

Juho Similä

**POLTTOAINEVERTAILU JA FLEX-FUEL-TOIMINNON
RAKENTAMINEN OTTOMOOTTORIIN**

POLTTOAINEVERTAILU JA FLEX-FUEL-TOIMINNON RAKENTAMINEN OTTOMOOTTORIIN

Juho Similä
Opinnäytetyö
Kevät 2016
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma
Oulun ammattikorkeakoulu

TIIVISTELMÄ

Oulun ammattikorkeakoulu
Kone- ja tuotantotekniikka, auto- ja kuljetustekniikka

Tekijä: Juho Similä

Opinnäytetyön nimi: Polttoainevertailu ja flex-fuel-toiminnon rakentaminen otto-
moottoriin

Työn ohjaaja: Mauri Haataja

Työn valmistumislukukausi ja -vuosi: kevät 2016 Sivumäärä: 55 + 5 liitettä

Opinnäytetyön lähtökohtana oli halu muuttaa Volvo S40 -henkilöauton turboah-
dettu ottomoottori toimimaan 98e5- ja Re85-polttoaineilla ja niiden seoksilla.
Näiden polttoaineiden ominaisuuksista ja käyttäytymisestä moottorissa, oltiin
myös kiinnostuneita.

Flex-fuel-muunnos toteutettiin asentamalla autoon uusi vapaasti säädettävä
moottorinohjain ja tarvittavat lisäanturit. Polttoainelaitteistoon tehtiin myös tarvit-
tavat muutokset. Uuden moottorinohjaimen ominaisuuksien ja riittävän tarkan
seossäädön ansiosta, moottori saatiin toimimaan molemmilla polttoaineilla halu-
tulla tavalla. Tehovaatimukseksi asetettu 147 kW:n teho saavutettiin molemmilla
polttoaineilla. Moottorinohjaimen säätötoimintoja on tarvittaessa myös helppo
muokata.

Palopaineenmittauslaitteen ja muiden tiedonkeruulaitteiden avulla tutkittiin polt-
toaineiden toimintaa moottorissa. Mittauksissa todettiin Re85-polttoaineen ja il-
man muodostaman seoksen seoslämpöarvon olevan bensiinin-ilmaseoksen
lämpöarvoa suurempi, joten Re85-polttoaineella moottori tuotti enemmän tehoa.
Pakokaasun lämpötila oli täydellä kuormituksella tehdyissä mittauksissa Re85-
polttoaineella ajettaessa matalampi kuin 98e5-bensiinillä ajettaessa. Re85-polt-
toaineen bensiiniä parempi puristuskestävyys ja suurempi palamisnopeus todet-
tiin myös mittauksissa. Teoreettisen työkierron laskennasta saadut arvot tukivat
mittauksissa havaittuja ilmiöitä.

Asiasanat: Flex-fuel, Kistler, palopaine, Re85

ALKULAUSE

Opinnäytetyön aihe valikoitui mielenkiintoni pohjalta. Halusin tutustua jälkiasennettavan, vapaasti säädettävän moottorinohjauksen asentamiseen ja säätämiseen. Työni mielenkiintoisimmaksi osa-alueeksi osoittautui kuitenkin tutustuminen palopaineenmittauslaitteen hyödyntämiseen polttomoottorilla tehtävissä tutkimuksissa.

Haluan kiittää projektisuunnittelija Ray Färmiä mittauksissa ja moottorinohjaimen säätötyössä avustamisesta. Kiitokset kuuluvat myös ohjaajalleni yliopettaja, professori Mauri Haatajalle.

Oulussa 3.6.2016

Juho Similä

SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ	3
ALKULAUSE	4
SISÄLLYS	5
1 JOHDANTO	7
2 VOLVO S40	8
3 SÄÄTÖ- JA MITTAUSLAITTEISTO	9
3.1 Kistler Kibox-palopaineenmittauslaite	9
3.2 Rototest-dynamometri	11
3.3 ATDriveboard-moottorinohjain	12
4 OLOSUHTEIDEN JA SÄÄTÖARVOJEN VAIKUTUS MOOTTORIN TOIMINTAAN	13
4.1 Palopaine ja sytytyshetki	13
4.2 Stökiometrinen seossuhde ja ilmakerroin	15
4.3 Ilmasto	15
5 98E5- JA RE85-POLTTOAINEIDEN TEOREETTINEN VERTAILU	17
5.1 Bensiini	17
5.2 Re85-bioetanoli	17
5.3 Otto-työkierto	18
5.4 Puristussuhteen vaikutus termiseen hyötysuhteeseen.	19
5.5 Moottorin teoreettinen työkierto bensiinillä ajettaessa	21
5.5.1 Tilapiste 1	21
5.5.2 Tilapiste 2	22
5.5.3 Tilapiste 3	23
5.5.4 Tilapiste 4	25
5.5.5 Pakokaasun lämpötila	25
5.5.6 Indikoitu työ ja -paine	26
5.6 Teoreettinen työkierto Re85-polttoaineella ajettaessa	27
5.6.1 Tilapiste 3	28
5.6.2 Tilapiste 4	29

5.6.3 Pakokaasun lämpötila	29
5.6.4 Indikoitu työ ja -paine	29
6 MOOTTORINOHJAIMEN ASENTAMINEN	31
6.1 Tunnistimet	31
6.2 Johdinsarjan valmistus	32
7 POLTTOAINEJÄRJESTELMÄN MUUTOSTYÖT	34
7.1 Vaadittavien muutoksien selvittäminen	34
7.2 Muutokset	36
8 MITTAUSTULOKSET JA NIIDEN ANALYSOINTI	40
9 LASKETTUJEN JA MITATTUJEN TULOSTEN VERTAILU JA ANALYSOINTI	48
10 YHTEENVETO	53
LÄHTEET	55
LIITTEET	
Liite 1 Kibox Cockpit	
Liite 2 Tunerstudio-ohjelma	
Liite 3 Megalogviewer-ohjelma	
Liite 4 Mittauksista tiedonkeruulaitteilta poimitut tiedot	
Liite 5 Lämpöenergian vapautuminen ja sylinteripaine	

1 JOHDANTO

Opinnäytetyön lähtökohtana oli halu muuttaa Volvo S40 -henkilöauton turboahdettu ottomoottori toimimaan 98e5- ja Re85-polttoaineilla ja niiden seoksilla. Auton alkuperäisellä moottorinohjaimella ei tällaista flex-fuel-toimintoa voida toteuttaa, joten ohjain korvataan työssä uudella ATDriveboard-moottorinohjainlaitteella. Auton polttoainejärjestelmään tehdään myös tarvittavat muutokset, jotta Re85-polttoaineen käyttö olisi mahdollista. Muutostöiden jälkeen autolla tehtiin mittauksia dynamometrissä. Palopaineenmittauslaitteen ja muiden tiedonkeruulaitteiden avulla tutkittiin Re85- ja 98e5-polttoaineiden käyttäytymistä moottorissa.

Työn tavoitteena oli rakentaa autoon riittävällä tarkkuudella toimiva flex-fuel-toiminnallisuus, ja selvittää 98e5- ja Re85-polttoaineiden eroja ja vaikutuksia moottorin toimintaan. Tavoitteena on myös, että moottori tuottaisi vähintään saman tehon molemmilla polttoaineilla kuin se alkuperäiskunnossaan tuotti bensiinillä.

2 VOLVO S40

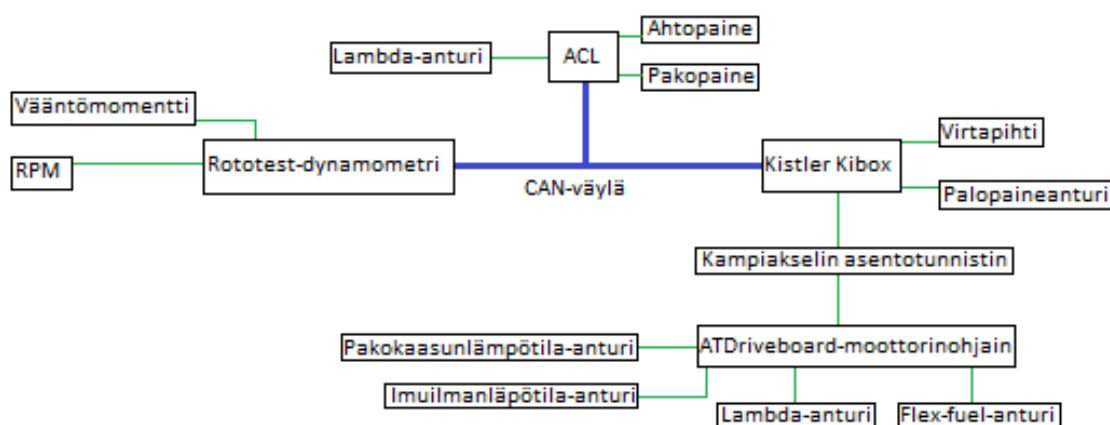
Opinnäytetyön kohteena oli Volvo S40 -merkkinen henkilöauto, joka on varustettu Volvon T4-moottorilla. Moottori on turboahdettu bensiinikäyttöinen otto-moottori. Kyseistä S40-mallia valmistettiin vuosina 1995–2004, mutta juuri tätä tässä työssä käsiteltävää moottoriversiota on olemassa vain vuosimalleissa 1995–1999. Moottorin tekniset tiedot on esitetty taulukossa 1. Uudemmat T4-moottorit eroavat jonkin verran lähinnä iskutilavuuden ja sylinterikannen osalta tästä vanhemmasta moottoriversiosta.

TAULUKKO 1. Volvon T4-moottorin tiedot (1)

Moottorinumero	B4194T
Teho	147 kW
Vääntömomentti	300 Nm
Iskutilavuus	1855 cm ³
Sylinterin halkaisija	81 mm
Iskunpituus	90 mm
Puristussuhde	8,5:1
Maksimiahtopaine (20 °C)	90 - 100 kPa

3 SÄÄTÖ- JA MITTAUSLAITTEISTO

Säätö- ja mittauslaitteistona käytettiin kuvan 1 mukaista kokoonpanoa. Kuvassa on esitetty vain mittauksien kannalta oleelliset anturit. Laitteistossa Rototest-dynamometrin ja Kistler Kibox-sylinteripaineenmittauslaitteen lähettämät tiedot kerättiin CAN-väylää pitkin Motecin valmistamaan ACL-tiedonkeruulaitteeseen, jonka tallentamaa dataa voidaan myöhemmin analysoida Motec i2 pro -ohjelmalla. Tiedonkeruulaitteelle tulee myös tieto ahtopaineesta ja pakosarjassa valitsevasta pakokaasun paineesta sekä tieto ilmakertoimesta laajakajaistaiselta lambda-anturilta.



KUVA 1. Säätö- ja mittauslaitteisto

3.1 Kistler Kibox-palopaineenmittauslaite

Kistler Kibox-palopaineenmittauslaitteella voidaan tutkia, miten paine käyttäytyy sylinterissä työkierron aikana kampiakselin asentoon nähden. Paineanturina toimii erikoisrakenteiseen sytytystulppaan liitetty piezo-sähköinen anturi (kuva 2).



KUVA 2. Sylinteripaineenmittauslaitteen sytytystulppa, jossa piezo-sähköinen paineanturi

Kampiakselin asentotieto voidaan yleensä jakaa adapterin avulla palopaineenmittauslaitteelle moottorin omalta kampiakselinasentotunnistimelta. Asentotiedon tunnistukseen voidaan tarvittaessa käyttää myös laitteen omaa anturia.

Laitteeseen voidaan liittää erilaisia tunnistimia, joilla voidaan tutkia esimerkiksi painepulsseja imu- tai pakosarjassa. Tässä työssä laitteella on tutkittu palopainetta moottorin ykkössylinterissä. Pienen virtapihdin avulla on tutkittu myös saman sylinterin sytytyspuolan latausvirtaa, sytytysennakon määrittämiseksi tarkasti (kuva 3). Laitteelta saadaan sylinteripainetiedon lisäksi laskennallisia arvoja, jotka kertovat lämpöenergian vapautumisesta palotapahtumassa tai esimerkiksi työtahdin ja -kierron keskipaineen.

Laite voidaan kytkeä CAN-väylään. Väylän avulla joitakin laitteen mittaamia ja laskemia arvoja voidaan siirtää muille laitteille. Datan tarkempi analysointi on suoritettava Kibox-laitteistolla Cockpit-ohjelmaa käyttäen (liite 1).



KUVA 3. Virtapihti kytkettynä mittaamaan sytytyspuolan latausvirtaa

3.2 Rototest-dynamometri

Mittauksissa ja säätötyössä käytettiin Rototest-dynamometriä, jonka mittausyksiköt kiinnitetään pyörännapoihin (kuva 4). Dynamometrillä päästään tarkempiin tuloksiin kuin perinteisellä rulladynamometrillä, jossa renkaiden luisto ja muodonmuutokset voivat vääristää tuloksia. Rototest-dynamometrillä voidaan simuloida tieajoa, tehdä staattisia mittauksia halutulla pyörimisnopeudella ja mitata vääntömomentti ja teho sweep-testillä, ns. ramppiajona, jossa moottorin pyörimisnopeuden nousunopeus voidaan valita vapaasti.



KUVA 4. Rototest-dynamometrin mittausyksikkö kiinnitettynä pyörännapaan

3.3 ATDriveboard-moottorinhajain

ATDriveboard-moottorinhajain perustuu Megasquirt3-prosessorimoduuliin. Sillä voidaan ohjata jopa 8-sylinteristä moottoria sylinterikohtaisesti. Ohjain on lähtökohtaisesti suunniteltu pääteasteellisten yksittäiskipinäpuolien ja sylinterikohtaisen korkeaohmisten suuttimien ohjaamiseen, mutta sillä voidaan ohjata lähes kaikenlaisia sytytysjärjestelmiä. (2.)

Moottorinhajaimen säätöjä ja toimintoja voidaan muuttaa Tunerstudio MS -ohjelmalla (liite 2). Ohjaimessa on tiedonkeru ominaisuus, jonka avulla dataa moottorin ja moottorinhajaimen toiminnasta voidaan tallentaa sd-muistikortille tai suoraan kannettavan tietokoneen muistiin. Dataa voidaan jälkikäteen analysoida Megalogviewer-ohjelmalla (liite 3).

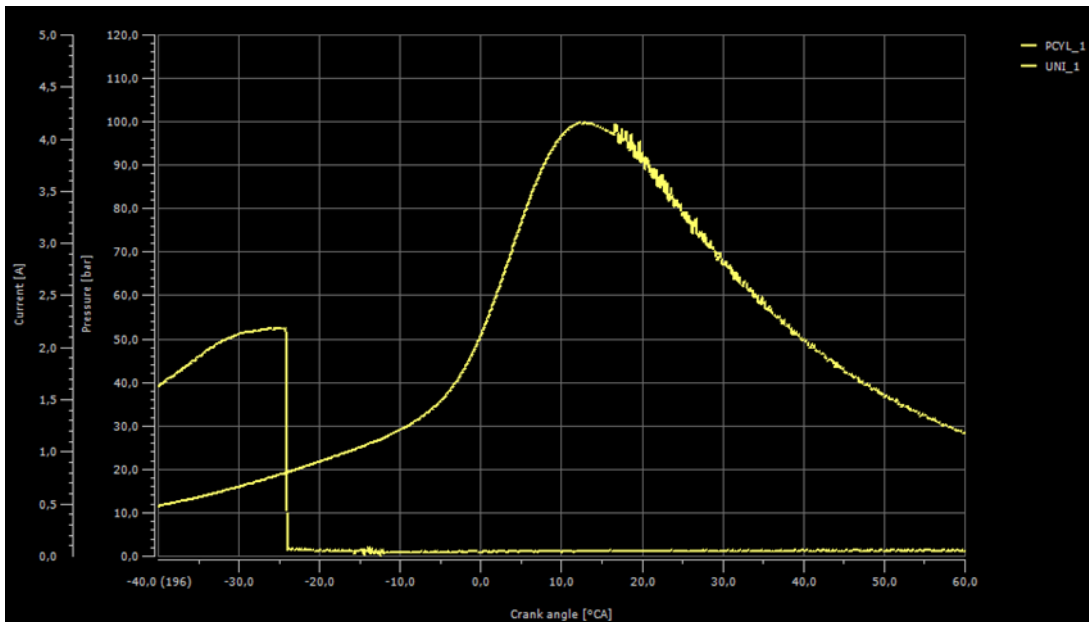
4 OLOSUHTEIDEN JA SÄÄTÖARVOJEN VAIKUTUS MOOTTORIN TOIMINTAAN

Polttoaineiden vertailemiseksi on ahtopaine, sytytysennakko ja ilmakerroin pyrittävä säätämään mittauspisteissä molemmilla polttoaineilla samaksi. Tällöin polttoaineiden erot ovat helpoimmin havaittavissa. Myös ilmasto-olosuhteet on pyrittävä pitämään samanlaisina tai otettava huomioon, jotta niistä ei aiheutuisi mittaustuloksiin virhettä.

4.1 Palopaine ja sytytys hetki

Sytytys hetki pyritään yleensä valitsemaan niin, että palamistapahtumasta saatava energia kohdistuu parhaiten kampiakselia pyörittämään. Moottori tuottaa parhaan vääntömomentin sellaisella sytytysennakon arvolla, jolla maksimipalamispaine asettuu noin 12 - 15° JYKK:n ts. yläkuolokohdan jälkeen. Käytettävän polttoaineen puristuskestävyys voi korkeilla kuormilla rajoittaa sytytysennakon aikaistamista, jolloin sytytysennakko on valittava niin, ettei nakutusta esiinny. Tällöin palamistapahtuma ja maksimipaineen paikka siirtyvät myöhäisemmäksi, ja pakokaasujen lämpötila nousee.

Kuvassa 5 on palamispaineikäyrä eräästä 98e5-bensiinillä tehdystä mittauksesta, jossa sytytysennakko oli säädetty nakutusrajalle. Huippupaine on optimaalisessa kohdassa, jonka jälkeen paineikäyrässä näkyy kevyttä nakutusta. Kuvassa vasemmalla näkyy sytytyspuolan latausvirta, josta havaitaan, että sytytys hetki on ollut noin 24°EYKK:aa, ts. ennen yläkuolokohtaa.



KUVA 5. Paineikäyrä ja sytytyspuolan latausvirta

Nakutusta ilmenee, kun sytytyskipinän aikaan saaman palamisrintaman ulkopuolella oleva vielä syttymätön seos kuumenee lämmön ja paineen vaikutuksesta yli itsesyttymispisteensä. Tällöin se syttyy räjähdysmäisesti. Nakutuksen aiheuttamat paineaallot kulkevat äänennopeudella ja rasittavat mäntää, kannen-tiivistettä ja palotilaa (kuva 6). (3, s. 415.)



KUVA 6. Nakutuksen vaurioittama mäntä (4)

Sytytyshetkeä ei aina valita parasta mahdollista vääntömomenttia tuottavaksi. Esimerkiksi kylmäkäynnin aikana sytytyshetki voidaan valita myöhäisemmäksi, jotta katalysaattori lämpenisi mahdollisimman nopeasti toimintalämpöönsä. Sytytyshetkellä on suuri vaikutus moottorin tuottamaan vääntömomenttiin, joten moottorinohjain voi sytytyshetkeä muuttamalla esimerkiksi vakauttaa joutokäyntiä tai rajoittaa vetävien pyörien sutimista kiihdytyksessä.

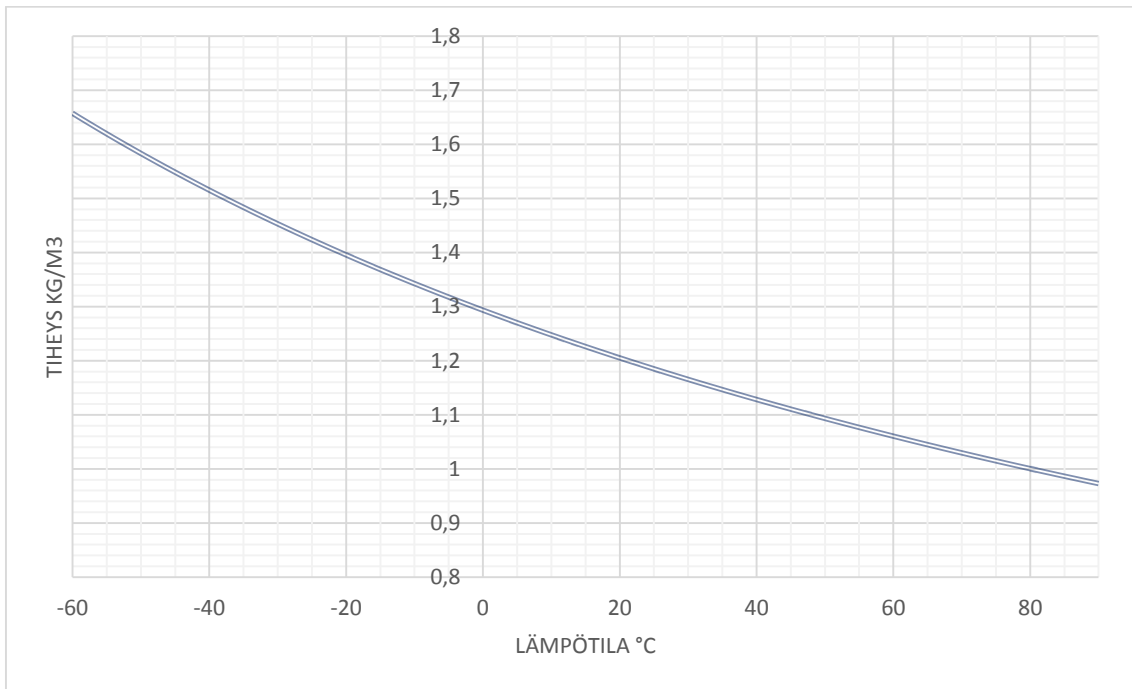
4.2 Stökiometrinen seossuhde ja ilmakerroin

1 kg bensiiniä tarvitsee täydellisesti palaakseen noin 14,7 kg ilmaa. Etanolilla vastaava arvo on noin 9 kg/kg (3, s. 280). Tätä teoreettisesti oikeaa seossuhdetta kutsutaan stökiometriseksi seossuhteeksi.

Ilmakerroin λ ilmaisee, kuinka paljon ilma-polttoaineseos poikkeaa stökiometrisestä seossuhteesta. Kun $\lambda = 1$, on kyseessä stökiometrinen seos. Imusarjaisuihkutteinen ns. ulkoisella seoksenmuodostuksella varustettu ottomoottori, tuottaa parhaan tehon ilma-alimäärällä eli rikkaalla seoksella kun $\lambda = 0,85 - 0,95$. Pienin ominaiskulutus saavutetaan laihalla seoksella, ilmaylimäärällä, kun $\lambda = 1,1 - 1,3$. Tällöin terminen hyötysuhde ja kaasunvaihtohyötysuhde ovat parempia. Käytettävästä seoksenmuodostusjärjestelmästä ja moottorin rakenteesta riippuu, kuinka suurella ilmaylimäärällä moottorin on mahdollista toimia. (3, s. 498, 415.)

4.3 Ilmasto

Mikäli polttoaineen ja ilman seossuhde säilyy samana, moottorista saatava teho on sitä suurempi, mitä enemmän happea sylinteriin saadaan imutahdin aikana. Happi saadaan ilmasta, joten mitä tiheämpää sylinteriin imetty ilma on, sitä enemmän tehoa moottori tuottaa. Ilma on sitä tiheämpää, mitä korkeapaineisempää ja kylmempää se on. Kuvassa 7 on esitetty ilman tiheys lämpötilan funktiona. (3, s. 454.)



KUVA 7. Ilman tiheys lämpötilan funktiona

Kuiva ilma sisältää enemmän happea kuin kostea ilma. Ilmankosteuden vaikutus moottoritehoon on kuitenkin häviävän pieni, koska kosteus höyrystyessään sitoo lämpöä, jolloin palotilan lämpötila laskee ja sylinterin täytös paranee. (3, s. 455.)

5 98E5- JA RE85-POLTTOAINEIDEN TEOREETTINEN VERTAILU

5.1 Bensiini

Bensiini on erilaisten hiilivetyjen seos, jonka ominaisuuksia on parannettu erilaisilla lisäaineilla. Lisäaineita tarvitaan parantamaan polttoaineen puristus- ja varastointikestävyyttä. Lisäaineilla voidaan ehkäistä polttoainejärjestelmän korroosiota ja parantaa polttoaineen peseviä ominaisuuksia.

Ominaislämpöarvo kertoo polttoaineen energiasisällön. Ominaishöyrystymislämpö kertoo, paljonko polttoaine sitoo lämpöenergiaa höyrystyessään. Bensiinin keskeiset ominaisuudet on esitetty taulukossa 2.

TAULUKKO 2. Bensiinin keskeiset ominaisuudet (3, s. 275; 5, s. 421)

Ominaislämpöarvo	43 MJ/kg
Oktaaniluku (RON)	98
Tiheys	760 g/dm ³
Ominaishöyrystymislämpö	420 kJ/kg

Suomessa bensiiniä on myynnissä kahta peruslaatua, joista 98e5-bensiini on korkeaoктаanisempaa, jolloin sen puristuskestävyys on parempi kuin 95e10-laadulla. E-kirjaimen perässä oleva numero ilmaisee polttoaineen etanolipitoisuuden. 98e5-laadussa etanolia on noin 5 tilavuusprosenttia. Euroopan alueella myytävät bensiinilaadut ovat lyijyttömiä ja niiden laatua valvotaan standardin EN 228 avulla (3, s. 274).

5.2 Re85-bioetanoli

St1-ketjun myymä Re85-etanolipolttoaine on jättepohjainen kotimainen tuote. Re85-polttoaineesta on noin 85 % etanolia ja loput bensiiniä. Bensiiniosuus parantaa polttoaineen kylmäkäynnistysominaisuuksia. Alkoholipolttoaineille tyypillisesti Re85-polttoaineen oktaaniluku on korkea. Alkoholipolttoaineet sisältävät happea, josta johtuen niiden ominaislämpöarvo on bensiiniä matalampi.

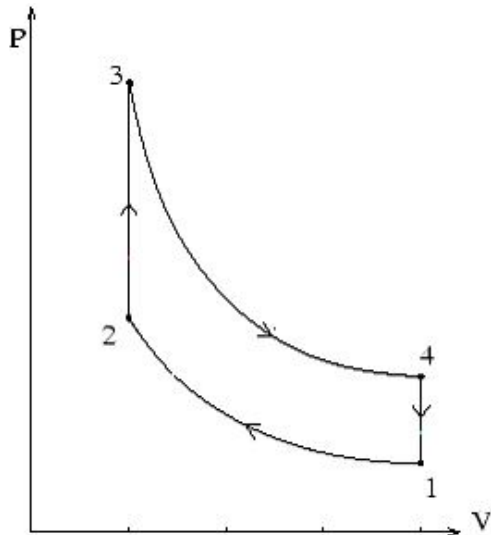
Matalammasta lämpöarvosta johtuen, polttoainetta tarvitaan bensiiniä enemmän saman tehon tuottamiseen. Taulukossa 3 on esitetty Re85-polttoaineen keskeiset ominaisuudet. Arvot on laskettu bensiinille ja etanolille annetuista arvoista.

TAULUKKO 3. Re85-polttoaineen keskeiset ominaisuudet (3, s. 275; 5, s. 421-422; 6, s. 477)

Ominaislämpöarvo	29,23 MJ/kg
Oktaaniluku (RON)	108
Tiheys	780 g/dm ³
Ominaishöyrystymislämpö	830 kJ/kg

5.3 Otto-työkierto

Nyky aikaisten ottomoottoreiden työkiertoa kuvaamaan sopii vakio tilavuusprosessi, jota kutsutaan myös otto-työkierroksi. Työkierto ja sen tilapisteet on esitetty paine-tilavuus-kuvaajassa kuvassa 8. Tilapisteestä 1 pisteeseen 2 siirryttäessä, mäntä liikkuu alakuolokohdasta yläkuolokohtaan. Tätä vaihetta kutsutaan adiabaattiseksi puristukseksi, mutta todellisuudessa lämpöhäviöistä johtuen puristus tapahtuu polytrooppisesti. Pisteestä 2 pisteeseen 3 siirtyminen on isokoorinen ts. vakio tilavuudessa tapahtuva tilanmuutos, jonka aikana polttoaineen palamisesta vapautuu lämpöenergiaa. Pisteestä 3 pisteeseen 4 siirtyminen on adiabaattinen mutta käytännössä polytrooppinen paisunta. Pisteestä 4 pisteeseen 1 siirryttäessä, lämpöenergiaa poistuu systeemistä pakokaasuna. Tässä teoreettisessa mallissa tämä vaihe kuvataan isokoorisena tilanmuutoksena. (3, s. 408 - 409.)



KUVA 8. Teorettinen ottotyökierto pV -kuvaajassa (7)

Ilman ominaislämpökapasiteettien c_p ja c_v suhde on 1,4. Tätä vakiota kutsutaan adiabaattivakioksi. Moottorissa työaine on ilman ja polttoaineen seos, joten sen adiabaattivakio poikkeaa ilmalle lasketusta arvosta.

Todellisessa moottorin työkierrrossa lämpöä siirtyy kaasun ja moottorin osien välillä. Moottorissa on aina myös hieman ohivuotoa. Näistä lämpöhäviöistä johtuen, puristus- ja paisuntavaihe tapahtuvat polytrooppisesti, jolloin adiabaattivakion tilalla laskuissa voidaan käyttää polytrooppivakioa. Polytrooppivakio on stökiometriselle bensiini-ilma-seokselle noin 1,3 ja pakokaasulle noin 1,2. (3, s. 409; 6, s. 170, 173.)

5.4 Puristussuhteen vaikutus termiseen hyötysuhteeseen.

Puristussuhteen kasvattaminen parantaa moottorin termistä hyötysuhdetta. Puristussuhdetta ei kuitenkaan voida kasvattaa kovin suureksi, koska tällöin korkeilla kuormituksilla ongelmaksi muodostuu polttoaineen puristuskestävyyden riittämättömyys.

Re85-polttoainetta käyttävässä moottorissa on polttoaineen paremmasta puristuskestävyydestä johtuen mahdollista käyttää suurempaa puristussuhdetta kuin

98e5-bensiiniä käyttävässä moottorissa. Flex-fuel-moottorin on toimittava moollemilla polttoaineilla, jolloin puristussuhteen optimointi Re85-polttoaineelle on ongelmallista. Ahdetussa moottorissa tämä on kuitenkin mahdollista, jos ahtopaine on säädettävissä. Tällöin 98e5-bensiinillä ajettaessa voidaan käyttää matalampaa ahtopainetta. Moottorin tuottama huipputeho tosin jää tällöin selvästi alhaisemmaksi kuin Re85-polttoaineella ajettaessa.

Kaavalla 1 voidaan määrittää moottorin terminen hyötysuhde (5, s.449). Lasetaan kuinka paljon hyötysuhde paranisi, jos bensiinille sopiva esimerkiksi 8,5:1 puristussuhde korotetaan arvoon 10,5:1. Käytetään polytrooppivakiona arvoa 1,29.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}}$$

KAAVA 1

η_t = terminen hyötysuhde

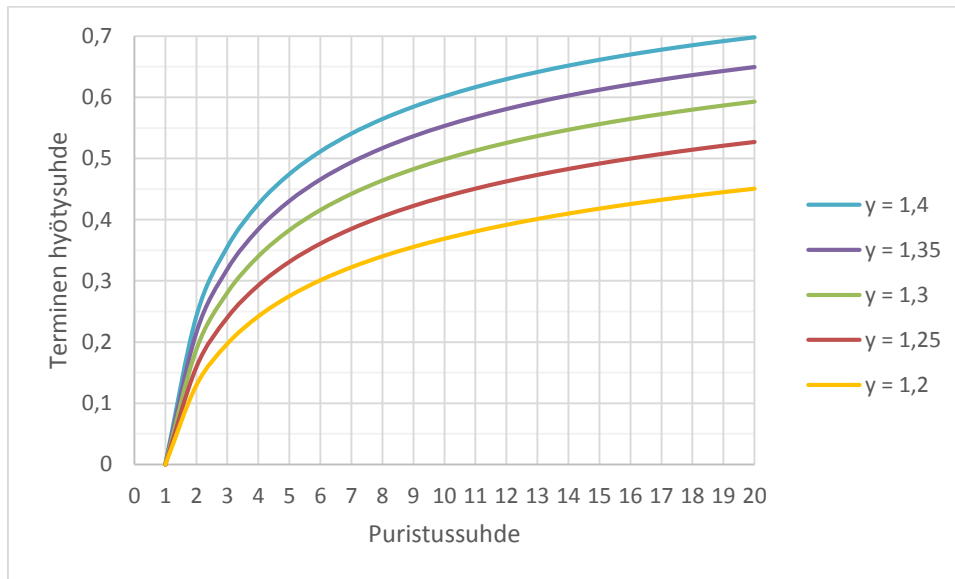
ε = puristussuhde

γ = polytrooppivakio

$$\frac{\eta_{\varepsilon=10,5}}{\eta_{\varepsilon=8,5}} = \frac{1 - \frac{1}{10,5^{1,29-1}}}{1 - \frac{1}{8,5^{1,29-1}}} = \frac{0,4943}{0,4624} = 1,069$$

Terminen hyötysuhde paranisi noin 7 %.

Kuvassa 9 on esitetty terminen hyötysuhde puristussuhteen funktiona eri polytrooppivakion arvoilla. Hyötysuhde paranee myös polytrooppivakion kasvaessa, koska työtahdista saatava työ suurenee. Todellisessa moottorissa polytrooppivakion arvo muuttuu esimerkiksi kuormitustilanteen, moottorin lämpötilan, käytetyn ilmakertoimen tai polttoaineen vaihtuessa.



KUVA 9. Puristussuhteen ja polytrooppivakion vaikutus moottorin termiseen hyötysuhteeseen

5.5 Moottorin teoreettinen työkierto bensiinillä ajettaessa

5.5.1 Tilapiste 1

Kun tiedetään, että ilmanpaine p_0 on normaalisti noin 101,3 kPa, ja oletetaan että moottori tuottaisi vaadittavan tehon ahtopaineella $p_{ahto} = 80$ kPa, saadaan puristuksen alkupaine p_1 määritettyä kaavalla 2.

$$p_1 = p_0 + p_{ahto}$$

KAAVA 2

$$p_1 = 101,3 \text{ kPa} + 80 \text{ kPa} = 181,3 \text{ kPa}$$

Arvioidaan ilman lämpötilaksi sylinterissä 60 °C. Tällöin lämpötila T_1 voidaan laskea kaavalla 3.

$$T_1 = 273,2 \text{ K} + 60 \text{ K} = 333,2 \text{ K}$$

KAAVA 3

Lasketaan puristustilavuus V_c kaavalla 4, kun yhden sylinterin iskutilavuus

$$V_i = \frac{1855 \text{ cm}^3}{4} = 463,75 \text{ cm}^3 \text{ ja puristussuhde } \varepsilon = 8,5:1 \text{ (5, s. 23).}$$

$$V_c = \frac{V_i}{\varepsilon - 1}$$

KAAVA 4

$$V_c = \frac{463,75 \text{ cm}^3}{8,5 - 1} = 61,83 \text{ cm}^3$$

Tilavuus V_1 saadaan kaavalla 5.

$$V_1 = V_i + V_c$$

KAAVA 5

$$V_1 = 463,75 \text{ cm}^3 + 61,83 \text{ cm}^3 = 525,58 \text{ cm}^3$$

5.5.2 Tilapiste 2

Paine p_2 voidaan laskea kaavalla 6 (5, s. 86). Volvon moottori tuottaa huipputehonsa melko alhaisella pyörimisnopeudella, jolloin lämmön siirtymistä ja ohivuo-
toja ehtii tapahtua enemmän kuin korkeilla kierroksilla. Valitaan seoksen polytrooppivakioksi $\gamma = 1,29$, kun ajatellaan myös rikkaan seoksen jäähdytysvaikutuksen pienentävän sitä.

$$p_2 = \varepsilon^\gamma \times p_1$$

KAAVA 6

$$p_2 = 8,5^{1,29} \times 181,3 \text{ kPa} = 2866,5 \text{ kPa}$$

Lämpötila T tilapisteessä 2 lasketaan kaavalla 7 (5, s. 87).

$$T_2 = T_1 \times \varepsilon^{\gamma-1}$$

KAAVA 7

$$T_2 = 333,2 \text{ K} \times 8,5^{1,29-1} = 619,7 \text{ K} (346,6 \text{ }^\circ\text{C})$$

Tilavuus on sama kuin puristustilavuus $V_2 = V_c = 61,83 \text{ cm}^3$

5.5.3 Tilapiste 3

Moottorin teho vaatimus on 147 kW ja sen oletetaan tuottavan tämä teho pyörimisnopeudella 4 800 rpm. Ominaiskulutukseksi bensiinillä ajettaessa arvioidaan $b = 310 \text{ g/kWh}$ (3, s. 453). Polttoaineen ominaiskulutuksen kaavasta (kaava 8) voidaan selvittää polttoaineen massavirta \dot{m}_f (6, s. 52).

$$b = \frac{\dot{m}_f}{P_e} \quad \text{KAAVA 8}$$

P_e = moottoriteho

$$\dot{m}_f = b \times P_e$$

Kaava yhden työkierron aikana sylinterissä olevan polttoaineen massalle, voidaan johtaa polttoaineen massavirran yksiköstä g/h, kun selvitetään työtahtien määrä tunnissa.

$$m_f = \frac{g}{\text{työtahti}} = \frac{\dot{m}_f \left(\frac{g}{h}\right)}{\text{työtahdit/h}} = \frac{b \times P_e \times j}{\text{rpm} \times 60 \text{ min/h} \times i}$$

Nelitahtimoottorin toimintatapperoin $j = 2$, ja Volvon moottorin sylinterien lukumäärä $i = 4$, jolloin polttoaineen massa sylinterissä yhden työkierron aikana saadaan kaavalla 9.

$$m_f = \frac{b(g/kWh) \times P_e(kW) \times j}{60 \text{ min/h} \times n(1/min) \times i} \quad \text{KAAVA 9}$$

$$m_{f_{98e5}} = \frac{310 \text{ g/kWh} \times 147 \text{ kW} \times 2}{60 \text{ min/h} \times 4800 \text{ 1/min} \times 4} = 0,079115 \text{ g}$$

Bensiinin ominaislämpöarvo $h_f \approx 43 \text{ MJ/kg}$ (3, s. 280). Lasketaan bensiinin täydellisessä palamisessa vapautuva energia Q kaavalla 10.

$$Q = m_f \times h_f \quad \text{KAAVA 10}$$

$$Q = 0,079115 \times 10^{-3} \text{ kg} \times 43 \text{ MJ/kg} = 3,402 \times 10^{-3} \text{ MJ} = 3,402 \text{ kJ}$$

Bensiinin palamisen hyötysuhde η_c voidaan määrittää kaavalla 11 (5, s. 106). Lasketaan palamisen hyötysuhde, kun palamisen maksimihyötysuhteeksi arvioidaan $\eta_{c_{max}} = 80\%$ ja ajetaan ilmakertoimen arvolla $\lambda = 0,85$.

$$\eta_c = \eta_{c_{max}} \times (-1,6082 + 4,6509 \times \lambda - 2,0764 \times \lambda^2) \quad \text{KAAVA 11}$$

$$\eta_c = 0,8 \times (-1,6082 + 4,6509 \times 0,85 - 2,0764 \times 0,85^2) = 0,676$$

Palamistapahtumassa vapautuva lämpöenergia Q_1 voidaan laskea kaavalla 12.

$$Q_1 = \eta_c \times Q \quad \text{KAAVA 12}$$

$$Q_1 = 0,676 \times 3,402 \text{ kJ} = 2,299 \text{ kJ}$$

Sylinterissä olevan ilman massa m_a voidaan määrittää kaavalla 13, kun tunnetaan bensiinin massa m_f , ilmakerroin λ , ja tiedetään, että bensiinin stökiometrinen seossuhde $L_0 = 14,7 \text{ kg/kg}$ (3, s. 280).

$$m_a = m_f \times \lambda \times L_0 \quad \text{KAAVA 13}$$

$$m_a = 0,079115 \times 10^{-3} \text{ kg} \times 0,85 \times 14,7 \frac{\text{kg}}{\text{kg}} = 0,988537 \times 10^{-3} \text{ kg} = 0,988537 \text{ g}$$

Seoksen massa m_{seos} voidaan laskea kaavalla 14.

$$m_{seos} = m_f + m_a \quad \text{KAAVA 14}$$

$$m_{seos} = 0,079115 \text{ g} + 0,988537 \text{ g} = 1,067651 \text{ g}$$

Lasketaan kaasun ominaislämpökapasiteetti C_v kaavalla 15 (5, s. 137). Kaasu on suurimmaksi osaksi ilmaa, joten käytetään ilmalle määritettyä kaasuvakiota $R = 0,287 \text{ kJ/kgK}$ (5, s.132).

$$C_v = \frac{R}{\gamma - 1} \quad \text{KAAVA 15}$$

$$C_v = \frac{0,287 \text{ kJ/kgK}}{1,29 - 1} = 0,990 \text{ kJ/kgK}$$

Tilapisteen 3 lämpötila saadaan kaavalla 16 (5, s. 87).

$$T_3 = T_2 + \frac{Q_1}{c_v \times m_{seos}} \quad \text{KAAVA 16}$$

$$T_3 = 619,7 \text{ K} + \frac{2,299 \text{ kJ}}{0,990 \text{ kJ/kgK} \times 1,067651 \times 10^{-3} \text{ kg}} = 2796 \text{ K} (2523 \text{ }^\circ\text{C})$$

Paine p_3 saadaan kaavalla 17 (5, s. 87).

$$p_3 = \frac{T_3}{T_2} \times p_2 \quad \text{KAAVA 17}$$

$$p_3 = \left(\frac{2796 \text{ K}}{619,7 \text{ K}} \right) \times 2866,5 \text{ kPa} = 12933 \text{ kPa} (129,33 \text{ bar})$$

5.5.4 Tilapiste 4

Lämpötila T_4 voidaan laskea kaavalla 18. T_3 (5, s. 88). Käytetään polytrooppivakiona pakokaasulle sopivaa arvoa $\gamma = 1,2$ (6, s. 173).

$$T_4 = \varepsilon^{1-\gamma} \times T_3 \quad \text{KAAVA 18}$$

$$T_4 = 8,5^{1-1,2} \times 2796 \text{ K} = 1822 \text{ K} (1549 \text{ }^\circ\text{C})$$

Paine p_4 voidaan laskea kaavalla 19. (5, s. 88).

$$p_4 = \frac{1}{\varepsilon^\gamma} \times p_3 \quad \text{KAAVA 19}$$

$$p_4 = \frac{1}{8,5^{1,2}} \times 12933 \text{ kPa} = 992 \text{ kPa} (9,92 \text{ bar})$$

5.5.5 Pakokaasun lämpötila

Pakokaasun lämpötila pakosarjassa voidaan selvittää iteroimalla, kun tiedetään paine ja lämpötila tilapisteessä 4, paine pakosarjassa ja polytrooppivakio. Käytetään polytrooppivakiona arvoa $\gamma = 1,2$ ja arvioidaan paineeksi pakosarjassa 200 kPa. Kaavalla 19 iteroidaan puristussuhteen arvoa muuttamalla pakokaasun paineeksi 200 kPa:a

$$p_{\text{pakokaasu}} = \frac{1}{3,797^{1,2}} \times 992 \text{ kPa} = 200 \text{ kPa}$$

Lasketaan kaavalla 18 pakokaasun lämpötila pakosarjassa. Puristussuhteen arvona käytetään iteroimalla selvitettyä arvoa 3,797.

$$T_{\text{pakokaasu}} = 3,797^{1-1,2} \times 1822 \text{ K} = 1396 \text{ K} (1122 \text{ }^\circ\text{C})$$

5.5.6 Indikoitu työ ja -paine

Työkierrossa tehdään työtä vain puristus- ja paisuntavaiheissa, jolloin työkierron indikoitu työ W_i saadaan kaavalla 20 (6, s. 164).

$$W_i = W_{1-2} + W_{3-4} \quad \text{KAAVA 20}$$

Puristus- ja paisuntavaiheissa tehty työ adiabaattisessa prosessissa voidaan laskea kaavalla 21 (6, s. 169).

$$W = mc_v \Delta T \quad \text{KAAVA 21}$$

m = aineen massa

ΔT = lämpötilan muutos

Koska kyseiset vaiheet tapahtuvat todellisessa työkierrossa polytrooppisesti, lasketaan puristustahdissa tehty työ kaavalla 22.

$$W_{1-2} = \frac{m_{\text{seos}} \times R}{\gamma - 1} \times \Delta T \quad \text{KAAVA 22}$$

$$W_{1-2} = \frac{1,067651 \times 10^{-3} \text{ kg} \times 0,287 \text{ kJ/kgK}}{1,29 - 1} \times (333,15 - 619,7) \text{ K} = -0,3028 \text{ kJ}$$

Työtahdissa tehty työ saadaan kaavalla 23. Käytetään nyt kaasuvakiona pakokaasulle määritettyä arvoa $R_{\text{ex}} = 0,293 \text{ kJ/kgK}$ (8).

$$W_{3-4} = \frac{m_{\text{seos}} \times R_{\text{ex}}}{1 - \gamma} \times \Delta T \quad \text{KAAVA 23}$$

$$W_{3-4} = \frac{1,067651 \times 10^{-3} \text{ kg} \times 0,293 \text{ kJ/kgK}}{1,2 - 1} \times (2796 - 1822) \text{ K} = 1,523 \text{ kJ}$$

Lasketaan indikoitu työ kaavalla 20

$$W_i = -0,3028 \text{ kJ} + 1,523 \text{ kJ} = 1,220 \text{ kJ}$$

Indikoitu paine p_i voidaan laskea kaavalla 24 (6, s. 164).

$$p_i = \frac{W_i}{V_i} \quad \text{KAAVA 24}$$

$$p_i = \frac{1,220 \text{ kJ}}{463,75 \times 10^{-6} \text{ m}^3} = 2631 \text{ kPa} \text{ (26,31 bar)}$$

5.6 Teorettinen työkierto Re85-polttoaineella ajettaessa

Tilapisteiden 1 ja 2 arvot ovat samat kuin edellä lasketut, koska lähtöarvot ovat polttoaineen arvoja lukuun ottamatta samat.

Polttoaineen massa saadaan nyt laskettua edellä laskuissa välituloksena saadun palamisilman massan kautta kaavalla 25 (5, s. 86).

$$m_{f_{Re85}} = \frac{m_a}{\lambda \times L_0} \quad \text{KAAVA 25}$$

$$m_{f_{Re85}} = \frac{0,988537 \times 10^{-3} \text{ kg}}{0,85 \times 9,855 \text{ kg/kg}} = 0,11801 \times 10^{-3} \text{ kg} = 0,11801 \text{ g}$$

Polttoaine vie sylinterissä tilavuuden V_b . Tämä tilavuus on Re85-polttoaineella ajettaessa eri kuin bensiinillä ajettaessa, jolloin ilmalle jää myös erisuuri tilavuus. Lasketaan kaavalla 26, kuinka suuren tilavuuden polttoaineet vievät, kun Re85-polttoaineen tiheys on noin 780 g/dm^3 ja bensiinin tiheys on noin 760 g/dm^3 (5, s. 421-422).

$$V_b = \frac{m_f}{\rho} \quad \text{KAAVA 26}$$

ρ = polttoaineen tiheys

$$V_{b_{Re85}} = \frac{0,11801 \text{ g}}{780 \text{ g/dm}^3} = 1,513 \times 10^{-4} \text{ dm}^3 = 0,01513 \text{ cm}^3$$

$$V_{b_{98e5}} = \frac{0,079115 \text{ g}}{760 \text{ g/dm}^3} = 1,041 \times 10^{-4} \text{ dm}^3 = 0,01041 \text{ cm}^3$$

Polttoaineiden tarvitsemien tilavuuksien ero on $0,01513 \text{ cm}^3 - 0,01041 \text{ cm}^3 = 0,00472 \text{ cm}^3$. Havaitaan sen olevan sylinterin $525,58 \text{ cm}^3$:n kokonaistilavuuteen verrattuna niin pieni, että se voidaan merkityksettömänä jättää pois laskuista. Re85-polttoaineen ominaislämpöarvo on noin $29,23 \text{ MJ/kg}$. Lasketaan polttoaineesta saatava energia kaavalla 10.

$$Q = 0,11801 \times 10^{-3} \text{ kg} \times 29,23 \text{ MJ/kg} = 0,003449 \text{ MJ} = 3,449 \text{ kJ}$$

RE85-polttoaineelle ei ole määritetty palamisen hyötysuhteen kaavaa, mutta sen sisältämän hapen takia se palaa puhtaasti, ts. sillä saavutetaan puhtaamat pakokaasupäästöt kuin bensiinillä. Tästä päätellen Re85-polttoaineen palamisen hyötysuhde voisi olla parempi kuin bensiinin palamisen hyötysuhde. Käytetään laskuissa samaa palamisen hyötysuhteen arvoa kuin bensiinilläkin. Lasketaan polttoaineesta palotapahtumassa vapautuva lämpöenergia kaavalla 12.

$$Q_{1_{Re85}} = 0,11801 \times 10^{-3} \text{ kg} \times 29,23 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \times 0,676 = 0,002331 \text{ MJ} = 2,331 \text{ kJ}$$

Lasketaan polttoaine-ilma-seoksen massa kaavalla 14.

$$0,988537 \times 10^{-3} \text{ kg} + 0,11801 \times 10^{-3} \text{ kg} = 1,106546 \times 10^{-3} \text{ kg} = 1,106546 \text{ g}$$

5.6.1 Tilapiste 3

Lämpötila T_3 saadaan kaavalla 16.

$$T_3 = \frac{2,331 \text{ kJ}}{0,990 \text{ kJ/kgK} \times 1,106546 \times 10^{-3} \text{ kg}} + 619,7 \text{ K} = 2749 \text{ K}$$

Paine p_3 saadaan kaavalla 17.

$$p_3 = \left(\frac{2749 \text{ K}}{619,7 \text{ K}} \right) \times 2866,5 \text{ kPa} = 12714 \text{ kPa} (127,14 \text{ bar})$$

5.6.2 Tilapiste 4

Paine p_4 saadaan kaavalla 19.

$$p_4 = \frac{1}{8,5^{1,2}} \times 12714 \text{ kPa} = 975 \text{ kPa} (9,75 \text{ bar})$$

Lämpötila T_4 saadaan kaavalla 18.

$$T_4 = 8,5^{1-1,2} \times 2749 \text{ K} = 1792 \text{ K} (1518 \text{ }^\circ\text{C})$$

5.6.3 Pakokaasun lämpötila

Iteroidaan kaavalla 19 pakokaasun paineeksi pakosarjassa 200 kPa. Polytrooppivakiona käytetään arvoa $\gamma = 1,20$.

$$p_{\text{pakokaasu}} = \frac{1}{3,743^{1,20}} \times 975 \text{ kPa} = 200 \text{ kPa}$$

Lasketaan kaavalla 18 pakokaasun lämpötila käyttämällä puristussuhteen arvona iteroimalla selvitettyä arvoa 3,74.

$$T_{\text{pakokaasu}} = 3,743^{1-1,20} \times 1792 \text{ K} = 1376 \text{ K} (1103 \text{ }^\circ\text{C})$$

5.6.4 Indikoitu työ ja -paine

Lasketaan puristustahdissa tehty työ kaavalla 22.

$$W_{1-2} = \frac{1,106546 \times 10^{-3} \text{ kg} \times 0,287 \text{ kJ/kgK}}{1,29 - 1} \times (333,15 - 619,7) \text{ K} = -0,314 \text{ kJ}$$

Työtahdissa tehty työ saadaan kaavalla 23.

$$W_{3-4} = \frac{1,106546 \times 10^{-3} \text{ kg} \times 0,293 \text{ kJ/kgK}}{1,20 - 1} \times (2749 - 1792) \text{ K}$$

$$= 1,552 \text{ kJ}$$

Lasketaan indikoitu työ kaavalla 20.

$$W_i = -0,314 \text{ kJ} + 1,552 \text{ kJ} = 1,238 \text{ kJ}$$

Indikoitu paine p_1 lasketaan kaavalla 24.

$$p_i = \frac{1,238 \text{ kJ}}{463,75 \times 10^{-6} \text{ m}^3} = 2669 \text{ kPa} (26,69 \text{ bar})$$

6 MOOTTORINOHJAIMEN ASENTAMINEN

Moottorinohjaimen asentamiseksi oli auton sähköjärjestelmää ja sen toimintaa selvitettävä melko laajasti. Vakionopeudensäätimeistä ja ilmastoinnista päätettiin luopua työn helpottamiseksi. Helppoiten nämä ominaisuudet saadaan takaisin käyttöön lisäämällä alkuperäinen moottorinohjain uuden ohjaimen rinnalle siten, ettei se vaikuta moottorin toimintaan, vaan ohjaa vain näitä lisätoimintoja. Tämän työn aikana näin ei ollut mahdollista tehdä ajan puitteissa.

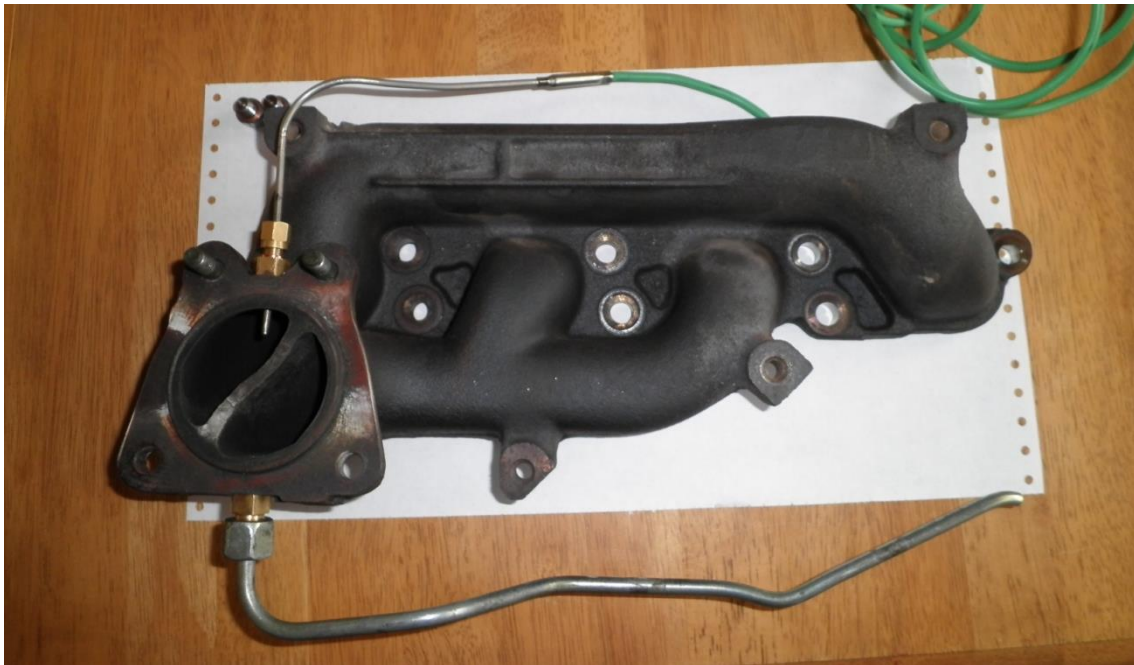
6.1 Tunnistimet

Volvon alkuperäisistä moottorinohjaukseen liittyvistä antureista päätettiin uuden moottorinohjauksen kanssa käyttää kaikkia muita paitsi ilmamassa- ja lambda-antureita. Ilmamassa-anturi korvattiin imusarjassa vallitsevan paineen tunnistavalla MAP-anturilla. Koska ilman tiheys muuttuu lämpötilan muuttuessa, on moottorissa myös MAT-anturi tunnistamassa moottoriin virtaavan ilman lämpötilaa. Alkuperäiset kapeakaistaiset lambda-anturit poistettiin, ja toisen tilalle asennettiin laajakaistalambda-anturi. Anturilla on oma ohjain, joka kontrolloi sen toimintaa ja muuttaa sen lambda-signaalin jännitetiedoksi, jota moottorinohjain pystyy tulkitsemaan.

Polttoainelinjaan lisättiin Continentalin valmistama polttoaineen etanolipitoisuuden tunnistava anturi, joka tunnistaa myös polttoaineen lämpötilan NTC-vastuksen avulla. Anturin lähettämä taajuus vastaa tiettyä etanolipitoisuutta ja jännitearvo vastaa tiettyä lämpötila-arvoa. (9.)

Moottorinohjain ei kyennyt ymmärtämään anturin lähettämän signaalin jännitetiedosta lämpötilaa, vaan olisi vaatinut toisen tyyppisen anturin, joka olisi ilmaissut lämpötilan signaalin pulssisuhteen avulla. Polttoaineen lämpötilatieto ei kuitenkaan ole välttämätöntä moottorin toiminnan kannalta.

Pakosarjaan tehtiin mittausliitännät pakokaasun paineen ja lämpötilan mittausta varten (kuva 10). Lämpötila mitataan K-tyypin termoparilla. Toisesta liitännästä saadaan letkun ja metalliputken avulla pakosarjassa vallitseva paine johdettua tiedonkeruulaitteen paineanturille säätötyön ja mittauksien ajaksi.



KUVA 10. Pakokaasun lämpötilan ja paineen mittausta varten tehdyt liitännät pakosarjassa

6.2 Johdinsarjan valmistus

Aluksi harkittiin lyhyen adapterijohdinsarjan valmistusta, jonka avulla uusi moottorinohjain olisi voitu liittää auton alkuperäiseen moottorinjohdinsarjaan. Kaikkia auton alkuperäisiä tunnistimia ei enää haluttu käyttää. Toisaalta johdinsarjaan piti liittää uusia tunnistimia. Lisäksi auton alkuperäiset hukkakipinäsytytyspuolat päätettiin vaihtaa tehokkaampiin yksittäiskipinäpuoliin. Johdinsarjaa oli siis muokattava, joten adapterijohdinsarjan valmistuksesta luovuttiin ja päätettiin valmistaa kokonaan uusi moottorinjohdinsarja.

Johdinsarjasta haluttiin valmistaa sellainen, että se olisi helppo purkaa pois autosta ja vaihtaa alkuperäinen johdinsarja ja moottorinohjainlaite takaisin. Tämä asetti johdinsarjan suunnitteluun lisää haasteita, koska johdinsarjassa kulkee moottorinohjaukseen liittyvien johtimien lisäksi myös muita johtimia, esimerkiksi valojen ja ABS:n johtimia. Johdinsarja on muutaman liittimien kautta yhteydessä auton muihin johdinsarjoihin.

Ongelma ratkaistiin hankkimalla samanlaisesta Volvosta toinen moottorinohjaimen johdinsarja, josta hyödynnettiin tarvittavat liittimet ja osa johtimista. Uusi johdinsarja syntyi liittämällä nämä ATDriveboard-moottorinohjainlaitteen mukana tulleeseen puolivalmiiseen johdinsarjaan. Syntyneessä johdinsarjassa on tarvittavat liittimet, jotta se voidaan kytkeä auton muihin johdinsarjoihin. Siinä kulkee moottorinohjaukseen liittyvien johtimien lisäksi myös tarvittavat johtimet muille laitteille.

7 POLTTOAINEJÄRJESTELMÄN MUUTOSTYÖT

Re85-polttoaineen energiasisältö on pienempi kuin 98e5-bensiinin, joten saman tehon tuottamiseen sitä kuluu enemmän. Polttoainejärjestelmä on siis mitoitettava niin, että se kykenee syöttämään moottorille riittävästi polttoainetta. Polttoainejärjestelmän komponenttien tulisi myös kestää etanolipolttoainetta, ja polttoaineen etanolipitoisuus pitää pystyä tunnistamaan, jotta moottori voidaan säätää toimimaan oikein, vaikka polttoaineen etanolipitoisuus vaihtelee.

7.1 Vaadittavien muutoksien selvittäminen

Lasketaan, onko moottorin alkuperäisten suuttimien virtauskapasiteetti riittävän suuri vaaditun 147 kW:n moottoritehon tuottamiseen myös Re85-polttoaineella ajettaessa. Ahdetun välijäähdyttämättömän bensiinimoottorin ominaiskulutus on 380 - 280 g/kWh (3, s.453.). Koska Volvon moottori tuottaa huipputehonsa melko matalalla, noin 5 500 rpm:n pyörimisnopeudella, ja koska siinä on välijäähdytin, jonka oletetaan pienentävän ominaiskulutusta, arvioidaan ominaiskulutuksen olevan matalahko. Valitaan ominaiskulutukseksi 310 g/kWh.

Oletetaan ominaiskulutuksen Re85-polttoaineella ajettaessa kasvavan polttoaineiden ominaislämpöarvojen suhteessa kaavan 27 mukaisesti.

$$b_{RE85} = \frac{h_{f_{98e5}}}{h_{f_{RE85}}} \times b_{bensiini} \quad \text{KAAVA 27}$$

$$b_{RE85} = \frac{43\text{MJ/kg}}{29,23\text{MJ/kg}} \times 310 \text{ g/kWh} = 456\text{g/kWh}$$

Volvon alkuperäisten suuttimien virtauskapasiteetti on 397 ml/min 3 baarin polttoaineen peruspaineella (1). Lasketaan, kuinka suureen tehoon suuttimet riittäisivät 85 %:n käyttöasteella Re85-polttoaineella ajettaessa. Suuttimia ei tulisi ajaa 100 %:n käyttöasteella niiden rikkoontumisvaaran ja korkeilla käyttöasteilla ilmenevän epälineaarisen toiminnan vuoksi. Lasketaan aluksi polttoaineen massavirta yksikössä g/h kaavalla 28.

$$m_f \left[\frac{g}{h} \right] = x \times V_{f_{suutin}} \times DC \times \rho_{Re85} \times 60 \text{ min/h} \quad \text{KAAVA 28}$$

x = suuttimien lukumäärä

V_f = polttoaineen tilavuusvirta

DC = suuttimien käyttöaste

ρ = tiheys

$$m_f \left[\frac{g}{h} \right] = 4 \times 397 \frac{\text{ml}}{\text{min}} \times 0,85 \times 0,780 \frac{\text{g}}{\text{ml}} \times 60 \frac{\text{min}}{\text{h}} = 63171 \text{ g/h}$$

Lasketaan kaavalla 29 kuinka suureen tehoon tämä massavirta riittää.

$$P = \frac{m_f \left[\frac{g}{h} \right]}{b_{Re85}} \quad \text{KAAVA 29}$$

$$P = \frac{63171 \text{ g/h}}{456 \text{ g/kWh}} = 139 \text{ kW}$$

Todetaan virtauskapasiteetin melkein riittävän 147 kW:n tehon saavuttamiseen.

Lasketaan kaavalla 30, paljonko suuttimien tuotto kasvaisi, jos polttoaineen peruspaine nostetaan 3 baarista 4 baariin.

$$V_{f_{suutin 2}} = V_{f_{suutin 1}} \times \sqrt{\frac{\text{uusi paine}}{\text{vanha paine}}} \quad \text{KAAVA 30}$$

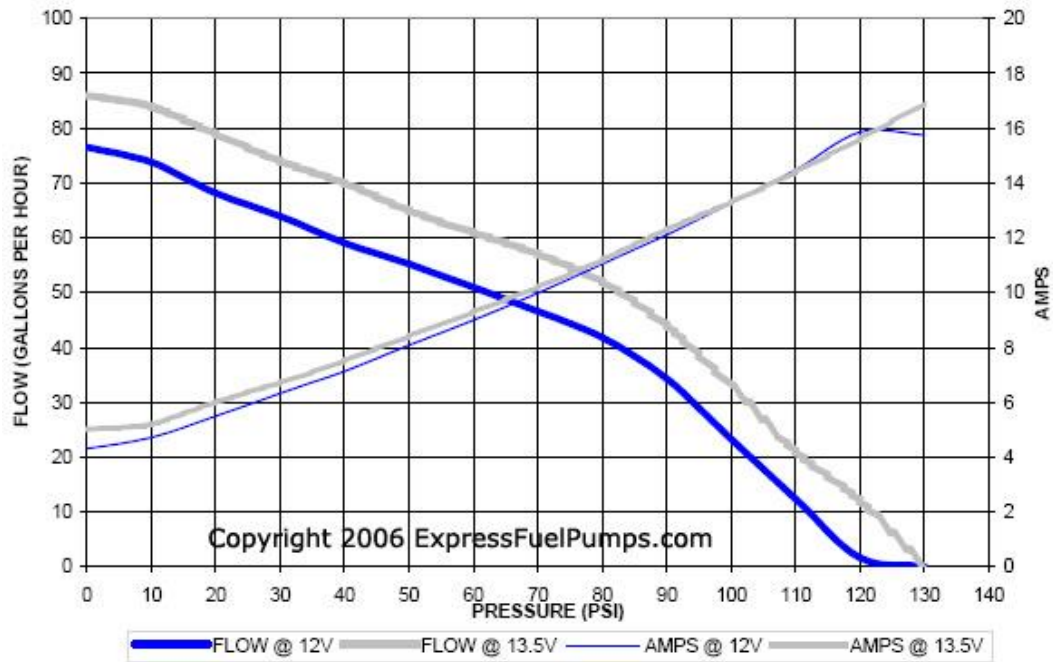
$$V_{f_{suutin 2}} = 397 \frac{\text{ml}}{\text{min}} \times \sqrt{\frac{4 \text{ bar}}{3 \text{ bar}}} = 458 \text{ ml/min}$$

Korotetulla paineella ja 85 %:n käyttöasteella polttoaineen massavirta moottoriin olisi 72943 g/h, joka riittäisi 160 kW:n tehoon. Käytännössä suuttimien tuotto ei välttämättä nouse paineen nostolla aivan näin paljoa, koska suuttimen aukaisemiseen vaadittava voima kasvaa, jolloin suuttimen dead time -arvo muuttuu. Tuloksien perusteella voidaan olettaa suuttimien riittävän noin 4 baarin polttoaineen peruspaineella 147 kW:n tehon saavuttamiseen myös Re85-polttoaineella.

Polttoainepumppu tulisi mitoittaa niin, että sen pumppauskyky on suuttimien virtauskapasiteettia suurempi. Tällöin paluuvirtausta polttoainekiskolta tankkiin on myös silloin, kun moottoria käytetään täydellä teholla. Selvitetään polttoainepumpun pumppauskyvyn vaatimukset. Suuttimien virtauskapasiteetti 4 bar:n peruspaineella oli 72943 g/h, joka on litroina $\frac{72943 \text{ g/h}}{780 \text{ g/l}} = 93,5 \text{ l/h}$. Oletetaan, että moottori toimii tällöin noin 0,9 bar:n ahtopaineella. Todetaan, että polttoainepumpun olisi kyettävä pumppaamaan noin 4,9 bar:n ylipaineella polttoainetta yli 93,5 l/h. Volvon alkuperäisen polttoainepumpun etanolipolttoaineen kestosta ja pumppaustehosta ei ollut tietoa. Lisäksi pumppu osoittautui huonokuntoiseksi, joten se oli vaihdettava.

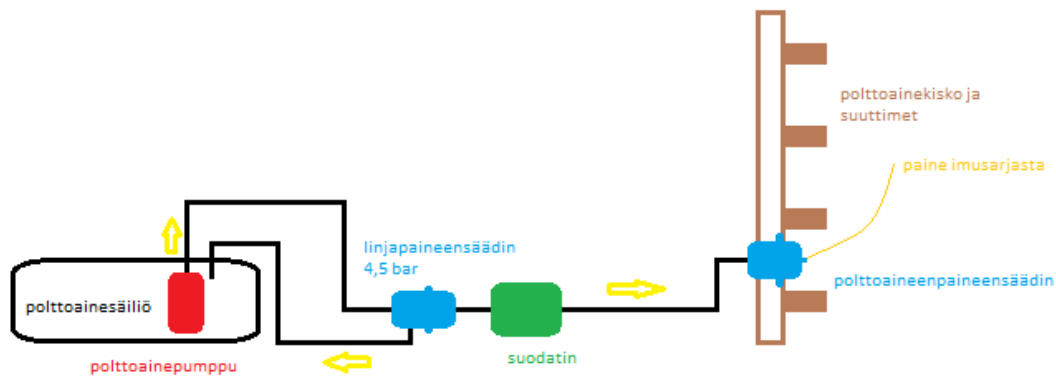
7.2 Muutokset

Polttoainepumpun pumppauskyky riippuu sen saamasta syöttöjännitteestä, tai tarkkaan ottaen pumpun moottorissa tapahtuvasta jännitehäviöstä ja paineesta, jonka pumppu joutuu tuottamaan. Alkuperäisen pumpun tilalle tankissa olevaan pumppuasetelmaan vaihdettiin Walbron valmistama GSS342-polttoainepumppu, jonka virtauskaavio on kuvassa 11. Sille valmistettiin POM-muovista soviteholkki, jonka avulla se saatiin sopimaan paikoilleen. Pumppua ei ole luokiteltu etanolipolttoainetta kestäväksi, mutta monet autoharrastajat ovat todenneet sen kestävän hyvin myös kyseistä polttoainetta. Pumpun tuotto on 12 V:n jännitteellä ja $4,9 \text{ bar} \times 14,5 \text{ psi} = 71 \text{ psi}$:n paineella noin 45 gallonaa tunnissa, jolloin $45 \frac{\text{gallon}}{\text{h}} \times 3,7854 \approx 170 \text{ l/h}$, joten voidaan todeta tuoton olevan riittävä.



KUVA 11. Walbro GSS342-polttoainepumpun virtauskaavio (10)

Volvon alkuperäinen polttoainelaitteisto on ns. returnless-tyyppiä, eli polttoainekiskolle tulee vain polttoaineen tulolinja, ja paluulinjaa kiskolta tankkiin ei ole. Polttoainetankin lähellä on linjapaineensäädin, joka säättää polttoaineen tulolinjan paineeksi 4,5 baaria. Polttoainekiskossa on lisäksi paineensäädin, johon tulee imusarjalta paineliitäntä. Säädin pitää polttoainekiskossa olevan polttoaineen paineen 3 baaria imusarjassa vallitsevaa painetta suurempana. Volvon alkuperäisen polttoainelaitteiston rakenne on esitetty kuvassa 12.



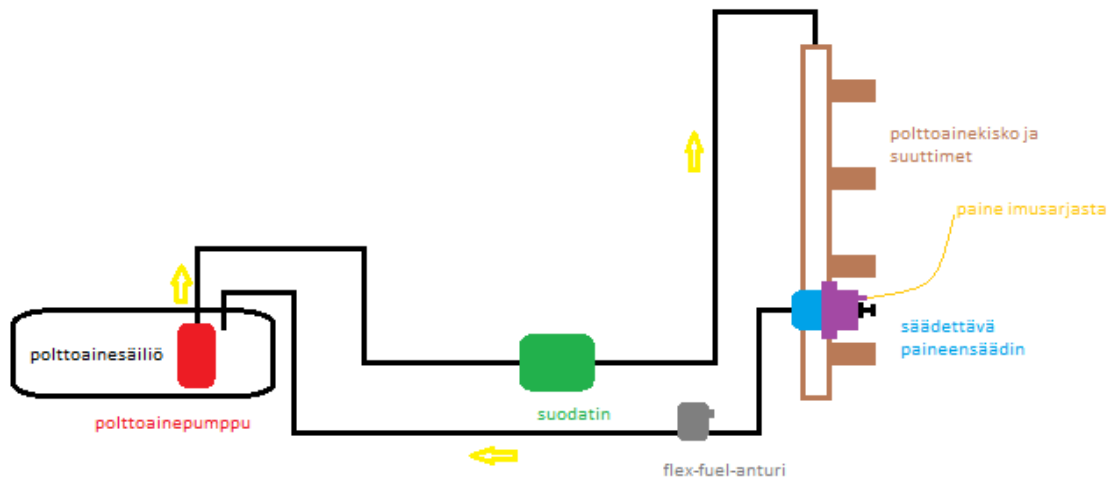
KUVA 12. Alkuperäinen polttoainelaitteisto

Polttoaineen peruspaine haluttiin korottaa noin 4 bar:iin, jotta käytössä olleet suuttimet riittäisivät myös Re85-polttoaineella 147 kW:n tehoon. Alkuperäiset paineensäätimet poistettiin, ja polttoainekiskossa olleen paineensäätimen tilalle asennettiin eri moottoriversiossa käytetty 3 bar:in vakiopainesäädin, joka muutettiin itse suunnitellulla ja valmistetulla säätökannella säädettäväksi (kuva 13). Tämä säädin kävi suoraan Volvon polttoainekiskoon.



KUVA 13. Itse suunniteltu ja valmistettu säätökansi asennettuna polttoaineen-paineensäätimeen

Polttoainelinjoja muutettiin niin, että polttoaine tulee polttoainekiskoon sen päästä. Uudesta paineensäätimestä lähtee paluulinja tankkiin, ja paluulinjaan on liitetty Continentalin valmistama polttoaineen etanolipitoisuuden tunnistava anturi. Polttoainelinjat tehtiin etanolipolttoainetta kestävästä kumiletkusta. Kuvassa 14 on esitetty muutetun polttoainelaitteiston rakenne.



KUVA 14. Muutettu polttoainelaitteisto

8 MITTAUSTULOKSET JA NIIDEN ANALYSOINTI

Liitteessä 4 on esitetty tiedonkeruulaitteilta poimitut tulokset kaikista mittauksista. Mittaukset on suoritettu staattisina noin 7 - 10 sekuntia kestävinä mittauksina, ja tulokset on otettu mittausjakson loppupuolelta. ACL:n, sekä moottorinohjaimen tiedonkeruulta saadut tulokset ovat noin 2 sekunnin ajalta keskiarvoja pakokaasun lämpötilaa lukuun ottamatta. Käytössä olleen pakolämpöanturin hitaudesta johtuen taulukkoon on otettu maksimiarvo, johon lämpötila on mittauksessa noussut, koska se kuvaa paremmin pakokaasun todellista lämpötilaa mittaushetkellä. Voimansiirron häviöiksi arvioitiin 10 %, mikä on otettu huomioon tehon ja vääntömomentin arvoissa.

Liitteessä 5 on esitetty lämpöenergian vapautuminen ja palamispaine muutamasta tehdystä mittauksesta. Käyrät ovat 20 työkierron keskiarvoja, ja ne on laskettu Excel-ohjelmalla palopaineenmittauslaitteella tallennetusta datasta. Koska ACL-tiedonkeruulaitteelta liitteen 2 taulukoihin poimitut arvot ovat keskiarvoja noin 2 sekunnin ajalta, ja käyrät ovat keskiarvoja 20 työkierron ajalta, käyrien ja taulukoiden arvoissa voi olla pieniä ristiriitaisuuksia esimerkiksi huippupaineessa tai sen paikassa. Kuviin on lisätty laskennallinen puristuspainekäyrä, jotta palamisen alkukohta olisi helpompi havaita palamispainekäyrästä. Jostain syystä kaikista mittauksista ei tallentunut dataa palopaineenmittauslaitteelle, joten näistä mittauksista ei voitu laskea palamispaine- ja lämpöenergian vapautumiskäyriä eikä myöskään työtahdissa vapautuneen lämpöenergian määrää.

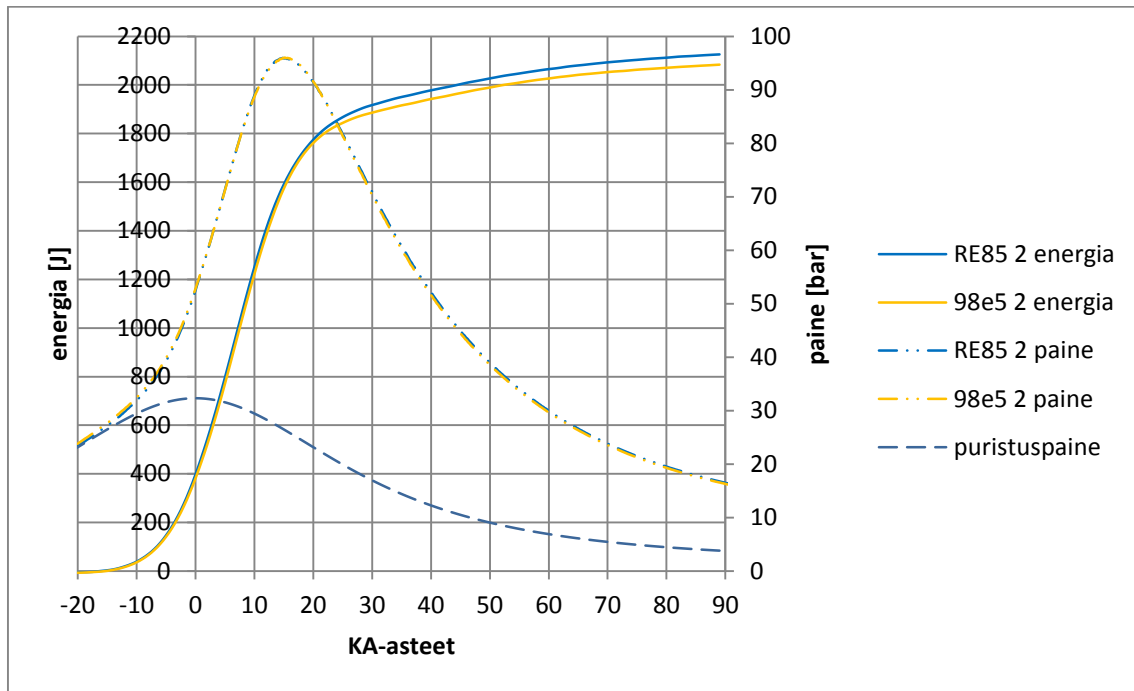
Moottorin pyörimisnopeudella 4 800 rpm tehdyistä mittauksista verrataan toisiinsa mittausta Re85 2 ja mittausta 98e5 2, joista tiedonkeruulaitteilta poimitut tulokset on esitetty liitteen 2 lisäksi taulukossa 4. Huomataan, että hieman pienemmällä ahtopaineella ja käytännössä samalla sytytysennakolla Re85-polttoaine on tuottanut 0,7 kW enemmän tehoa. Pakokaasun lämpötila on Re85-polttoaineella ajettaessa ollut lähes 60 °C matalampi, koska höyrystyessään puristustahdin aikana polttoaine sitoo enemmän energiaa kuin 98e5-bensiini.

TAULUKKO 4. Mittauksien Re85 2 ja 98e5 2 tulokset 4 800 rpm moottorin pyörimisnopeudella

	RE85 2	98e5 2
Pakokaasun paine pakosarjassa [kPa]	205,5	205,3
Paine imusarjassa [kPa]	174,4	175,1
Lambda-arvo	0,836	0,844
Sytytyshetki [°EYKK]	28,26	28,16
Ilman lämpötila [°C]	31,6	33,9
Pakokaasun lämpötila [°C]	783	841
Polttoaineen etanolipitoisuus [%]	77,3	13,7
Teho [kW]	147,6	146,9
Maksimipaineen paikka [°JYKK]	14,6	14,1
Suurin palamispaine [bar]	98,5	98,3
Polttoaineen palamisaika [°]	34,9	34,6
Työtahdin keskipaine [bar]	22,03	21,56
Työkierron keskipaine [bar]	20,79	20,37
Kaasunvaihtotahdin keskipaine [bar]	1,25	1,20
Suurin lämpöenergian vapautumisnopeus [J/°KA]	99,4	97,6
Vapautunut lämpöenergia 89°JYKK [J]*	2126	2084

*JYKK = jälkeen yläkuolokohdan

Kuvasta 15 nähdään, että maksimipalamispaine on molemmilla polttoaineilla ajettaessa ollut likimain yhtä suuri. Maksimipaineen jälkeen Re85-polttoainella on energiaa vapautunut enemmän, jolloin myös paine ja moottorin tuottama teho ovat olleet suurempia. Käyrät ovat 20 työkierron keskiarvoja.



KUVA 15. Mittausten Re85 2 ja 98e5 2 palamispaine ja lämpöenergian vapautuminen 4 800 rpm moottorin pyörimisnopeudella

4 800 rpm moottorin pyörimisnopeudella tehdyissä mittauksissa ahtopaineen ohjausventtiilin käyttöaste on kaikissa Re85-polttoaineella tehdyissä mittauksissa ollut 66 % ja kaikissa 98e5-polttoaineella tehdyissä mittauksissa 67 %. Venttiili on kytketty niin, että suuremmalla käyttöasteella pitäisi tulla suurempi ahtopaine.

Pienemmästä käyttöasteesta huolimatta Re85-polttoaineella on pääsääntöisesti tullut hieman enemmän ahtopainetta. Tästä voidaan päätellä, että poistotahdin aikana sylinteristä poistuu suurempi määrä pakokaasua, joka pyrkii pyörittämään turboahdinta tehokkaammin. Toisaalta se nostaa myös kaasunvaihtotahdin keskipainetta, koska pakokaasu ei mahdu virtaamaan ulos sylinteristä yhtä hyvin kuin 98e5-polttoaineella ajettaessa, jolla energiaa vapautuu palamistapahtumassa vähemmän.

Ahtopaine nousee myös siksi, että sylinteriin jää enemmän pakokaasua, joka vie tilavuutta seuraavan imutahdin aikana sylinteriin tulevalta tuoreelta seokselta. Re85-polttoaineella toimivan moottorin pakopuolen tulisikin virrata hyvin, jotta pakokaasu saadaan ulos sylinteristä.

3 000 rpm moottorin pyörimisnopeudella tehdyistä mittauksista verrataan mittauksia Re85 2 ja 98e5 1, joista tiedonkeruulaitteilta saadut tiedot ovat taulukossa 5. Mittauksien välillä ei ahtopaineessa, imuilman lämpötilassa tai ilmaker-toimessa ole suurta eroa.

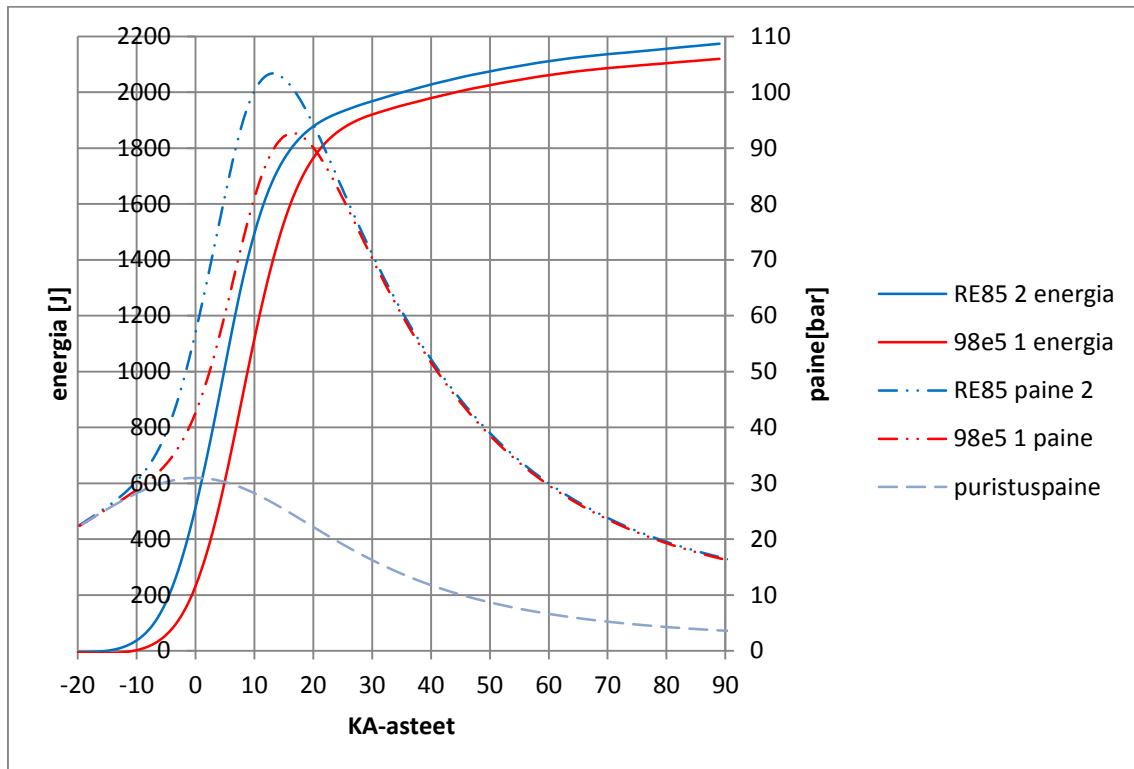
Sytytyshetki on Re85-polttoaineella tehdyssä mittauksessa ollut noin 3,6 astetta aikaisemmin. Lämpöenergiaa on vapautunut palamistapahtumasta 89°JYKK kampiakselin kiertymäkulman kohdalla noin 2,6 % enemmän Re85-polttoaineella tehdyssä mittauksessa. Jos sytytyshetken vaikutus huomioidaan, ero vapautuneen energian määrässä on noin 2,2 %. Pakokaasun lämpötila on ollut noin 70 °C matalampi johtuen aikaisemmasta sytytyshetkestä ja Re85-polttoai-
neen suuremmasta ominaishöyrystymislämmöstä.

Maksimi palamispaine on Re85-polttoaineella ollut noin 10 baaria korkeampi aikaisemman sytytyshetken, vapautuneen lämpöenergian suuremman määrän ja suuremman palamisnopeuden vuoksi.

TAULUKKO 5. Mittausten Re85 2 ja 98e5 1 tiedonkeruun tulokset 3 000 rpm moottorin pyörimisnopeudella

	RE85 2	98e5 1
Pakokaasun paine pakosarjassa [kPa]	167,4	166,5
Paine imusarjassa [kPa]	176,5	176,7
Ilmakerroin	0,833	0,836
Sytytyshetki [°EYKK]	22,86	19,3
Ilman lämpötila [°C]	29,8	29,8
Pakokaasun lämpötila [°C]	687	760
Polttoaineen etanolipitoisuus [%]	77,3	13,7
Teho [kW]	101,2	99,7
Maksimipaineen paikka [°JYKK]	12,9	16,2
Suurin palamispaine [bar]	103,7	93,2
Polttoaineen palamisaika [°]	34	31,1
Työtahdin keskipaine [bar]	22,65	21,82
Työkierron keskipaine [bar]	22,34	21,56
Kaasunvaihtotahdin keskipaine [bar]	0,31	0,27
Suurin lämpöenergian vapautumisnopeus [J/°KA]	117,2	110,3
Vapautunut lämpöenergia 89°JYKK [J]	2174	2119

Kuvassa 16 on mittausten Re85 2 ja 98e5 1 palamispaine- ja lämpöenergian vapautumiskäyrät. Siitä ilmenee hyvin sytytysennakon vaikutus palamispaineeseen.

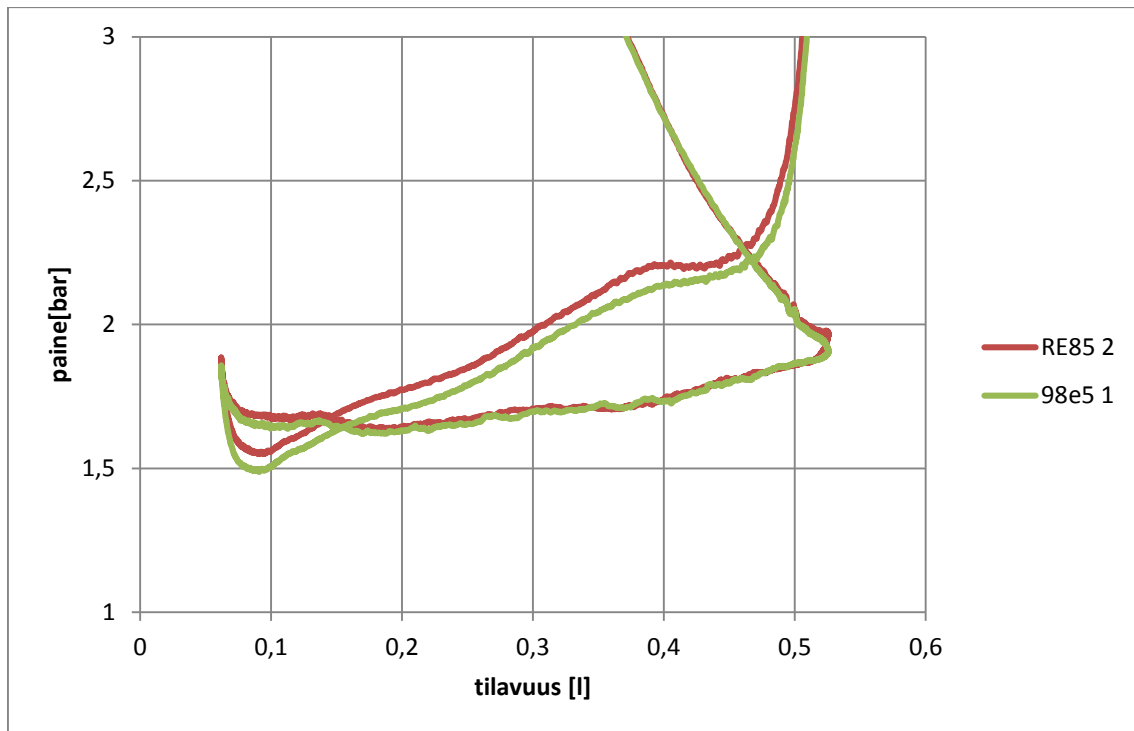


KUVA 16. Mittausten Re85 2 ja 98e5 1 palamispaine ja lämpöenergian vapautuminen 3 000 rpm moottorin pyörimisnopeudella

Kuvassa 17 on 3 000 rpm moottorin pyörimisnopeudella tehtyjen mittausten Re85 2 ja 98e5 1 poisto- ja imu- ja imutahti sekä puristustahdin alkuosa paine-tilavuuskuvaajassa. Käyrät ovat 20 työkierron keskiarvoja.

Kuvasta nähdään, että Re85-polttoaineella tehdyssä mittauksessa poistotahdin aikana on sylinterissä ollut enemmän painetta. Tämä kertoo suuremmasta pakokaasumäärästä kuin 98e5-bensiinillä tehdyssä mittauksessa. Pakokaasua on kehittynyt enemmän, koska palamistapahtumassa on vapautunut enemmän energiaa. Painetta on ollut enemmän, koska pakokaasu ei mahdu virtaamaan ulos sylinteristä yhtä hyvin kuin 98e5-bensiinillä tehdyssä mittauksessa, jolla energiaa on palamistapahtumassa vapautunut vähemmän. Myös imutahti on alkanut suuremmassa paineessa, josta voidaan päätellä, että sylinteriin on jäänyt enemmän pakokaasua kuin 98e5-bensiinillä tehdyssä mittauksessa.

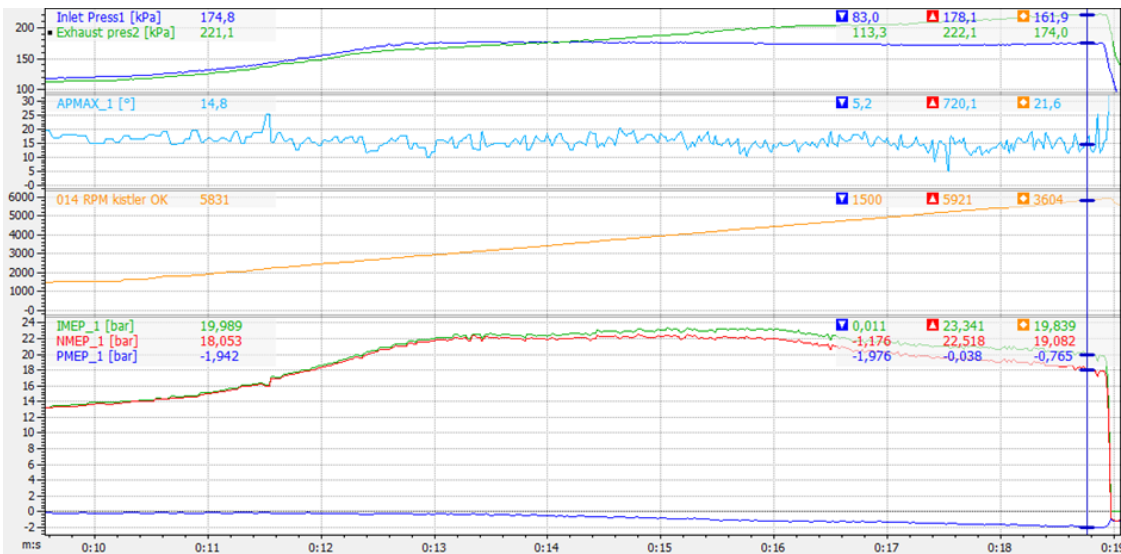
Imutahdin aikana paine-ero mittausten välillä on hävinnyt, koska ahtopainetta on ollut saman verran, ja puristustahti on alkanut likimain samasta paineesta.



KUVA 17. Mittausten Re85 2 ja 98e5 1 poisto- ja imutahti sekä puristustahdin alkuosa pV-kuvaajassa

3 000 rpm moottorin pyörimisnopeudella tehdyissä mittauksissa polttoaineiden ero näkyi moottorin tuottamassa tehossa selvemmin kuin 4 800 rpm pyörimisnopeudella tehdyissä mittauksissa. Tämä johtuu moottorin pakopuolen huonosta virtauksesta, joka korkeammalla pyörimisnopeudella tehdyissä mittauksessa on rajoittanut tehoa jo huomattavasti enemmän, jolloin sylinterin täytösaste jää sitä huonommaksi, mitä enemmän pakokaasua on poistettavana poistotahdin aikana.

Moottorin pakupuolen sekä sylinterikannen huonosta virtauksesta korkeilla kierroksilla kertoo kuva 18. Kuvassa on Re85-polttoaineella tehty tehonmittaus, jossa tutkittiin myös pakopaineen käyttäytymistä. Kursorin kohdalla, moottorin kierroksien ollessa 5 831 rpm, on ahtopaine ollut noin 0,75 bar ja pakopaine noin 1,2 baaria. Kaasunvaihtotahdin keskipaine on tässä pisteessä ollut jo yli 1,9 baaria. Sylinterikannen heikko virtaus korkeilla kierroksilla aiheutuu pääasiassa melko matalille moottorin pyörimisnopeuksille suunnitelluista nokka-akseleista.



KUVA 18. Pakopaine (Exhaust pres2), ahtopaine (Inlet Press1) ja kaasunvaihtotahdin keskipaine (PMEP) Re85-polttoaineella tehdyssä tehonmittauksessa

9 LASKETTUJEN JA MITATTUJEN TULOSTEN VERTAILU JA ANALYSOINTI

Taulukossa 6 on esitetty moottorin teoreettisen työkierron tilapisteille lasketut arvot bensiinikäyttöisenä moottorin pyörimisnopeudella 4 800 rpm. Taulukossa 7 on esitetty vastaavat arvot Re85-polttoainetta käytettäessä.

Tilapisteessä 2 on paine ja lämpötila ollut molemmilla polttoaineilla sama, koska laskennassa käytettiin molemmilla polttoaineilla samaa polytrooppivakioa. Polttoaine höyrystyy pääasiassa puristustahdin aikana. Laskennassa ei tilapisteestä 1 pisteeseen 2 siirryttäessä oteta huomioon kaasun massaa eikä polttoaineen ominaishöyrystymislämpöä, jotka todellisuudessa vaikuttavat kaasun lämpenemiseen tässä työkierron vaiheessa.

Re85-polttoaineen ominaishöyrystymislämpö on noin 830 kJ/kg ja bensiinin vastaava arvo on noin 420 kJ/kg (5, s. 421 - 422). Samalla moottorin ilmatäytöksellä ja ilmakertoimella Re85-polttoainetta on sylinterissä noin kolmanneksen enemmän kuin bensiiniä, jolloin Re85-polttoaineella ajettaessa, polttoaine sitoo höyrystyessään lähes kolminkertaisesti lämpöenergiaa bensiiniin verrattuna. Tällöin puristuksen loppulämpötila jää matalammaksi kuin bensiinillä ajettaessa ja polttoaine myös jäähdyttää moottorin sisäosia bensiiniä tehokkaammin.

Re85-polttoaineen ja ilman seoksella polytrooppivakio on siis varsinkin polttoaineen höyrystymisen aikana hieman bensiini-ilmaseosta pienempi. Tämä johtuu Re85-polttoaineen suuremmasta jäähdytysvaikutuksesta. Matalammasta lämpötilasta johtuen myös paineen pitäisi jäädä matalammaksi. Ero on kuitenkin pieni, ja todennäköisesti polttoaine höyrystyy suurelta osin vasta puristustahdin lopussa, koska mitatuissa sylinteripainekäyrissä paine-eroa ei puristustahdissa näy polttoaineiden välillä. Re85-polttoaineella saavutettavat matalammat pako kaasun lämpötilat ovat osaltaan seurausta polttoaineen suuremmasta jäähdytysvaikutuksesta puristustahdin aikana.

Teoreettisessa tarkastelussa Re85-polttoaineella maksimipalamispaine ja -lämpötila ovat jääneet bensiinin vastaavia arvoja matalammiksi, vaikka Re85-polttoaineesta on vapautunut enemmän energiaa. Laskennassa oletettiin kaasun ominaislämpökapasiteetin C_v pysyvän samana, joten ero johtuu pelkästään Re85-polttoaineen ja ilman muodostaman seoksen bensiini-ilmaseosta suuremmasta massasta sylinterissä. Suurempi massa vaatii enemmän energiaa lämmetäkseen.

Todellisessa työkierrrossa, kun molemmilla polttoaineilla on pyritty ajamaan samalla ahtopaineen, ilmakertoimen, sytytysennakon ja imuilman lämpötilan arvolla, maksimipalamispaine on ollut likimain sama. Maksimipaineen jälkeen Re85-polttoaine on tuottanut enemmän painetta, koska sen palaminen on jatkunut pidempään. Tämä kertoo paremmasta palamisen hyötysuhteesta ja suuremmasta seoslämpöarvosta.

Teoreettisessa mallissa oletetaan polttoaineesta vapautuvan energian vapautuvan juuri yläkuolokohdan hetkellä. Todellisessa työkierrrossa suurin osa polttoaineesta vapautuvasta lämpöenergiasta vapautuu noin 30 - 40° kampiakselin kiertymäkulman aikana.

Tästä johtuen maksimipalamispaine jää huomattavasti teoreettista arvoa matalammaksi. Mittauksien perusteella polttoaineesta vapautui vähemmän lämpöenergiaa kuin teoreettisessa työkierrrossa laskettiin, joten ero johtuu myös siitä. Palamisen hyötysuhde ja polttoaineen ominaiskulutus vaikuttavat teoreettisessa työkierrrossa polttoaineesta vapautuvan energian määrään. Palamisen hyötysuhde voi todellisessa työkierrrossa olla huonompi kuin laskennassa arvioitiin tai polttoaineen ominaiskulutus voi olla pienempi kuin arvioitu arvo.

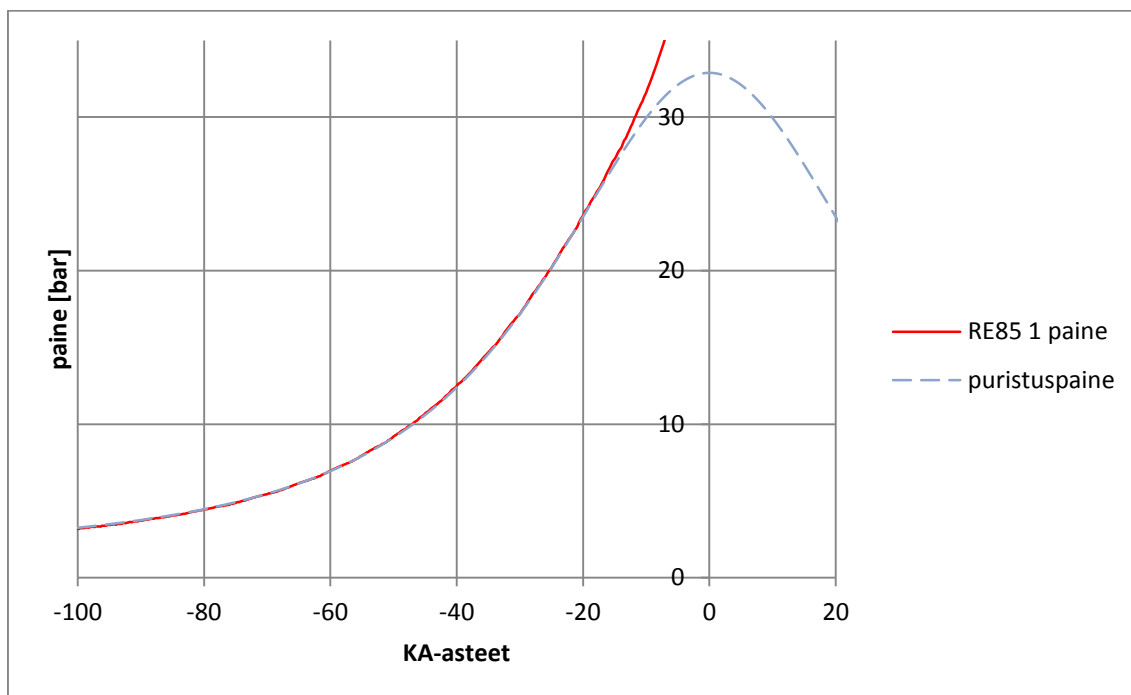
TAULUKKO 6. Teoreettisen työkierron tilapisteissä lasketut arvot bensiinikäyttöisenä

	<i>Paine [bar]</i>	<i>Lämpötila [K]</i>	<i>Tilavuus [cm³]</i>
<i>Tilapiste 1</i>	1,81	333,2 (60°C)	525,58
<i>Tilapiste 2</i>	28,66	619,7 (346,5°C)	61,83
<i>Tilapiste 3</i>	129,33	2795,8 (2522,7°C)	61,83
<i>Tilapiste 4</i>	9,92	1822,3 (1549,2°C)	525,58

TAULUKKO 7. Teoreettisen työkierron tilapisteiden arvot Re85-polttoainetta käytettäessä

	<i>Paine [bar]</i>	<i>Lämpötila [K]</i>	<i>Tilavuus [cm³]</i>
<i>Tilapiste 1</i>	1,81	333,2 (60°C)	525,58
<i>Tilapiste 2</i>	28,66	619,7 (346,5°C)	61,83
<i>Tilapiste 3</i>	127,14	2748,7 (2475,5°C)	61,83
<i>Tilapiste 4</i>	9,75	1791,6 (1518,4°C)	525,58

Excel-ohjelmalla palamispainekuvaajiin lisättiin laskennallinen puristuspainekäyrä. Kun käyrän laskentakaavassa käytetty polytrooppivakio γ oli 1,29, puristuspainekäyrä seurasi parhaiten mitattua painetta puristustahdin aikana (kuva 19). Arvo sopi kaikkiin kuormituspisteisiin, missä mittauksia tehtiin. Teoreettisessa työkierrossa polttoaine-ilma-seokselle käytetty polytrooppivakion arvo oli siis oikea. Puristuspainekäyrän laskennassa jouduttiin käyttämään puristuksen alkupaineen p_1 arvona kuormituspisteen mukaan 10 - 25 kPa imusarjassa valittua painetta suurempaa arvoa, jotta painekäyrä saatiin oikealle tasolle. Ero puristuspainekäyrän huippuarvon ja teoreettisessa työkierrossa lasketun paineen p_2 välillä johtuu tästä. Todennäköisesti palopaineenmittauslaitteen paineen nollatason korjaus oli virheellinen tai resonanssit imusarjassa lisäsivät sylinterin täytöstä.



KUVA 19. Laskennallinen ja mitattu puristus-painekäyrä polytrooppivakioa määrittäessä

Pakokaasun polytrooppivakiona käytettiin teoreettisen työkierron laskuissa arvoa $\gamma = 1,2$. Arvo osoittautui liian pieneksi, josta johtuen työtahdissa tehty työ ja työkierron indikoitu paine olivat kumpaakin polttoainetta käytettäessä todellisia arvoja korkeampia. Pakokaasun todellinen polytrooppivakion arvo selvitettiin lisäämällä mitattuihin palamis-painekuvaajiin laskennallinen paisuntakäyrä. Kun käyrän laskennassa käytettiin polytrooppivakion arvoa $\gamma = 1,24$, laskettu käyrä seurasi mitattua käyrää parhaiten.

Pakokaasun paine pakosarjassa oli mittauksissa lähes sama kuin arvioitu paine pakokaasun lämpötilaa iteroimalla selvitettäessä. Lämpötilan laskettu arvo oli liian korkea, johtuen laskennassa käytetystä liian pienestä polytrooppivakiosta ja polttoaineen palamisessa vapautuneen lämpöenergian todellisessa työkierrossa mitattua arvoa suuremmasta määrästä. Taulukossa 8 on esitetty moottorin yhden työkierron aikana tekemän työn arvot, sekä indikoidun paineen ja pakokaasun lämpötilan arvot teoreettisessa työkierrossa bensiinikäyttöisenä.

TAULUKKO 8. Moottorin yhden työkierron aikana tekemä työ, indikoitu paine ja pakokaasun lämpötila bensiinikäyttöisenä

Puristustahdissa tehty työ	-0,3028 kJ
Työtahdissa tehty työ	1,5227 kJ
Indikoitu työ	1,2199 kJ
Indikoitu paine	26,31 bar
Pakokaasun lämpötila	1396 K (1122°C)
Vapautunut lämpöenergia	2,299 kJ

Vastaavat arvot Re85-polttoainetta käytettäessä, on esitetty taulukossa 9. Indikoitu työ ja paine sekä vapautunut lämpöenergia ovat Re85-polttoainetta käytettäessä olleet vastaavia bensiinillä saatuja arvoja suurempia. Tämä huomattiin myös käytännössä tehdyissä mittauksissa. Teoreettiset arvot ovat todellisia mitattuja arvoja korkeampia, koska teoreettisen työkierron hyötysuhde on nopeammasta lämpöenergian vapautumisesta johtuen parempi ja energiaa on vapautunut enemmän. Myös pakokaasun lämpötila on teoreettisen työkierron ja tehtyjen mittausten mukaan Re85-polttoaineella ajettaessa ollut matalampi.

Teoreettisessa työkierrossa ei otettu huomioon Re85-polttoaineen bensiiniä suurempaa ominaishöyrystymislämpöä, josta johtuen ero pakokaasunlämpötiloissa on sen mukaan pienempi, kuin käytännön mittauksissa. Re85-polttoaineen bensiiniä suuremmasta jäähdytysvaikutuksesta johtuen, puristusvaiheen polytrooppivakion pitäisi olla hieman pienempi kuin bensiini-ilmaseoksella. Tästä johtuen puristusvaiheessa tehdyn työn pitäisi olla pienempi, jolloin indikoitu työ- ja paine ja suurenevät.

TAULUKKO 9. Moottorin yhden työkierron aikana tekemä työ, indikoitu paine ja pakokaasun lämpötila Re85-polttoainetta käytettäessä.

Puristustahdissa tehty työ	-0,3138 kJ
Työtahdissa tehty työ	1,5515 kJ
Indikoitu työ	1,2377 kJ
Indikoitu paine	26,69 bar
Pakokaasun lämpötila	1376 K (1103°C)
Vapautunut lämpöenergia	2,331 kJ

10 YHTEENVETO

Työn tavoitteena oli rakentaa autoon riittävällä tarkkuudella toimiva flex-fuel-toiminnallisuus ja selvittää 98e5- ja Re85-polttoaineiden eroja ja vaikutuksia moottorin toimintaan. Flex-fuel-toiminnallisuus saatiin rakennettua. Moottorinohjaimen seoksen, ahtopaineen ja kiihdytsrikastuksen ohjaus toimi halutulla tavalla molemmilla polttoaineilla ja niiden seoksilla. Moottorinohjaimen alkeellisen nakutuskontrollin takia sytytysennakon ohjaus toteutettiin niin, että käytetyn polttoaineen etanolipitoisuuden ollessa pieni sytytysennakossa on pieni turvamarginaali nakutusrajaan nähden. Suuremmalla etanolipitoisuudella sytytysennakko saatiin säädettyä optimaaliseksi moottorin tehon kannalta, mikä näkyi kasvaneena vääntömomenttina. Moottorille asetettu 147 kW:n tehovaatimus täyttyi molemmilla polttoaineilla jo alle 0,8 bar:n ahtopaineella. Tehonmittauksessa käytetty pakokaasuimuri oli melko tehokas, ja se todennäköisesti auttoi moottorin uloshengitystä.

Polttoaineiden eroista ja käyttäytymisestä moottorissa saatiin tietoa teoreettisen tarkastelun ja tehtyjen mittausten avulla. Teoreettisen työkierron arvot myös tukivat käytännön mittauksissa tehtyjä havaintoja. Mittauksia olisi kannattanut toistaa useammin, jotta tulosten luotettavuus ja tarkkuus olisi parempi. Mittauksissa imuilman lämpötilaan olisi pitänyt kiinnittää suurempaa huomiota. Moottoria olisi kannattanut kuormittaa mittauksissa kauemmin, jotta imuilman ja pakokaasun lämpötilat olisivat ehtineet tasoittua paremmin.

Mittaukset suoritettiin ensin Re85-polttoaineella. Mittauksien jälkeen polttoaineksi vaihdettiin 98e5-bensiini. Tankkia ei saatu aivan tyhjäksi, jolloin bensiinin sekaan jäi Re85-polttoainetta. Siksi bensiinillä mitatut arvot hieman vääristyivät ja polttoaineiden välinen ero kaventui. Mittauksissa käytetty Re85-polttoaine oli ilmeisesti talvilaatua, koska sen etanolipitoisuus oli pienempi kuin normaalisti. Myös tämä pienensi polttoaineiden välistä eroa.

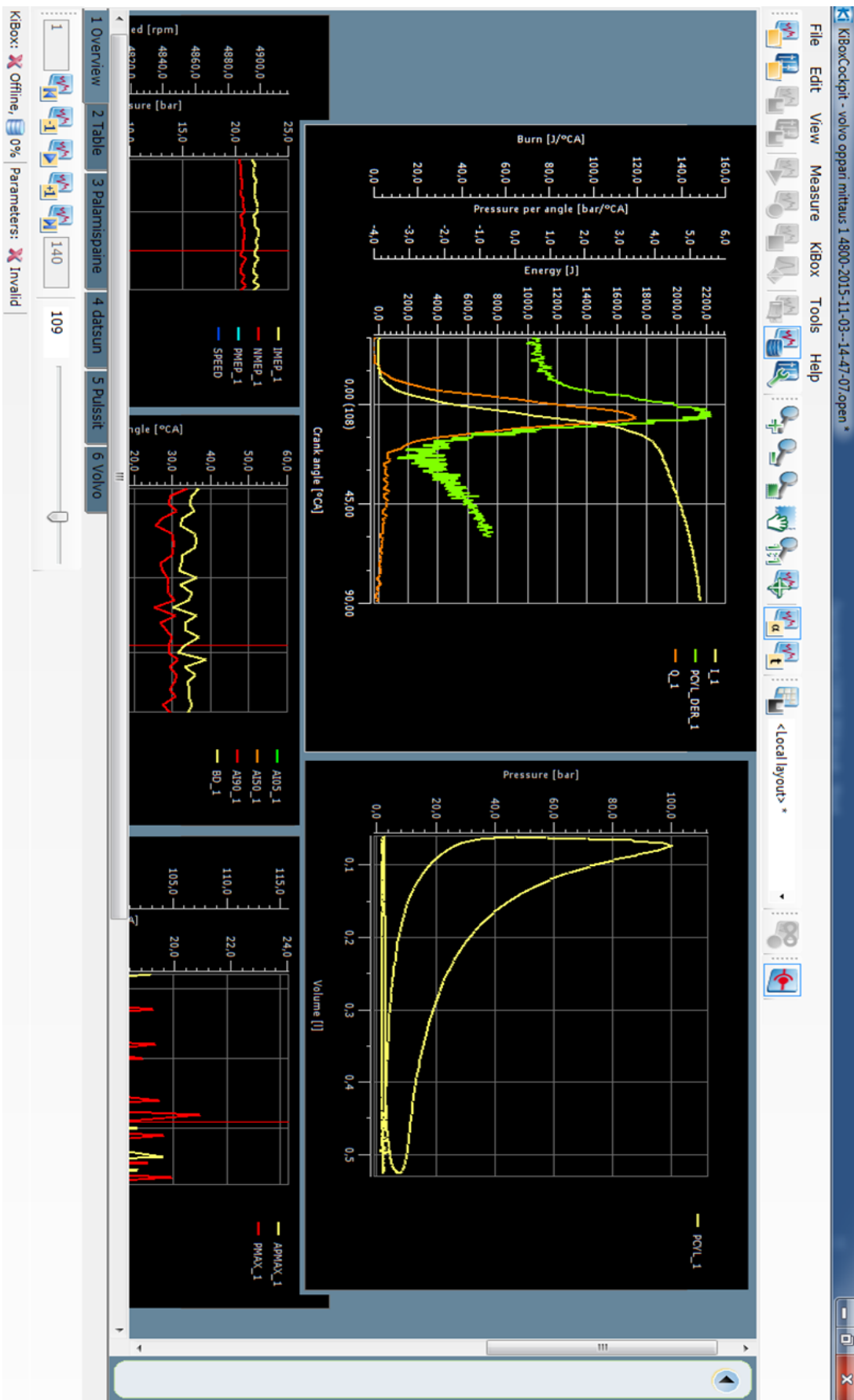
Mittauksissa käytetty tiedonkeruulaitteisto ei ollut kovin helppokäyttöinen, koska moottorinohjainlaitetta ei liitetty CAN-väylään. Mittauksista tallennettua dataa jouduttiin analysoimaan kolmella eri ohjelmalla, ja datan kohdistaminen kaikissa ohjelmissa samaan hetkeen oli haastavaa. Tässä kuitenkin onnistuttiin riittävällä tarkkuudella.

Jokaisesta palopaineenmittauslaitteella tallennetusta mittauksesta siirrettiin 20 työkierron pituiselta jaksolta sylinteripaine- ja lämpöenergianvapautumistiedot sekä muutamia muita tietoja Excel-ohjelmaan. Painetieto tulee $0,1^\circ$: teen kampiakselin kiertymäkulman välein, joten pidempää mittausjaksoa ei voitu siirtää, koska Excel-ohjelmasta olisi loppunut rivit kesken. Kun näistä 20 työkierrosta laskettiin keskiarvokäyriä palamispaineelle ja lämpöenergian vapautumiselle, Excel-ohjelman makro-ominaisuus osoittautui lähes välttämättömäksi, jotta laskenta saatiin suoritettua kohtuullisessa ajassa. 20 työkierron pituinen jakso kuitenkin kuvasi paineen käyttäytymistä ja lämpöenergian vapautumista riittävällä tarkkuudella.

Mittauksiin olisi voinut liittää pakokaasupäästömittauksen kuormituspisteissä, joissa mittauksia tehtiin. Tällöin polttoaineen palamisesta olisi saatu enemmän tietoa. Mittauksia olisi kannattanut tehdä myös eri ilmakertoimen arvoilla. Varsinkin polttoaineiden käyttäytymistä laihalla seoksella ajettaessa olisi mielenkiintoista tutkia. Polttoaineiden vertailumittaukset olisi paras suorittaa yksisylinterisellä moottorilla, koska monisyylinterisessä moottorissa voi esimerkiksi seossuhde olla jokaisessa sylinterissä erilainen. Tällöin polttoaineiden vaikutuksia on vaikeampi havaita palopaineenmittauslaitteella vain yhdestä sylinteristä mittaamalla.

LÄHTEET

1. A2. engine-1999. The Volvo owners' club. Saatavissa: <https://www.volvo-club.org.uk/tech/data/40SeriesDataSheet-2a.pdf>. Hakupäivä 23.5.2016.
2. ATDriveboard. Autotune.fi. Saatavissa: http://autotune.fi/data/doc/at/atdrive-board_asennusohjeet_r7_xba4ycr9ed.pdf. Hakupäivä 10.2.2016.
3. Bosch, Robert 2003. Autoteknillinen taskukirja. 6. painos. Jyväskylä: Gummerus Oy.
4. Detonation and pre-ignition. Hasting. Saatavissa: https://www.hastingsmfg.com/ServiceTips/detonation_and_preignition.htm. Hakupäivä 6.4.2016.
5. Blair, Gordon P. 1998. Design and Simulation of Four-Stroke Engines. USA: SAE International.
6. Heywood, John B. 1988. Internal Combustion Engine Fundamentals. Singapore: McGraw-Hill Book Company.
7. P-V and T-S diagrams for otto-cycle. 2009. Bright hub engineering. Saatavissa: http://www.brighthubengineering.com/marine-engines-machinery/9601-otto-cycle-in-marine-diesel-engines/#imgn_0. Hakupäivä 22.5.2016.
8. Haataja, Mauri. 2010. T332205 Polttomoottoritekniikka 2 5 op. Opintojakson oppimateriaali. Oulu: Oulun seudun ammattikorkeakoulu, tekniikan yksikkö.
9. Flex fuel sensor. CVEL. Saatavissa: <http://www.cvel.clemson.edu/auto/sensors/flex-fuel-sensor.html>. Hakupäivä 18.5.2016.
10. Walbro high pressure 255lph flow chart. Walbro. Saatavissa: <http://walbro-fuelpumps.com/walbro-gss-fuel-pumps>. Hakupäivä 19.3.2016.



File Options Data Logging Communications Tools Help

Basic/Load Settings Fuel Settings Ignition Settings Startup/Idle Accel Enrich Boost/VVT Table choices Advanced Engine 3D Tuning Maps CAN-bus/ Testnodes Upgrade!

Gauge Cluster Diagnostics & High Speed Loggers Tune Analyze Level: - Tune For You

AFR Table 1

Help

Off Line

Color Shade White Color Theme Even Spacing Follow Mode

rpm: 1250
airload1: 180.0
Selected AFR: 12.0

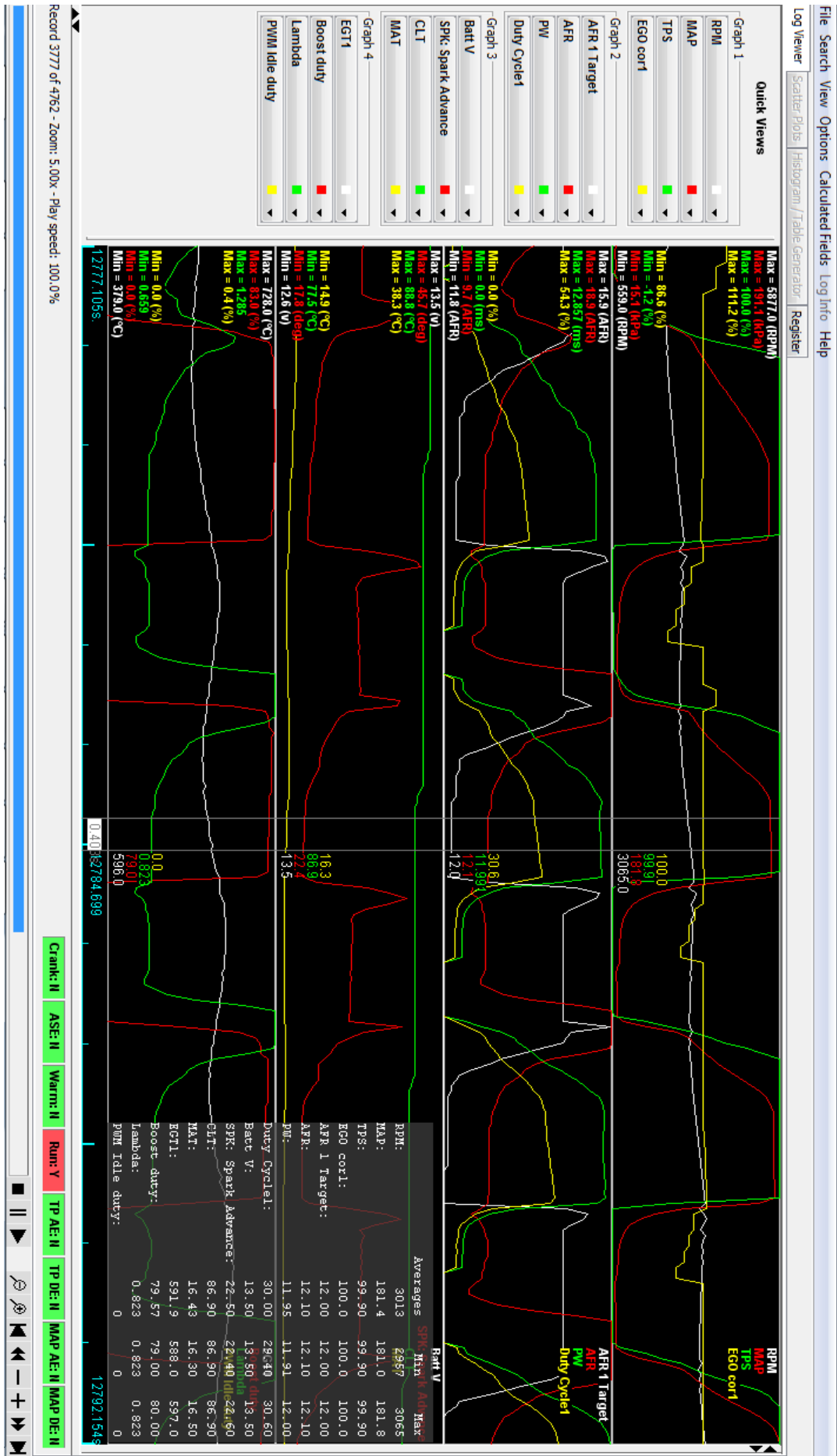
Color Shade White Color Theme Even Spacing Follow Mode

rpm: 750
ignload1: 43.0
Selected deg: 29.0

SD Log SD Err Cam fault Oil fault Fuel press. EGT shutdown

Burn Close

Burn Close



Mittaukset 4 800 rpm

	98e5 6	98e5 5	98e5 4	98e5 3	98e5 2	98e5 1	RE85 4	RE85 3	RE85 2	RE85 1	
203,8	201,8	202,3	204	205,3	204,6	205,7	205,7	205,7	205,5	205,2	Pakokaasun paine pakosarjassa [kPa]
174,1	172,4	172,8	174,8	175,1	174,9	175,6	175,8	175,8	174,4	175,8	Paine imusarjassa [kPa]
0,854	0,853	0,857	0,848	0,844	0,847	0,858	0,857	0,857	0,836	0,862	Ilmakerroin
26,92	26,96	28,93	25,03	28,16	27,03	28,32	28,25	28,26	28,26	27,15	Sytytyshetki [°EYKK]
36,1	36,4	36,2	33,2	33,9	33,3	34,2	33,9	31,6	31,6	31,9	Ilman lämpötila väijäähdyttimen jälkeen [°C]
842	826	827	828	841	833	801	808	783	783	782	Suurin pakokaasun lämpötila [°C]
12,8	12,7	12,7	13,7	13,7	13,7	77,3	77,3	77,3	77,3	77,3	Polttoaineen etanolipitoisuus [%]
146	143,7	145,3	145,2	146,9	146,2	148	148	147,6	147,6	148,8	Teho [kW]
15,4	15,5	13,5	16,8	14,1	15,7	14,9	14,5	14,6	14,6	15,7	Maksimipaineen paikka [°JYKK]
94,5	94	99,2	90,9	98,3	94,3	97,9	98,8	98,5	98,5	96,8	Suurin palamispaine [bar]
34,4	33,6	34,9	33,8	34,6	34,2	35,2	35,9	34,9	34,9	34,6	Polttoaineen palamisaika [°]
21,35	21,17	21,3	21,48	21,56	21,51	22,03	22,09	22,03	22,03	22,17	Työtahdin keskipaine [bar]
20,17	19,99	20,13	20,29	20,37	20,32	20,78	20,85	20,79	20,91	20,91	Työkierro keskipaine [bar]
1,19	1,19	1,18	1,2	1,2	1,2	1,25	1,24	1,25	1,25	1,26	Kaasunvaihtotahdin keskipaine [bar]
95,5	94,5	96,4	93,5	97,6	94,4	97,8	97,7	99,4	99,4	99,4	Suurin lämpöenergian vapautumisnopeus [J/°KA]

Mittaukset 3 000 rpm

98e5 3	98e5 2	98e5 1	RE85 3	RE85 2	RE85 1	
164,2	164,5	166,5	167,3	167,4	168,4	Pakokaasun paine pakosarjassa [kPa]
174,5	175,1	176,7	176,8	176,5	178,2	Paine imusarjassa [kPa]
0,838	0,843	0,836	0,828	0,833	0,827	Ilmakerroin
19,4	19,4	19,3	20,02	22,86	19,79	Sytytyshetki [°EYKK]
32,3	32,1	29,8	34,2	29,8	30,1	Ilman lämpötila [°C]
771	760	760	688	687	702	Pakokaasun lämpötila [°C]
12,8	12,8	13,7	77,3	77,3	77,3	Polttoaineen etanolipitoisuus [%]
96,7	97,4	99,7	100,8	101,2	101,9	Teho [kW]
15,9	16	16,2	15,1	12,9	15,3	Maksimipaineen paikka [°YKK]
91,2	91,7	93,2	98,7	103,7	97,4	Suurin palamispaine [bar]
31,8	31,2	31,1	32,1	34	32,7	Polttoaineen palamisaika [°]
21,31	21,42	21,82	22,55	22,65	22,71	Työtahdin keskipaine [bar]
21,05	21,17	21,56	22,25	22,34	22,4	Työkierron keskipaine [bar]
0,27	0,26	0,27	0,3	0,31	0,31	Kaasunvaihtotahdin keskipaine [bar]
104,2	106,6	110,3	117,3	117,2	112,1	Suurin lämpöenergian vapautumisnopeus [J/°KA]

Mittaukset 2 500 rpm

98e5 4	98e5 3	98e5 2	98e5 1	RE85	
163,5	165,5	161,6	162,1	162	Pakokaasun paine pakosarjassa [kPa]
179,4	182	176,4	177,2	179	Paine imusarjassa [kPa]
0,831	0,833	0,839	0,831	0,84	Ilmakerroin
22,6	19,6	19,7	20,66	20,8	Sytytyshetki [°EYKK]
32,4	28,2	31,7	31,3	30,4	Ilman lämpötila välijäähdyttimen jälkeen [°C]
729	721	718	717	707	Suurin pakokaasun lämpötila [°C]
13,7	13,7	12,8	12,8	77,3	Polttoaineen etanolipitoisuus [%]
83	84,7	81,4	81,9	83,8	Teho [kW]
12,7	15,3	15,5	14,5	14,1	Maksimipaineen paikka [°JYKK]
100,9	96,6	92,5	95,4	98,4	Suurin palamispaine [bar]
31,9	30,7	31,1	31,1	33,7	Polttoaineen palamisaika [°]
21,68	22,11	21,3	21,42	22,1	Työtahdin keskipaine [bar]
21,58	22,02	21,19	21,31	22	Työkierro keskipaine [bar]
0,11	0,1	0,12	0,12	0,13	Kaasunvaihtotahdin keskipaine [bar]
115,6	115,5	109,7	111,3	116	Suurin lämpöenergian vapautumisnopeus [J/°KA]

Mittaukset 2 500 rpm 110 kPa

98e5 3	98e5 2	98e5 1	RE85 3	RE85 2	RE85 1
123,7	122,9	123,2	121,6	123,5	124,4
111,3	109,7	109,5	106,1	111,9	116,3
0,915	0,913	0,917	0,96	0,935	0,92
23,79	23,9	24	24,39	23,77	23,98
30	31,4	25	29,9	32,6	29,4
683	677	673	676	672	665
12,8	12,8	13,7	77,3	77,3	77,3
47,9	46,7	47,5	43,7	47,5	50,8
15,6	15,6	16	15,9	15,4	15,6
57,5	56,5	56,6	53,9	58	61,3
36,2	36,4	36,5	40	38,3	36,7
13,3	13,03	13,18	12,66	13,41	14,2
12,99	12,71	12,86	12,33	13,1	13,91
0,32	0,33	0,33	0,34	0,33	0,3
64,3	63,4	64,2	60	64	68,9

Pakokaasun paine pakosarjassa [kPa]

Paine imusarjassa [kPa]

Ilmankerroin

Sytytyshetki [°EYKK]

Ilman lämpötila väljäähdyttimen jälkeen [°C]

Suurin pakokaasun lämpötila [°C]

Polttoaineen etanolipitoisuus [%]

Teho [kW]

Maksimipaineen paikka [°JYKK]

Suurin palamispaine [bar]

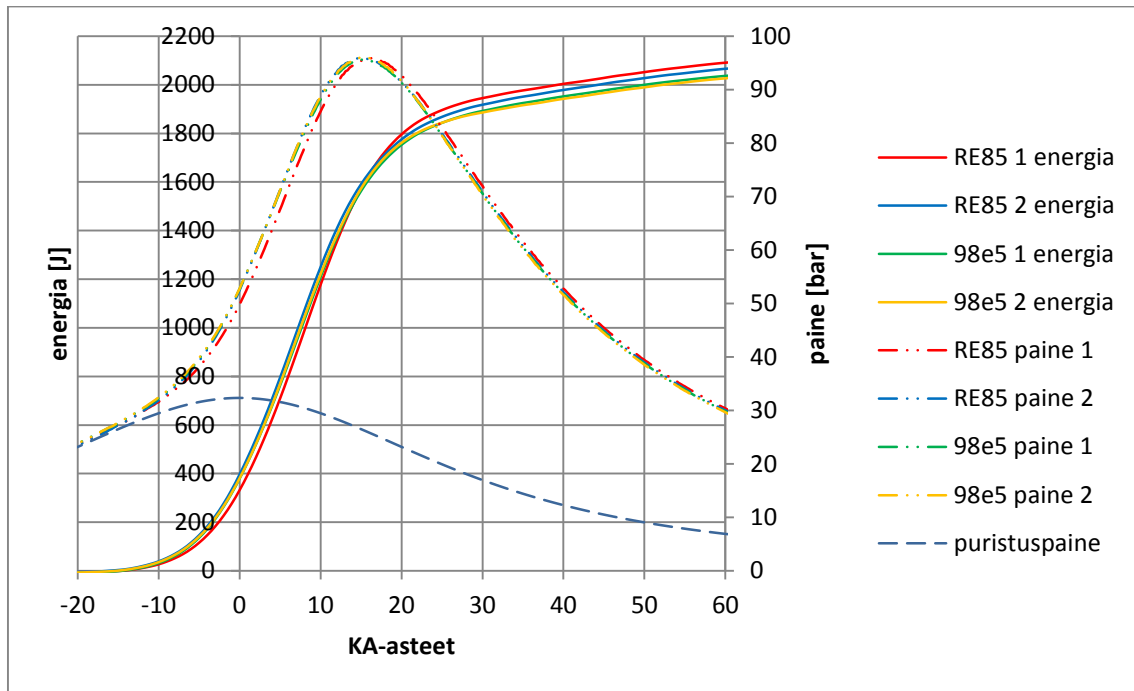
Polttoaineen palamisaika [°]

Työtahdin keskipaine [bar]

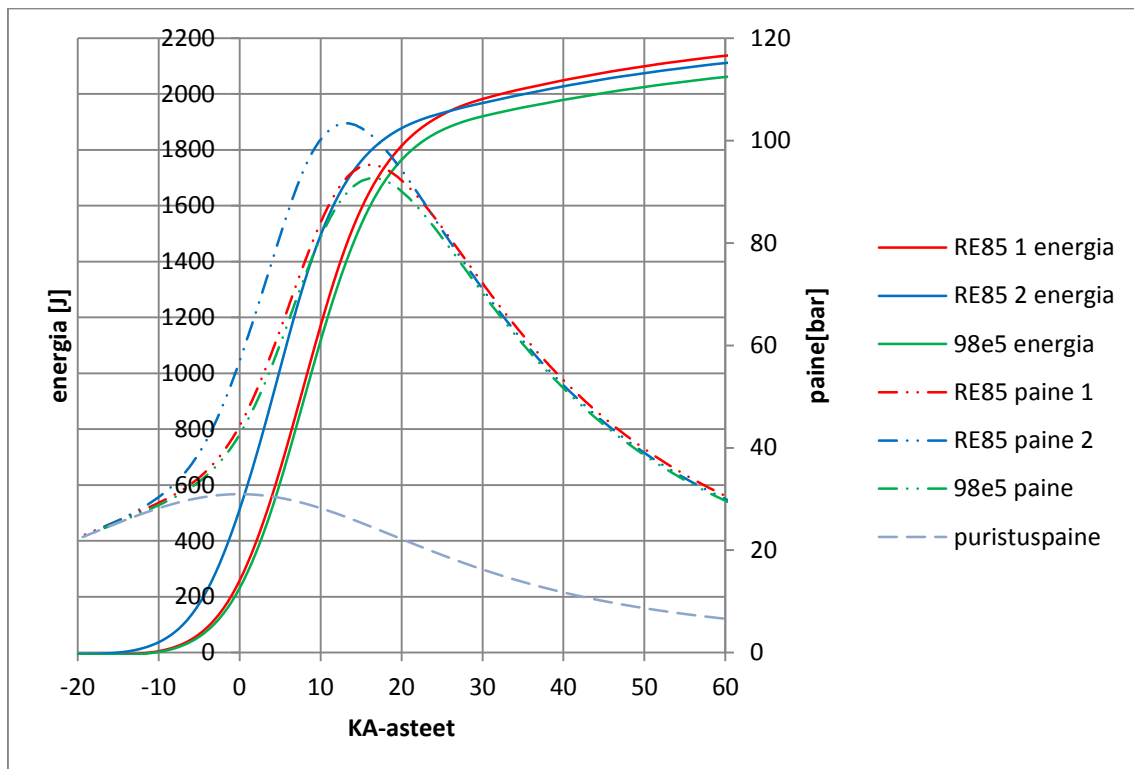
Työkierro keskipaine [bar]

Kaasunvaihtotahdin keskipaine [bar]

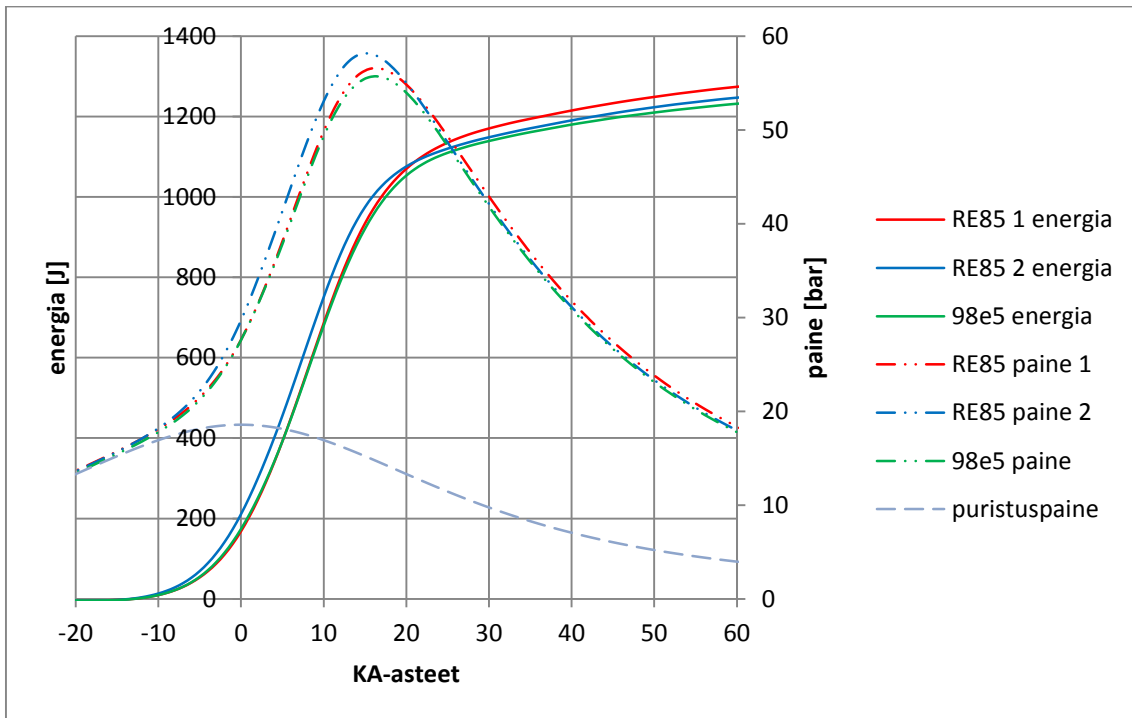
Suurin lämpöenergian vapautumisnopeus [J/°KA]



Energian vapautuminen ja sylinteripaine kampiakselin pyörintänopeudella 4 800 rpm



Energian vapautuminen ja sylinteripaine kampiakselin pyörintänopeudella 3 000 rpm



Energian vapautuminen ja sylinteripaine kampiakselin pyörintänopeudella 2 500 rpm, kun imusarjassa noin 110 kPa painetta