

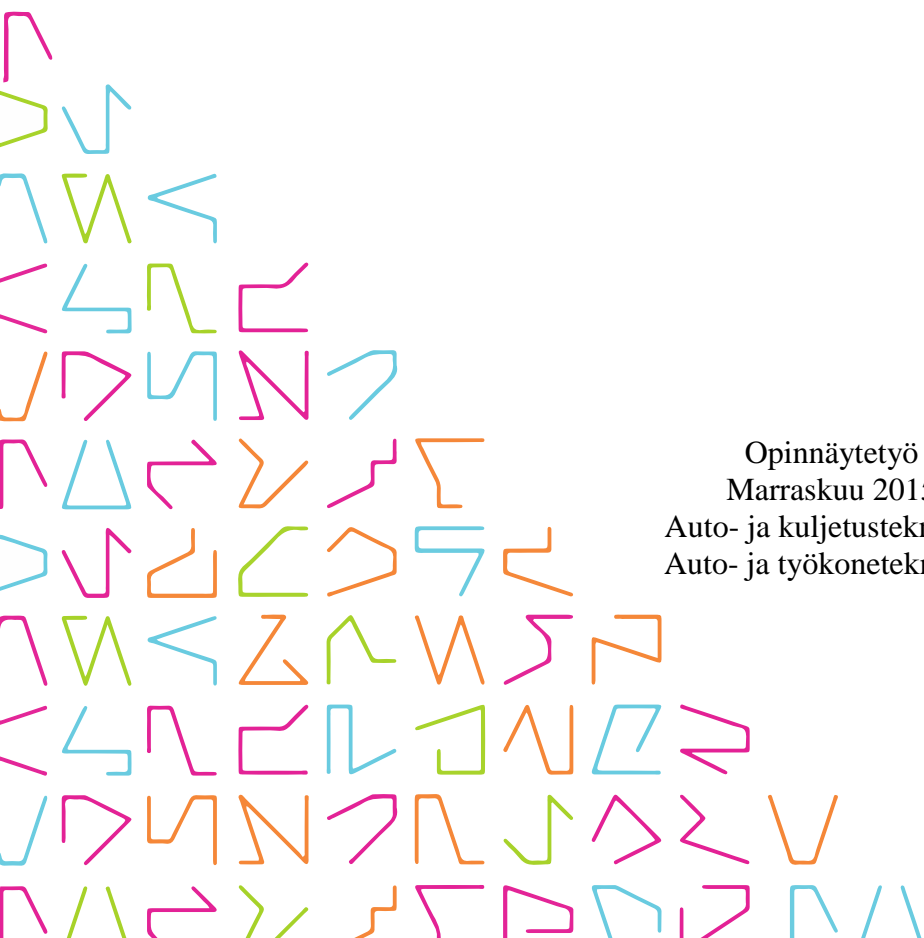


TAMPEREEN
AMMATTIKORKEAKOULU

TYÖKONEDIESELMOOTTORIN KAASUN- VAIHTOJÄRJESTELMÄN OPTIMOINTI Tier 3 -PÄÄSTÖVAATIMUKSEEN

Juho Harju

Opinnäytetyö
Marraskuu 2015
Auto- ja kuljetustekniikka
Auto- ja työkonetekniikka



TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Auto- ja kuljetustekniikka
Auto- ja työkonetekniikka

JUHO HARJU:

Työkonedieselmoottorin kaasunvaihtojärjestelmän optimointi Tier 3
-päästövaatimukseen

Opinnäytetyö 61 sivua
Marraskuu 2015

Tässä opinnäytetyössä tutkittiin dieselmoottorin venttiilien ajoitusten ja nousukäyrien muutoksien vaikutusta moottorin suoritusarvoihin ja emissioihin. Tutkimuksessa vertailtiin keskenään neljää erilaista nokka-akselia, joista yksi oli varustettu sisäisen pakokaasun takaisinkierätyksen mahdollistavalla pakoverntiilin nousuprofiililla. Muilla kolmella nokka-akselilla oli keskinäisenä erona imuventtiilien sulkeutumishetki ja venttiilin nousu. Tutkimuksessa tutkittiin Miller-menetelmää tyypin oksidipäästöjen alennusmenetelmänä.

Moottorin suorituskykyä ja emissioita tutkittiin erilaisissa staattisissa kuormitusolosuhteissa, sekä dynaamisissa kuorman nostoissa. Lisäksi tutkittiin venttiilien nousuprofiilien muutoksien vaikutusta moottorin hukkalämmön tuottoon ja polttoaineen ominaiskulutukseen. Mittaukset suoritettiin AGCO Power Oy:n moottorilaboratoriossa yrityksen omalla testimoottorilla ja mittalaitteistolla.

Testatuilla Miller-nokka-akseleilla ei päästy emissiorajat täyttäviin tuloksiin staattisissa emissiotestissä. Sisäisen pakokaasun takaisinkierätyksen mahdollistavalla nokka-akselilla päästiin vertailun alhaisimpaan tyypin oksidipäästöön. Sisäinen pakokaasun takaisinkierätys huononsi moottorin dynaamista vastetta, sekä kasvatti voimakkaasti moottorin savutusta nopeissa kuorman nostoissa.

Miller-menetelmä alensi tyypin oksidipäästöä tavanomaiseen kaasunvaihtojärjestelyyn verrattuna selvästi, mutta sisäinen pakokaasun takaisinkierätys oli tehokkaampi menetelmä alentaa tyypin oksidipäästöä. Sisäinen pakokaasun takaisinkierätys kasvattaa moottorin jäähdytysveten luovuttamaa lämpöenergiaa.

Luottamuksellinen aineisto on poistettu julkisesta raportista.

ABSTRACT

Tampereen ammattikorkeakoulu
Tampere University of Applied Sciences
Automobile and Transport Engineering
Automobile and Industrial Vehicle Engineering

JUHO HARJU:

Tier 3 Optimization of the Gas Exchange system in a Non-Road Diesel Engine

Bachelor's thesis 61 pages

November 2015

The purpose of this thesis was to research the influences of valve timing and valve lift curves to emissions and performance of diesel engine. There were four different camshafts in comparison, in which one had an additional lobe to allow the recirculation of the exhaust gas. The main goal of the thesis was to research Miller system for a method to lower NO_x emissions.

Performance and emission tests were done with eddy current engine dynamometer in both static and dynamic operating conditions. Also the heat rejection was measured with all camshafts in comparison. All measurements were done at AGCO Power Inc.'s engine laboratory with AGCO Power engine.

The NO_x emissions with Miller camshafts were higher than with the exhaust gas recirculating camshaft, but the particulate emissions in dynamic situations were much lower than with the exhaust gas recirculating camshaft.

Miller system lowers the NO_x emissions when compared to conventional gas exchange systems, but the exhaust gas recirculation is more effective in NO_x reduction. The heat rejection to coolant is significantly higher with the exhaust gas recirculating camshaft.

Confidential information has been removed from the public version of the thesis.

Key words: Miller system, camshaft, internal recirculation of exhaust gases, valve timing, exhaust emissions

SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	7
2	PÄÄSTÖJEN HALLINTA DIESELMOOTTORISSA	8
2.1	Kehittyvien maiden päästölainsäädäntö.....	8
2.2	Dieselmoottorin päästökomponentit	8
2.2.1	Nokipartikkelit	9
2.2.2	Typen oksidit.....	9
2.2.3	Muut päästökomponentit.....	9
2.3	Päästökomponenttien hallinta	10
2.3.1	Ruiskutusparametrit	10
2.3.2	Pakokaasun takaisinkierrätys	12
2.3.3	Pakokaasun jälkikäsittely	13
2.3.4	Miller-menetelmä.....	14
3	KOEJÄRJESTELYT.....	16
3.1	Koemoottori	16
3.1.1	Venttiilikoneisto.....	16
3.1.2	Testattavat nokka-akselit.....	18
3.2	Moottoridynamometri	19
3.3	Emissiomittalaitteet	20
3.3.1	Savumittari	20
3.3.2	Hiukkasmassamittari.....	20
3.3.3	Kaasumaisten päästökomponenttien mittaus	20
3.3.4	Hiilivetyanalyysointilaite	21
3.3.5	Typen oksidianalyysointilaite	21
3.3.6	Ilmamäärän mittaus.....	22
3.4	Muut mittalaitteet.....	22
3.5	Testausohjelma	23
3.5.1	Rajamomenttiajo	23
3.5.2	Staattinen emissiotesti.....	24
3.5.3	Kuormavastetestit.....	24
3.5.4	Lämpötase	24
3.5.5	Transienttipäästötesti.....	25
3.5.6	Lisämittauspisteet.....	25
4	MITTAUSTULOKSET.....	26
4.1	Rajamomenttiajo	26
4.2	Staattinen päästötesti.....	38
4.3	Kuormavastetestit	41

4.4 Lämpötase.....	45
4.5 Transienttipäästötesti	47
4.6 Lisämittauspisteet	50
5 YHTEENVETO	59
LÄHTEET.....	61

LYHENTEET JA TERMIT

EPA	USA:n emissiovalvontaviranomainen (US Environmental Protection Agency)
Tier 3	Työkonemoottorien päästövaatimusluokka EPA-alueella
Stage 3A	Työkonemoottorien päästövaatimusluokka Euroopan alueella
CO	Hiilimonoksidi (Carbon Dioxide)
HC	Hiilivedyt (Hydro Carbons)
NO _x	Typen oksidit (Nitrogen Oxides)
PM	Hiukkaset (Particulate Matter)
FSN	Savutusarvo (Filter Smoke Number)
MSS	Hiukkasmassamittari (Micro Soot Sensor)
SFC	Polttoaineen ominaiskulutus (Specific Fuel Consumption)
NRSC	Standardin mukainen, staattinen emissiotesti (Non-Road Steady Cycle)
NRTC	Standardin mukainen transienttiemissiotesti (Non-Road Transient Cycle)
SCR	Selektiivinen katalysointi (Selective Catalytic Reduction)
DPF	Hiukkassuodatin (Diesel Particulate Filter)
NSC	Varaava typen oksidikatalysaattori (NO _x Storage Catalyst)
DOC	Hapetuskatalysaattori (Diesel Oxidation Catalyst)

1 JOHDANTO

Työkonemoottorien päästöjen alennus on tullut ajankohtaiseksi myös kehittyvissä maissa, kuten mm. Turkki, Kiina ja Brasilia. Kyseisissä maissa tullaan ottamaan lähivuosina käyttöön Tier 3 -päästötaso. Tier 3 -päästötaso on EU:n Stage 3A -päästötasoa vastaava, ja Euroopan alueella Stage 3A -päästötaso on ollut voimassa vuosia sitten, joten tekniikka kyseisen päästövaatimuksen täyttämiseen on jo olemassa entuudestaan.

Koska Stage 3A -päästötaso ei ole enää Euroopan alueella käytössä, eikä sen EPA-alueen vastine Tier 3 ole käytössä Pohjois-Amerikassa, eivät tämän päästötason moottorit ole enää tuotannossa. Vanhaa tekniikkaa ei voida ilman muutoksia hyödyntää, koska vanhojen komponenttien elinkaari on päättynyt, ja saatavuus on tästä syystä rajoitettu. Vanhalla tekniikalla ilmenneitä ongelmia pyritään ratkaisemaan kokeilemalla uusia moottorin sisäisiä päästöjenhallintamenetelmiä.

Kehittyvissä maissa työkonemoottoreissa on käytetty tähän asti mekaanisia ruiskutusjärjestelmiä. Tier 3 -päästötason mukanaan tuoma yhteispaineruiskutusjärjestelmä elektronisine moottorinohjausjärjestelmineen tuo ison muutoksen moottoritekniikkaan ja moottorin valmistuskustannukset tulevat nousemaan. Pakokaasujen jälkikäsitteilyä ei haluta ottaa käyttöön tässä vaiheessa lisäkustannusten vuoksi.

Miller-menetelmää, jolla vaikutetaan sylinteritäytökseen imuventtiilien ajoituksella, voidaan käyttää moottorin sisäisenä typen oksidipäästön alennusmenetelmänä. Tässä tutkimuksessa tutkittiin kahta Miller-ajoituksella varustettua nokka-akselia ja arvioitiin näiden kahden nokka-akselin toimivuutta ja soveltuvuutta Tier 3 -päästötason moottoriin. Miller-nokka-akseleille toimi referenssinä sisäisen pakokaasun takaisinkierätyksen mahdollistava nokka-akseli, joka on tällä hetkellä valittu sarjatuotantonokka-akseliksi matalatehoisiin Tier 3 -moottoreihin. Lisäksi vertailuun otettiin ns. perusnokka-akseli, joka on käytössä muissa, kuin sisäisellä pakokaasun takaisinkierätyksellä varustetuissa moottoreissa.

2 PÄÄSTÖJEN HALLINTA DIESELMOOTTORISSA

2.1 Kehittyvien maiden päästölainsäädäntö

Kehittyvissä maissa, joihin lukeutuvat mm. Kiina, Turkki ja Brasilia, on tulossa käyttöön Tier 3 -päästötaso. Kehittyvien maiden käyttöön ottama Tier 3 -päästötaso on emissiorajoiltaan yhteneväinen EU:n Stage 3A -päästötason kanssa. Stage 3A -emissiorajat on esitelty taulukossa 1.

TAULUKKO 1. Stage 3A -emissiorajat (Emission Standards Europe, Table 2 2015, muokattu.)

Moottoriteho	CO [g/kWh]	HC+NO _x [g/kWh]	PM [g/kWh]
37 ≤ kW < 75	5	4,7	0,4
75 ≤ kW < 130	5	4	0,3
130 ≤ kW ≤ 560	3,5	4	0,2

Stage 3A -päästövaiheessa moottorin tuottamia emissioita mitataan kahdeksanvaiheisella staattisella päästömittaussyklillä, eli NRSC-päästösyklillä. (Emission Test Cycles, ISO 8178 2015.)

2.2 Dieselmoottorin päästökomponentit

Suorasuihkutteisessa dieselmoottorissa eri päästökomponentit syntyvät pääosin eri osissa palotilaa. Tämä johtuu siitä, että dieselmoottorissa palotapahtuma alkaa lähes välittömästi ruiskutuksen alkaessa, ja jatkuu sen aikana. Tällöin seostumiselle jää erittäin vähän aikaa ja seoksesta muodostuu heterogeeninen. Lisäksi eri puolilla palotilaa vallitseva lämpötila vaihtelee polttoainesuihkujen höyrystymisen vuoksi. Osa ruiskutetusta polttoaineesta päättyy männässä sijaitsevan maljamaisen palotilan seinämille, ja palaminen tapahtuu polttoaineen höyrystytyä palotilan seinämästä.

(Automotive Handbook 8th Edition 2010, 387–389; Handbook of Diesel Engines 2010, 62; Diesel Engine System Design 2011, 463–465.)

2.2.1 Nokipartikkelit

Dieselmoottorin nokipäästö syntyy siitä, että palamisen ilmakerroin menee stokiometrisen polttoaine-ilmaseossuhteen ilmakerrointa pienemmäksi tietyissä osissa palorintamaa, jolloin täydellinen palaminen ei ole mahdollinen.

Polttoainesuihkun syttyminen tapahtuu suihkun ulkoreunalta, ja palaminen etenee keskemmäs suihkua. Palamisen edetessä polttoainesuihkun keskustaa kohti palamisilma-kerroin pienenee, jolloin palamisesta tulee epätäydellistä. Hiilivetyjen palamisprosessi jää keskeneräiseksi hapenpuutteen vuoksi, jolloin syntyy nokihiukkasia. Osa nokihiukkasista palaa myöhemmässä vaiheessa, mutta osa hiukkasista jää jäljelle muodostaen dieselmoottorille ominaisen hiukkaspäästön. (Automotive Handbook 8th Edition 2010, 389–390; Handbook of Diesel Engines 2010, 62.)

2.2.2 Typen oksidit

Dieselpalamisessa typen oksideja syntyy palotilan niissä osissa, missä palaminen tapahtuu korkealla ilmakertoimella. Suuttimen suihkuttaman suihkun reunalla ilmakerroin on korkea, jolloin ilman sisältämä typpi alkaa oksidoitua nopeasta palamisesta johtuvan suuren palamislämmön seurauksena. (Handbook of Diesel Engines 2010, 62; Diesel Engine System Design 2011, 465.)

2.2.3 Muut päästökäkomponentit

Palotilan reunamilla ilmakerroin on suuri, ja lämpötila niin alhainen, ettei syttyminen ole mahdollista. Tällöin osa hiilivedyistä jää palamatta, aiheuttaen dieselmoottorille ominaisen pienen hiilivetyypäästön. Osa hiilivedyistä on liuenneena epätäydellisen palamisen tuloksena syntyneisiin nokihiukkasiin (Handbook of Diesel Engines 2010, 62; Vallinmäki 2015.)

Hiilimonoksidia syntyy myös epätäydellisen palamisen tuloksena, mutta osassa palotilaa vallitsevan korkean ilmakertoimen myötä hiilimonoksidi hapettuu suurelta osin hiilidioksidiksi, jolloin hiilimonoksidipäästö on erittäin pieni. (Handbook of Diesel Engines 2010, 62.)

2.3 Päästökomponenttien hallinta

Päästöjenhallinta on moottorivalmistajalle haastavaa ja kompromisseja joudutaan aina tekemään, jotta lain asettamat emissiorajat pystytään alittamaan. Monet typen oksidipäästöä alentavat tekijät kasvattavat hiukkaspäästöä ja monet hiukkaspäästöä alentavat tekijät nostavat typen oksidipäästöä, joten näiden kahden dieselmoottorin kannalta kriittisimmän päästökomponentin hallinta johtaa väistämättä tietynlaisiin kompromisseihin.

2.3.1 Ruiskutusparametrit

Ruiskutusparametreilla vaikutetaan seoksen muodostumiseen ja palamiseen pääosin ruiskutuspainetta ja ruiskutusennakkoa säätämällä. Lisäksi optimoidaan ns. apuruiskutukset eli esiruiskutus ja mahdolliset jälkiruiskutukset.

Nykyaikaisen yhteispaineruiskutuksen ansiosta ruiskutuspainetta on melko vapaasti säädettävissä moottorin pyörintänopeudesta ja ruiskutusmäärästä riippumatta. Ruiskutuspainetta määrätty monen konstrukttiivisen tekijän kautta ja sillä on merkittävä vaikutus moottorin hiukas- ja typen oksidipäästöön. Ruiskutuspainetta on sovitettu yhdessä suuttimen reikäluvun ja reikäkoon kanssa palotilan ilman liikkeisiin ja palotilan muotoon siten, että polttoainesuihkun sekoittuminen sylinteritäytökseen olisi mahdollisimman tehokasta.

Suuttimen reikäkoolla ja ruiskutuspainella on suuri merkitys polttoainesuihkun pisarakokoon. Pienet suuttimen reiät yhdistettynä korkeaan ruiskutuspaineseen pienentävät syntyvän polttoainesuihkun pisarakokoa. Pienet pisarat höyrystyvät nopeasti ja palavat tehokkaasti muodostaen vähän nokihiukkasia. Tällä on kuitenkin negatiivinen vaikutus typen oksidipäästöön. (Handbook of Diesel Engines 2010, 64; Vallinmäki 2015.)

Ruiskutuspainella voidaan säätää moottorin toimintapisteen mukaan polttoainesuihkun tunkeutumista ilman pyörteeseen vaikuttamalla polttoainesuihkun kineettiseen energiaan. Tällöin palotilassa vallitsevat paikalliset ilmakerroin alueet muuttuvat vaikuttaen nokihiukkasten ja typen oksidien syntyyn. Lisäksi ruiskutuspaineen muutos aiheuttaa paloajan muuttumisen, koska suuttimen virtaama on riippuvainen käytetystä ruiskutuspainesta. Paloajan pidentäminen alentaa typen oksidipäästöä hitaamman paineen nousun, ja alhaisemman lämpötilan vuoksi, mutta huonontaa palamisen hyötysuhdetta ja nostaa pakokaasun lämpötilaa.

Ruiskutusennakolla hallitaan palamista suhteessa männän asemaan. Palamisen ajankohdalla on suuri vaikutus palolämpöön ja palonopeuteen, koska puristustilavuus muuttuu männän liikkeen myötä. Pienemmässä tilavuudessa luovutettu lämpöenergia johtaa korkeampaan palamislämpötilaan ja sylinteripaineeseen. Korkea palamislämpötila auttaa nokihiukkasten palamista, mutta kasvattaa typen oksidipäästöä. (Automotive Handbook 8th Edition, 388.)

Syttymisviive, jolla tarkoitetaan aikaa ruiskutuksen aloituksesta syttymishetkeen vaikuttaa typen oksidipäästöön ja hiukkasten muodostumiseen dieselmoottorissa. Syttymisviiveen aikana ruiskutettu polttoaine esisekoittuu ympäröivään ilmaan muodostaen tasaisemman ja laihemman seoksen, joka syttymisen jälkeen palaa erittäin nopeasti korkealla palamislämpötilalla. Nokihiukkasia syntyy vähän, koska ilmakerroin on korkea, mutta korkea palamislämpötila nostaa typen oksidipäästöjä. Nopea palaminen nostaa palamismelua, koska sylinteripaine kasvaa äkillisesti. Syttymisviive pyritään pitämään mahdollisimman pienenä käyttämällä esiruiskutusta.

Esiruiskutuksella tarkoitetaan hieman ennen pääruiskutuksen aloitusta ruiskutettavaa polttoaineannosta, jolla tuodaan palotilaan pieni määrä lämpöenergiaa pääruiskutuksen syttymisen nopeuttamiseksi. Esiruiskutus lyhentää pääruiskutuksen syttymisviivettä, jolloin esisekoittunut palaminen vähenee. Esiruiskutusta käytetään pääosin palamismelun minimoimiseksi, mutta sillä saadaan joissain tapauksissa myös etua moottorin tuotamiin päästökomponentteihin.

Pääruiskutuksen loputtua voidaan ruiskuttaa ns. jälkiruiskutus. Sen tarkoitus on vahvistaa ilman pyörrettä palamisen loppuvaiheessa, jolloin voimakas turbulenssi auttaa nokihiukkasten palamista. Tarvittaessa on mahdollista ruiskuttaa vielä myöhäisempi jälkiruiskutus. Sen tehtävä on pakokaasun lämpötilan kohottaminen pakokaasun jälkikäsitteilyä varten.

2.3.2 Pakokaasun takaisinkierrätys

Typen oksidipäästöä hallitaan monessa dieselmotorissa pakokaasun takaisinkierrätyksellä. Pakokaasun takaisinkierrätyksen typen oksideja vähentävä vaikutus tulee siitä, että palaminen hidastuu täytöksen happimäärän pienentyessä, jolloin typen oksideja syntyy vähemmän. Lisäksi pakokaasun sisältämä, palamistuotteena syntynyt vesihöyry ja hiilidioksidi nostavat täytöksen ominaislämpökapasiteettia, jolloin palamislämpö alenee. Monessa tapauksessa ulkoinen pakokaasun takaisinkierrätys on varustettu jäähdytyksellä, joka jäähdyttää kuumaa pakokaasua ennen imusarjaa. Tällä pienennetään pakokaasun imuilmaa kuumentavaa vaikutusta, joka osaltaan vaikuttaa typen oksidipäästöön. Lisäksi täytöksen alhaisempi lämpötila parantaa moottorin hyötysuhdetta pienemmän lämpöhäviön vuoksi. (Automotive Handbook 8th Edition 2010, 403.)

2.3.3 Pakokaasun jälkikäsittely

Dieselmoottorin yleisimmät pakokaasun jälkikäsittelymenetelmät ovat selektiivinen katalyyttinen vähennys (SCR), nokihiukkasten suodatus (DPF) ja varaava typen oksidien katalysointi (NSC).

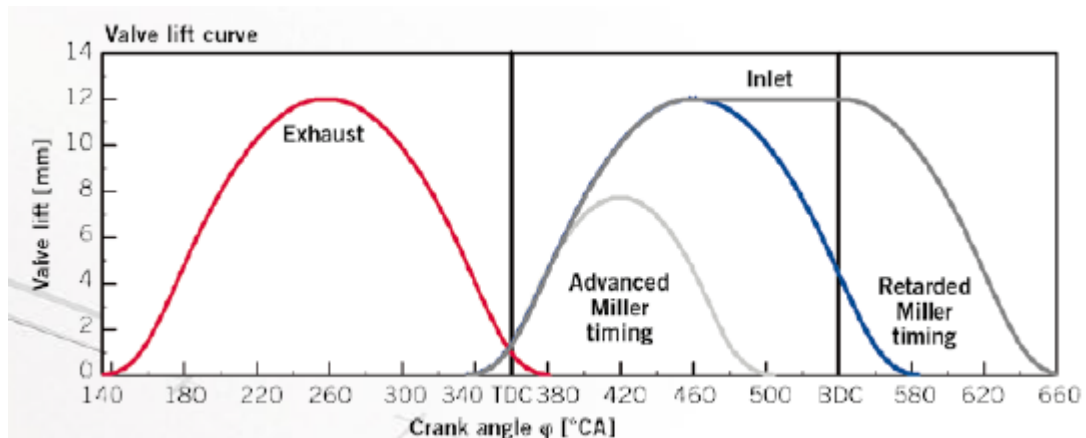
SCR -järjestelmässä typenoksidit pelkistetään katalysointorissa takaisin typeksi urea-vesiliuoksen avulla. Ennen SCR -katalysointia järjestelmässä on hapetuskatalysointori (DOC), jonka tehtävänä on hapettaa hiilivetyjä, sekä hiilimonoksidia ja typpimonoksidia. Lisäksi hapetuskatalysointori hapettaa pakokaasun sisältämiä kaasumaisia nokipartikkeleita. Seuraavana pakoputkistossa on urearuiskutuslaitteisto, jonka tehtävänä on ruiskuttaa urealiuos tasaisesti pakokaasun joukkoon. Sekoittumista tehostetaan mikserin avulla. Urealiuos muuttuu kuumaan pakokaasuun sekoittuessaan ammoniakiksi, joka yhdessä katalysointorin sisältämän katalyytin kanssa saa aikaan typen oksidien pelkistymisen. (Handbook of Diesel Engines 2010, 461–463.)

Dieselmoottorin pakokaasun sisältämiä nokihiukkasia voidaan suodattaa erityisen hiukkassuodattimen avulla. Hiukkassuodatin (DPF) kerää suuren osan moottorin tuottamista nokihiukkasista sisäänsä. Hiukkassuodattimen tilavuuden ollessa rajallinen täytyy nokihiukkasia tyhjentää suodattimesta määräväleillä. Nokihiukkasten polttamista hiukkassuodattimessa kutsutaan regeneroinniksi. Regenerointi suoritetaan nostamalla pakokaasun lämpötila erittäin korkeaksi, jolloin nokihiukkaset palavat hiukkassuodattimen pinnoilta osaksi kokonaan, ja osaksi tuhaksi. Hiukkassuodatin regeneroituu osaksi myös passiivisesti, mikäli moottoria käytetään korkeilla kuormituksilla pidempiä jaksoja. (Handbook of Diesel Engines 2010, 458–459.)

Varaajakatalysointori (NSC) varaa pakokaasun sisältämiä typen oksideja sisältämäänsä pinnoitteeseen, joka muodostaa typen oksidien kanssa kemiallisen sidoksen. Varaajakatalysointori kykenee ottamaan typen oksideja varastoon vain lyhyen aikaa, jonka jälkeen katalysointori täytyy regeneroida saattamalla pakokaasu hapettomaksi. Tällöin katalysointorin sisältämät typen oksidit alkavat pelkistyä. (Handbook of Diesel Engines 2010, 466.)

2.3.4 Miller-menetelmä

Miller-menetelmä perustuu imuventtiilien ajoituksella toteutettuun täytöksen jäähdyttämiseen. Kun imuventtiili suljetaan ennen männän alakuolokohtaa, saadaan täytös paisumaan sylinterissä ennen puristustahdin alkua. Tämä alentaa täytöksen lämpötilaa, ja näin ollen alentaa myös puristuksen loppulämpötilaa ja painetta. Puristuksen loppulämpötilan alentuma aiheuttaa myös sylinteripaineen huippuarvon laskun. Miller-ajoituksen aiheuttama täytöksen pienentyminen johtaa alempaan puristustyöhön, mikä osaltaan alentaa puristuslämpöä. Miller-menetelmässä voidaan myös käyttää myöhäistettyä imuventtiilien sulkeutumishetkeä, jolloin osa sylinteriin imetystä ilmamassasta virtaa takaisin imusarjaan männän suunnanmuutoksen jälkeen. Kuviossa 1. on esitetty periaatteelliset imuventtiilien nousukäyrät Miller-ajoituksen yhteydessä. (Handbook of Diesel Engines 2010, 466; ATZ online, Miller Valve Timing. 11/2015.)



Kuvio 1. Periaatteelliset imuventtiilien ajoitukset Miller-menetelmässä (Miller Valve Timing, ATZ online 2015, muokattu)

Miller-ajoitusta käytetään ahdetussa moottorissa, jossa volymetrinen hyötysuhteen huononeminen voidaan kompensoida ahtopaineella. Miller-ajoitusta pystytään hyödyntämään vasta suhteellisen korkeata ahtopainetta käytettäessä. Miller-ajoituksella on mahdollista saavuttaa tilanne, missä saman ilmamassan omaavan täytöksen lämpötila on normaalitilannetta alhaisempi korotetusta ahtopaineesta huolimatta. (Handbook of Diesel Engines 2010, 466.)

Miller-ajoituksella voidaan alentaa sylinteripaineen huippuarvoa, säilyttäen tehollinen keskipaine ennallaan, eli samalla sylinteripaineen huippuarvolla päästään korkeampaan teholliseen keskipaineeseen. Tämä voidaan hyödyntää myös niin, että kasvatetaan palamisen ilmakerrointa säilyttäen sylinteripaineen huippuarvo samana. (Handbook of Diesel Engines 2010, 53.)

Miller-ajoitusta hyödynnettäessä typen oksidipäästön pienentämiseen alennetaan sylinteripaineen huippuarvoa, jolloin palamislämpötila on alhaisempi. Tällöin ilman sisältämää typpeä palaa vähemmän ja typen oksidipäästö pienenee. Mikäli ahtopaine säilytetään ennallaan Miller-ajoituksen myötä huonontuva volymetrinen hyötysuhde aiheuttaa palamisilmakertoimen alentuman, jolloin typen oksidipäästö alenee entisestään, mutta hiukkaspäästö kasvaa ja pakokaasun lämpötila nousee.

3 KOEJÄRJESTELYT

Tutkimukset suoritettiin AGCO Power Oy:n moottorilaboratoriossa yrityksen omalla testimoottorilla. Kaikilla testatuilla nokka-akseleilla suoritettiin kuusi erilaista testiajoa moottorilaboratorion yhdessä testijarrussa.

3.1 Koemoottori

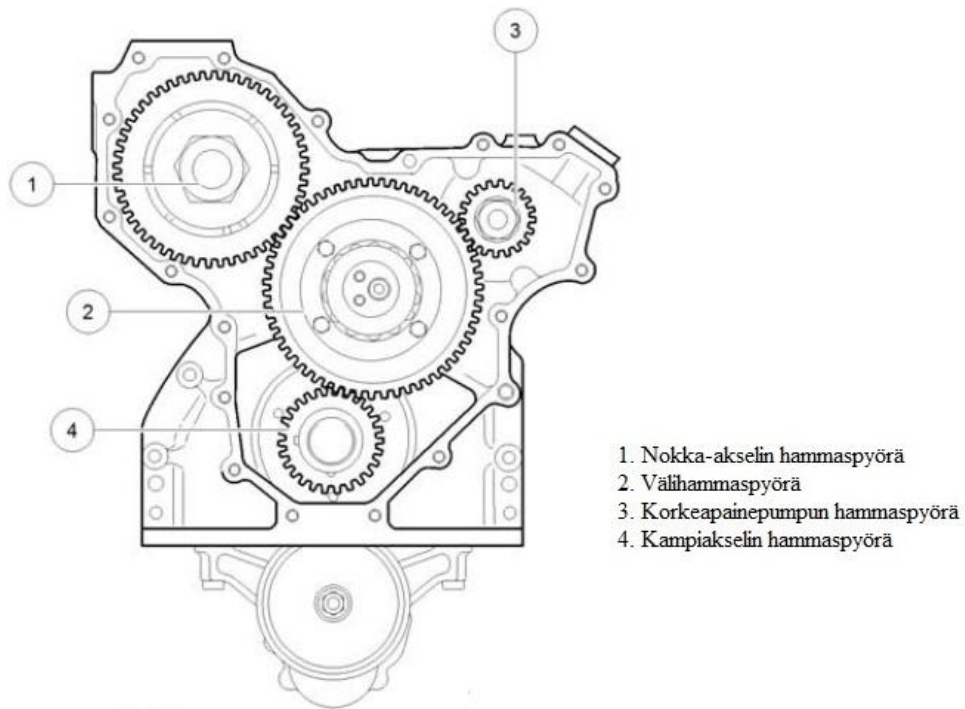
Tutkimusmoottorina toimi AGCO Power 74CW3 -moottori. Kyseinen moottori on turboahdettu, välijäähdytetty ja suorasuihkutteinen rivimoottori. Turboahdin on varustettu pneumaattisesti ohjatulla turbiinin ohivirtauskanavalla, eli ns. hukkaportilla. Moottorin yleisiä tietoja on esitetty taulukossa 2.

TAULUKKO 2. Tutkimusmoottorin yleisiä tietoja

Sylinteriluku	6
Iskutilavuus	7,4 l
Sylinterihalkaisija	108mm
Iskunpituus	134mm
Ruiskutusjärjestelmä	Common Rail, Tier 3
Ruiskutusjärjestys	1-5-3-6-2-4
Puristussuhde	17.8
Venttiililuku	24 (4/syl.)
Nimellisteho	180kW / 2100rpm
Maksimivääntömomentti	1000Nm / 1500rpm

3.1.1 Venttiilikoneisto

Moottorin kaasunvaihto toteutetaan sylinterin kannessa sijaitsevien venttiilien avulla, venttiilikoneiston käyttämänä. Moottorin venttiilikoneiston käyttö tapahtuu sylinteriryhmään sijoitetulla nokka-akselilla, joka saa käyttövoimansa jakohammaspyörästä välityksellä kampiakselilta (Kuva 1).



Kuva 1. Jakohammaspyörästö

Venttiilien käyttövoima välitetään nokka-akselilta venttiilin nostimien kautta työntötangoille, jotka puolestaan käyttävät sylinterin kannessa sijaitsevaa vivustoa. Vivut välittävät voiman yhdyssiltaja pitkin suoraan venttiilien päihin. Nokan nosto avaa venttiilejä jousivoimaa vastaan (Kuva 2).



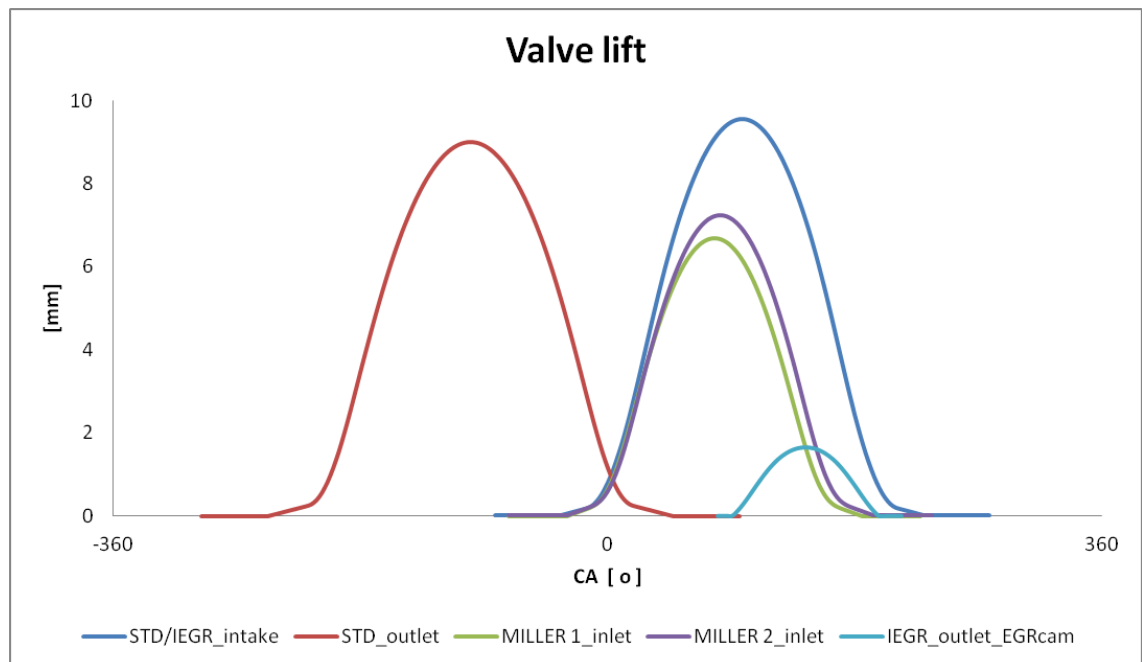
1. Nokka-akseli
2. Nostin
3. Työntötanko
4. Vipu
5. Yhdyssilta
6. Venttiili

Kuva 2. Venttiilikoneiston osat

3.1.2 Testattavat nokka-akselit

Tutkimuksessa testattiin neljää erilaista nokka-akselia. Referenssinä toimi sarjatuotannossa oleva IEGR-nokka-akseli. Lisäverrokkiksi Miller-nokka-akseleille valittiin täytökseen kannalta optimoitu sarjatuotantoakseli STD. Imuventtiilien ajoitus ei ollut säädettävissä tutkimuksessa käytetyssä moottorissa.

Kaikissa testatuissa nokka-akseleissa on sama pakonokan nousukäyrä ja ajoitus lukuun ottamatta IEGR-akselin lisänokkaa. IEGR-nokka-akselissa myös imunokan profiili on identtinen "perusnokan", eli STD-nokka-akselin kanssa. Lisänä IEGR-nokka-akselissa on imutahdin loppuvaiheessa pakoventtiiliä raottava lisänokka. (Kuvio 2.)



Kuvio 2. Venttiilien nousukäyrät

Testatuissa Miller-ajoituksella varustetuissa nokka-akseleissa imuventtiilien sulkeutuminen on asetettu huomattavasti referenssiä aikaisemmaksi. MILLER 1 -nokka-akselilla imuventtiilit sulkeutuvat hieman aikaisemmin, kuin MILLER 2 -nokka-akselilla. Kumpikin Miller-nokka-akseleista sulkee imuventtiilit hieman ennen männän alakuolokohdtaa. Imuventtiilien maksiminostoa on pienennetty Miller-ajoituksen yhteydessä.

3.2 Moottoridynamometri

Moottoria kuormitettiin HORIBA WT300 -pyörrevirtajarrulla, jota ohjattiin HORIBA SPARC -jarruohjainvahvistimella. Vahvistinta ohjattiin PC:llä STARS ENGINE 1.6 MR3 -ohjelmiston avulla. Vääntömomentin ja pyörimisnopeuden mittausta tapahtui jarruohjainlaitteiston avulla.

Jarrun ohjauksessa on neljä ajomoodia: Throttle:Speed, Throttle:Torque, Speed:Torque ja Torque:Speed.

Throttle:Speed -ajomoodissa jarruohjain lähettää moottorinohjaimelle kaasupyynnön prosentteina ja säätää pyörrevirtajarrun jarrutusmomenttia siten, että pyörimisnopeus pysyy haluttuna. Tässä ajomoodissa voidaan ajaa helposti esimerkiksi rajamomenttikäyrän pisteitä.

Throttle:Torque -moodissa jarruohjain pyytää moottorinohjaukselta haluttua kaasuprosenttia ja säätää jarrutusmomenttia asetetun momenttipyyntönsä mukaiseksi. Moottorin pyörimisnopeus asettuu kaasupyynnöstä ja kuormitusmomentista riippuen johonkin pisteeseen joutokäynti- ja ryntäysnopeuden väliltä.

Speed:Torque -moodissa jarruohjain pyytää moottorinohjaukselta haluttua pyörimisnopeutta ja säätää kuormitusmomentin momenttipyyntönsä mukaiseksi. Tässä jarrumoodissa ajetaan mm. staattinen päästötesti. Tätä jarrumoodia kutsutaan vakiomomenttimoodiksi.

Torque:Speed- moodissa moottorinohjaukselta pyydetään vääntömomenttia ja kuormitusmomentti säädetään siten, että haluttu pyörimisnopeus saavutetaan. Moottorinohjaus muuntaa momenttipyyntönsä ruiskutusmääräksi ennalta määritellyn momenttikäyrän mukaan. Kyseisessä jarrumoodissa moottorin käytöksestä tulee helposti epästabiilia, mutta dynaamisissa ajosykleissä ajo-ohjelman teko on yksinkertaisinta tässä ajomoodissa. Tässä jarrumoodissa ajetaan esimerkiksi dynaaminen transienttipäästösykli.

Tässä tutkimuksessa suoritettavat mittaukset tehtiin Speed:Torque -moodissa, transienttipäästösykliä lukuun ottamatta, joka ajettiin Torque:Speed -jarrumoodissa.

3.3 Emissiomittalaitteet

3.3.1 Savumittari

Moottorin savutusta mitattiin AVL SMOKE METER -laitteella. Savumittarin toiminta perustuu suodattavaan mittaukseen. Laite ottaa pakoputkesta tietyn näytetilavuuden, ja suodattaa sen puhtaanvalkoisen paperin läpi. Tämän jälkeen laite mittaa optisesti paperin tummuuden ja laskee tummuutta vastaavan FSN (Filter Smoke Number) savutusarvon.

3.3.2 Hiukkasmassamittari

Pakokaasun hiukkasmassaa mitattiin AVL MICRO SOOT SENSOR -laitteella, joka käyttää mittaamiseen fotoakustiikkaa. Laite ottaa pakokaasusta jatkuvaa näytettä ja laimentaa sitä puhtaalla ilmalla, jonka jälkeen laimennettu näyte altistetaan jaksottaiselle valolle. Hiukkasten absorboiman säteilyn aikaansaama lämpötilan vaihtelu saa niiden ympärillä olevan kaasun paisumaan ja supistumaan aiheuttaen ääniaaltoja. Mittauskammiossa sijaitseva mikrofoni mittaa syntyviä ääniaaltoja ja prosessori laskee hiukkaskonsentraation. Fotoakustinen mittaus ei huomioi liuenneita hiukkasia.

3.3.3 Kaasumaisten päästökomponenttien mittaus

Kaasumaisia päästökomponentteja mitattiin BOO Instrument -mittausjärjestelmällä. Mittausjärjestelmän osia ovat: pumppaus- ja suodatusyksikkö, näyttelinjat, näytekaasun jäähdytysyksikkö, kaasuanalysointorit sekä venttiilistö referenssikaasujen ohjaamiseen.

Pumppaus- ja suodatusyksikkö imee pakokaasunäytteen pakokaasulinjasta ja esisuodatuksen jälkeen pumppaa näytteen eteenpäin lämmitettyä näyttelinjaa pitkin. Jäähdytysyksikkö jäähdyttää pakokaasunäytteen, ja poistaa siitä kondenssin ennen typpioksidianalysointoria. Hiilivetyanalysointorin näyttelinja tulee kuumalta puolelta ennen jäähdytintä hiilivetyjen kondensoitumisen välttämiseksi. Kaasuanalysointoreille syötettävien näyte- ja referenssikaasujen ohjaus tapahtuu järjestelmän magneettiventtiilien avulla.

3.3.4 Hiilivetyanalysaattori

Pakokaasun hiilivetypitoisuutta mitattiin J.U.M. ENGINEERING MODEL VE7 -hiilivetyanalysaattorilla, jonka toiminta perustuu liekin ionisaation tunnistukseen. Laitteen polttopöydässä poltetaan hiilivedytöntä polttokaasua, jolloin liekistä tulee erittäin pieni ionisaatio. Kun liekkiin syötetään hiilivetyä alkaa liekissä syntyä merkittäviä määriä ioneja, jotka kerääntyvät korkeajännitteellä luodun sähkökentän vastakkaisia elektrodeja kohti. Ionien polarisaation tuloksena syntyy virta, joka on suoraan verrannollinen kaasun hiilivetypitoisuuteen.

3.3.5 Typen oksidialysaattori

Pakokaasun typpimonoksidi- ja typpidioksidipitoisuudet mitattiin ECO PHYSICS CLD 700 EL ht -analysaattorilla. Laite käyttää typen oksidien tunnistamiseen kemiluminesenssia. Kun kaasunäytteeseen sekoitetaan laitteen sisällä tuotettua otsonia, osa reaktion tuloksena syntyvästä typpidioksidista virittyy. Virittynyt typpidioksidi palautuu virittyneestä tilastaan synnyttäen valoa, jonka intensiteettiä mitataan sähköisesti. Mitattu signaali on suoraan verrannollinen pakokaasun typpimonoksidipitoisuuteen. Pakokaasun sisältämä virittymätön typpidioksidi muutetaan ensin typpimonoksidiksi aktiivisen metallin avulla erityisessä muuntimessa. Tämän jälkeen mittaus tapahtuu kuten edellä. Typpimonoksidin ja typpidioksidin suhde lasketaan mittaamalla samanaikaisesti molempien summa muuntimella varustetussa mittakanavassa ja pelkästään typpimonoksidipitoisuus toisessa kanavassa.

3.3.6 Ilmamäärän mittaus

Imuilman massavirtaa mitattiin ABB SENSYFLOW -ilmamäärämittarilla. Laitteistoon kuuluu anturin lisäksi mittaus- ja syöttöyksikkö. Laite mittaa siirtyvää ilmamäärää kuumalevy periaatteella. Termoelementin lämpötila pidetään vakiona sähkövirtaa säättämällä. Lämmön ylläpitämiseen tarvittavan virran mittauksella saadaan ilmamäärämittarin läpi virtaavaan ilmamäärään suoraan verrannollinen mittasignaali.

3.4 Muut mittalaitteet

Polttoaineen massavirtaa mitattiin AVL FUEL BALANCE -mittalaitteella. Kyseinen laite mittaa moottorin polttoaineen kulutusta punnitsemalla kulutetun polttoainemäärän.

Laitteessa on mittasäiliö, joka on kiinnitetty massavaakaan. Moottorin polttoainepiiri on kytketty siten, että polttoaine kiertää polttoainevaa'an mittasäiliön kautta, johon polttoainetta täytetään ainoastaan silloin, kun mittasäiliö on tyhjenemässä. Mittasäiliössä olevaa polttoainetta kierrätetään lämmönvaihtimessa, jotta polttoaineen lämpötila saadaan pysymään vakiona. Täytön aikana polttoaineen massavirran mittaus ei ole mahdollinen, mutta muutoin vaaka mittaa hetkellistä polttoaineen massavirtaa jatkuvasti. Tarkempi mittaus suoritetaan mittaamalla kulutettu polttoainemassa tietyllä aikavälillä.

Painemittaukset tehtiin TRAFAG NAT 8251 -paineantureilla, joiden painemittaus perustuu teräskalvon pinnalle kiinnitettyyn venymäliuskaan. Teräskalvo taipuu paineenvaikutuksesta venyttäen kalvon takapinnalle kiinnitettyä venymäliuskaa. Venymäliuskan resistanssi muuttuu sen muuttaessa muotoaan ja resistanssin muutos on verrannollinen teräskalvoa rasittavaan paineeseen.

Lämpötilamittauksissa käytettiin K-tyypin termopariantureita lukuun ottamatta lämpötasemittaukseen tarvittavia moottorin ylä- ja alaveden lämpötiloja, joita mitattiin PT100-puikkoantureilla.

Sylinteripainetta tutkittiin mittaamalla painetta yhdestä sylinteristä KISTLER Type 6125C12 -sylinteripaineanturilla. Anturin tuottamaa jännitesignaalia vahvistettiin KISTLER Type 5011 Charge Amplifier -vahvistimella.

Sylinteripaineanturin toiminta perustuu pietsosähköiseen mittaukseen. Sylinteripaine kuormittaa kalvon takana olevaa pietsokidettä, jolloin kiteessä olevien elektrodien välille syntyy sylinteripaineeseen verrannollinen jännite.

Mittalaitteilta tulevat analogiset mittasignaalit muunnetaan väylämuotoon ja ohjataan jarruohjain PC:lle. Tietokoneella olevassa STARS-ohjelmistossa on dataloggaustoiminnot ja mittalaitteiden käyttöliitynnät, joilla mittalaitteita ohjataan. Moottorin lämpötila ja painemittaukset muunnetaan väylämuotoon erillisillä CANSAS IMC -moduuleilla.

3.5 Testausohjelma

Tutkimuksessa tehdyt mittaukset suoritettiin moottoriohjainlaitteen parametreja muuttamatta, lukuun ottamatta maksimiruiskutusmääräkäyrää, jota nostettiin jarrun vakiomomenttimoodissa ajettaessa. Ajettaessa moottorin rajamomenttipisteitä vakiomomenttimoodissa, on maksimiruiskutusmäärää nostettava, jotta moottorin sammuminen ajon aikana vältetään.

3.5.1 Rajamomenttiajo

Rajamomenttiajon tarkoitus on testata moottorin toiminta maksimivääntömomenttikäyrällä. Moottorin maksimivääntömomenttikäyrä ajetaan läpi 100 r/min intervallilla nimellisnopeudelta joutokäyntinopeudelle. Moottorista mitataan paineita ja lämpötiloja monista paikoista, mutta rajamomenttiajossa tärkeimpiä mittaussuureita ovat suorituskykyä rajaavat tekijät, kuten esimerkiksi pakokaasun lämpötila, savutus ja ahtimen painesuhteet.

3.5.2 Staattinen emissiotesti

NRSC-emissiosyklissä moottoria käytetään kahdeksassa eri staattisessa toimintapisteessä. Kaikissa pisteissä mitataan moottorin pakokaasupäästöjä ja mittaustulokset summaataan painotettuina tietyillä painokertoimilla, jolloin tuloksena saadaan syklin aikana tuotetut emissiokomponentit massana tuotettua työmäärää kohti.

3.5.3 Kuormavastetesti

Moottorin kuormavastetta tutkittiin nostamalla kuormitusmomenttia nopeasti eri käyntinopeuksilla. Kuormavastetta analysoitiin moottorin pyörimisnopeuden muutoksesta kuormannosto tilanteessa. Lisäksi apuna käytettiin hiukkasmassamittausta ja ahtopaineen nousunopeutta.

3.5.4 Lämpötase

Moottorin tuottamaa hukkalämpöä tutkittiin mittaamalla moottorista jäähdytysveden, välijäähdyttimen ja pakokaasun mukana poistuvaa lämpömäärää. Lämpötasemittauksen tuloksista voidaan laskea moottorin energiatase, kun tiedetään polttoaineessa tuotu lämpöteho ja kampiakselilta saatava teho. Lämpötasemittaus suoritetaan käyttämällä moottoria nimellisteholla, huipputeholla ja huippuvääntömomentilla noin 40 minuuttia kussakin pisteessä, josta 20 minuuttia tallennetaan mitattuja lämpötiloja, sekä moottorin tuottamaa kampiakselitehoa. Mitatuista suureista saadaan lasketuksi moottorin tuottama lämpöteho kussakin mittauspisteessä.

3.5.5 Transienttipäästötesti

Tier 3 -päästöaso ei edellytä transienttitilanteiden emissiomittausta, mutta moottorille tehtiin kuitenkin standardin mukainen transienttipäästötesti, jotta saatiin lisätietoa nokka-akselien toimivuudesta dynaamisissa tilanteissa. NRTC-päästösyklissä moottorilla ajetaan noin 20 minuuttia kestävä, kuormitukseltaan ja pyörimisnopeudeltaan muuttuva emissiosykli. Moottorin tuottamaa pakokaasupäästöä mitataan jatkuvasti, ja tulos laskeaan yksikössä g/kWh.

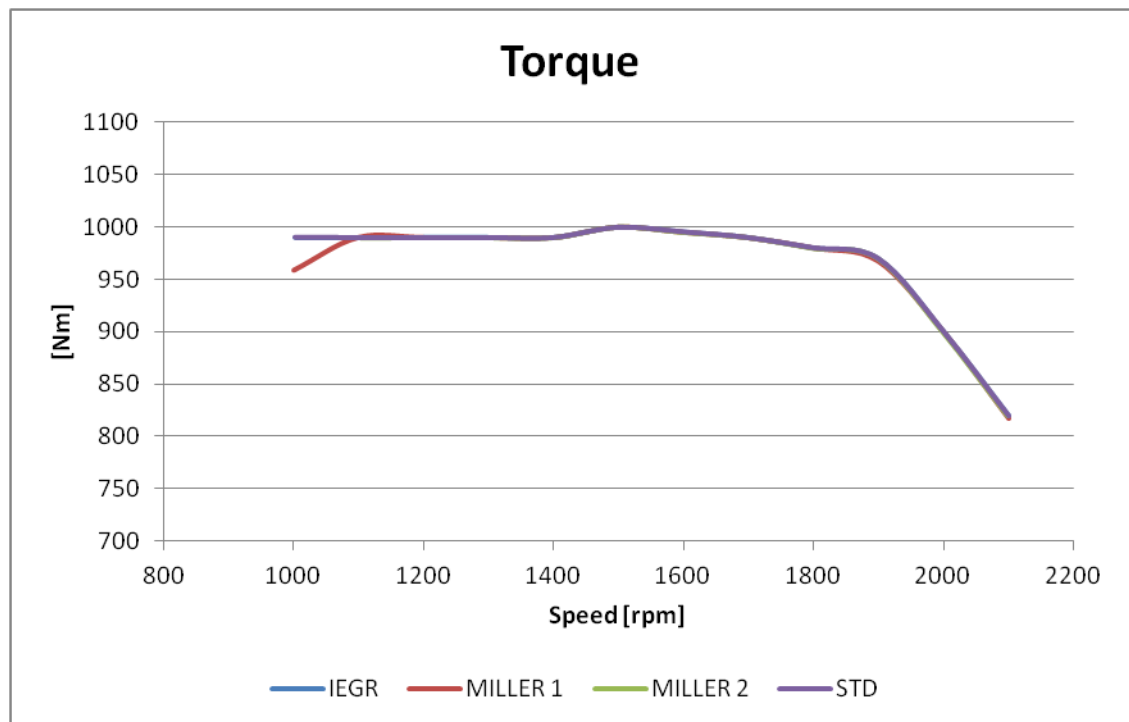
3.5.6 Lisämittauspisteet

Rajamomenttiajon ja NRSC-emissiotestin lisäksi moottorin toimintaa tutkittiin muutamassa lisäpisteessä, jotta saadaan parempi kuva nokka-akselien toiminnasta staattisissa tilanteissa. Vertailussa käytettiin moottorin imuilman määrää, savutusta ja polttoaineen ominaiskulutusta. Lisäksi huomion kohteena olivat sylinteripainekuvaajat, koska epäilyksenä oli, että Miller-ajoituksen aiheuttama puristuslämmön alenema saattaa aiheuttaa palamiseen epästabiliutta.

4 MITTAUSTULOKSET

4.1 Rajamomenttiajo

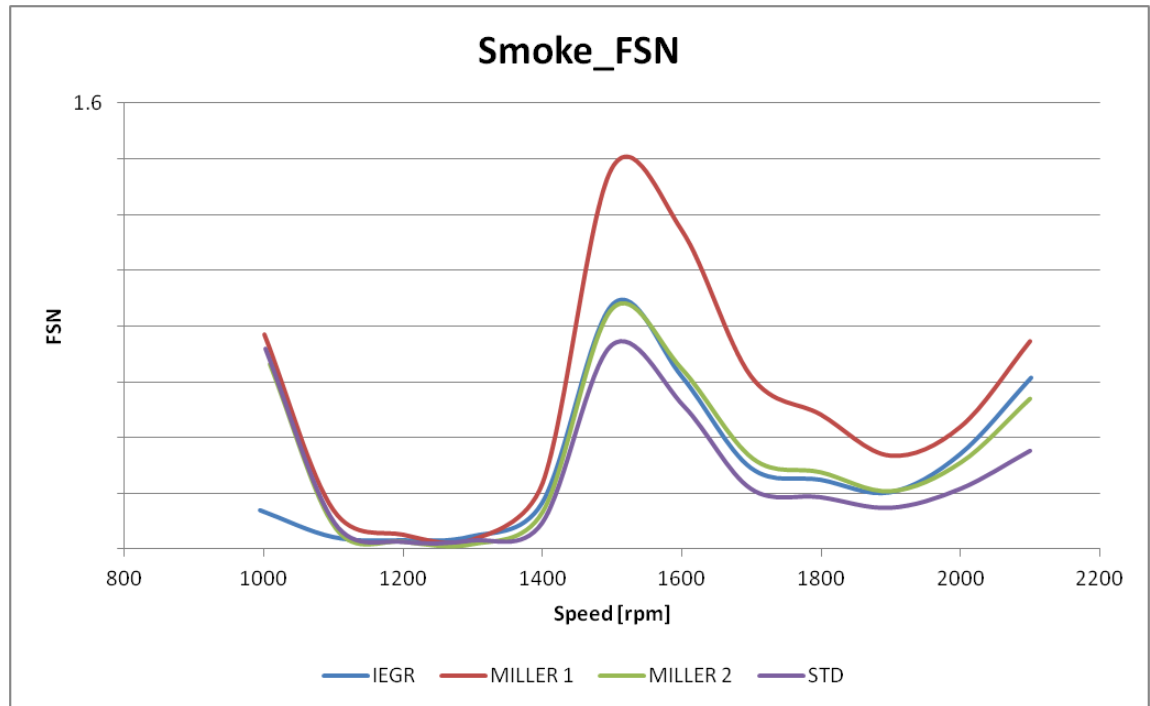
Rajamomenttiajossa vertailtiin nokka-akselien vaikutusta moottorin staattiseen suorituskyykyyn. Testaus suoritettiin jarruttamalla moottoria halutun vääntömomenttikäyrän mukaisilla vääntömomenteilla. Vääntömomenttikäyrät on esitelty kuviossa 3.



Kuvio 3. Rajamomenttikäyrät eri nokka-akseleilla.

MILLER 1 -nokka-akselilla ei saavutettu 1000rpm nopeudella haluttua 990Nm:n vääntömomenttia. Vääntömomentti rajoittui tällä nokka-akselilla 960Nm:iin liian alhaisen palamisilmakertoimen vuoksi. Kaikilla muilla nokka-akseleilla päästiin tavoitevääntömomenttiin.

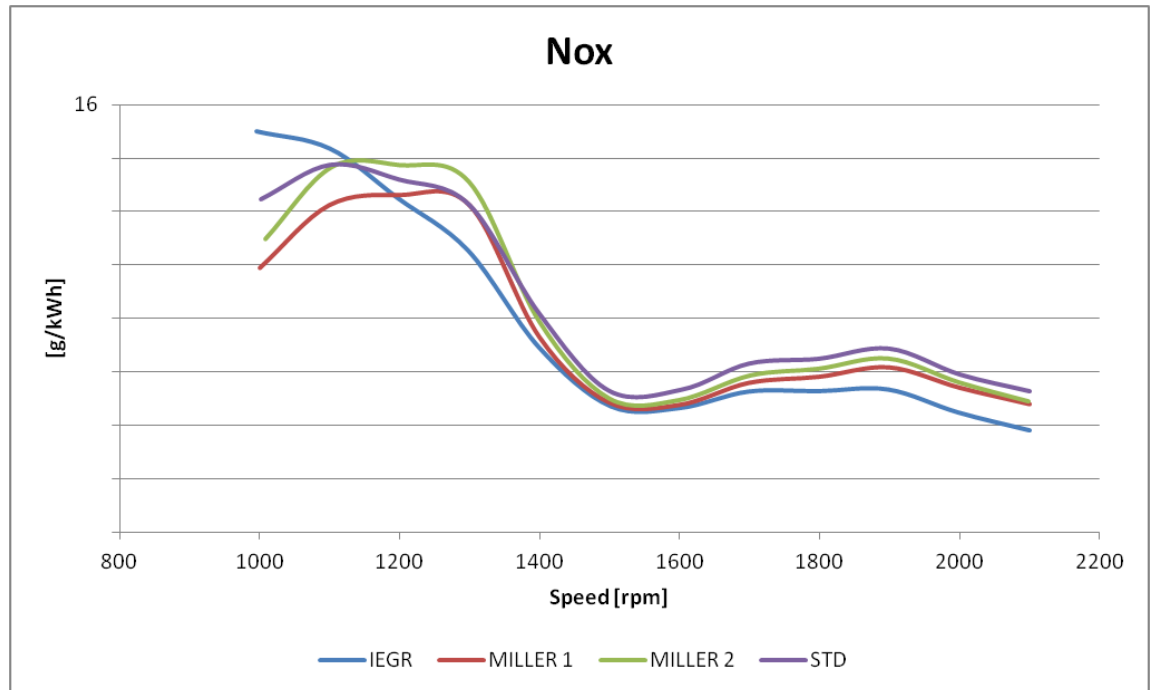
Rajamomenttia rajoittava tekijä on joissain tapauksissa suurin moottorille sallittu savutus. Suurin moottorin savutuksen eroihin eri nokka-akseleilla vaikuttava tekijä tässä tapauksessa on palamisen ilmakerroin, joka vaihtelee nokka-akselien välillä volymetristen hyötysuhteiden erojen vuoksi. Kuviossa 4. on esitelty savutuskäyriä eri nokka-akseleilla.



Kuvio 4. Savutus rajamomentilla

Välinopeudella ja nimellisnopeudella (1500- ja 2100rpm) esiintyvät savutuspiikit johtuvat siitä, että ruiskutusparametrit on säädetty typen oksidipäästöä silmällä pitäen, jolloin palaminen ei ole optimaalista savutuksen kannalta. Pienillä kierroksilla, lähellä joutokäyntinopeutta savutus kasvaa voimakkaasti kaikilla paitsi IEGR-nokka-akselilla. Tämä johtuu IEGR-nokka-akselin kyvystä parantaa moottorin volymetristä hyötysuhdetta tilanteissa, joissa imusarjan paine on selkeästi pakosarjassa vallitsevaa painetta korkeampi.

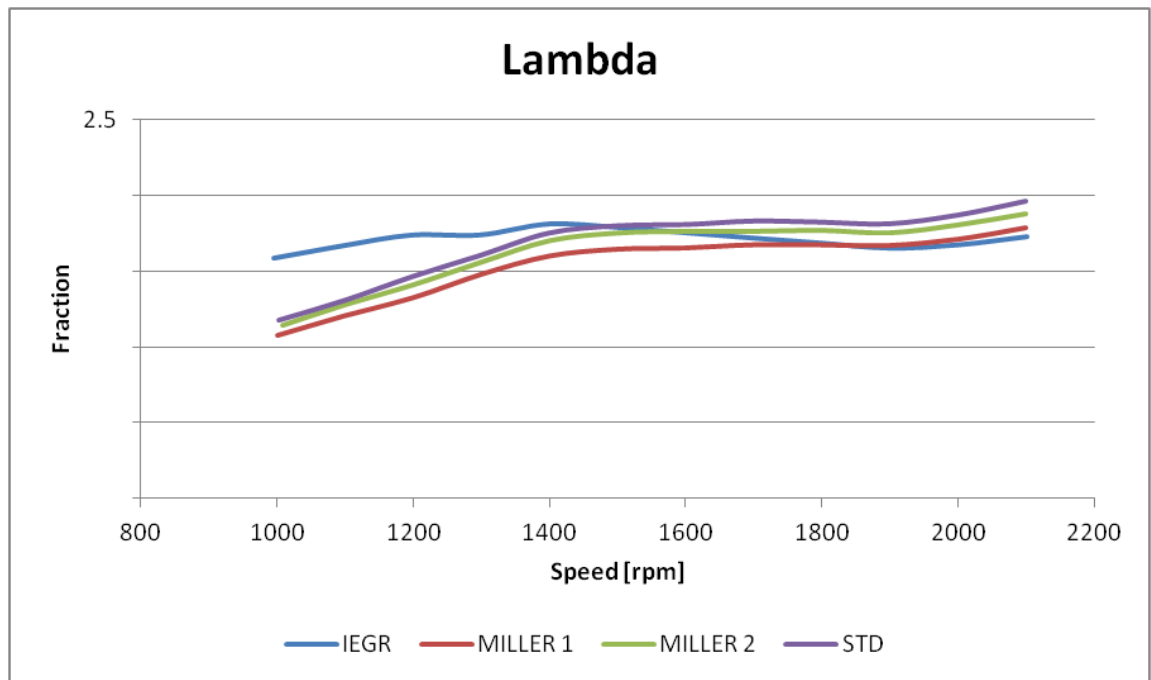
Rajamomentin typen oksidipäästöä ei mitata Tier 3 -päästötason moottorien päästöhyväksyntä mittauksissa muissa, kuin nimellis- ja välinopeuden pisteissä. Rajamomentilla tuotettu typen oksidipäästö kuitenkin kertoo nokka-akselien toimivuudesta typen oksidipäästön alennuksen suhteen. Rajamomenttiajon NO_x-päästökuvaajat on esitetty kuviossa 5.



Kuvio 5. NO_x-päästö rajamomentilla.

NO_x-päästövertailussa rajamomentilla IEGR-nokka-akseli on selkeästi paras. Nimellistehon pyörimisnopeudella typen oksidipäästö on IEGR-akselilla noin yksi gramma kilowattituntia kohden pienempi, kuin testatuilla Miller-akseleilla. Välinopeudella ei merkittävää eroa typen oksidipäästössä ole, koska tällöin IEGR-nokka-akselilla pakokaasun takaisinvirtaus on vähäistä johtuen pienestä paine-erosta imu- ja pakosarjan välillä. Lisäksi Miller-nokka-akselien puristustyötä pienentävä vaikutus on tällöin suuri kohtalaisen suuren ahtopaineen vuoksi. IEGR-nokka-akselilla typen oksidipäästö kasvaa pienillä nopeuksilla verrokkiakseleita suuremmaksi korkeamman ilmakertoimen vuoksi.

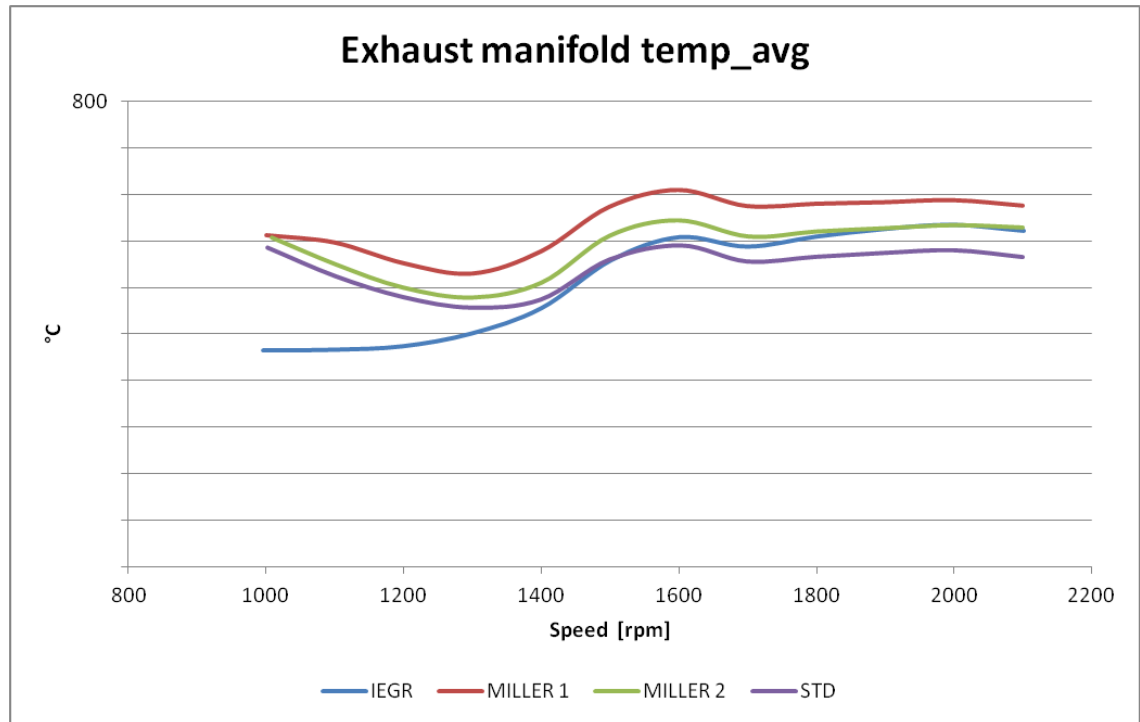
Moottorin tuottamiin pakokaasupäästöihin ja suorituskykyyn vaikuttaa olennaisesti palamisilmakerroin. Palamisilmakerroin on laskettu moottoriin imetyn ilmamäärän ja kulutetun polttoaineen perusteella, jolloin laskenta ei huomioi palotilan huuhteluun käytettyä ilmaa. Tämä ilmamäärä virtaa suoraan palotilan läpi pakosarjaan, eikä se osallistu palotapahtumaan. Palamisilmakerroimen muutoksia eri nokka-akseleilla on kuvattu kuviossa 6.



Kuvio 6. Palamisilmakerroin.

IEGR-nokka-akselin tapauksessa huuhteluilmamäärä on huomattava pienillä pyörimisnopeuksilla, jolloin imu- ja pakosarjan paine-eron vuoksi osa ilmasta virtaa imutahdin aikana avoimen pakoventtiilin kautta suoraan pakosarjaan. IEGR-nokka-akselilla palamisilmakerroin on korkeilla pyörimisnopeuksilla pienin, koska pakokaasun takaisinvirtaus on suurimmillaan tällöin. Pienillä pyörimisnopeuksilla palamisilmakerroin kasvaa. STD-nokka-akselilla saavutetaan suurin palamisilmakerroin korkeilla pyörimisnopeuksilla. MILLER 2 -nokka-akselilla päästään hyvin lähelle STD-akselin palamisilmakerrointa, mutta MILLER 1 -nokka-akselilla palamisilmakerroin on jo selvästi pienempi.

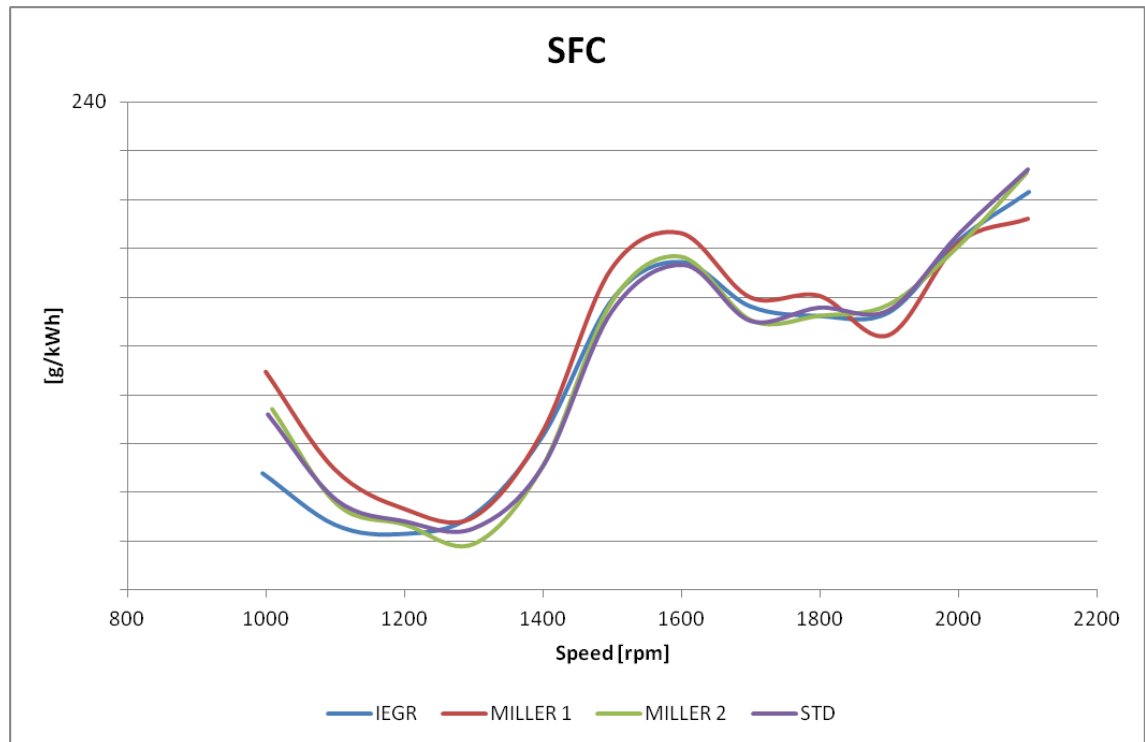
Palamisilmakerroin vaikuttaa merkittävästi pakokaasun lämpötilaan pakosarjassa, koska palamisilmakertoimen pientyminen hidastaa palamista, jolloin työtahdin lopussa sylinteritäytöksen lämpötila jää korkeammaksi. Mikäli pakokaasun lämpöenergia säilyy samalla tasolla ja ilman massavirtaa pienennetään, nousee pakokaasun lämpötila. Pakokaasun lämpötila pakosarjassa on esitelty kuviossa 7.



Kuvio 7. Pakokaasun lämpötila pakosarjassa.

MILLER 1 -nokka-akselin tapauksessa pakokaasun lämpötila on korkein, ylittäen paikoitellen suositellun maksimilämpötilan. Alhaisilla pyörimisnopeuksilla IEGR-nokka-akselin aikaansaama huuhteluvirtaus alentaa pakokaasun lämpötilaa huomattavasti.

Moottorin polttoaineen kulutukseen vaikuttavat palamisessa tapahtuvien muutosten lisäksi pumppaushäviöt ja lämpöhäviöt sylinterin seinämistä. Polttoaineen ominaiskulutus eri nokka-akseleilla on esitetty kuviossa 8.

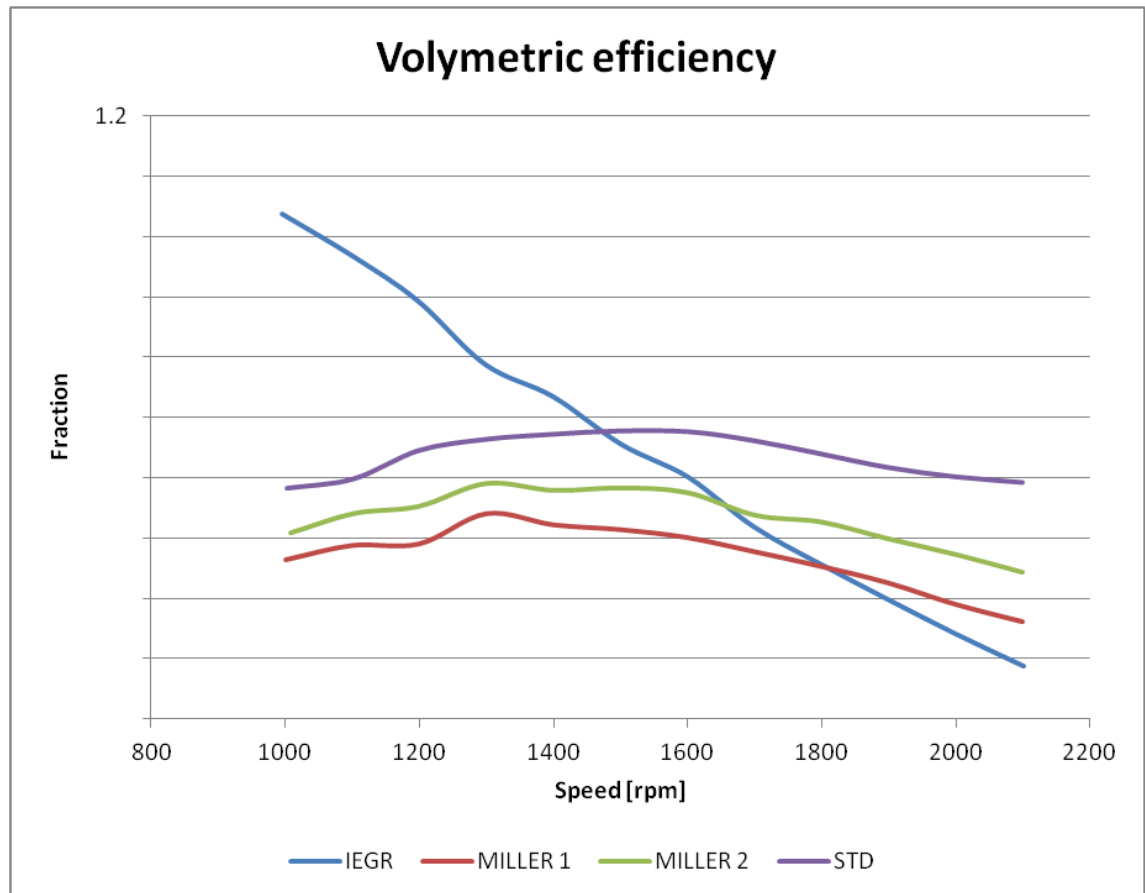


Kuvio 8. Polttoaineen ominaiskulutus rajamomentilla.

Polttoaineen ominaiskulutuskuvaajissa näkyvät kohoumat nimellis- ja välinopeudella ovat seurausta ruiskutusparametrien optimoinnista typen oksidipäästön minimoimiseksi. Pienillä pyörimisnopeuksilla alhainen palamisilmakerroin nostaa ominaiskulutusta, koska palamisen hyötysuhde alenee. Miller-ajoitus heikentää palamisen hyötysuhdetta alhaisemman palamisilmakertoimen ja pienemmän tehollisen puristussuhteen vuoksi. Nokka-akselien eroja ominaiskulutuksessa ei pystytä erottelemaan suuressa osassa mittauspisteitä mittaushajonnan vuoksi. Lukuun ottamatta nimellisnopeuden mittauspistettä ja alhaisen pyörimisnopeuden mittauspisteitä ei nokka-akselien välillä ole merkittäviä eroja polttoaineen ominaiskulutuksessa rajamomentilla. Poikkeuksena MILLER 1 -nokka-akseli, joka on polttoaineen kulutuksen suhteen huonoin korkeita moottorin pyörimisnopeuksia lukuun ottamatta. Korkeilla pyörimisnopeuksilla palamisilmakerroin on riittävän suuri mahdollistaen hyvän palamishyötysuhteen ja lisäksi pakokaasun massavirta ja lämpötila ovat ahtimen turbiinin kannalta edulliset, jolloin pumppaushäviö jää pieneksi.

MILLER 2 - ja STD-nokka-akselien ominaiskulutuskuvaajat ovat lähes yhdenmukaiset. IEGR-nokka-akseli näyttää kykynsä jälleen alhaisilla pyörimisnopeuksilla, ollen ominaiskulutuksessa paras alle 1200rpm:n nopeudella.

Volymetrinen hyötysuhde muuttuu venttiilien nousukäyrämuutosten myötä. Volymetrin hyötysuhteen laskennassa on käytetty imuilman massavirtaa, jolloin laskennassa ei ole huomioitu huuhteluilman määrää. Muutoksia rajamomentilla kuvaa kuvio 9.

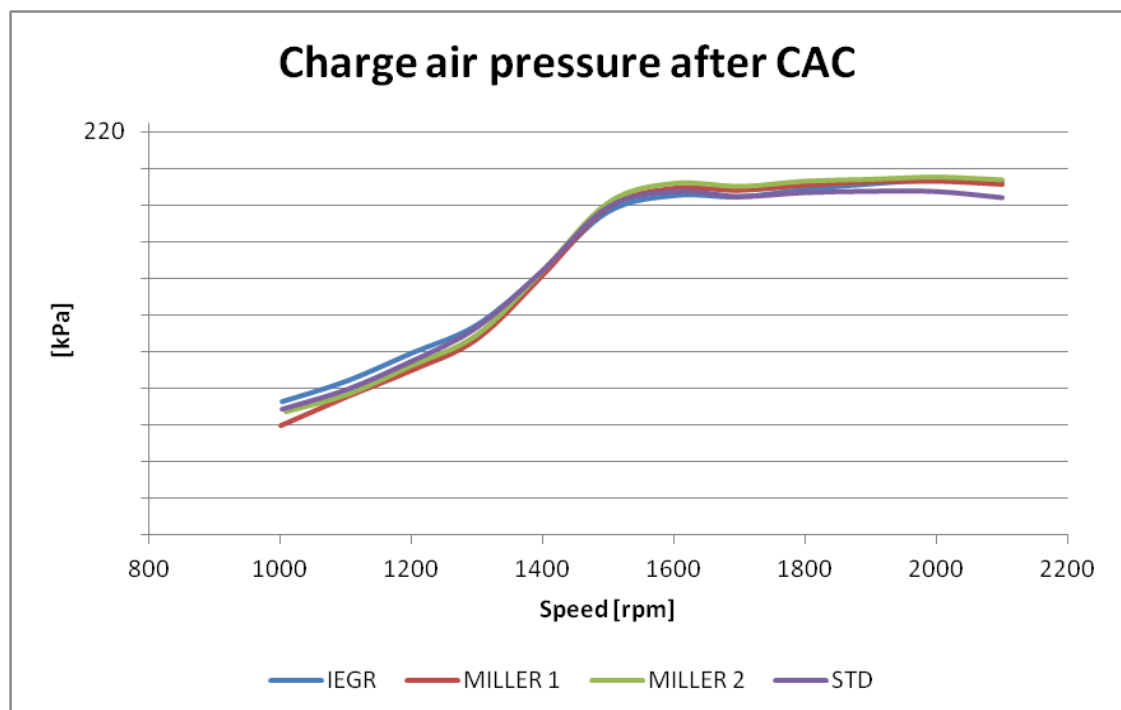


Kuvio 9. Volymetrinen hyötysuhde rajamomentilla.

IEGR-nokka-akselin volymetrinen hyötysuhde muuttuu lähes lineaarisesti moottorin nopeuden funktiona. Volymetrin hyötysuhteen kasvu yli yhden johtuu siitä, että imu-sarjan paineen ollessa pakosarjan painetta suurempi ilma virtaa imutahdin aikana avoi-mena olevan pakoventtiilin kautta suoraan pakosarjaan palotilan läpi. Tämä ilmamäärä ei osallistu palamistapahtumaan, mutta sillä on tärkeä merkitys jäännöskaasujen huuhte-lemisessä palotilasta, jolloin se vaikuttaa palamisilmakertoimeen. Miller-ajoitus vaikut-taa negatiivisesti sylinteritäytökseen, koska imuventtiilit suljetaan niin aikaisin, ettei hyvä sylinteritäytös ole mahdollinen. Lisäksi käytetyissä Miller -nokka-akseleissa imu-

venttiilin maksiminostoa on pienennetty STD- ja IEGR-nokka-akseleihin verrattuna, joka osaltaan heikentää sylinteritäytöstä. Miller-nokka-akselien volymetrinen hyötysuhteiden kuvaajat erkanevat kauemmaksi STD-nokka-akselin kuvaajasta korkeilla kierroksilla, koska ilmapirran suuri liike-energia jatkaa sylinterin täyttymistä männän suunnan muutoksen jälkeen STD-nokka-akselilla. Tämä ei ole mahdollista Miller -nokka-akseleilla, koska imuventtiili sulkeutuu ennen männän alakuoloa. Lisäksi imuventtiilin pienemmän nousun vaikutus korostuu korkeilla pyörimisnopeuksilla.

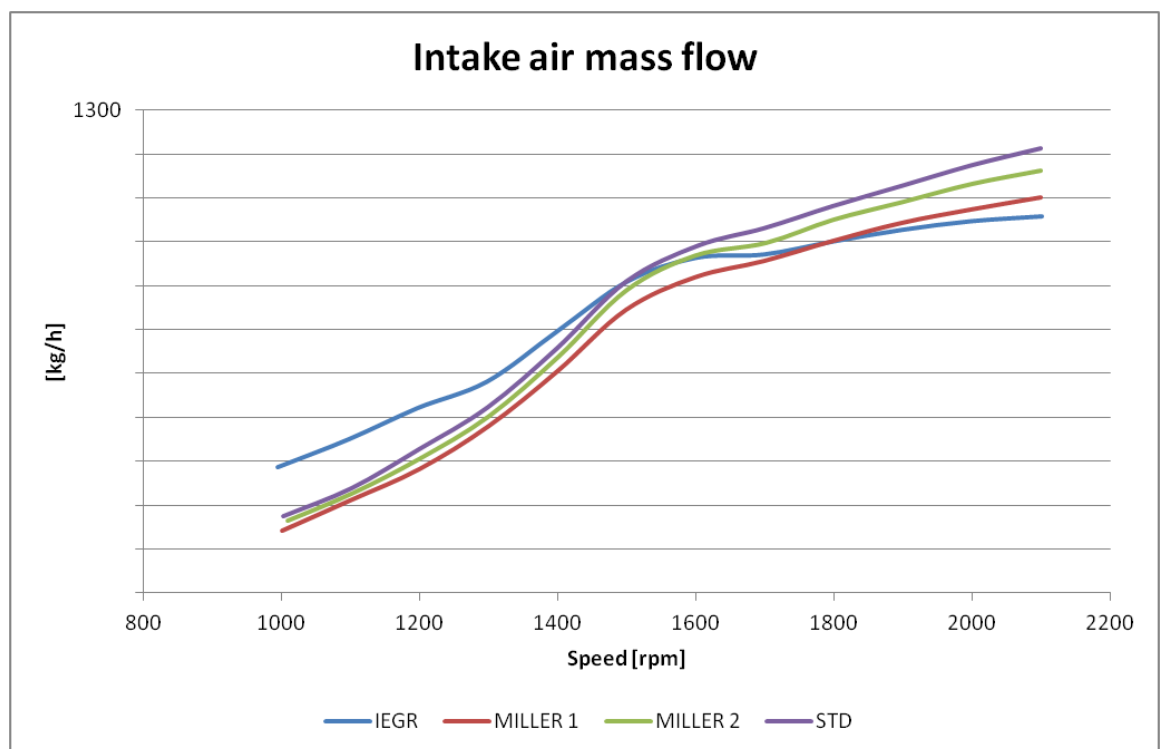
Nokka-akselimuutokset vaikuttavat olennaisesti ahtimen toimintaan, mutta koska testiahdin on varustettu turbiinin ohivirtauskanavalla eli hukkaportilla, ei ahtopaineessa muodostu merkittäviä eroja. Hukkaportin säätö perustuu kalvojousipainekelloon, jolla on ominainen säätökäyränsä. Hukkaportti ei rajaa ahtopainetta tarkasti tiettyyn rajaun, vaan säätää turbiinin ohivirtauskanavan virtausta ahtopaineen funktiona, jolloin turbiiniteho kasvaa pakokaasuenergian kasvaessa nostamalla ahtopainetta hieman. Myös ahtimen kompressorin hyötysuhteen muutos aikaansaa muutoksen ahtopaineessa vaikka hukkaportti pyrkii kompensoimaan näitä muutoksia. Ahtopainetta eri nokka-akseleilla on kuvattu kuviossa 10.



Kuvio 10. Ahtopaine ahtoilman jäähdyttimen jälkeen.

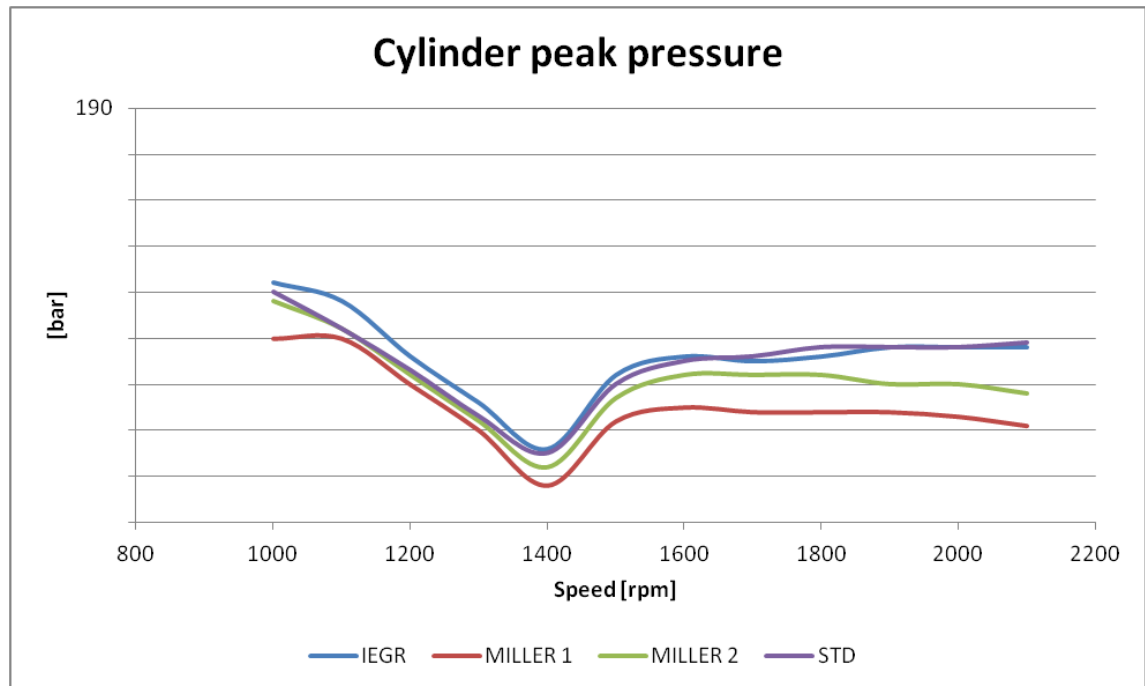
STD-nokka-akselin tapauksessa ahtimen turbiinin hyötysuhde on huonoin korkeilla pyörimisnopeuksilla, koska turbiinin ohivirtaus on suurin suurimman pakokaasun massavirran vuoksi. Tämä näkyy toteutuneessa ahtopaineessa, joka on vertailun alhaisin korkeilla pyörimisnopeuksilla. Pienillä moottorin pyörimisnopeuksilla, Miller-nokka-akseleilla ahtopaine jää verrokkejaan alemmas huonomman volymetrisen hyötysuhteen vuoksi, joka aiheuttaa turbiinitehon alenemisen pienemmän ilmamäärän vuoksi.

Myös imuilman massavirta muuttuu, johtuen volymetrisen hyötysuhteen eroista. Lisäksi korkeilla pyörimisnopeuksilla ja pienillä pyörimisnopeuksilla erisuuruinen ahtopaine saa eroja aikaan imuilman massavirrassa. Imuilman massavirtaa esittävät kuvaajat kuviossa 11.



Kuvio 11. Imuilman massavirta rajamomentilla.

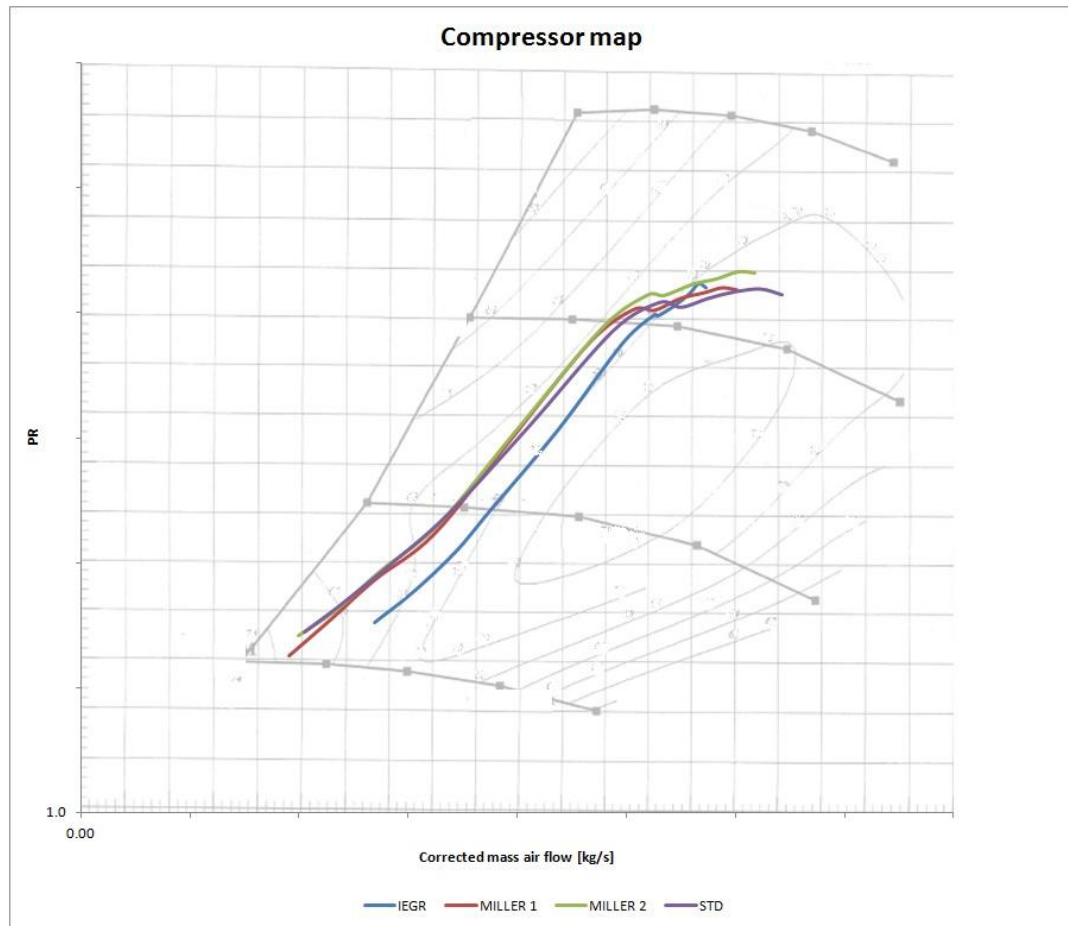
Sylinterin sisäinen huippupaine muuttuu Miller-ajoituksen myötä, puristustyön muutoksen vuoksi. Sylinterin huippupaineita eri nokka-akseleilla on kuvattu kuviossa 12.



Kuvio 12. Sylinterin huippupaine rajamomentilla.

IEGR- ja STD-akseleilla sylinteripaine on samalla tasolla muutoin, paitsi pienillä pyörimisnopeuksilla, jolloin IEGR-akselilla saavutettava korkeampi ahtopaine kasvattaa sylinterin huippupainetta. 1400rpm:n nopeudella näkyvä notko sylinterin huippupaineessa johtuu siitä, että ahtopaine laskee voimakkaasti siirryttäessä 1500rpm:n nopeudelta 1400rpm:n nopeudelle. Palaminen tapahtuu hyvällä hyötysuhteella oikea-aikaisesti ja pienellä syttymisviiveellä ruiskutusparametrien ollessa palamisen kannalta kohtuullisen hyvin optimoituja. Tästä kertoo selkeästi alhaisempi polttoaineen ominaiskulutus, kuin 1500rpm:n nopeudella. 1400rpm:n ruiskutusannos on myös selkeästi pienempi, kuin 1500rpm:n ruiskutusannos. Alle 1400rpm:n nopeuksilla tapahtuva sylinteripaineen nousu johtuu siitä, että palaminen tapahtuu alhaista sylinteripaineen huippuarvoa ajatellen liian nopeasti korkean ruiskutuspaineen ja aikaisen ruiskutusennakon vuoksi. Tähän on jouduttu, jotta pakokaasun lämpötila on saatu säilytettyä riittävän alhaalla pienestä ilmakertoimesta huolimatta. Lisäksi polttoaineen ominaiskulutus on pyritty saamaan mahdollisimman pieneksi.

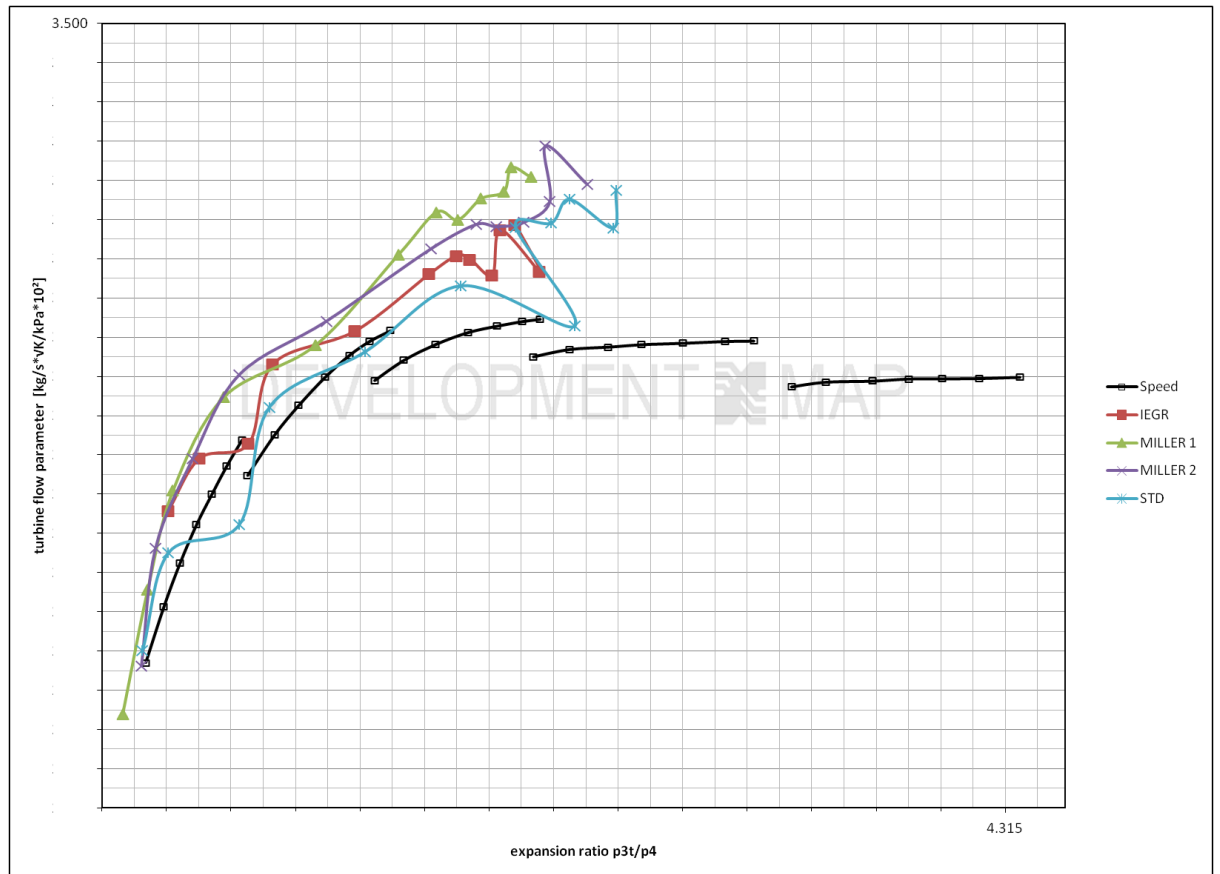
Nokka-akselien muutokset vaikuttavat ahtimen toimintaan muuttuneiden imuilma- ja pakokaasumassavirtojen myötä. Lisäksi pakokaasun lämpötilan muutokset muuttavat turbiinin toimintapistettä. Ahtimen kompressorin toimintapisteen muutosta on kuvattu kuviossa 13.



Kuvio 13. Ahtimen kompressorikartta, muokattu.

Kompressorikartalle piirretyt toimintalinjat kertovat, että ilman pakokaasun takaisin-kierrätyksen mahdollistavaa lisänokkaa joudutaan pienillä kierroksilla lähemmäs kompressorin sakkauslinjaa (vasen reunalinja). Muiden, kuin IEGR-akselin osalta kompressorin toiminnassa ei ole merkittäviä eroja nokka-akselien välillä. Paremman volymetrinen hyötysuhteen korkeilla pyörimisnopeuksilla omaavilla nokka-akseleilla päädytään toimintalinjojen loppupäässä enemmän oikealle, eli lähemmäs kompressorikartan maksimipumppausrajaa. Millään nokka-akselilla ei jouduta vaarallisen lähelle kompressorin sakkaus- tai maksimipumppausrajaa.

Turbiinikartalle (Kuvio 14.) piirretyissä toimintalinjoissa on painemittausten huojunnasta johtuvaa hajontaa, eikä näin ollen toimintalinjoista voi tehdä tarkkoja tulkintoja. Normaalisti mitattujen pisteiden tulisi olla turbiinipyörän kehänopeusviivojen kanssa samalla linjalla niin kauan, kunnes turbiinin ohivirtauskanava alkaa aueta.



Kuvio 14. Ahtimen turbiinikartta, muokattu.

Mitatuista pisteistä voidaan tulkita, että STD-nokka-akselilla joudutaan suurimmille paisuntasuhteille, mikä tarkoittaa korkeampaa pakosarjan painetta. MILLER 2 -akselilla mennään lähes samaan paisuntasuhteeseen, kuin STD-akselilla. IEGR-akselilla turbiinin ohivirtausta on vähiten, koska toimintalinjan loppupiste jää muita alemmas massavirta-parametriasteikolla (pystyakseli). Tämä on seurausta pakokaasun takaisinvirtauksesta.

4.2 Staattinen päästötesti

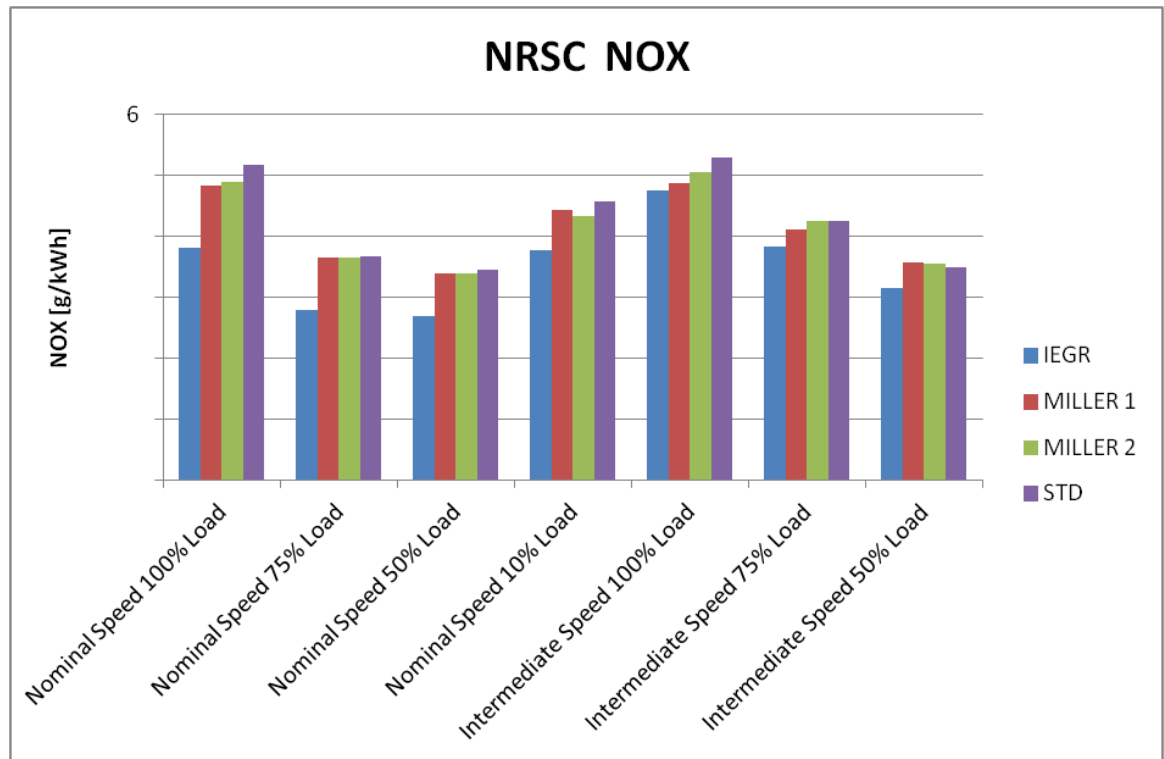
NRSC-emissiosykliässä tärkeimmät päästökomponentit dieselmoottorin kannalta ovat hiukkaspäästö ja typen oksidipäästö. NRSC-emissiosyklin viimeinen piste jätettiin pistekohtaisesta vertailusta pois, koska joutokäynnillä päästökomponenttien mittausta ei ole tarkkaa, eivätkä tulokset ole kyseisen pisteen osalta vertailukelpoisia suuren mittausvaihtelun vuoksi. Virallisissa emissiotestin tuloksissa myös joutokäynnin mittauspiste on mukana, mutta sen painotus on pieni, jolloin sillä ei ole merkittävää vaikutusta syklin lopputulokseen. Koko syklin suhteelliset tulokset on esitetty taulukossa 2.

TAULUKKO 2. NRSC-emissiosyklar tulokset

	IEGR	MILLER 1	MILLER 2	STD
	Fraction			
HC	1.00	0.88	1.01	1.15
NOx	1.00	1.20	1.22	1.25
PT raw (MSS)	1.00	1.42	0.92	0.79
PTC (FSN)	1.00	1.16	0.79	0.70
NOx+HC	1.00	1.17	1.20	1.24
SFC	1.00	1.01	1.01	1.01

NRSC-emissiosyklar tuloksista nähdään, että molemmilla Miller-nokka-akseleilla typen oksidipäästö on suurempi, kuin IEGR-nokka-akselilla. STD-nokka-akselilla NOx-päästö on suurin, ja hiukkaspäästö alhaisin. Hiilivetypäästöissä on hyvin pieni ero, ja mittaustarkeus huomioiden voidaan todeta, että hiilivetypäästöissä ei tapahdu merkittävä muutosta testatuilla nokka-akseleilla. Polttoaineen ominaiskulutuksesta syklin aikana voidaan todeta, että merkittäviä muutoksia ei myöskään ominaiskulutuksessa tapahdu. Kaikilla muilla, kuin IEGR-nokka-akselilla ylitetään Tier 3 -päästötason emissioraja NOx+HC -päästöjen osalta. Lisäksi MILLER 1 -nokka-akselilla ollaan hyvin lähellä emissiorajaa myös hiukkaspäästöissä.

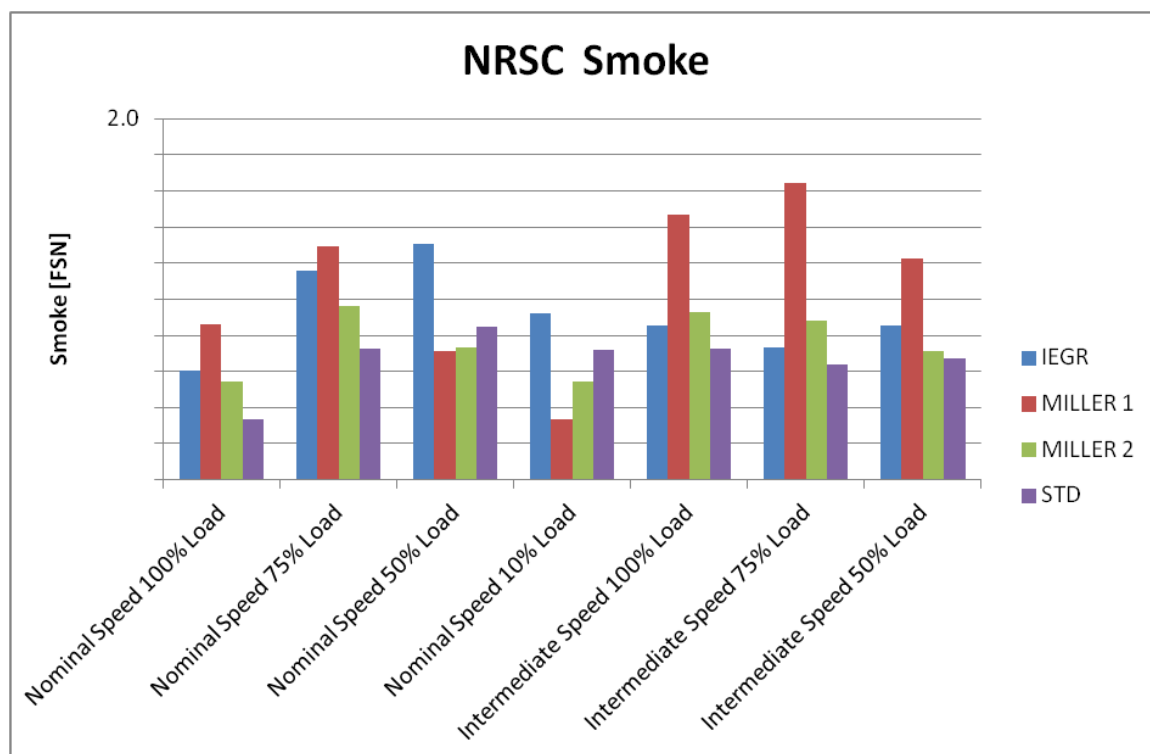
NRSC-päästötestin pistekohtaisia typen oksidipäästöjä on esitelty kuviossa 15. Kuvioista on jätetty joutokäynnin mittaustulos pois, koska kyseinen mittauspiste ei edusta moottorin käytön kannalta olennaista tilannetta.



Kuvio 15. NRSC -emissiosyklin pistekohtaiset NO_x-tulokset.

Moottorin tuottamassa typen oksidipäästössä Miller-nokka-akselilla saavutetaan pienoinen hyöty STD-nokka-akseliin verrattuna suurilla kuormituksilla, jolloin ahtopaine on korkea ja täytöksen paisumisella ennen puristusta saavutetaan merkittävä lämpötilan alenema palamisprosessiin. IEGR-nokka-akselilla saavutetaan suurin hyöty NO_x-päästössä korkealla moottorin pyörimisnopeudella, koska tällöin pakosarjassa vallitseva paine on selkeästi suurempi, kuin imusarjassa vallitseva paine, jolloin pakokaasun takaisinvirtaus palotilaan tehostuu. Miller-nokka-akselien välillä NO_x-päästö eroaa merkittävästi vain korkeilla kuormituksilla, jolloin korkean ahtopaineen vuoksi aikaisemman imuventtiilin sulkeutumisaikajankohdan omaava akseli (MILLER 1) alentaa täytöksen lämpötilaa puristuksen alussa enemmän. Lisäksi kyseisellä nokka-akselilla palamisen ilmakerroin on muita alhaisempi.

Savutus kuvaajista on myös jätetty myös joutokäynnin mittaustulos pois. Savutusta NRSC-syklin mittauspisteissä on kuvattu kuviossa 16.



Kuvio 16. NRSC-emissiosyklin pistekohtaiset savutustulokset.

IEGR-nokka-akselilla savutus on muita nokka-akseleita suurempi korkeilla pyörimisnopeuksilla, sekä alhaisilla kuormituksilla. Tällöin pakosarjassa vallitseva paine on selkeästi imusarjan painetta korkeampi ahtimen kompressorin ja turbiinin huonon hyötysuhteen vuoksi. Suuri pakokaasun takaisinvirtaus palotilaan saa aikaan ilmakertoimen aleneman, joka nostaa savutusta. Aikaisemmin imuventtiilit sulkevalla Miller-nokka-akselilla savutus on korkein suurilla kuormituksilla, ja pienin korkealla pyörimisnopeudella ja pienellä kuormituksella. Tämä johtuu alhaisemmasta ilmakertoimesta suurilla kuormituksilla. Pienillä kuormituksilla imuventtiilien nousukäyrän muutokset vaikuttavat palotilassa vallitsevaan ilman pyörteeseen positiivisesti, parantaen polttoainesuihkun sekoittumista ilmatäytökseen. Tämä johtaa pienempään savutukseen.

4.3 Kuormavastetesti

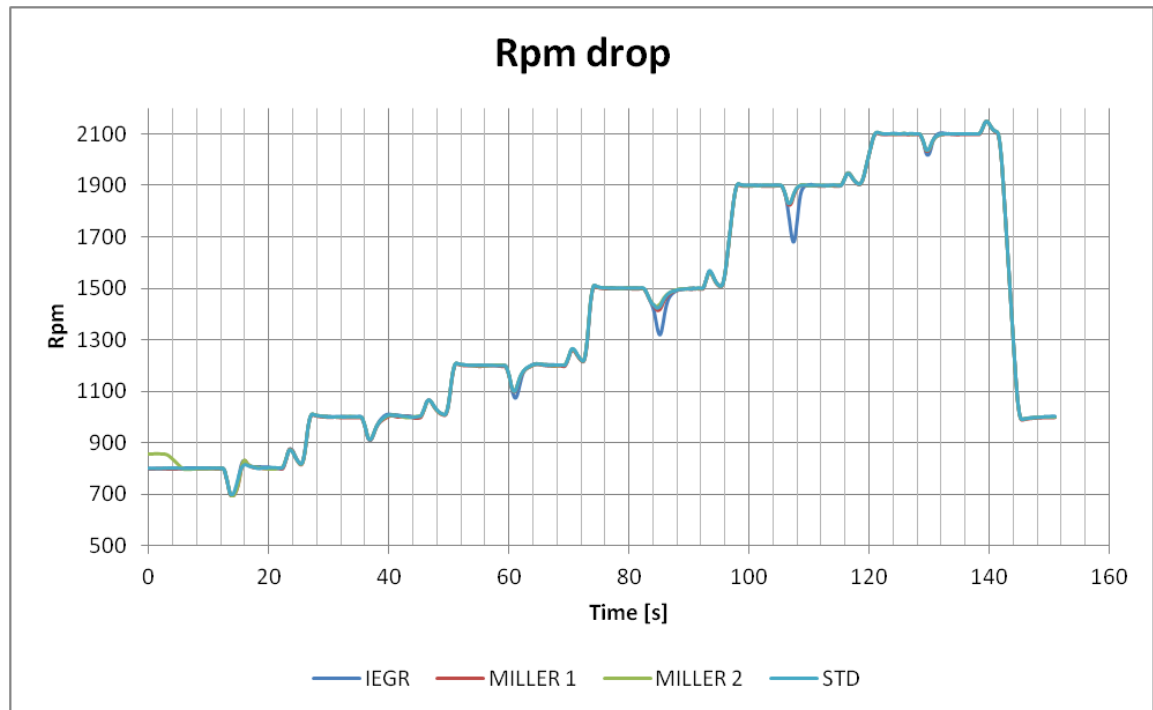
Nokka-akseli vaikuttaa moottorin käyttöön dynaamisissa tilanteissa palamisilmaker-
toimen kautta. Nopeissa kuorman nostoissa moottorin vaste paranee, mitä enemmän
palamisilmaa on saatavilla alkutilanteessa, jolloin imusarjan paine on alhainen.

Kuormavastetestissä moottoria käytettiin hetki ilman kuormitusta, jonka jälkeen kuor-
mitusaste nostettiin nopeasti kohtuullisen suureksi tavoitepyörimisnopeuden pysyessä
vakiona. Tämä toistettiin usealla eri tavoitepyörimisnopeudella. Testausohjelma on esi-
teltty taulukossa 3.

TAULUKKO 3. Kuormavastetestin testausohjelma.

1	800 Rpm/600Nm/ 1s
2	1000 Rpm/ 600Nm/ 1s
3	1200 Rpm/ 700Nm/ 1s
4	1500 Rpm/ 800Nm/ 2s
5	1900 Rpm/ 800Nm/ 1s
6	2100 Rpm/ 700Nm/ 1s

Nopeassa kuorman nostossa moottorin pyörimisnopeus muuttuu hieman, koska moottorin hetkellinen momentintuotto ei riitä pitämään nopeutta vakiona. Palamisilman saataavuudella on suuri vaikutus kuormavasteeseen. Moottorin pyörimisnopeutta testisyklin aikana on kuvattu kuviossa 17.



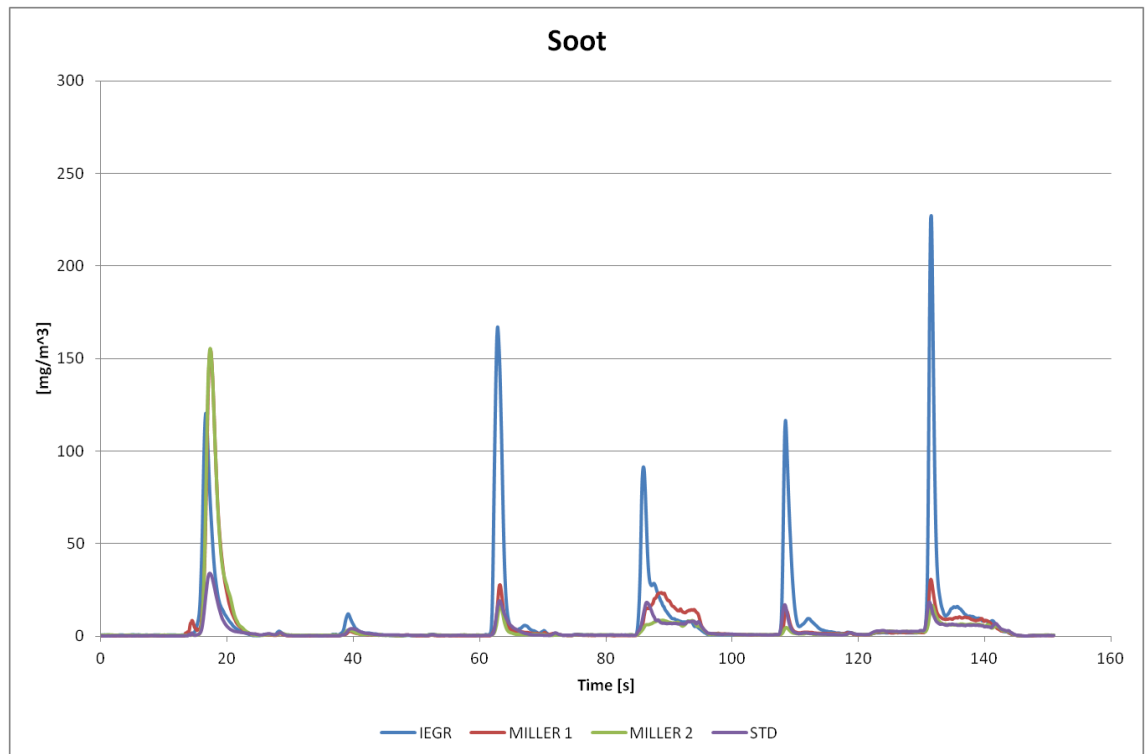
Kuvio 17. Moottorin pyörimisnopeus kuormavastetestin aikana.

Kuorman nosto tehtiin ilman kuormaa tapahtuneen lyhyen stabiloinnin jälkeen kaikilla pyörimisnopeuksilla. Kuviossa 17. kuorman nosto näkyy pyörimisnopeuden "notkahtamisena" tasaisen kohdan jälkeen. Pyörimisnopeuden "piikki" ylöspäin ennen seuraavaan testin tavoitenopeuteen siirtymistä johtuu kuorman poistamisesta, jolloin moottorin nopeussäädin ei kykene pitämään nopeutta tavoitteessaan nopeasta kuorman muutoksesta johtuen.

IEGR-nokka-akselin kuormavaste on matalia pyörimisnopeuksia lukuun ottamatta selvästi muita nokka-akseleita huonompi. Tämä johtuu siitä, että moottorin käydessä ilman kuormitusta kohtuullisella nopeudella ahtimen turbiini kehittää pakosarjaan vastapaineen, joka on imusarjan painetta suurempi. Tämä johtaa pakokaasun takaisinvirtaukseen palotilaan, joka aikaansaa palamisilmakertoimen alentumisen. Moottori ei pysty vastaamaan nopeaan kuorman nostoon, koska palamisilmaa ei ole tarpeeksi ennen, kuin ahdin tuottaa riittävän suurta ahtopainetta. Ahtopaineen nousu ottaa aikansa, koska ahtimen akselilla on jonkin verran hitausmomenttia, eikä pakokaasuenergia kasva riittävän

nopeasti termisen hitauden vuoksi. Lisäksi pakokanavisto ja -putkisto aiheuttavat turbii-
nin kaasuvirtaan pienen viiveen. Muilla nokka-akseleilla ei keskenään ole eroa testatui-
la kuorman nostorampeilla.

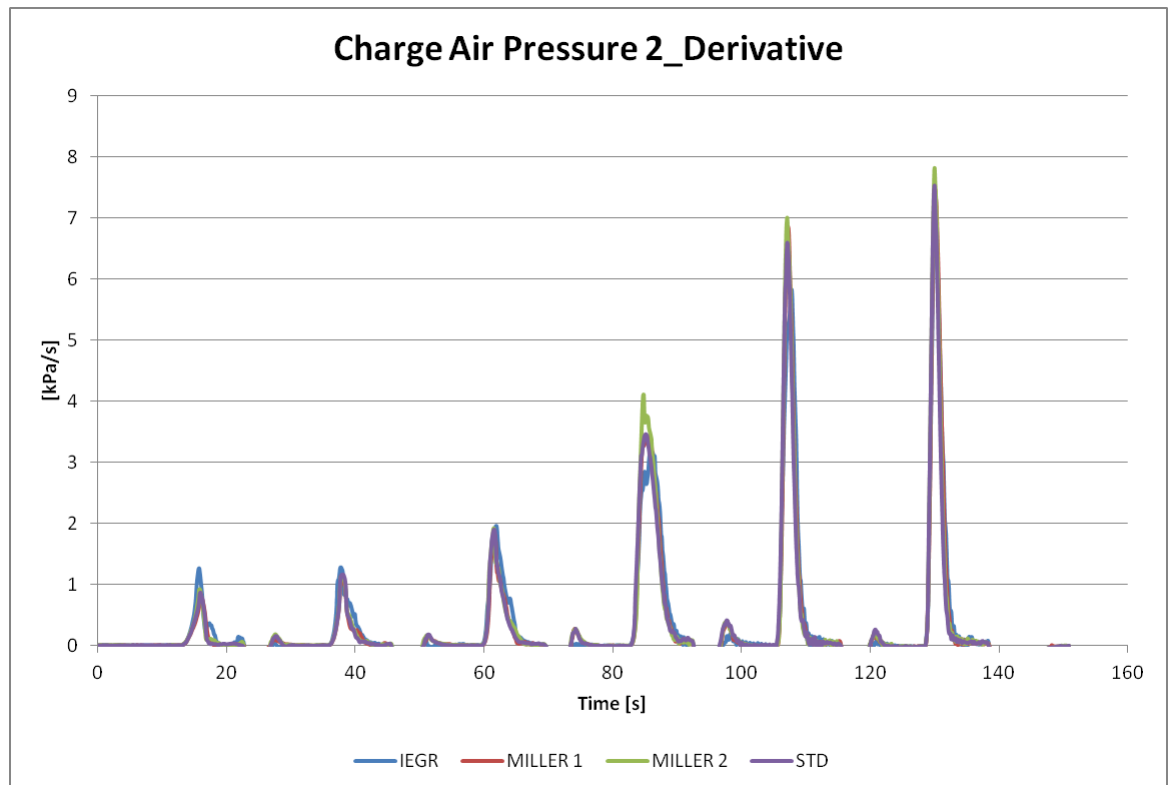
Testisyklin aikana moottorin tuottamaa hiukkaspäästöä mitattiin jatkuvasti. Mitatut
hiukkaspäästökuvaajat on esitetty kuviossa 18.



Kuvio 18. Hiukkaspäästö kuormavastetestin aikana.

Hiukkaspäästöissä on erittäin suuri ero IEGR-nokka-akselin ja muiden vertailun nokka-
akselien välillä. Tämä johtuu palamisilman vähyydestä kuorman noston alussa. Miller-
nokka-akselien hiukkaskuvaajat kulkevat täsmälleen päällekkäin ensimmäisessä kuor-
man nostossa, eikä muissakaan pisteissä ole merkittävää eroa. Hiukkaspäästön eroista
voidaan päätellä, että Miller-ajoituksella varustettujen nokka-akselien kuormavaste on
huomattavasti IEGR-nokka-akselia parempi, lukuun ottamatta 800rpm:n nopeudella
tapahtuvaa kuorman nostoa.

Ahtopaineen nousunopeus kuorman noston aikana on riippuvainen moottorin tuottamasta pakokaasuenergiasta. Ahtopaineen nousu ei varsinaisesti kerro moottorin kuormaan vastaavuutta, mutta se kertoo pakokaasuenergian kehittymisestä kuorman noston aikana, ja koska ahtopaineen nousu on tärkeä asia moottorin kuormaan vastaavuuden kannalta, voidaan ahtopaineen nousunopeutta pitää jonkinlaisena indikaattorina suorituskyvystä. Ahtopaineen nousunopeutta on kuvattu kuviossa 19.

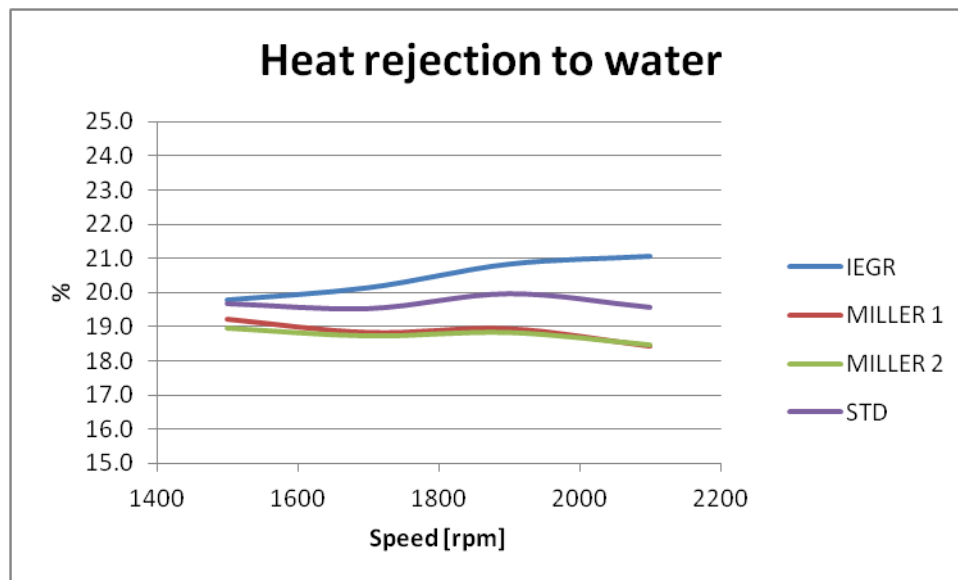


Kuvio 19. Ahtopaineen muutosnopeus syklin aikana.

MILLER 2 -nokka-akselilla ahtopaine nousee muita nopeammin korkeilla moottorin pyörimisnopeuksilla. Teoreettisesti ajatellen MILLER 2 -nokka-akselilla olisi tällöin parempi kuormaan vastaavuus. Moottorin vasteita eri tilanteissa on vaikeaa todentaa dynamometritestauksella. Vasta käytännön testauksella moottorin oikeassa sijoitusympäristössä voidaan todeta kuormavasteen riittävyys.

4.4 Lämpötase

Venttiilien ajoituksen ja nousukäyrän muutokset näkyvät lämpötasetuloksissa. Miller-ajoituksen aiheuttama tehollisen puristussuhteen alenema vaikuttaa lämmön siirtymiseen sylinterin seinämistä, sekä sylinterin kannesta jäähdytysveteen. Tämä selittyy osittain puristuslämpötilan, ja sitä kautta myös palamisen huippulämpötilan alenemisella, jolloin palotilan seinämistä siirtyy vähemmän lämpöä jäähdytysveteen. Lisäksi palotilaan ei virtaa imutahdin aikana kuumaa pakokaasua IEGR-lisänokan puuttuessa, jolloin täytöksen lämpötila on alhaisempi. Tämä johtaa pienempään lämmön johtumiseen palotilan seinämistä. Moottorin jäähdytysveteen tuottamaa suhteellista lämpömäärää on kuvattu kuviossa 20.

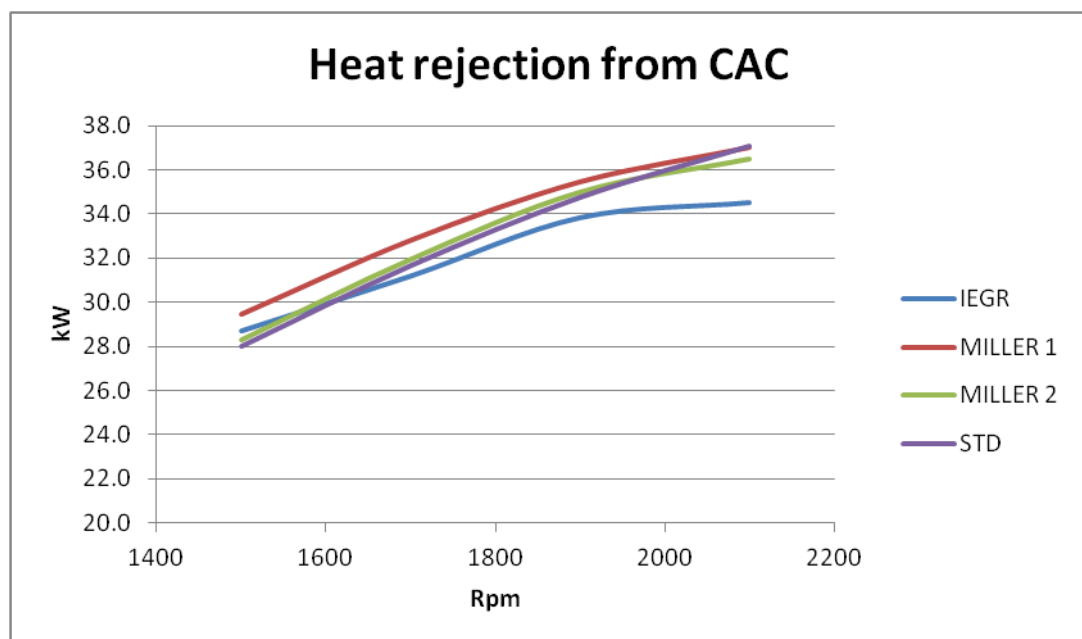


Kuvio 20. Suhteellinen moottoriveden jäähdytysteho

Kuviosta nähdään IEGR-akselin tuottavan suurimman lämpötehon jäähdytysveteen. Jäähdytysveteen menevän suhteellisen lämpömäärän kasvu korkeammilla kierroksilla IEGR-nokka-akselilla selittyy suuremmalla pakokaasun takaisinvirtauksella. Takaisinvirtaus kasvaa, koska pakokaasun paine pakosarjassa kasvaa ahtopainetta suuremmaksi moottorin pyörimisnopeuden kasvaessa. IEGR-lisänokan puuttuessa Miller-akseleista ja STD-akselista tuottavat nämä nokka-akselit lähes yhdensuuntaiset suhteellisen jäähdytystehon kuvaajat. STD-nokka-akselin tapauksessa jäähdytysveteen siirtyy Miller-akseleita enemmän lämpötehoa täytöksen ollessa täydellisempi ja lämpimämpi, joka johtaa suurempaan puristuslämpötilaan, ja sitä kautta myös suurempaan palamislämpötilaan. Tällöin palotilan seinämistä siirtyy suurempi lämpömäärä jäähdytysveteen.

IEGR-nokka-akselia käytettäessä jäähdytysveteen siirtyvä lämpömäärä on suurin siksi, että tuoretta ilmaa virtaa moottorin läpi vähiten pakokaasun takaisinvirtauksen vuoksi. Tällöin myös pakokaasun massavirta on pienin, jolloin pakokaasun mukana siirtyy vähemmän lämpöenergiaa ulos moottorista pakokaasun lämpötilan säilyessä lähes samalla tasolla. Lisäksi ilmatäytöksen lämpötila on suurempi sen sisältämän kuuman pakokaasun vuoksi.

Ahtoilman jäähdyttimen siirtämään lämpötehoon vaikuttavat ahtoilman lämpötila ja ilmamassavirta. Ahtoilman lämpötilaan puolestaan vaikuttaa ilmamassavirran ja kompressorin painesuhteen lisäksi kompressorin hyötysuhde. Ahtoilman jäähdytykseen vaadittua tehoa on kuvattu kuviossa 21.



Kuvio 21. Ahtoilman jäähdytysteho

Testatuilla nokka-akseleilla ahtimen kompressorin hyötysuhteessa ei ole merkittäviä eroja kyseisissä toimintapisteissä painesuhteen säilyessä lähes samana. Suurimmat erot ahtoilman jäähdytyksessä tulevat ilmamassavirroista ja säätötarkkuudesta. Ahtoilman jäähdyttimen jälkeistä ahtoilman lämpötilaa ei pystytty säätämään tarkalleen samalle tasolle kaikilla testatuilla nokka-akseleilla ahtoilman jäähdyttimen jäähdytystehon riittämättömyyden vuoksi. IEGR-nokka-akselilla ahtoilman jäähdytystarve on pienin, koska ilmamassavirta on pienin.

4.5 Transienttipäästötesti

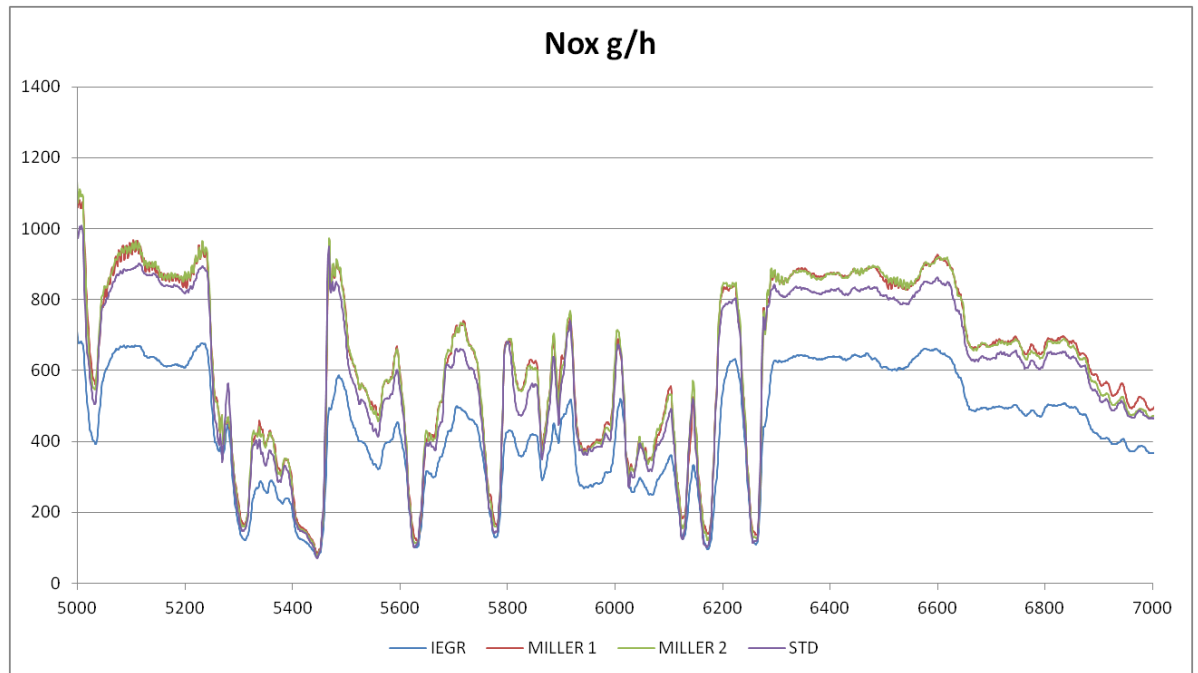
Transientisyklissä vertailtiin moottorin tuottamaa hiukkaspäästöä ja typen oksidipäästöä. Taulukossa 4. on esitelty suhteelliset emissiotulokset syklin yli.

TAULUKKO 4. NRTC-syklin suhteelliset emissiotulokset.

	IEGR	MILLER 1	MILLER 2	STD
PM [Fraction]	1	0.30	0.26	0.40
Nox [Fraction]	1	1.41	1.40	1.33

IEGR-nokka-akseli on tässäkin vertailussa typen oksidipäästön kannalta paras, mutta hiukkaspäästö on moninkertainen muihin nokka-akseleihin verrattuna. Miller-ajoitetut nokka-akselit eivät toimineet typen oksidipäästön kannalta STD-nokka-akselia paremmin, koska NRTC-ajosyklissä ajetaan paljon osakuormalla, ja kuten aiemmin todettiin, eivät Miller-nokka-akselit toimi osakuormalla typen oksidipäästön kannalta hyvin ainakaan käytetyillä ruiskutusparametreilla. Hiukkaspäästöt ovat Miller-akseleilla alhaisemmat, kuin STD-nokka-akselilla. Kuten aiemmin todettiin, Miller-nokka-akselit toimivat hiukkaspäästön kannalta STD-nokka-akselia optimaalisemmin osakuormilla.

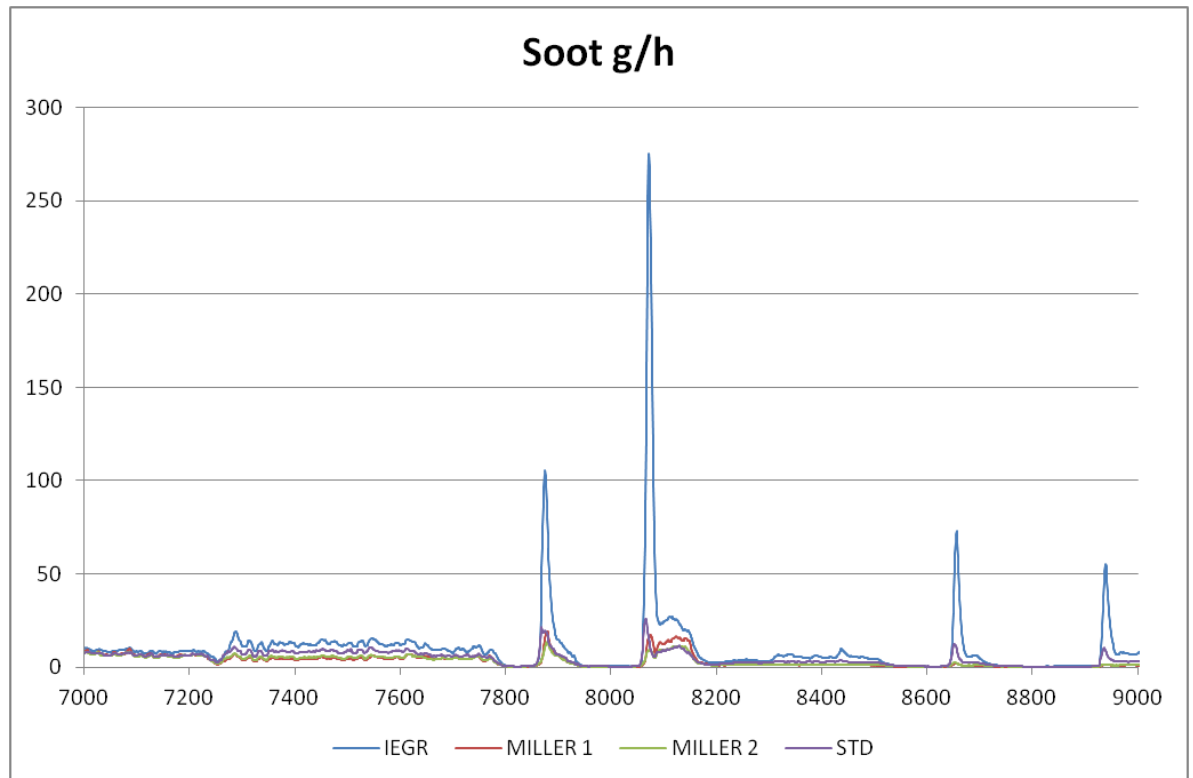
NRTC-sykli on niin pitkä, ettei koko syklin emissiokuvaajia pystytä luettavasti esittämään, joten vertailuun valittiin edustava syklin osa. Moottorin tuottamaa typen oksidipäästöä syklin osassa on kuvattu kuviossa 22.



Kuvio 22. NO_x-päästö NRTC-syklin osassa.

NO_x-kuvaajista nähdään, että IEGR-nokka-akselin NO_x-kuvaaja kulkee tässä syklin osassa jatkuvasti selkeästi muiden akselien kuvaajien alla. Miller-nokka-akseleilla ei ole eroa typen oksidipäästön osalta.

NRTC-syklin aikana tuotettua hiukkaspäästöä mitattiin jatkuvalla massamittauksella. Hiukkaspäästöä valitussa syklin osassa on kuvattu kuviossa 23.



Kuvio 23. Hiukkaspäästö NRTC-syklin osassa.

IEGR-nokka-akseli tuottaa nokihiukkasia paljon nopeissa kiihdytyksissä, ja tämä näkyy erittäin suurina hiukkaspäästöinä NRTC-syklissä. IEGR-akselilla palamisilmakerroin menee erittäin alhaiseksi nopeissa kiihdytyksissä, johtuen pakokaasun takaisinvirtauksesta palotilaan. Ahtimen hitausmomentti korostaa pakokaasun takaisinvirtausta kiihdytyksessä, koska pakosarjan paine kasvaa pakokaasuenergian kasvun myötä, mutta ahtopaine ei kasva yhtä nopeasti. Tällöin painesuhde moottorin imu- ja pakosarjan välillä on erityisen epäedullinen puhtaan täytöksen kannalta.

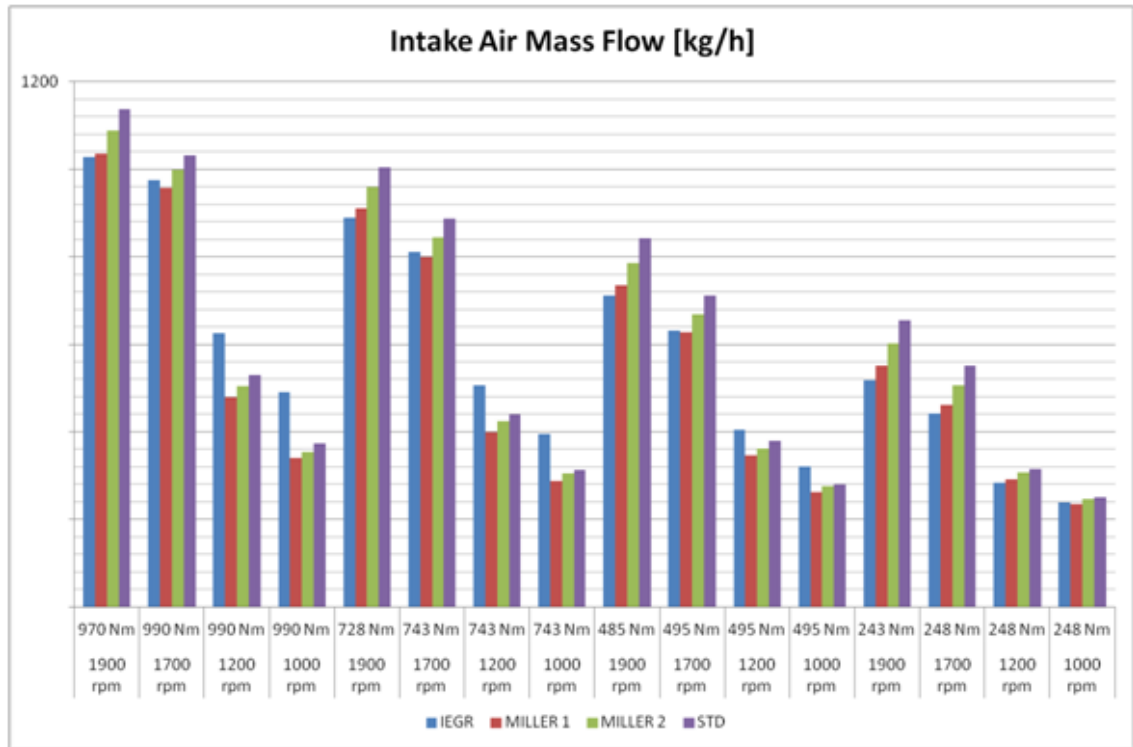
4.6 Lisämittauspisteet

Rajamomenttiajon ja NRSC-emissiotestin lisäksi moottorin toimintaa staattisissa tilanteissa tutkittiin muutamalla lisäpisteellä. Näissä pisteissä mitattiin mm. polttoaineen ominaiskulutusta ja savutusta. Lisäksi tutkittiin sylinteripaineessa tapahtuvia muutoksia sylinteripainekuvaajien avulla. Mittaukset suoritettiin taulukon 5. mukaisissa mittauspisteissä.

TAULUKKO 5. Lisämittauspisteet

Pyörimisnopeus [rpm]	Vääntömomentti [Nm]	Kuormitus [%]
1900	970	100
1700	990	100
1200	990	100
1000	990	100
1900	728	75
1700	743	75
1200	743	75
1000	743	75
1900	485	50
1700	495	50
1200	495	50
1000	495	50
1900	243	25
1700	248	25
1200	248	25
1000	248	25

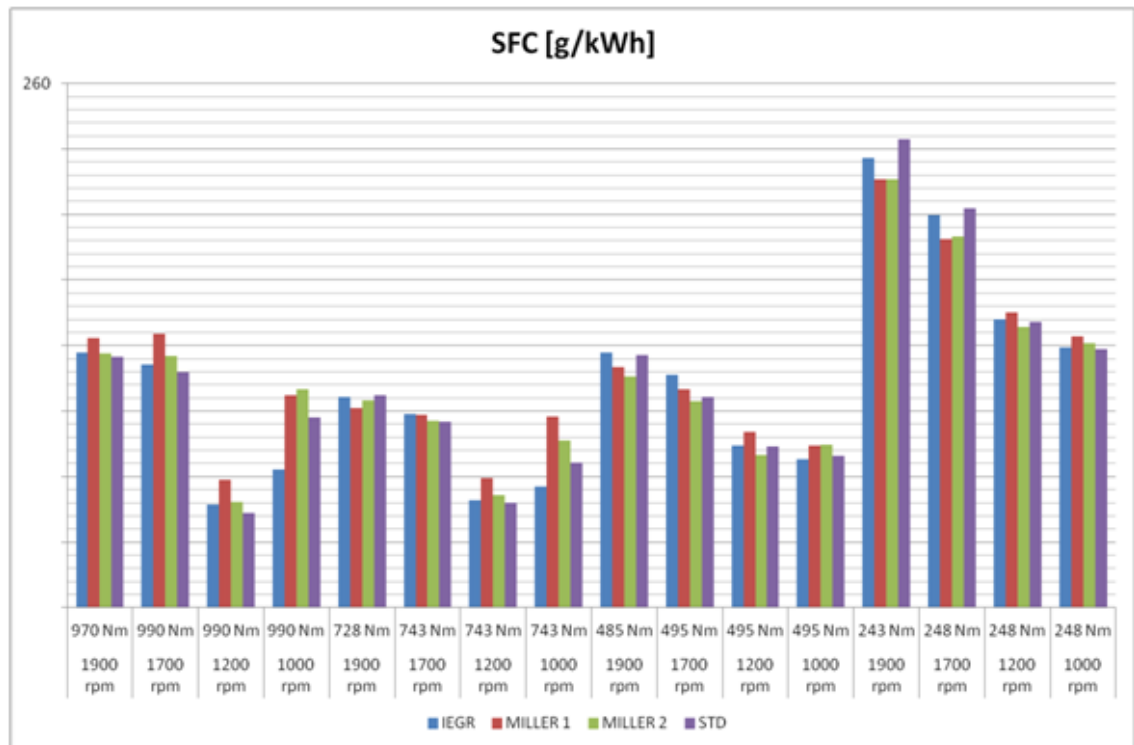
Moottorin imuilman massavirtaa mitattiin lisämittauspisteissä mm. volymetrinen hyötysuhteen ja palamisilmakertoimen laskemiseksi. Tulokset on esitelty kuviossa 24.



Kuvio 24. Imuilman massavirta lisäpisteissä.

IEGR-nokka-akselin imuilman massavirta on korkeilla pyörimisnopeuksilla pienempi, kuin muilla nokka-akseleilla pakokaasun takaisinvirtauksen vuoksi. Pienillä pyörimisnopeuksilla kuormitus vaikuttaa merkittävästi ilmamäärään IEGR-nokka-akselilla. IEGR-nokka-akselilla ahtimen toiminnalla on merkittävä vaikutus ilmamäärään imu- ja pakosarjan välisen painesuhteen kautta. Miller-ajoituksella varustettuja nokka-akseleita ja STD-nokka-akselia verrattaessa ovat erot saman suuruisia kuormituksesta riippumatta. Pyörimisnopeudella on kuitenkin jonkin verran vaikutusta ilmamääräeroihin nokka-akselien välillä. Tämä on seurausta siitä, että Miller-ajituksen vuoksi alentunut imuventtiilin maksiminosto, ja aikainen imuventtiilin sulkeutuminen pienentävät täytöstä korkeilla pyörimisnopeuksilla enemmän, kuin matalilla pyörimisnopeuksilla.

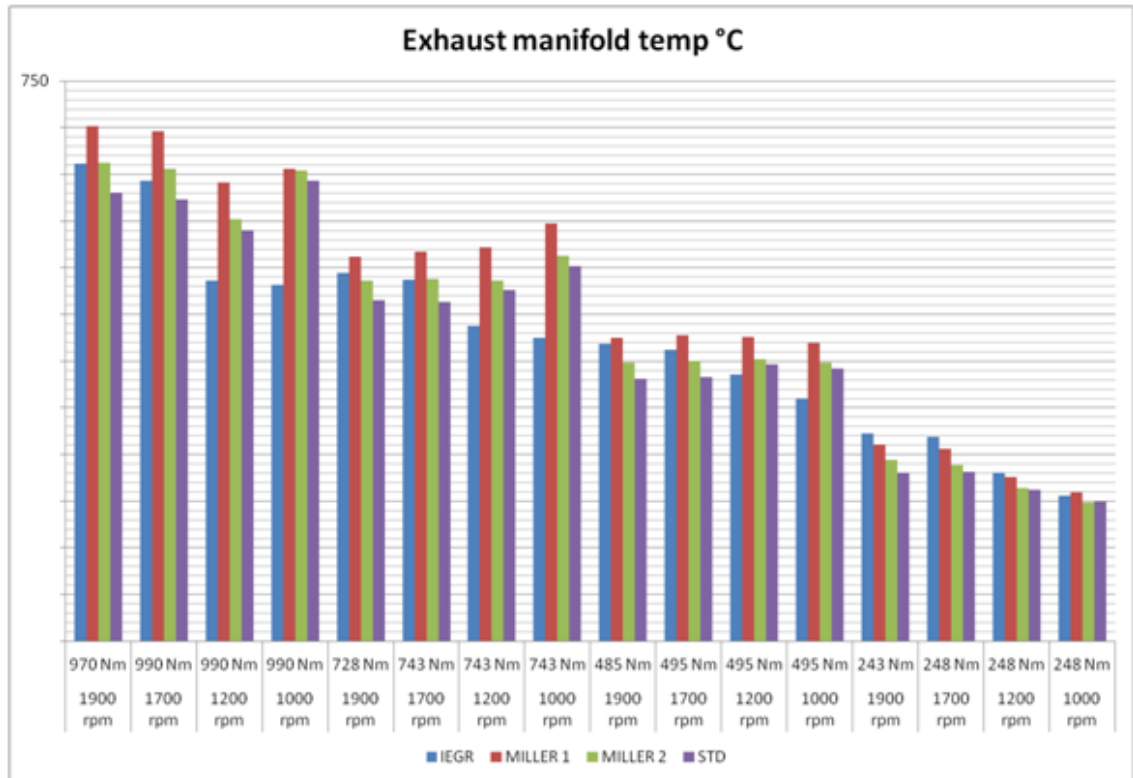
Polttoaineen kulutusta mitattiin samoissa mittauspisteissä, kuin edellä esitetyt imuilman massavirrat. Polttoaineen ominaiskulutukset on esitetty kuviossa 25.



Kuvio 25. Polttoaineen ominaiskulutus lisämittauspisteissä.

Tuloksista nähdään, että IEGR-nokka-akselilla polttoaineen ominaiskulutus kasvaa verrokkejaan suuremmaksi korkeilla pyörimisnopeuksilla ja pienillä kuormituksilla. Täytöksen sisältämän pakokaasun vuoksi palaminen hidastuu, mikä kasvattaa polttoaineen kulutusta suuresta palamisilmakertoimesta huolimatta. Korkeilla pyörimisnopeuksilla ja pienillä kuormituksilla Miller-ajoitettut nokka-akselit ovat STD-nokka-akselia parempia polttoaineen ominaiskulutuksen kannalta. Tämä on seurausta siitä, että ruiskutusparametrit soveltuvat ominaiskulutuksen kannalta Miller-nokka-akseleille paremmin. Lisäksi moottorin pumppaushäviöt pienenevät alentuneen pakosarjan paineen vuoksi pakokaasun ollessa kuumempaa ja pakokaasumassavirran ollessa pienempi, jolloin ahtimen turbiini tuottaa pienemmän vastapaineen. Korkealla kuormituksella polttoaineen ominaiskulutus huononee pienemmän palamisilmakertoimen vuoksi Miller-ajoitetuilla nokka-akseleilla. Lisäksi Miller-ajoituksen aiheuttama puristuslämpötilan alenema hidastaa palamista alentaen hiukan palamisen hyötysuhdetta.

Moottorin tuottaman pakokaasun lämpötilaa mitattiin edellä esitetyissä mittauspisteissä. Mittaustulokset on esitetty kuviossa 26.

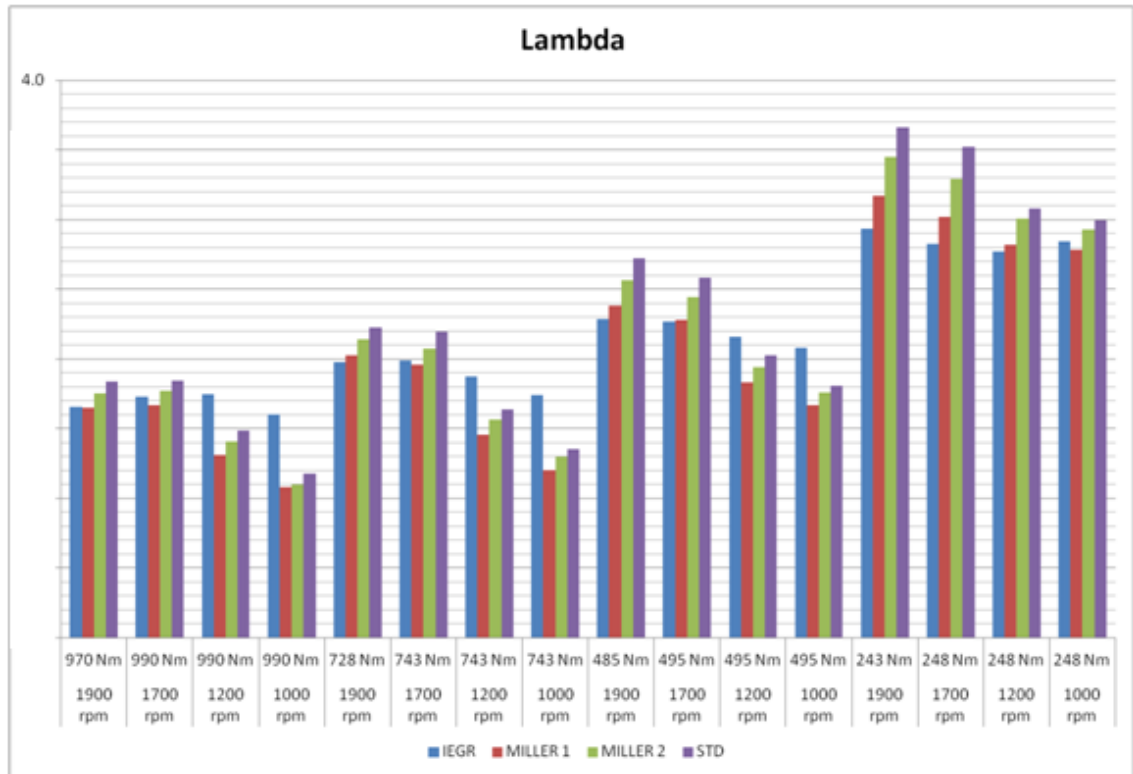


Kuvio 26. Pakokaasun lämpötila pakosarjassa.

Pieniä kuormituksia lukuun ottamatta Miller-ajoitettut nokka-akselit nostavat pakokaasun lämpötilaa selkeästi korkeammalle. Tämä johtuu vertailuakseleita pienemmistä ilmamääristä ja siitä, että palaminen hidastuu puristuslämpötilan ollessa alhaisempi.

IEGR-nokka-akselilla pakokaasun lämpötila kasvaa pienillä kuormituksilla pakokaasun takaisinvirtauksen aiheuttaman pakokaasumassavirran pienentymisen vuoksi. Lisäksi palamisen hyötysuhde heikkenee osan täytöksestä ollessa inerttinen.

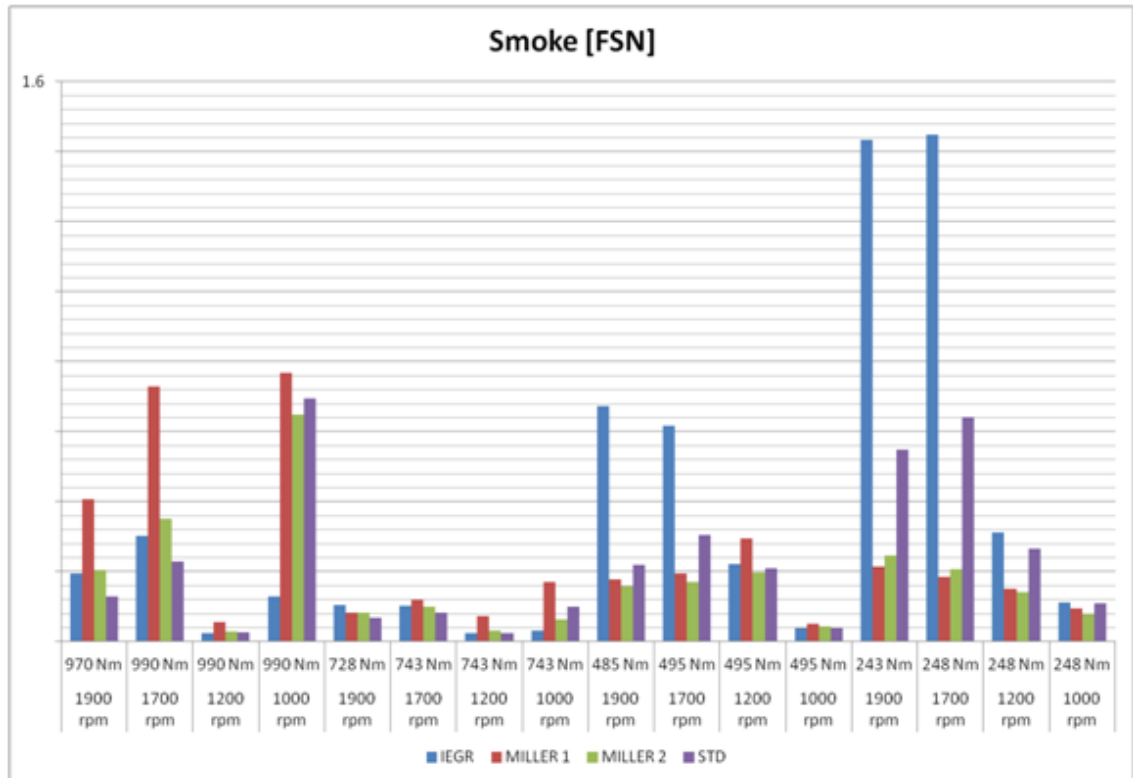
Moottorin imemän imuilman ja mitatun polttoaineen kulutuksen perusteella laskettu palamisilmakerroin on esitelty kuviossa 27.



Kuvio 27. Palamisilmakerroin lisämittauspisteissä.

Palamisilmakerroin kuvaajista nähdään, että korkealla kuormituksella ja pienillä pyörimisnopeuksilla Miller-ajoitetuilla nokka-akseleilla palamisilmakerroin on niin alhainen, että moottori alkaa savuttamaan huomattavasti. Tämä on nähtävissä rajamomenttiajon tuloksista. Kevyellä- ja keskikuormalla, sekä korkeilla pyörimisnopeuksilla palamisilmakerroin on riittävä puhtaalle palamiselle. Palamisilmakerroin kuvaajista nähdään samat nokka-akseli-erät, kuin aiemmin esitetyistä ilmamääräkuvaajista.

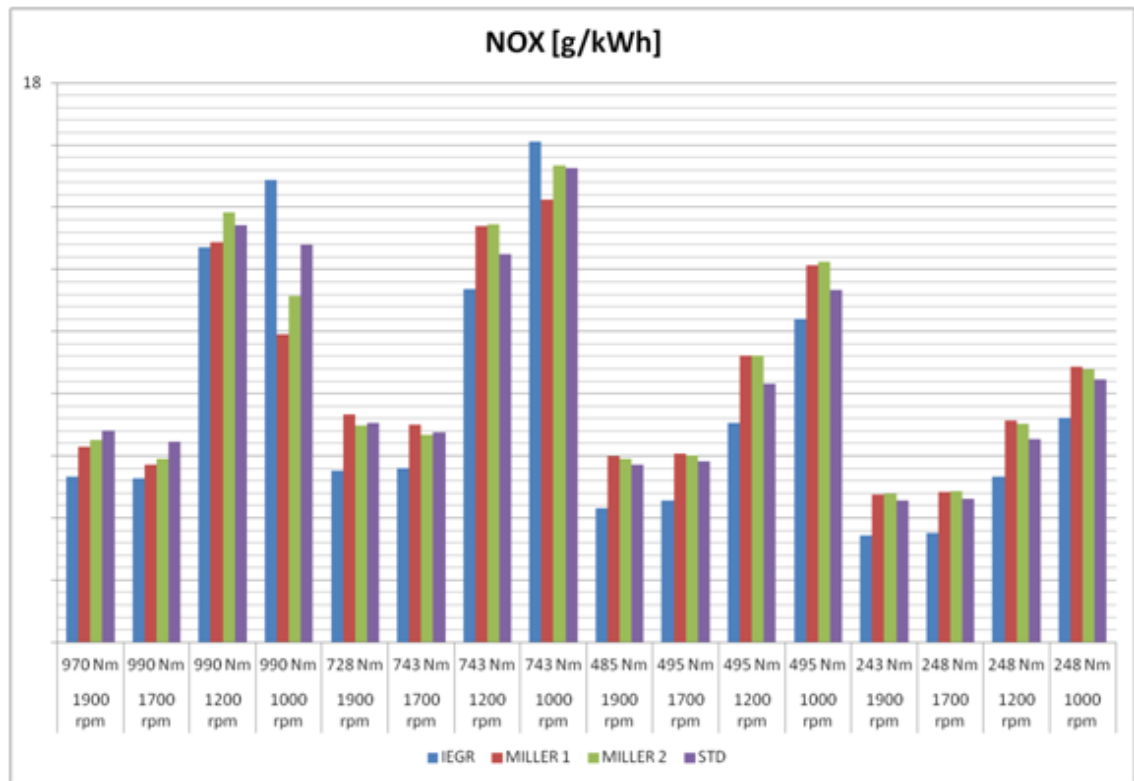
Lisämittauspisteissä mitattiin moottorin savutusta. Savutusmittauksen tulokset on esitetty kuviossa 28.



Kuvio 28. Savutus lisämittauspisteissä.

IEGR-nokka-akselilla savutus kasvaa voimakkaasti kuormituksen alentuessa, vaikka palamisilmakerroin olisi puhtaalle palamisella riittävä. Tämä johtuu typen oksidipäästöä optimoiden säädetyistä ruiskutusparametreista, jotka eivät ole optimaalisia savutuksen kannalta. Korkeilla kuormituksilla Miller-nokka-akseleilla savutus on korkeaa alhaisen palamisilmakerroimen vuoksi. Lisäksi joutokäyntinopeudella myös STD-nokka-akselilla kärsitään palamisilman puutteesta. Pienillä kuormituksilla myös STD-nokka-akselilla savutus on Miller-nokka-akseleita korkeammalla tasolla. Miller-akselien imuventtiilien nousukäyrien vaikutus ilman pyörteilyyn näkyy pienempänä savutuksena pienellä kuormituksella, kuten aiemmin todettiin NRSC-syklin savutustuloksista.

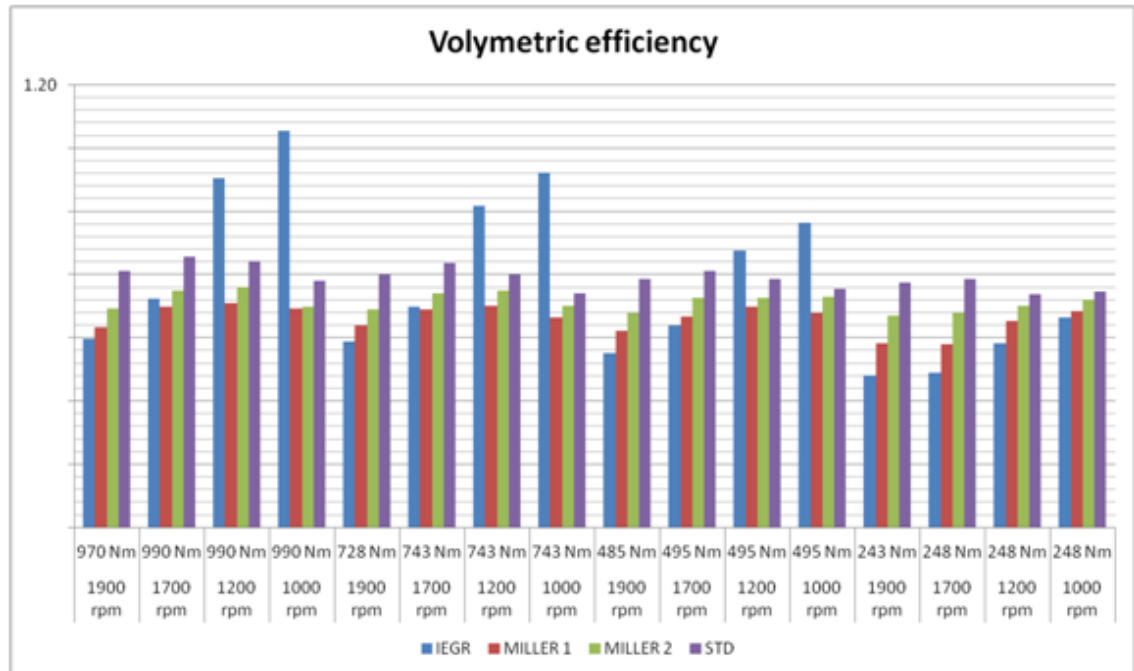
Miller-ajoituksen vaikutusta typen oksidipäästöön muissa, kuin NRSC-syklin mittauspisteissä arvioitiin lisämittauspisteiden perusteella. Lisämittauspisteissä mitatut typen oksidipäästöt on esitetty kuviossa 29.



Kuvio 29. typen oksidipäästö lisämittauspisteissä.

IEGR-nokka-akselilla saavutetaan alhaisin typen oksidipäästö kaikilla testatuilla kuormituksilla ja nopeuksilla lukuun ottamatta joutokäyntinopeutta yhdistettynä korkeaan kuormitukseen. Miller-nokka-akseleilla ei saavuteta STD-nokka-akseliin verrattuna etua typenoksidipäästöissä muualla, kuin täydellä kuormituksella. STD-nokka-akselilla saavutetaan jopa Miller-nokka-akseleita pienempi typen oksidipäästö kevyellä kuormituksella. Tämä johtuu luultavasti alemman puristuslämmön aiheuttamasta syttymisviiveen kasvusta, joka kasvattaa esisekoittuneen palamisen osuutta. Ruiskutusparametrit on optimoitu IEGR-nokka-akselilla, jolloin ne eivät välttämättä ole optimaaliset Miller-ajoituksella varustetuilla nokka-akseleilla.

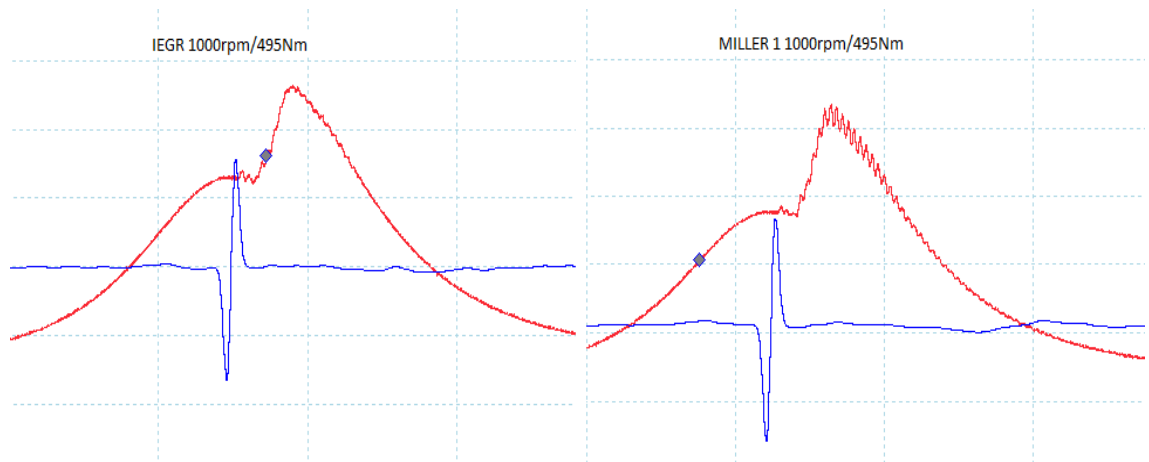
Moottorin imemän imuilmamäärän perusteella laskettiin moottorin volymetrinen hyötysuhde. Mittauspistekohtaiset volymetriset hyötysuhteet on esitetty kuviossa 30.



Kuvio 30. Volymetrinen hyötysuhde lisämittauspisteissä.

Kuten todettua rajamomenttiajon tuloksista IEGR-nokka-akselin volymetrinen hyötysuhde kehittyi erittäin korkeaksi pienillä pyörimisnopeuksilla ja korkeilla kuormituksilla. Pienillä kuormituksilla IEGR-nokka-akselin volymetrinen hyötysuhde alenee merkittävästi, koska imusarjan paine alenee ja pakosarjan paine jää imusarjan painetta korkeammalle tasolle. IEGR-lisänokan puuttuessa vertailun muista nokka-akseleista tuottavat nämä melko tasaisen volymetrisen hyötysuhteen läpi kierrosluku- ja kuormitusalueen. Miller -ajotus aikaansaa selkeästi STD-nokka-akselia huonomman volymetrisen hyötysuhteen, johtuen sylinteritäytöstä ajatellen epäedullisista venttiilin nousukäyristä.

Lisämittauspisteissä tarkasteltiin moottorin sylinteripainekuvaajissa tapahtuvia muutoksia. Vertailuun valittiin muutosta edustava mittauspiste, jossa palamisen muutokset aiheuttivat sylinteripaineeseen epästabiiliutta. Vertailu on esitetty kuvassa 31.



Kuva 31. Sylinteripainekuvaajien vertailu, 1000rpm/495Nm.

Miller-ajoitus aiheutti pienillä pyörimisnopeuksilla palamisen epästabiiliutta. Yllä olevassa kuvassa on samassa toimintapisteessä tallennetut sylinteripainekuvaajat IEGR -ja MILLER 1 -nokka-akseleilla. Oikealla olevassa MILLER 1 -nokka-akselin sylinteripainekuvaajassa näkyy voimakasta painevärähtelyä. Puristuksen loppulämpötilan alentuessa ruiskutetun polttoaineen syttyminen myöhästyy. Tästä seuraa se, että syttymishetkellä palotilassa on enemmän polttoainetta, joka syttymisen jälkeen palaa erittäin nopeasti aiheuttaen sylinteripaineen äkillisen nousun. Sylinteripaineen äkillinen nousu saa palotilassa aikaan resonanssiaallon, joka ilmenee painevärähtelynä. Epästabiili palaminen aiheuttaa moottorille terävän käyntiäänän.

5 YHTEENVETO

IEGR-nokka-akseli toimii staattisissa tilanteissa hyvin, ja sillä päästään hyvin Tier3 -päästötason vaatimuksiin. Sisäisen pakokaasun takaisinkierätyksen ongelma on kuitenkin moottorin imukanaviston likaantuminen ja se, että ahtimen toiminnan muuttuminen vaikuttaa merkittävästi moottorin suorituskykyyn ja emissioihin. Lisäksi sisäinen pakokaasun takaisinkierätykset heikentää moottorin kiihtyvyyttä ja kuormavastetta, ja kasvattaa savutusta transienttitilanteissa.

Miller-nokka-akseleilla on mahdollista päästä esitettyjä tuloksia alhaisempiin NOx-päästöihin ruiskutusparametrien optimoinnilla erityisesti pienillä kuormituksella, mutta Tier 3 -päästötason vaatimukset täyttäviin säätöihin tuskin päästään. NRSC-syklin tuloksissa pisteet 1, 2, 5 ja 6 ovat kriittisiä, koska niistä summautuu suuri osa koko syklin emissioista. Näissä kaikissa pisteissä Miller -akseleilla sekä hiukkaspäästöt, että NOx-päästöt ovat suuremmat, kuin IEGR-nokka-akselilla. Tällöin ruiskutusparametrien säädössä on vähän mahdollisuuksia, koska optimointi toisen emissiokomponentin hyväksi johtaa toisen komponentin kasvuun, eikä kumpikaan emissiokomponentti saisi nousta. Lisäksi polttoainetalous kärsii, mikäli optimointia NOx-päästön hyväksi tehdään pienen kuormituksen pisteissä.

MILLER 1 -nokka-akselilla ei pystytty toteuttamaan haluttua vääntömomenttikäyrää joutokäyntinopeuden osalta, koska palamisilmakerroin on tässä pisteessä liian alhainen. Moottori toteutti 960Nm:n vääntömomentin, mutta moottori savutti tuolloin jo erittäin voimakkaasti. Lisäksi pakokaasun lämpötila pakosarjassa ylitti paikoitellen suositusrajan (700 astetta). MILLER 1 -nokka-akselilla ei päästy riittävän alhaiseen NOx-päästöön NRSC-testissä. Lisäksi hiukkaspäästö on juuri emissiorajalla.

MILLER 2 -nokka-akselilla haluttu vääntömomenttikäyrä toteutui, mutta NOx-päästöt NRSC -testissä olivat yli sallitun. Tällä nokka-akselilla voisi olla mahdollista saada ruiskutusparametrien optimoinnilla NOx-päästö emissiorajan alle, mutta polttoaineen ominaiskulutus kärsisi merkittävästi IEGR-nokka-akseliin verrattuna. Lisäksi hiukkaspäästöissä jouduttaisiin todella lähelle emissiorajaa.

Miller-ajoitus alensi NO_x-päästöä selvästi STD-nokka-akselin tasolta, joten puristustyön alenemisella on selkeä vaikutus NO_x-päästöön. Miller-nokka-akselien NO_x-alennuskyky ei kuitenkaan ole lähellekään yhtä hyvä, kuin IEGR-nokka-akselilla. Pakokaasun inerttisuuden, sekä pakokaasun suuren ominaislämpökapasiteetin tuoma etu tyypen oksidipäästön kannalta osoittautui tehokkaammaksi, kuin Miller-akseleilla saavutettava täytöksen, sekä puristuslämpötilan alenema.

Miller-ajoituksen yhteydessä tulisi olla säädettävä imuventtiilien ajoitus, jotta täytöstä voitaisiin säätää tilanteen mukaan sopivaksi.

LÄHTEET

ATZ online, Miller Valve Timing for Future Commercial Diesel Engines. 11/2015. Luettu 26.11.2015

<http://www.atzonline.com/Artikel/3/18259/Miller-Valve-Timing-for-Future-Commercial-Diesel-Engines.html>

Automotive Handbook 8th Edition. 2011. Saksa: Robert Bosch GmbH

ECOpint Inc: Emission Standards. Luettu 18.11.2015.

<https://www.dieselnet.com/standards/eu/nonroad.php#s3>

ECOpint Inc: Test Cycles. Luettu 18.11.2015.

<https://www.dieselnet.com/standards/cycles/iso8178.php>

Mollenhauer, K. & Tschoeke, H. 2010. Handbook of diesel engines. Saksa: Springer-Verlag.

Vallinmäki, M. Kehitysinsinööri. 2015. Haastattelu 20.11.2015. Haastattelija Harju, J. Linnavuori.

Xin, Q. 2011. Diesel engine system design. Iso-Britannia: Woodhead Publishing Limited.