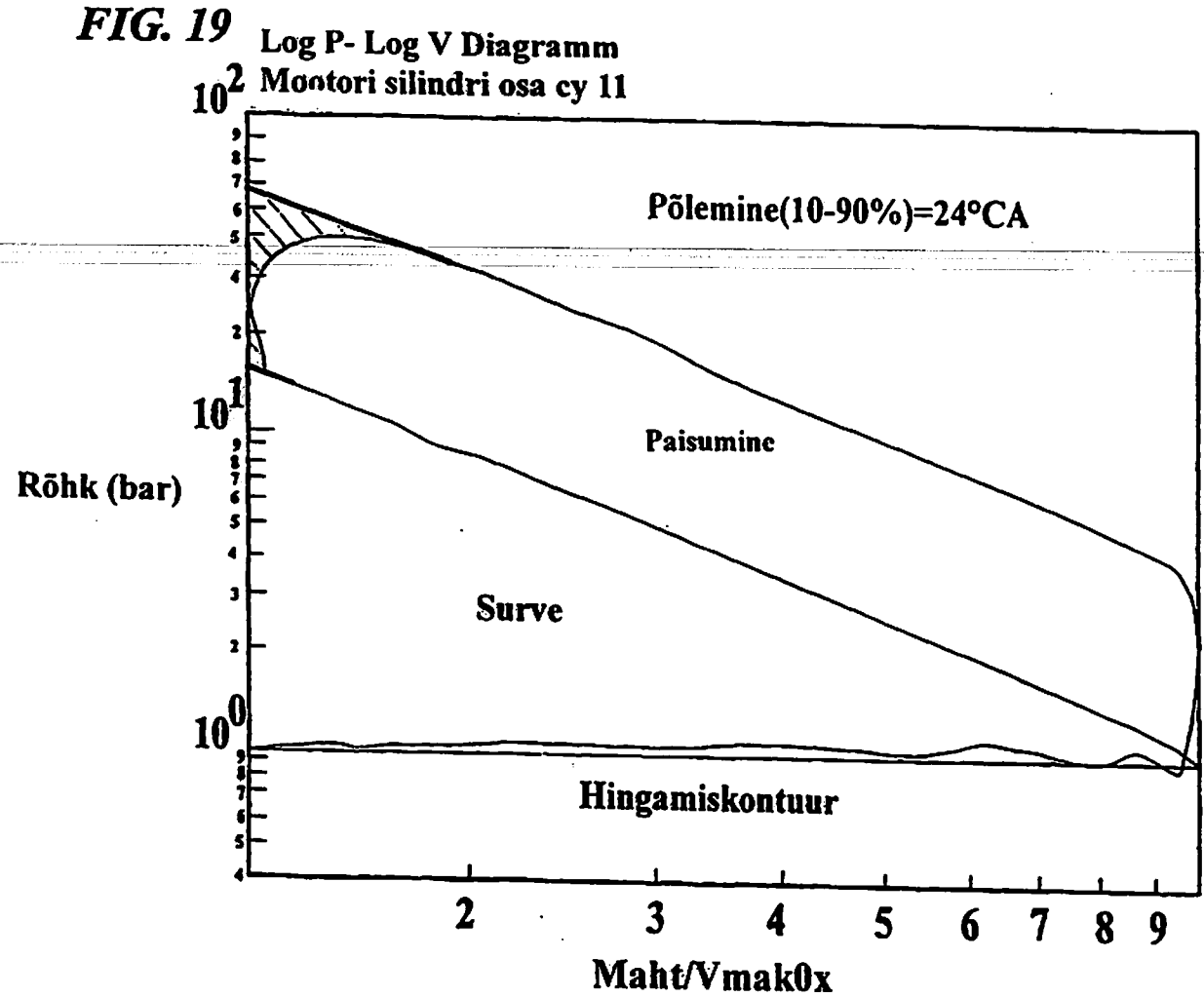

JÕUKOLB
SURVEKOLB
TDC
TDC
XVO
EVC
IVC
EVO
IVO
XVC
0
1
2
3
4
5
6
0
90
180
270
360
KOLVI KAUGUS
TDC-st (tollides)
VÄNDA NURK (kraadi ATDC-JÕUSILINDER)

FIG. 18



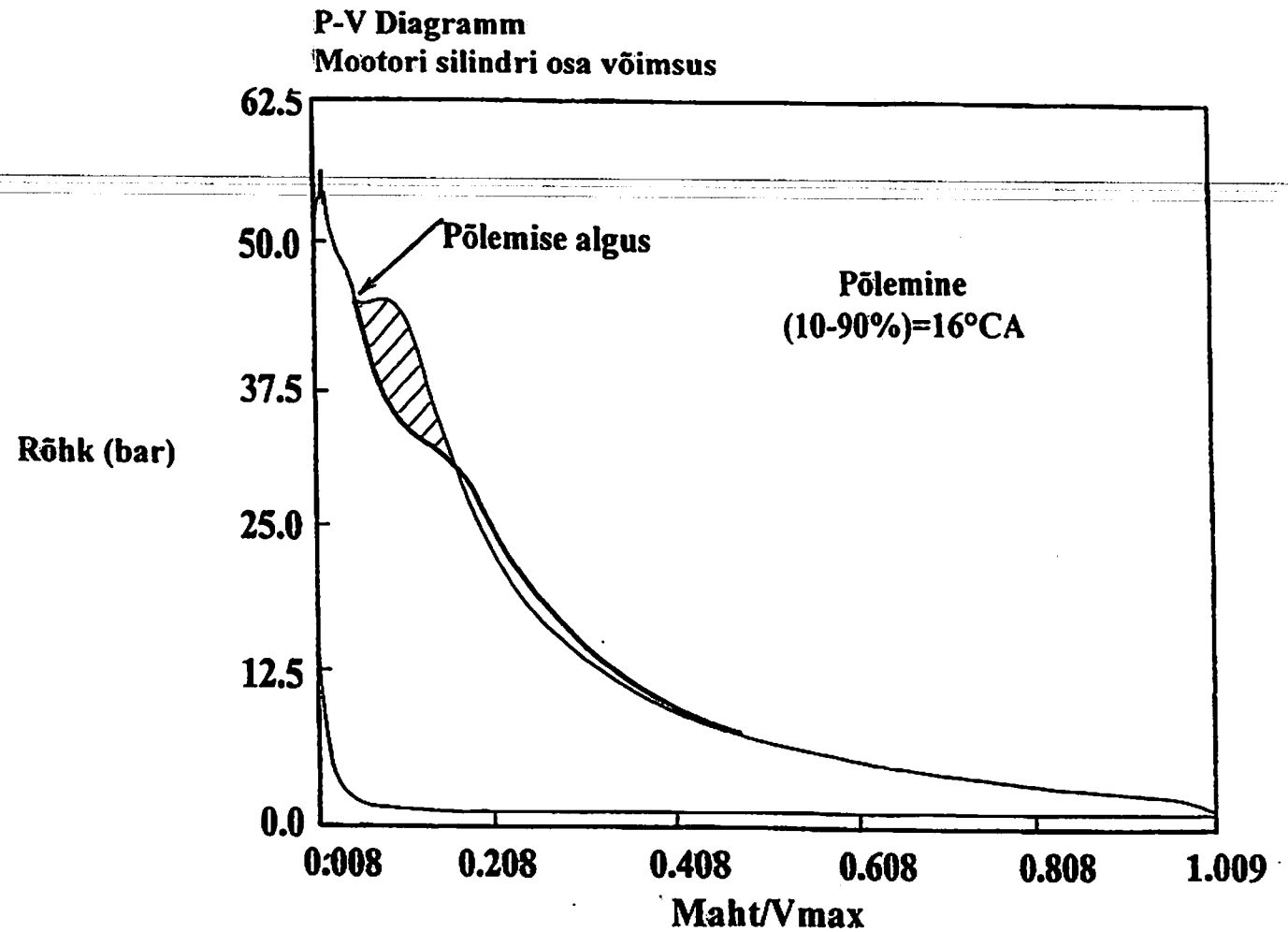
Algse jagatud tsükliga mootori üldmahu sõltuvus mootori kiirusest

FIG. 19



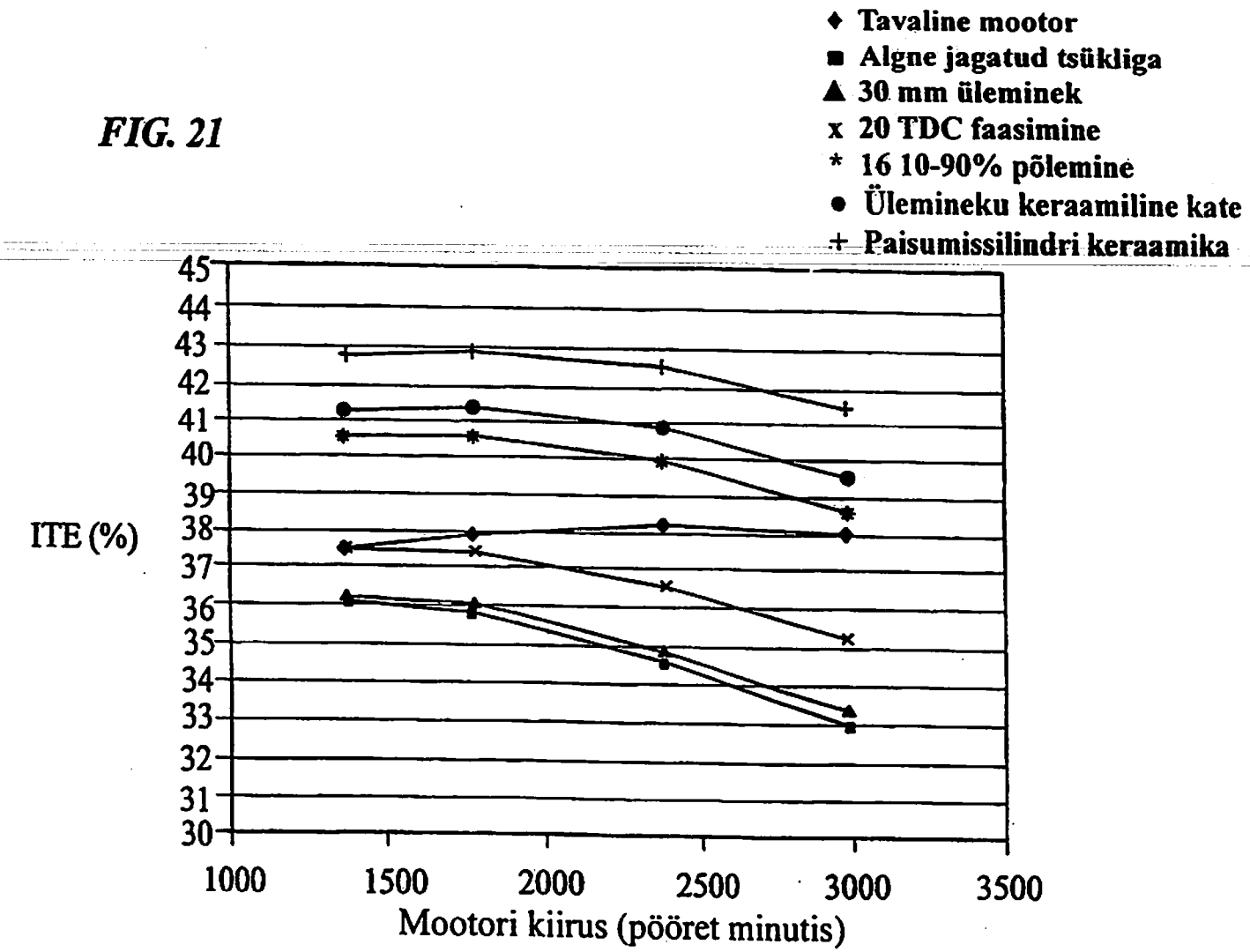
Log-Log rõhu-mahu diagramm tavalise mootori jaoks

FIG. 20



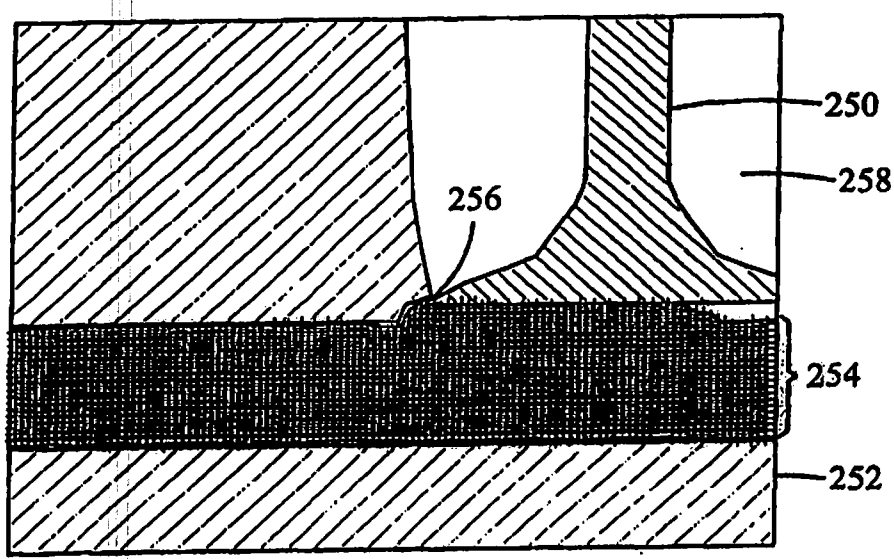
Rõhu-mahu diagramm jagatud tsükliga mootori jaoks

FIG. 21



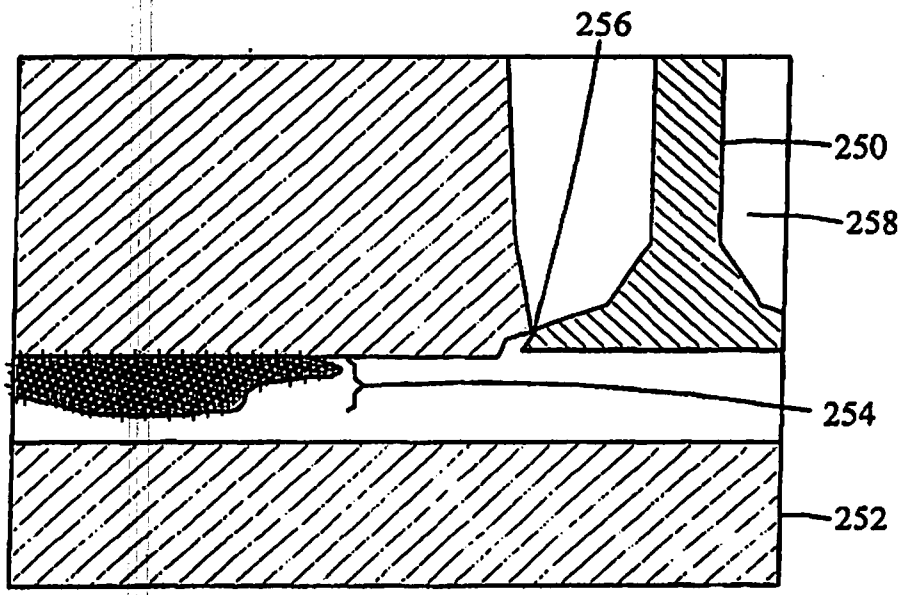
Jagatud tsükli näidatud soojuslike kasutegurite võrdlus

FIG. 22



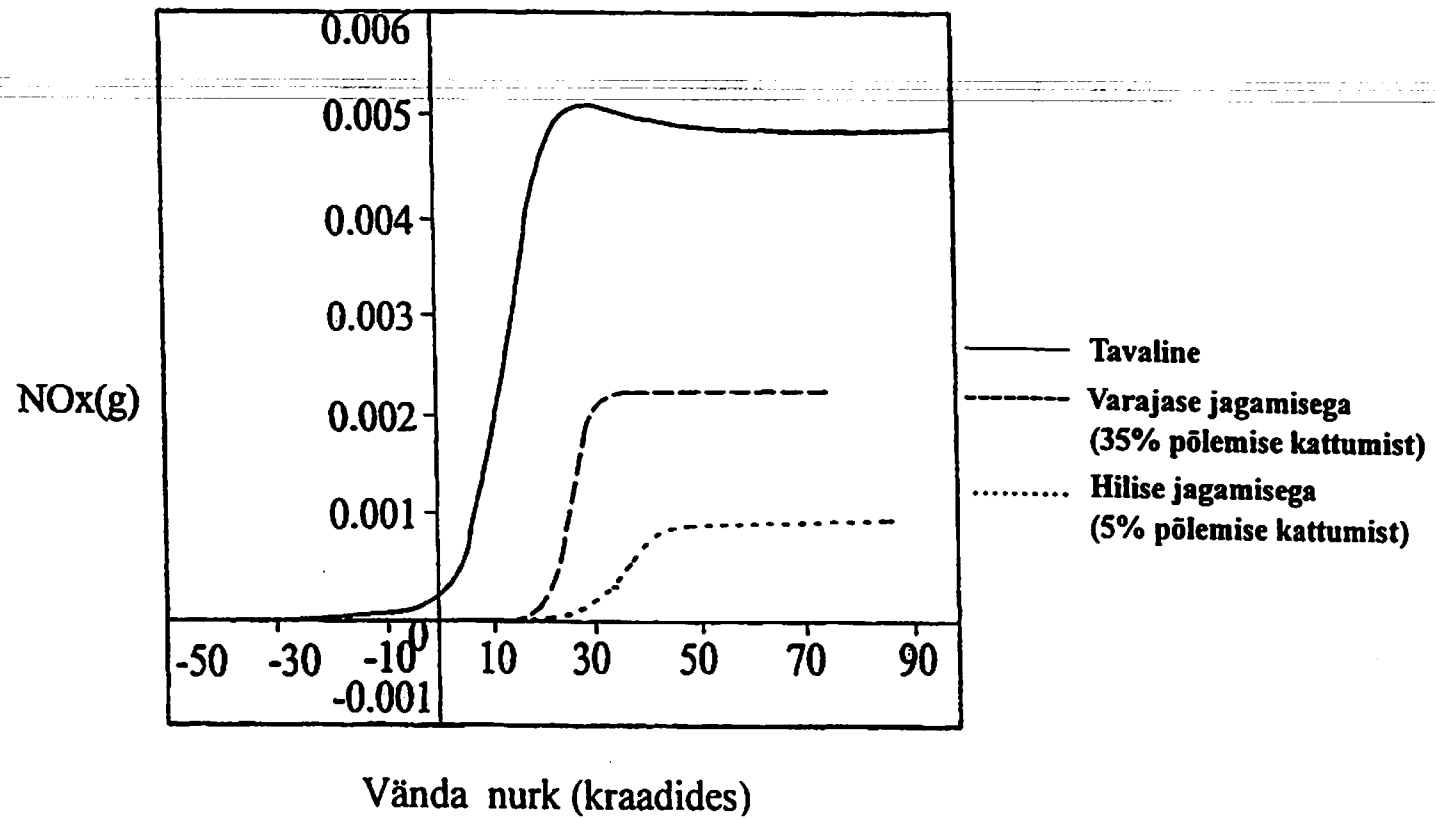
35% PÕLEMISE KATTUMINE

FIG. 23



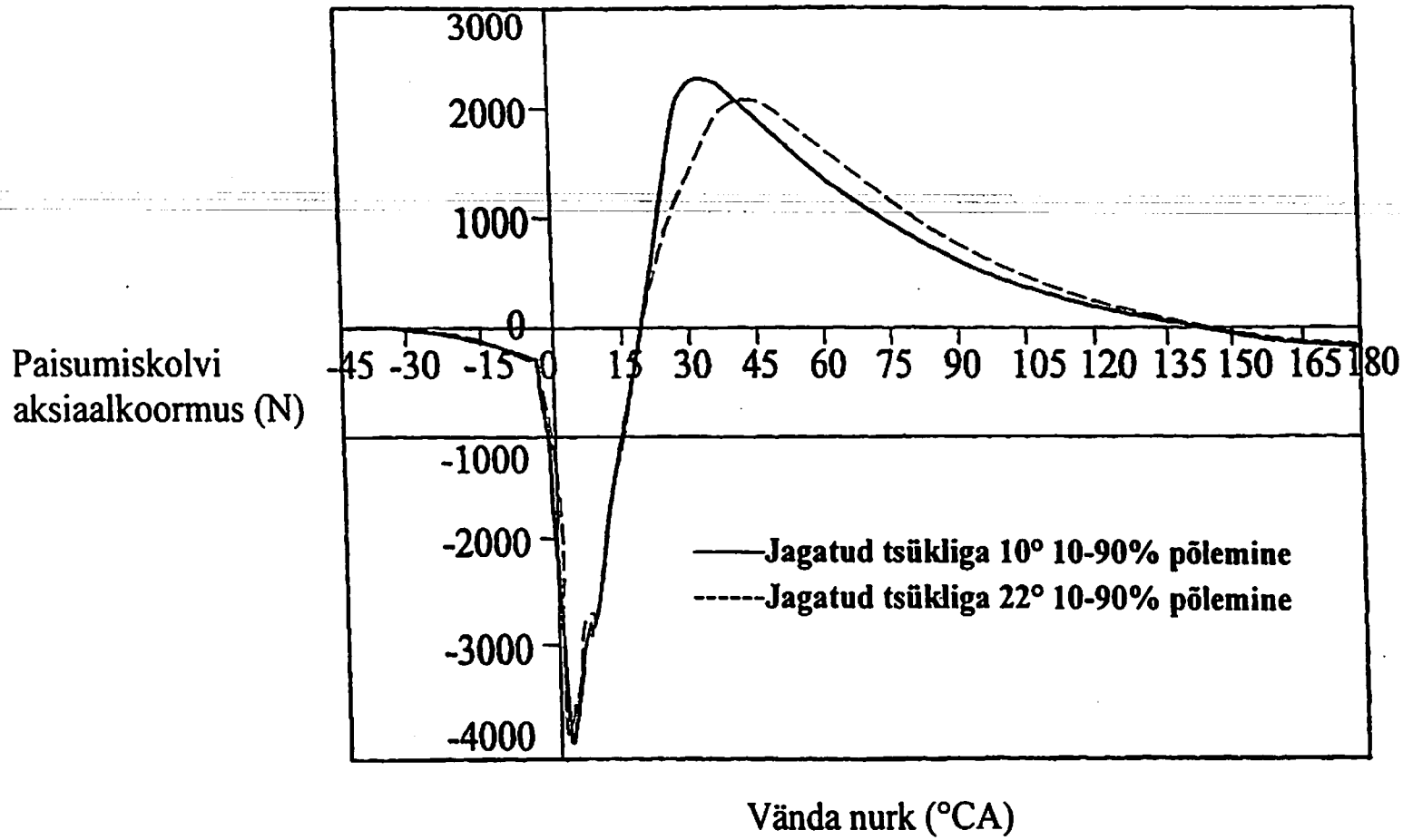
5% PÕLEMISE KATTUMINE

FIG. 24



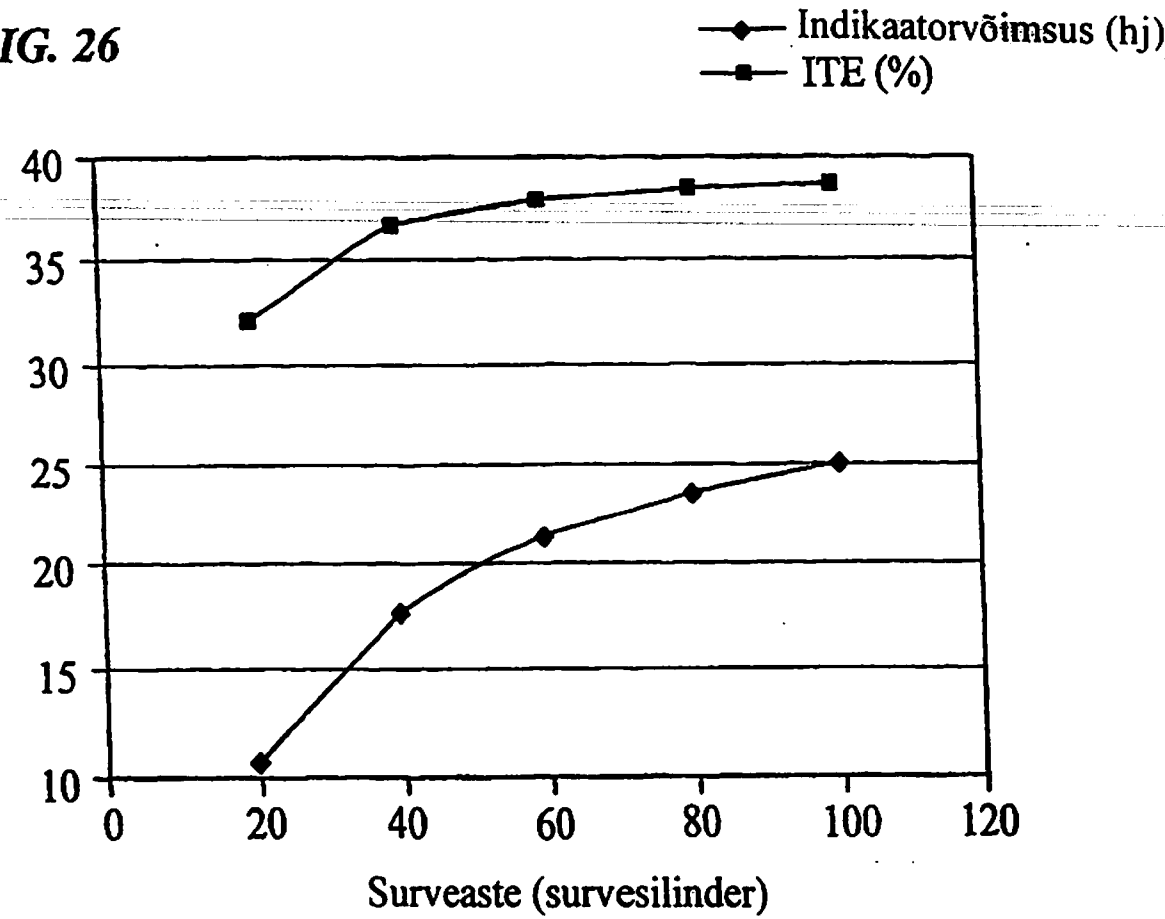
Ennustatud No_x heitgaasid kõigil kolmel juhul

FIG. 25



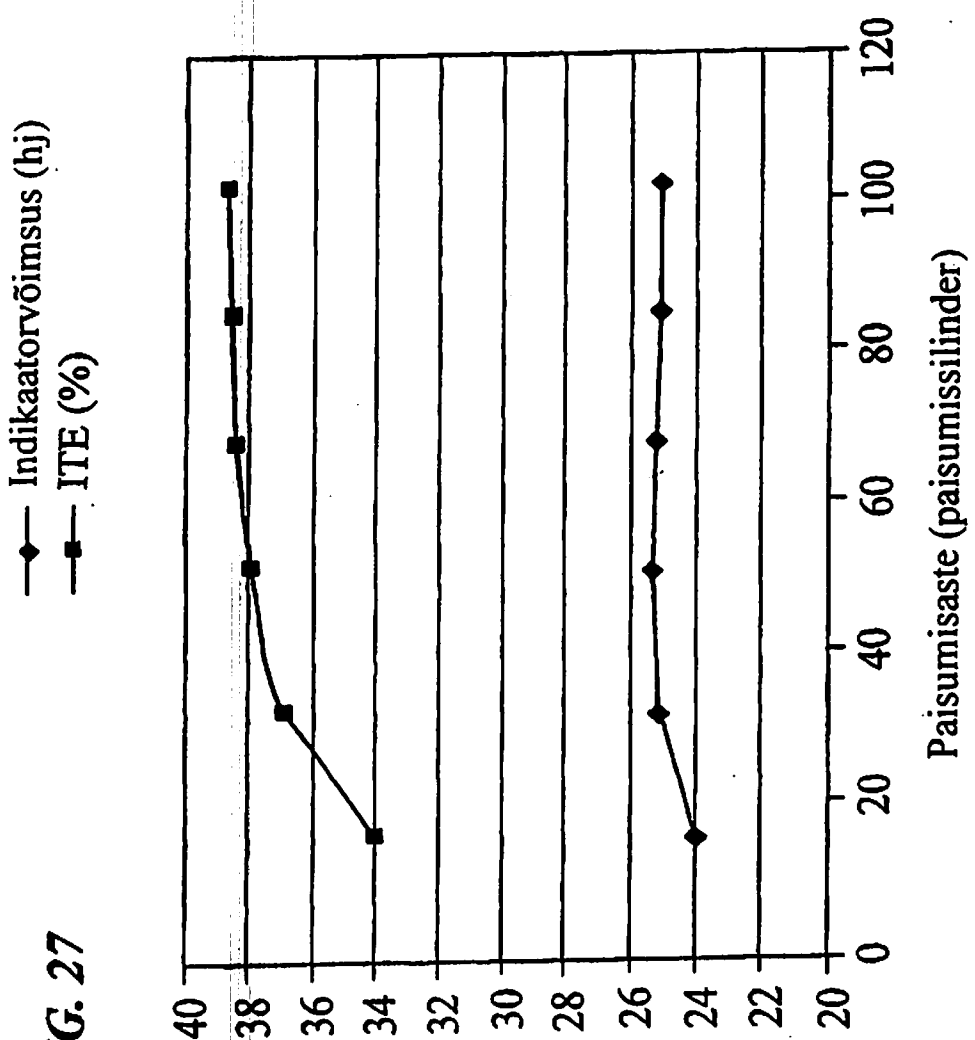
Paisumiskolvi aksiaalkoormus põlemise kestuse funktsioonina

FIG. 26



Indikaatorvõimsus ja soojuslik kasutegur ja surveaste

FIG. 27



Indikaatorvõimsus ja soojuslik kasutegur ja surveaste

FIG. 28

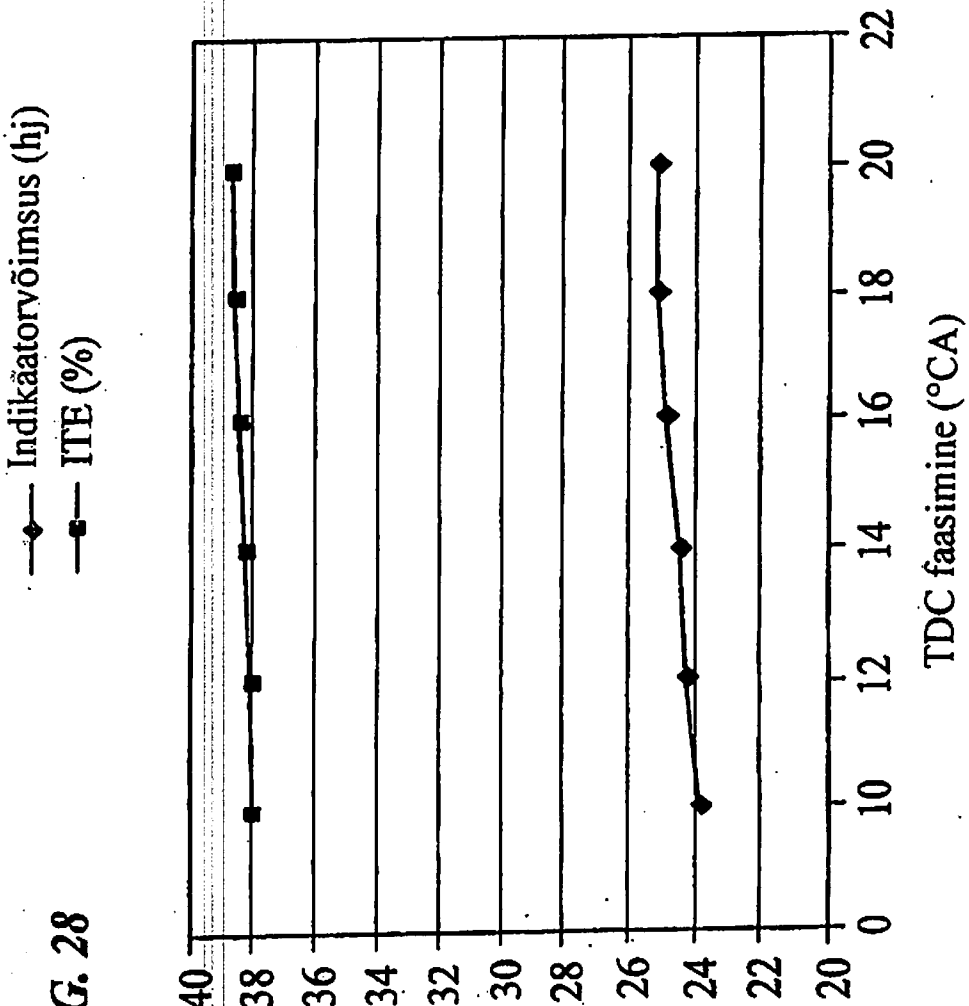
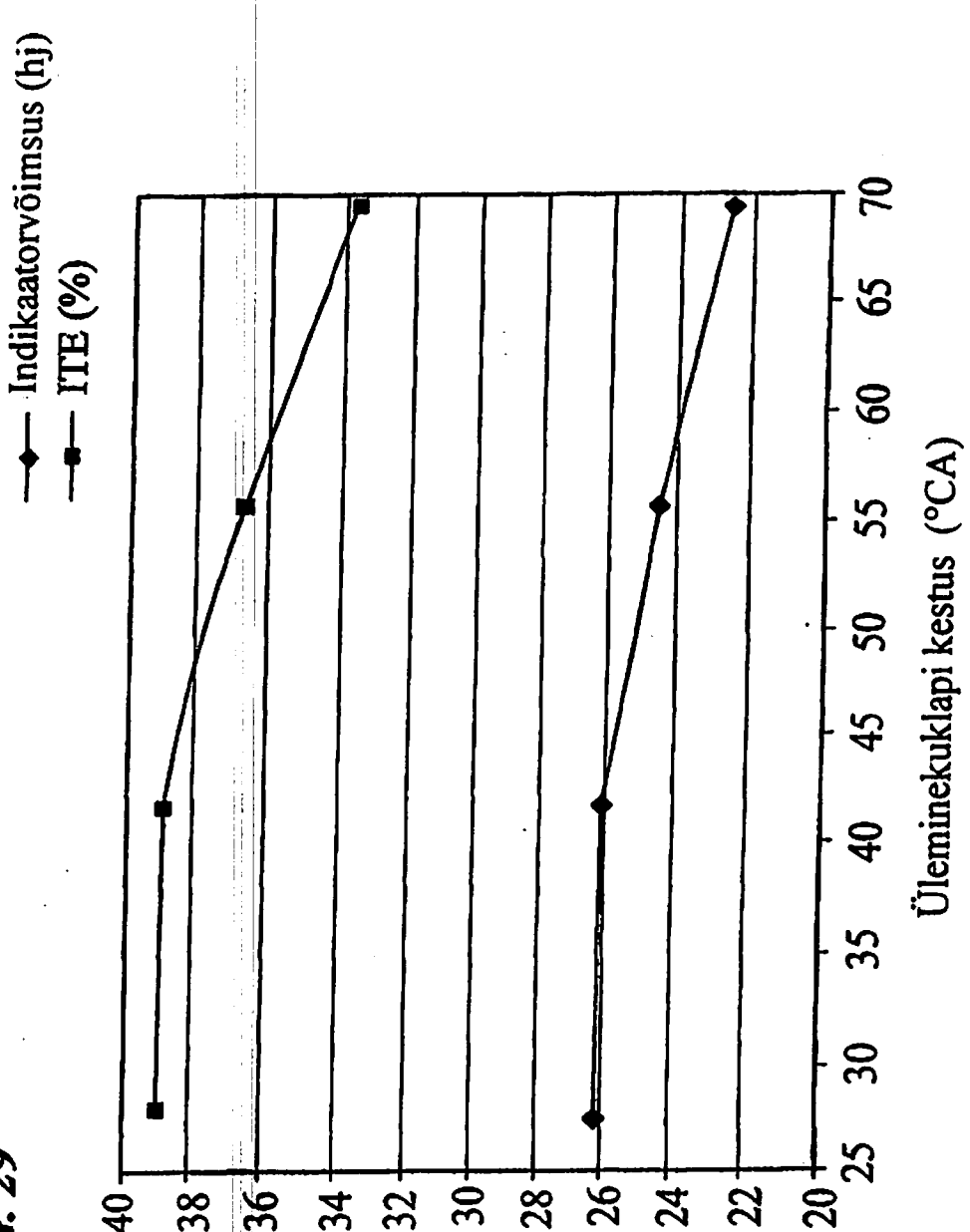

Indikaatorvõimsus (hj)
ITE (%)
40
38
36
34
32
30
28
26
24
22
20
0
10
12
14
16
18
20
22
TDC faasimine (°CA)

FIG. 29



Indikaatorvõimsus ja soojuslik kasutegur ning ülemineku klapi kestus ja tõste