

Juho Repo

Työkonedieselmoottorin Stage 3A -peruskehityssäätö

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Auto- ja kuljetustekniikka

Insinööriytyö

29.4.2015

Tiivistelmä

Tekijä(t) Otsikko	Juho Repo Työkonedieselmoottorin Stage 3A -peruskehityssäättö
Sivumäärä Aika	28 sivua 29.4.2015
Tutkinto	Insinööri (AMK)
Koulutusohjelma	Auto- ja kuljetustekniikka
Suuntautumisvaihtoehto	Tuotetekniikka
Ohjaaja(t)	Lehtori Heikki Parviainen Vanhempi kehitysinsinööri Tomi Virola, AGCO Power Oy
<p>Tämän insinööriytyön tarkoituksena oli suorittaa AGCO Power 74AWF työkonedieselmoottorille Stage 3A -päästötason täyttävä palotapahtuman ja päästöjen peruskehityssäättö. Osana peruskehitystä on myös suoraan moottorin suorituskykyyn ja päästöihin vaikuttavien komponenttinvaihtoehtojen, kuten nokka-akselien ja pakokaasuohjaimien, testaus. Kyseisen peruskehityssäädön tulee täyttää normien määrittämät päästörajat, sekä yrityksen tälle moottorimallille määrittämät polttoaineenkulutus ja tehotavoitteet. Peruskehitysvaiheessa tehtyjä mittauksia ja säätöjä käytetään pohjana myöhemmin tehtäville asiakaskohtaisille moottorisäädöille.</p> <p>Työ suoritettiin AGCO Power Oy:n tuotekehitysosaston moottorilaboratoriossa, hyödyntäen monipuolisesti nykyaikaisia emissiomittalaitteita ja moottorinohjausteknologiaa. Säättötyön ohessa moottorille suoritettiin myös lämpöasemittauksia, joilla tutkitaan moottorin hyötysuhdetta ja lämmöntuottoa. Asiakkaat käyttävät lämpöasemittauksista saatuja tuloksia ajoneuvosuunnittelussa mm. moottoriveden jäähdyttimen ja ahtoilman jäähdyttimen mitoituksessa.</p> <p>Lopputuloksena saatiin tehtyä kaikki yrityksen ja päästömääräysten vaatimukset täyttävä peruskehityssäättö, jonka pohjalta voidaan tulevaisuudessa tehdä hyvin toimivia asiakaskohtaisia moottorisäätöjä. Onnistuneiden lämpöasemittausten avulla asiakkaille saatiin arvokasta mittausdataa, joka helpottaa vaativaa työtä ajoneuvon ja jäähdytinpaketin suunnittelussa.</p>	
Avainsanat	Työkonemoottori, diesel, päästöt, lämpötase

Abstract

Author(s) Title Number of Pages Date	Juho Repo Stage 3A Basic Engine Calibration for an Off-highway Diesel Engine 28 pages 29 April 2015
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Automotive and Transport Engineering
Specialisation option	Automotive Design Engineering
Instructor(s)	Heikki Parviainen, Senior Lecturer Tomi Virola, Senior Development Engineer, AGCO Power Inc.
<p>The purpose of this thesis was to carry out a basic engine calibration that meets Stage 3A -emission regulations for an AGCO Power 74AWF off-highway diesel engine. Part of the basic engineering phase was to test the components, such as camshafts and turbochargers, which directly affect the engine's performance and emissions. The basic engine calibration has to meet the emission regulations as well as fuel consumption and power output targets set by the manufacturer. Calibrations and measurements carried out during the basic engineering phase will later be used as a basis for customer application calibrations.</p> <p>The calibration work was carried out in the engine laboratory of AGCO Power Inc. R&D department, utilizing modern emission testing equipment and engine management technology diversely. Heat rejection measurements were also carried out along with the engine calibration to determine the engine's operating efficiency and production of heat energy. Customers use the results from heat rejection measurements in designing the vehicle's cooling system and charge air cooler.</p> <p>As an end result, a basic engine calibration meeting all the requirements of the company and emission regulations was created and it can be used as a basis for properly working customer application calibrations in the future. With the help of successful heat rejection measurements valuable measurement data that will help in the demanding design work of the vehicle and the cooling package were generated for the customers.</p>	
Keywords	Off-highway engine, diesel, emissions, heat rejection

Sisällys

1	Johdanto	1
1.1	Työn tarve ja tavoitteet	1
1.2	Yritysesittely	2
2	Päästönormit	5
3	Dieselmoottorin päästöt ja niiden alentaminen	7
3.1	Typenoksidit	7
3.2	Partikkelit	8
3.3	Hiilivedyt	9
3.4	Hiilimonoksidi	9
4	Moottorin säätäminen ja päästöjen mittaaminen	10
4.1	Säätötavoitteet	10
4.2	Säädettävät parametrit	11
4.3	Mittausjärjestelyt	12
4.4	Emissiotestaus ja moottorikalibroinnit	15
4.4.1	Stage 3B -nokka-akseli ja Borg Warner WG -turboahdin	15
4.4.2	Stage 3B -nokka-akseli ja CZ- suora turboahdin	18
4.4.3	Stage 3A -iEGR-nokka-akseli ja Borg Warner WG -turboahdin	19
4.5	Rajamomentti	21
5	Lämpötasemittaus	24
5.1	Mittaustarve	24
5.2	Mittausjärjestelyt	25
5.3	Lämpötasemittaus 3B-nokka-akselilla	27
5.4	Lämpötasemittaus 3A-nokka-akselilla	27
5.5	Tuloksien tarkastelu	28
	Lähteet	29

1 Johdanto

Työ tehtiin työkonemoottoreita, varavoimaloita, hammaspyöriä ja vaihteistokomponentteja valmistavan AGCO Power Oy:n toimeksiannosta yrityksen tarpeeseen vastata kehittyvillä markkinoilla käyttöön otettavaan Stage 3A -päästötasoon. AGCO Power Oy on valmistanut kyseisen päästötason täyttäviä moottoreita EPA (USA)- ja EU-markkinoille, mutta kaikkia aiemmin käytettyjä komponentteja ei ole enää saatavilla tavarantoimittajilta. Tästä syystä Stage 3A -vaiheen moottorit on suunniteltava uudelleen nykyisin saatavilla olevilla komponenteilla kuitenkin hyödyntäen mahdollisimman paljon jo tuotannossa olevia osia.

1.1 Työn tarve ja tavoitteet

Insinööriyön tavoitteena oli suorittaa 7,4 l:n pakokaasuahdetulle Common Rail -tekniikkaan perustuvalla suorasuihkutteiselle työkoneen dieselmoottorille päästönormit ja yrityksen asettamat suorituskykytavoitteet täyttävä peruskehityssäättö, jonka pohjalta tehtäisiin myöhemmin asiakaskohtaiset moottorisäädöt. Peruskehitysvaiheeseen liittyy myös eri komponenttinvaihtoehtojen testaus ja sen tutkiminen kuinka ne vaikuttavat moottorin suorituskykyyn ja päästöihin. Moottorin suorituskykyyn vaikuttavat komponentit muuttavat myös olennaisesti hukkalämmön tuottoa ja moottorin hyötysuhdetta, minkä takia moottorille suoritettiin myös kaksi lämpötasemittauksia. Lämpötasemittauksella saadaan määriteltyä moottorin jäähdytystarve, joka on yrityksen asiakkaille olennainen tieto ajoneuvosuunnittelun kannalta.

Moottori, jolle säätötyö suoritettiin, perustui yrityksen Stage 3B -päästövaiheen moottoriin. 3A -vaiheessa typenoksidipäästöjen alennus perustuu pääasiassa moottorisäätöön ja pakokaasun sisäiseen uudelleen kierrätykseen, kun taas 3B -vaiheessa käytetään Selective Catalytic Reduction –tekniikkaa (selektiivinen katalyyttinen pelkistys).

Suurimpina eroina aikaisemmin Stage 3A -vaiheessa käytettyihin ratkaisuihin olivat pakokaasuahdin, nokka-akseli ja korkeamman ruiskutuspaineen mahdollistava polttoainejärjestelmä. 3B-vaiheessa käytetyt ruiskutussuuttimet ovat tuotoltaan pienemmät kuin aiemmin 3A-vaiheessa, johtuen korkeammasta ruiskutuspainesta. Pakokaasuahdin on Borg Warnerin hukkaportilla varustettu malli, kun aiemmassa 3A-vaiheessa

käytettiin ns. suoraa ahdinta ilman hukkaporttia. 3B-nokka-akselissa ei ole aiemmin 3A-vaiheessa käytettyä sisäisen pakokaasun uudelleenkierrätyksen mahdollistavaa lisänokkaa imuventtiileille.

3B-vaiheen osien käytöstä johtuvat ennalta odotetut ongelmat liittyivät lähinnä suuttimien pienempään tuottoon ja nokka-akseliin. Stage 3A -vaiheen moottorisäädössä joudutaan yleensä alentamaan polttoaineen ruiskutuspainetta, jolloin suuttimien aukioloaika pitenee. Mikäli polttoaineen ruiskutusmäärä joudutaan myös lisäämään merkittävästi, saattaa suuttimen aukioloaika kasvaa niin suureksi, että mahdollisia apuruiskutuksia ei ehditä suorittamaan ja moottorin käytös muuttuu muutenkin epästabiiliksi ruiskutustapahtuman epätäsmällisyydestä johtuen. Stage 3B -vaiheen suuttimilla ruiskutusaika on jo luonnostaan pidempi pienemmän tuoton vuoksi. Suuttimien valmistaja on määritellyt suutinmalleille maksimiaukioloajan jota ei saa ylittää. Nyt käytettäville suuttimille kyseinen raja on 4000 μ s; tavoitteena oli kuitenkin pitää vähintään 200 – 300 μ s:n marginaali tähän arvoon.

Ongelmien välttämiseksi suuttimen aukioloaikaa tarkkailtiin säädön aikana moottorinohjaimen mittakanavasta. Tutkittiin myös, onnistuuko päästönormien täyttäminen ilman pakokaasun uudelleenkierrätystä Stage 3B -vaiheen nokka-akselilla, jolla typenoksideita muodostuu palotapahtuman aikana enemmän.

1.2 Yritysesittely

AGCO Power Oy kuuluu amerikkalaiseen AGCO-konserniin. AGCO on maailman kolmanneksi suurin maatalouskoneiden ja -laitteiden valmistaja. Suomessa konsernin omistuksessa on AGCO Power Oy ja Suolahdessa sijaitseva Valtra Oy. AGCO:n päätuotemerkit ovat Valtra Suomessa, Massey Ferguson Ranskassa, Fendt Saksassa ja amerikkalainen Challenger. AGCO-konsernilla on toimintaa jälleenmyyjät mukaan lukien 140 maassa ja henkilöstöä maailmanlaajuisesti runsaat 20 000 henkilöä.

Linnavuoren moottoritehdas on perustettu 1943, jolloin se valmisti komponentteja lentokonemoottoriin. Sodan jälkeen tehdas valmisti sotakorvauksena lisenssillä Atlas-Copco -paineilmakompressoreita ja June-Munktell -moottoreita. Vuonna 1946 alettiin valmistaa dieselmoottoreita maatalouskoneisiin, vetureihin ja varavoimalakäyttöön,

sekä pientuotantona mm. Vire-venemoottoreita ja Rapidex-palopumppuja. Lisäksi valmistettiin Burmeister & Wain -laivadieseleitä. Linnavuoressa aloitettiin hammaspyörien valmistus oman tehtaan käyttöön. Koska 50-luvulla ei löytynyt työstökonevalmistajia, jotka olisivat voineet toimittaa tuotannossa tarvittavia tehtaan käyttöön sopivia työstökoneita, päätettiin perustaa tehtaalle oma työstökoneosasto, josta on saanut alkunsa nykyinen Fastems Oy. Tehtaan päätuotteisiin ovat pitkään kuuluneet moottorit, hammaspyörät ja aggregaatit.

Tehdas tunnettiin pitkään Valmet Oy:nä mutta 1990 -luvun puolivälissä tehdas myytiin Sisu Autolle ja työstökoneiden valmistus siirtyi Mercantile Fastems Oy:n omistukseen ja lentomoottoriosasto Patrialle. Tehtaan uudeksi nimeksi tuli Sisu Diesel Oy ja samaten moottoreiden tuotemerkkinä oli SisuDiesel. Tehdas myytiin 90-luvun lopulla Partek Oy:lle ja sen jälkeen Kone Oy:lle, joka lopulta myi tehtaan AGCOlle vuonna 2004. Tehtaan nimeksi tuli AGCO Sisu Power Oy. Sisu jätettiin firman sekä tuotteen nimestä pois 2012 kesäkuussa, ja nykyään nimi on AGCO Power Oy.

Heti tehtaan siirryttyä AGCO:n omistukseen tehtiin mm. moottorikokoonpanossa suuria muutoksia. Ennen yksi ihminen kokosi moottorin kokonaan alusta loppuun, ja tämä vaati moottoriasentajilta laajaa moottorituntemusta. Ensi töikseen AGCO investoi miljoonia euroja moottorikokoonpanoprosessiin, ja kokoonpano muuttui kokonaan vaihe-työksi. Tämä on nopeuttanut moottorien läpimenoa kokoonpanossa ja helpottanut henkilöstön rekrytointia, koska nyt kokoonpanovaiheet voidaan opettaa yksittäin vaikka alan vaihtajalle, jolla ei ole moottorituntemusta entuudestaan.

Nykyään Linnavuoressa työskentelee n. 860 henkilöä yli 10 hehtaarin alueella. AGCO Power on muutaman viime vuoden aikana laajentanut toimintaansa. Tehtaalle valmistui keväällä 2013 uusi runsaan 6000 m²:n moottorikokoonpanohalli, jossa on tarkoitus tulevaisuudessa koota suuren kokoluokan moottoreita. Laajennuksen myötä tehtaan henkilöstömäärä kasvoi runsaalla 100 henkilöllä.

Aggregaatteja ja varavoimalaitteita valmistetaan Tampereen läheisyydessä Tesomalla toimivassa GenPowex-yksikössä.

Nykyisin AGCO Power valmistaa moottoreita kokoluokassa 3,3 - 16,8 l, teholuokissa 50 - 650 hv. Näiden käyttökohteita ovat mm. traktorit, puimurit sekä muut maataloustyökoneet. Vuonna 2013 moottoreita valmistettiin n. 35 000 kpl.

Hammaspyöriä tehtaalla valmistetaan vuosittain noin miljoona kappaletta. Näin ollen tehdas on pienien hammaspyörien valmistajana Suomen suurin. Hammaspyörävalmistus on pitkälle automatisoitu. Tehdas valmistaa hammaspyöriä mm. erilaisiin vaihteistoihin ja moottorien jakopäihin. (The 50 first years of Valmet diesel engines, 2007.)

2 Päästönormit

EU ja EPA -alueille sovelletaan työkonemoottoreille eri päästöluokkia, mutta eri luokkien päästöraajat ovat suoraan vertailukelpoisia keskenään. Alla olevasta taulukosta selviää toisiaan vastaavat päästöluokat.

Taulukko 1. Päästöluokat (Emission Standards 2014).

EPA (USA)	EU
Tier 3	Stage 3A
Tier 4 Interim	Stage 3B
Tier 4 Final	Stage 4

Sovellettava päästöraja riippuu moottorin ilmoitetusta tehosta. Stage 3A -vaiheessa käytetään valmistajan moottorille ilmoittamaa nimellistehoa. Myöhemmissä päästövaiheissa on siirrytty käyttämään ilmoitettua maksimitehoa. Taulukosta 2 selviää Stage 3A -vaiheen päästöraajat eri teholuokille.

Taulukko 2. Stage 3A teholuokat ja päästöraajat (Stage III/IV Standards, Table 2 2014).

Cat.	Net Power	CO	NO _x +HC	PM
	kW	g/kWh		
H	130 ≤ P ≤ 560	3,5	4,0	0,2
I	75 ≤ P < 130	5,0	4,0	0,3
J	37 ≤ P < 75	5,0	4,7	0,4
K	19 ≤ P < 37	5,5	7,5	0,6

Stage 3A/Tier 3 -vaiheen työkonemoottoreiden päästöjen mittaamiseen käytetään kansainvälisen ISO 8178-1 -standardin mukaista kahdeksanvaiheista staattista ajosykliä (NRSC). Syklissä eri testipisteille annetaan tietyt painokertoimet joiden avulla lasketaan syklin kokonaistulokset päästöille. Kokonaistuloksien laskemisessa otetaan myös huomioon testipisteissä mitattu teho, imuilman määrä, polttoaineen kulutus ja ympäristöolosuhteet (suhteellinen ilmankosteus, ilmanpaine ja lämpötila). Moottori jolle säätötyötä tehtiin, sijoittuu normin C1 -luokkaan. Painokertoimet ja testipisteet selviävät taulukosta 3.

Taulukko 3. ISO 8178-1 standardin mukainen NRSC-sykli (Emission Test Cycles, ISO 8178 2014).

Mode number	1	2	3	4	5	6	7	8
Torque, %	100	75	50	10	100	75	50	0
Speed	Rated speed				Intermediate speed			Low idle
Off-road vehicles								
Type C1	0.15	0.15	0.15	0.10	0.10	0.10	0.10	0.15

Syklin aikana moottoria ajetaan moottoridynamometrissä ensin nimellinopeudella (Rated speed) 100 %:n, 75 %:n, 50 %:n ja 10 %:n kuormituksilla, välinopeudella (Intermediate speed) 100 %:n, 75 %:n ja 50 %:n kuormituksilla, sekä lopuksi joutokäynnillä (Low idle). Nimellinopeus on valmistajan ilmoittama moottorin nimelliskierrosnopeus. Välinopeus on se kierrosluku, jolla saavutetaan suurin vääntömomenti kierroslukualueella 60 - 75 % nimellinopeudesta. Taulukon kuormitusprosenttiarvot tarkoittavat osuutta valmistajan ilmoittamasta rajamomentista kyseisellä kierrosnopeudella.

Moottoria stabiloidaan jokaisessa testipisteessä 10 minuuttia, minkä jälkeen mitataan vääntömomenti, polttoaineenkulutus, imuilman määrä, savutus/hiukkaspäästöt, sekä typenoksidi-, hiilimonoksidi- ja hiilivetyypäästöt. Normaalisti moottorista mitataan syklin aikana myös erilaisia lämpötiloja ja paineita, mutta nämä eivät ole päästöjen mittauksen kannalta oleellisia tietoja (Emission Test Cycles, ISO 8178 2014).

3 Dieselmoottorin päästöt ja niiden alentaminen

3.1 Typenoksidit

Typenoksidit ovat ympäristölle erittäin haitallisia sillä ne muodostavat veden kanssa yhdistyessään happoja (typpihappo) ja aiheuttavat maaperän ja vesistöjen happamoitumista.

Typenoksideita muodostuu imuilman typen hapettuessa korkeassa lämpötilassa palotapahtuman aikana ja osittain sen jälkeen. Pakokaasun mukana ulos tulevia typenoksideita on siis mahdollista vähentää laskemalla palotapahtuman lämpötilaa, mikäli ei käytetä pakokaasun kemiallista jälkikäsitelyä.

Pakokaasun uudelleenkierrätyksen tarkoitus on alentaa lämpötilaa sylinterissä palotapahtuman aikana. Imusarjaan kierrätetty pakokaasu korvaa oman tilavuutensa verran sylinteriin imettävää puhdasta ilmaa. Tällä tavalla palotapahtumaan osallistuvan hapen määrää vähenee, ja myös palolämpötila laskee. Palotapahtuman lämpötilan lasku johtuu siitä, että toisin kuin happi EGR-kaasu itsessään on reaktiokyvytöntä eikä osallistu palotapahtumaan, vaan sitoo palotapahtumassa syntyvää lämpöä itseensä alentaen muiden syntyvien palokaasujen lämpötilaa.

Palotapahtuman lämpötilaa on moottorisäätöön perustuen mahdollista laskea mm. myöhäistämällä ruiskutusennakkoa ja alentamalla ruiskutuspainetta, jolloin palaminen siirtyy esisekoittumispalamisesta enemmän diffuusiopalamisen puolelle.

Esisekoittumispalamisen aikana palaa syttymisjättämän kuluessa sylinteriin ruiskutettu suuri polttoainemäärä aiheuttaen suuren lämpötilan nousun. Lisäksi esisekoittumispalamisen aikana liekkirintaman reunoilla on tarjolla paljon happea antaen typenoksidien muodostumiselle ihanteelliset olosuhteet. Diffuusiopalamisen aikana happea on vähemmän tarjolla ja polttoaineesta palaa vain se osa joka sylinteriin ruiskutettuna muodostaa syttymiskelpoista seosta ja lämmönvapautuminen on rauhallisempaa.

Ruiskutuspaineen alentamisen vaikutus perustuu ruiskutusajan pidentymiseen, jolla on samankaltainen vaikutus kuin ruiskutusennakon myöhäistämällä. Ruiskutusennakon ja ruiskutuspaineen alentaminen vaikuttaa oleellisesti typenoksidien muodostumiseen,

mutta myös polttoaineen kulutukseen ja savutukseen/partikkelipäästöihin. Vaikutus polttoaineen kulutukseen ja savutukseen verrattuna typenoksidien vähenemiseen tapahtuu hieman eri suhteessa. Kun typenoksideita vähennetään lähtötilanteesta saman verran pelkästään ruiskutusennakon tai ruiskutuspaineen avulla, ruiskutusennakon myöhäistäminen huonontaa kulutusta yleensä enemmän, kun taas ruiskutuspaineen lasku nostaa savutusta (partikkeleita) suhteessa enemmän. Parhaan kompromissin saavuttamiseksi on moottorisäädössä siis haettava ruiskutusennakolle ja ruiskutuspainelle sopiva tasapaino, jolla saavutetaan vaadittu typenoksidien määrä, mutta sekä polttoaineenkulutus että partikkelipäästöt pysyvät järkevällä tasolla. (Diesel Engine Management 2014: 179, 181, 330; Heywood 1988: 505 - 506, 865 - 866.)

3.2 Partikkelit

Partikkelit ovat karsinogeenisia pienhiukkasia, jotka suurissa määrin ihmiskehoon joutuessaan aiheuttavat syöpää.

Partikkeleita muodostuu polttoaineen palaessa epätäydellisesti, jolloin syntyy kiinteässä muodossa olevia hiilivetyketjuja, eli nokea, joilla on erityisen suuri pinta-ala. Partikkeleita muodostuu erityisesti jälkipalamisen aikana kun sylinterissä ei ole enää riittävästi ilmaa polttoaineen täydelliseen palamiseen tai paikallisesti muodostuvien liian laihojen seosten takia.

Partikkeleiden muodostumisen vähentämiseksi olisi palamista siis saatava painotettua aikaisemmaksi, mutta tämä taas lisää typenoksidipäästöjä kuten aiemmin on todettu. Partikkeleiden ja typenoksidien välille on siis vain löydettävä sopiva tasapaino. (Diesel Engine Management 2014: 331.)

3.3 Hiilivedyt

Hiilivetypäästöillä tarkoitetaan kaasun muodossa olevia hiilivety-yhdisteitä, jotka ovat täysin palamatonta tai epätäydellisesti palanutta polttoainetta. Osa hiilivety-yhdisteistä on karsinogeenisia, ja ne voivat aiheuttaa syöpää kehoon joutuessaan.

Dieselmoottori toimii normaaleissa olosuhteissa suurella ilmaylimäärällä eikä, moottorin seossuhteella täten ole suurta vaikutusta hiilivetyjen syntymiseen.

Dieselmoottorissa hiilivetyjä syntyy yleensä paikallisesti muodostuvista liian laihoista seoksista, joita muodostuu polttoainesuihkun reunamille tai ruiskutustapahtuman lopulla polttoainesuihkun nopeuden ollessa alhainen. Tällöin polttoaine ei sekoitu ilman kanssa kunnolla syttyäkseen.

Kaasun muodossa olevia hiilivetyjä syntyy dieselmoottorissa melko vähän suhteessa ottomoottoriin, eivätkä ne ole siksi merkittävä ongelma. (Diesel Engine Management 2014: 330.)

3.4 Hiilimonoksidi

Hiilimonoksidi on hajuton ja mauton kaasu, joka hengitettynä heikentää veren kykyä sitoa happea ja aiheuttaa suuressa määrin hengitettynä riskin hapenpuutteesta johtuvalle tajunnan menetykselle tai jopa kuolemalle.

Hiilimonoksidia syntyy polttoaineen palaessa epätäydellisesti liian rikkaasta seoksesta johtuen. Rikkaita seoksia voi syntyä paikallisesti jos polttoainepisara ei höyrysty kunnolla ja sekoitu ilman kanssa.

Dieselmoottorin suuresta ilmaylimäärästä johtuen hiilimonoksidipäästöjä syntyy kuitenkin melko vähän kuten hiilivetypäästöjäkin, eivätkä ne ole ongelma. (Diesel Engine Management 2014: 330.)

4 Moottorin säätäminen ja päästöjen mittaaminen

4.1 Säätötavoitteet

Stage 3A -vaiheen moottorisäädössä on tavoitteena täyttää päästönormien asettamat rajat typenoksidoille, hiilivedyille, partikkeleille ja hiilimonoksidille sekä yrityksen asettamat tavoitteet teholle ja polttoaineenkulutukselle. Kokemuksen perusteella oli tiedossa, etteivät hiilimonoksidit ja hiilivedyt olisi ongelma, joten säädön ja mittauksien aikana keskityttiin tarkastelemaan typenoksidoita ja partikkeleita. Myös partikkeleiden tiedettiin pysyvän riittävän alhaisina, kun savutus pidetään testipisteissä alle 1,0 FSN:n (Filter Smoke Number, AVL415-savumittarin mittayksikkö) rajan. Lisäksi yli 1,5 FSN:n savutus alkaa etenkin dynaamisissa tilanteissa olla silmin havaittavaa ja tätä halutaan välttää myös imagokysymysten takia.

Päästöille asetetut rajat peruskehitysvaiheessa olivat typenoksidoille alle 3,75 g/kWh ja partikkeleille alle 0,18 g/kWh. Tavoitteet asetetaan selvästi normeja alemmiksi, jotta myöhemmille muutoksille ja tuotantohajonnasta johtuvalle vaihtelulle jää varaa. Ominaiskulutus pyrittiin saamaan 235 g/kWh:iin testisyklin yli, mutta pääpaino on luonnollisesti päästörajojen alittamisella.

Moottorin tavoitetehoiksi oli määritelty nimellisteho 180 kW @ 2100 rpm, maksimiteho 193 kW @ 1900 rpm ja maksimivääntö 1000 Nm @ 1500 rpm. Näillä tehoilla moottorilla pitäisi aikaisempien kokemusten perusteella olla hyvät edellytykset täyttää päästörajat ja polttoaineenkulutustavoitteet.

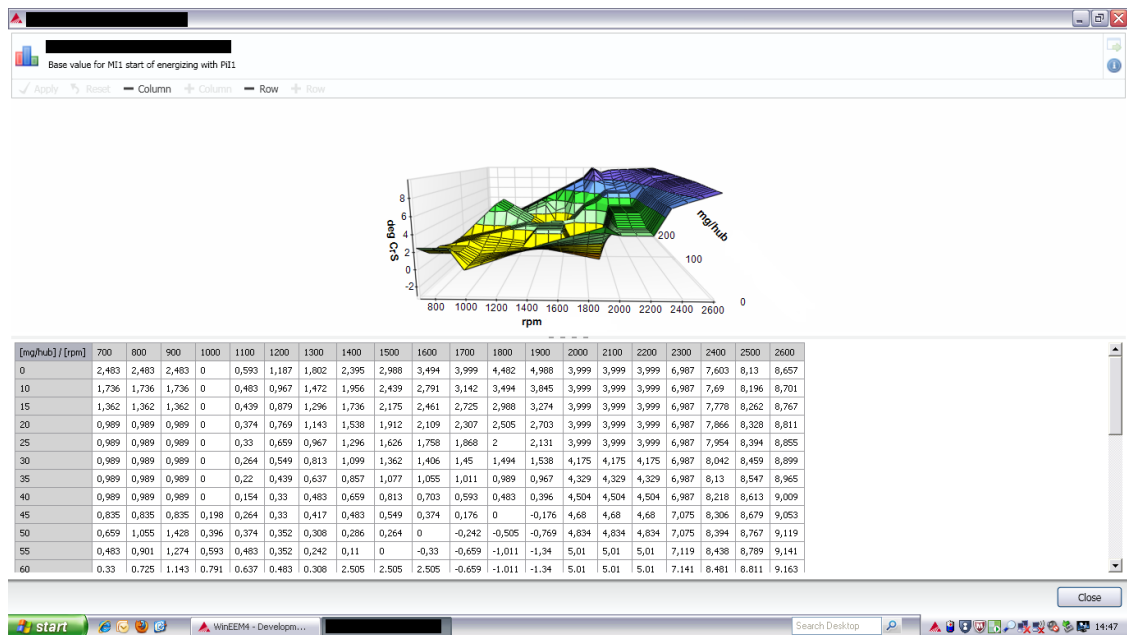
Säätöjen tekeminen aloitettiin 3B-vaiheen tuotantonokka-akselilla, jossa ei ole pakokaasun uudelleenkierrätystä mahdollistavaa lisänokkaa. Haluttiin tutkia, pystytäänkö asetetut tavoitteet täyttämään tällä nokka-akselilla, sillä lisänokka aiheuttaa lisärasitusta venttiilikoneistolle ja pakokaasun uudelleen kierrätyksellä on havaittu olevan negatiivisia vaikutuksia öljyn likaantumiseen. Ajatuksena oli, että hukkaportilla varustetusta ahtimesta ja uudemmassa ruiskutuslaitteistosta saatettaisiin saada riittävästi etua päästöihin, jotta pakokaasun uudelleenkierrätystä ei tarvitse käyttää.

Tarkoituksena oli tehdä tarvittavat moottorisäädöt ensin 3B-nokka-akselilla, minkä jälkeen moottoriin vaihdetaan aikaisemmin 3A-vaiheessa käytetty iEGR-nokka-akseli, jolla ajettaisiin päästötestit uudestaan. Tiedossa oli, että iEGR:n tuoman typenoksidipäästöjen alentumisen myötä olisi mahdollista muuttaa moottorisäätöjä polttoaineenkulutuksen kannalta edullisemmiksi. Testien jälkeen voitaisiin verrata saatuja tuloksia ja tehdä päätös siitä kummalla nokka-akselilla projektia lähdetään jatkamaan.

4.2 Säädettävät parametrit

Moottorisäädön pohjana käytettiin Stage 3B -vaiheen valmista asiakasohjelmistoa, sillä moottori vastasi komponenteiltaan 3B-moottoria. Moottorinohjaimen parametreja säädetään kannettavalle tietokoneelle asennetulla WinEEM4-ohjelman kehitystyökaluversioilla. Tietokone on CAN-väylän välityksellä yhteydessä moottorinohjaimen. WinEEM4 mahdollistaa parametrien muuttamisen ja tallentamisen moottorinohjaimen, minkä lisäksi parametrit voidaan tallentaa tietokoneelle. Tehdyt parametrimuutokset tallentuvat moottorinohjaimen välimuistiin, ja ne säilyvät siellä niin pitkään kuin moottorinohjaimen on virta kytkettynä. Mikäli muutokset halutaan pysyviksi, on ne tallennettava moottorinohjaimen Flash-muistiin. Työkalun avulla voidaan myös tarkkailla moottorinohjaimen mittakanavia ja nauhoittaa niitä myöhempää tarkastelua varten.

Suoraan typenoksideihin ja partikkeleihin vaikuttavia parametreja ovat pääruiskutuksen ennako ja Common Rail -järjestelmän ruiskutusaine. Näitä parametreja säädetään kuvan 1 mukaisten 3D-karttojen avulla, joissa ruiskutusennako ja -paine määräytyvät kierrosluvun ja polttoaineen ruiskutusmäärän mukaan.



Kuva 1. EEM4-ruiskutusennakon 3D-kartta.

4.3 Mittausjärjestelyt

Ahtoilman lämpötilaa välijäähdyttimen jälkeen ei ollut vielä määritelty tarkasti asiakkaiden kanssa, mutta tiedettiin, että tavoitearvo tulisi asettumaan välille 55 - 60 °C. Ahtoilman lämpötila vaikuttaa sylinterin palamislämpötilaan ja sitä kautta typenoksidien muodostumiseen sekä pakokaasun lämpötilaan (komponenttien kestoikä). Tästä johtuen testeissä lämpötilaksi säädettiin 57 °C, sillä 2 - 3 °C:n muutoksella suuntaan tai toiseen ei olisi oleellista vaikutusta mittauksista saatuihin tuloksiin. Laboratoriossa ahtoilman jäähdytystä säädetään jarruohjaimen yhteyteen sijoitetulla potentiometrillä, joka säätää välijäähdyttimelle virtaavan jäähdytysveden määrää.

Imuilman maksimialipaineeksi ennen turboahtimen kompressoria on määritetty 35 mbar. Käytännössä imualipaine säädetään 30 - 35 mbar:n välille painemittauksessa esiintyvän heilunnan vuoksi. Imuilman alipainetta säädetään imuputkeen sijoitetulla läpällä, jonka asentoa muuttamalla saadaan paine laskemaan ja nousemaan. Läpän asentoa säädetään jarruohjaimen yhteyteen sijoitetulla potentiometrillä.

Polttoaineen lämpötilaksi ennen korkeapainepumppua on määritetty 35 °C. Polttoainetta jäähdytetään vedellä sen virratessa polttoainevään läpi. Jäähdytysveden virtaus

jäähdytyspiirissä on vakio ja polttoaineen lämpötila asettuu käytännössä hieman 35 °C:n alle.

Moottorin kierrosluku ja vääntömomentti mitataan Horiba-pyörrevirtadynamometrillä, jonka jarruohjainta käytetään tietokoneella Horiban STARS -ohjelmiston avulla. Antureilta tulevia arvoja tallennetaan jarruohjelmiston Data Loggerilla. Mitta-antureiden tiedot tulevat jarruohjaimen yhteydessä olevalle tietokoneelle IMC-moduulien kautta CAN-väylää pitkin ja näkyvät myös tietokoneen näyttösivulla.

Näyttösivulle tulee näkyviin myös seuraavien mittalaitteiden mittaamat arvot:

- imuilman massavirta ABB Sensyflow MAF -anturilta
- polttoaineen kulutus/massa AVL 733S -polttoainevaa'alta
- savutus AVL 715 -savumittarilta.

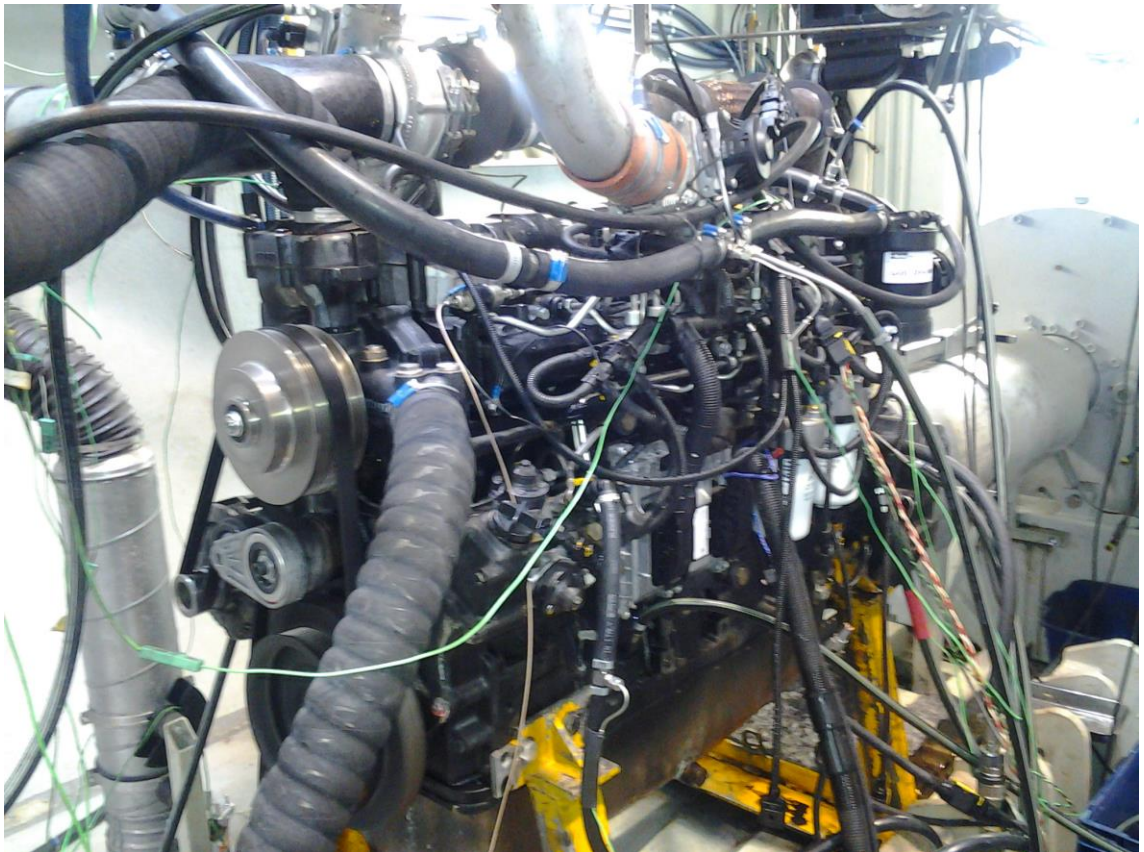
Lämpöanturit ovat K-tyyppiä, joiden käytännön mittaustarkkuus on 0,1 °C. K-tyypin antureilla mitataan lämpötilat seuraavista:

- imuilma
- ahtoilma ennen välijäähdytintä
- ahtoilma välijäähdytin jälkeen
- pakokaasu pakosarjassa
- pakokaasu turboahtimen turbiinin jälkeen x 2
- jäähdytysneste termostaattipesässä
- öljy pääöljykanavassa
- polttoaine ennen esisuodatinta.

Painemittauksiin käytetään +16 bar:n, +4 bar:n ja ± 1 bar:n paineantureita. +16 bar:n anturilla mitataan öljynpainetta ja ± 1 bar:n antureita käytetään vain imualipaineen ja pakovastapaineen mittaamiseen. Kaikkiin muihin mittauksiin käytetään +4 bar:n antureita. Paineet mitataan seuraavista kohteista:

- imualipaine
- ahtopaine ennen välijäähdytintä
- ahtopaine välijäähdyttimen jälkeen
- paine pakosarjassa
- pakovastapaine
- öljynpaine pääöljykanavassa.

Kuvassa 2 nähdään mittauksia varten anturoitu Stage 3A -testimoottori laboratorion testisolussa.



Kuva 2. Stage 3A -tutkimusmoottori laboratorion testisolussa.

4.4 Emissiotestaus ja moottorikalibroinnit

4.4.1 Stage 3B -nokka-akseli ja Borg Warner WG -turboahdin

Mittaukset ja säädöt aloitettiin 3B -vaiheen Borg Warnerin hukkaportillisella turboahdella sekä tuotantonokka-akselilla, jossa ei ole pakokaasun uudelleen kierrätyksen mahdollistavaa lisänokkaa imuventtiileille.

Ennen Stage 3A -säädön aloitusta mitattiin päästöistä vertailutulokset Stage 3B -vaiheen asiakassäädöillä. Vertailutulokset mitataan, jotta voidaan varmistua käytössä olevan laboratoriomootorin normaalista toiminnasta ja voidaan myöhemmin vertailla eri säätöjen vaikutusta moottorin polttoainetalouteen ja päästöihin. Pistekohtaiset tulokset 3B-asiakassäädöillä on esitelty taulukossa 4 ja syklin kokonaistulokset taulukossa 5.

Taulukko 4. NRSC-syklin pistekohtaiset tulokset.

Engine (RPM)	Torque (Nm)	Power (kW)	SFC (g/kWh)	IntakeAirMassFlow (kg/h)	Smoke (FSN)	NOx sensor (ppm)	NOx g/kWh
2100	823	181,0	225,3	1128,8	0,06	716	6,55
2100	617,25	135,7	222,3	1000,9	0,02	630	6,69
2100	411,5	90,5	235,6	848,8	0,04	425	5,65
2100	82,3	18,1	418,8	582,5	0,07	192	8,46
1500	1003	157,6	201,8	758,3	0,03	1440	10,34
1500	752,25	118,2	201,4	632,5	0,01	1137	8,96
1500	501,5	78,8	207,2	505,5	0,03	843	7,84
1000	0	0,0	x	217,3	0,01	112	x

Taulukko 5. NRSC-syklin kokonaistulokset

NRSC NOx (g/kWh)	NRSC PTC (g/kWh)	NRSC SFC (g/kWh)
7,54	0,00	223,7

Tuloksista havaitaan typenoksiditason olevan hyvin korkealla, kun taas polttoaineenkulutus ja savutus ovat hyvällä tasolla. Tämä oli odotettavissa, sillä Stage 3B -vaiheessa käytetään typenoksidipäästöjen alentamiseen pääasiassa SCR-tekniikkaa, jonka ansiosta kulutus ja savutus pystytään optimoimaan hyvälle tasolle moottorisäädöillä.

Ensimmäisellä Stage 3A -säätökierroksella oli tarkoituksena, nähdä minkälaisiin tuloksiin on mahdollista päästä 3B-tuotantonokka-akselilla. Mikäli tällä nokka-akselilla saa-

vutettaisiin asetetut tavoitteet, tarkoittaisi se kustannussäästöjä komponenttien yhdenmukaisuuden ansiosta. Tavoitteeksi asetin pistekohtaisten typenoksidipitoisuuksien puolittamisen, jolla päästäisiin lähelle EU-normin määrittämää rajaa ja saataisiin alustava kuva siitä, ovatko etukäteen asetetut tavoitteet mahdollista saavuttaa. Polttoaineen kulutukseen ei kiinnitetty tässä vaiheessa huomiota, vaan keskityttiin ainoastaan teho- ja päästötavoitteisiin. Ensimmäisen Stage 3A -säätökierroksen tulokset on esitelty taulukoissa 6 ja 7.

Taulukko 6. NRSC-syklin pistekohtaiset tulokset.

Engine (RPM)	Torque (Nm)	Power (kW)	SFC (g/kWh)	IntakeAirMassFlow (kg/h)	Smoke (FSN)	NOx sensor (ppm)	NOx g/kWh
2100	820	180,3	253,5	1237,1	0,21	403	4,15
2100	615	135,2	263,4	1172,5	0,24	244	3,12
2100	410	90,2	255,8	1003,8	0,20	194	3,12
2100	82	18,0	264,0	619,2	0,16	135	6,42
1500	1000	157,1	230,9	974,6	0,23	515	4,80
1500	750	117,8	220,8	798,7	0,35	427	4,30
1500	500	78,5	217,3	600,2	0,13	380	4,26
1000	0	0,0	x	229,1	0,01	92	x

Taulukko 7. NRSC-syklin kokonaistulokset.

NRSC NOx (g/kWh)	NRSC PTC (g/kWh)	NRSC SFC (g/kWh)
4,01	0,03	247,7

Tuloksista nähdään, että typenoksidit on saatu lainsäädännön vaatimalle tasolle. Tuotannossa esiintyvän moottorikohtaisen vaihtelun takia päästöihin on kuitenkin jätettävä marginaalia, eli ne on saatava vielä pienemmiksi. Tällä säätökierroksella ei ollut tarkoituskaan keskittyä polttoaineen kulutukseen, mutta tuloksista huomataan kulutuksen nousseen lähes 11 % Stage 3B -säätöihin verrattuna, eikä kulutus ole täten hyväksyttävällä tasolla.

Seuraavaksi oli tavoitteena saada typenoksidipäästöt riittävän pieniksi tuotantovaihtelua ajatellen, mikä käytännössä tarkoittaa syklipäästöinä rajaa 3,6 - 3,7 g/kWh. Saavutetut tulokset nähdään taulukoissa 8 ja 9.

Taulukko 8. NRSC-syklin pistekohtaiset tulokset.

Engine (RPM)	Torque (Nm)	Power (kW)	SFC (g/kWh)	IntakeAirMassFlow (kg/h)	Smoke (FSN)	NOx sensor (ppm)	NOx g/kWh
2100	820	180,3	249,4	1241,0	0,25	392	4,04
2100	615	135,2	258,6	1182,7	0,38	241	3,10
2100	410	90,2	251,3	1011,8	0,22	195	3,16
2100	82	18,0	480,8	678,5	0,17	61	3,23
1500	1000	157,1	234,0	983,3	0,23	505	4,75
1500	750	117,8	230,6	858,9	0,46	318	3,43
1500	500	78,5	228,9	649,6	0,40	260	3,15
1000	0	0,0	x	230,9	0,01	92	x

Taulukko 9. NRSC-syklin kokonaistulokset.

NRSC NOx (g/kWh)	NRSC PTC (g/kWh)	NRSC SFC (g/kWh)
3,72	0,05	251,6

Typenoksidit on nyt saatu riittävän pieniksi tuotantoa ajatellen, joten seuraavaksi aletaan optimoimaan polttoaineen kulutusta pienemmäksi. Parannusta kulutukseen haetaan etsimällä ruiskutusennakolle ja -paineelle sopivaa tasapainoa. Tavoitteena on kuitenkin se, että typenoksidipäästöt eivät merkittävästi nouse nyt saavutetusta tasosta. Jos kulutusta halutaan parantaa ilman typenoksideiden nousua, savutus yleensä lisääntyy. Raja-arvoksi savutukselle oli asetettu 1,0 FSN, jotta partikkelipäästöt eivät kasva liian suuriksi. Pistekohtaiset tulokset on esitelty taulukossa 10 ja syklin yhteistulokset taulukossa 11.

Taulukko 10. NRSC-syklin pistekohtaiset tulokset.

Engine (RPM)	Torque (Nm)	Power (kW)	SFC (g/kWh)	IntakeAirMassFlow (kg/h)	Smoke (FSN)	NOx sensor (ppm)	NOx g/kWh
2100	820	180,3	241,4	1224,1	0,57	457	4,65
2100	615	135,2	256,8	1177,8	0,75	270	3,47
2100	410	90,2	253,7	1024,6	0,47	205	3,37
2100	82	18,0	403,1	643,6	0,33	122	6,14
1500	1000	157,1	222,0	931,6	0,31	567	5,07
1500	750	117,8	232,3	858,4	0,99	324	3,50
1500	500	78,5	231,2	668,9	0,80	244	3,04
1000	0	0,0	x	234,0	0,02	93	x

Taulukko 11. NRSC-syklin kokonaistulokset.

NRSC NO _x (g/kWh)	NRSC PTC (g/kWh)	NRSC SFC (g/kWh)
4,10	0,11	246,2

Taulukosta 11 havaitaan polttoaineenkulutuksen parantuneen vain 2 %, kun taas typenoksidipäästöt ovat nousseet 10 %. Johtopäätöksenä tuloksista voidaan todeta, että Stage 3B -vaiheen nokka-akselilla ei päästä riittävän alhaisiin typenoksidipäästöihin siten, että myös kulutus saataisiin halutulle tasolle.

4.4.2 Stage 3B -nokka-akseli ja CZ- suora turboahdin

Ennen iEGR-nokka-akselin asennusta päätettiin testata CZ:n valmistamaa suoraa turboahdinta Borg Warnerin hukkaportillisen tilalle. Yksinkertaisemman rakenteen ansiosta kyseinen turboahdin olisi edullisempi. Suorien turboahdimien suorituskyky on kuitenkin hyvin herkkä mitoituksen onnistumiselle, ja tarkoituksena oli tutkia, saadaanko tällä ahtimella riittävän hyvät tulokset suhteessa Borg Warneriin.

Jo NRSC-syklin aikana kävi selväksi, ettei ahtimen kompressorin mitoitus ole sopiva tähän moottoriin. Moottorin yläkierrosalueella kompressori pyörii liian nopeasti, minkä takia hyötysuhde romahtaa ja ahtoilman lämpötila nousee liian korkeaksi. Testisolussa oleva ahtoilman välijäähdyttimen jäähdytysteho ei riittänyt pitämään ahtoilman lämpötilaa halutulla tasolla, mikä näkyi myös typenoksidipäästöissä. CZ:n turboahdimella saadut tulokset on esitelty taulukoissa 12 ja 13.

Taulukko 12. NRSC-syklin pistekohtaiset tulokset.

Engine (RPM)	Torque (Nm)	Power (kW)	SFC (g/kWh)	IntakeAirMassFlow (kg/h)	Smoke (FSN)	NOx sensor (ppm)	NOx g/kWh
2100	820	180,3	241,5	1330,2	0,44	465	5,07
2100	615	135,2	257,5	1255,8	0,63	279	3,78
2100	410	90,2	253,8	1039,2	0,42	214	3,55
2100	82	18,0	411,5	656,5	0,32	130	6,64
1500	1000	157,1	221,8	975,7	0,27	589	5,43
1500	750	117,8	230,7	882,2	0,75	324	3,57
1500	500	78,5	232,7	683,6	0,83	240	3,04
1000	0	0,0	x	236,9	0,01	97	x

Taulukko 13. NRSC-syklin kokonaistulokset.

NRSC NO _x (g/kWh)	NRSC PTC (g/kWh)	NRSC SFC (g/kWh)
4,39	0,10	246,5

Huomattavasti korkeammista ahtoilman lämpötiloista johtuen koko rajamomenttikäyrän ajaminen ei olisi ollut mahdollista. Ahtoilman lämpötilan nousu vaikuttaa myös pakokaasun lämpötilaan, joka olisi noussut liian korkeaksi pakopuolen komponenttien kestön kannalta. Kyseinen ahdin päätettiin hylätä jatkotesteistä.

4.4.3 Stage 3A -iEGR-nokka-akseli ja Borg Warner WG -turboahdin

Seuraavaksi moottoriin asennettiin pakokaasun sisäisen uudelleenkierrätyksen mahdollistava nokka-akseli. Akseliin on koneistettu lisänokka, joka avaa imuventtiileitä aina pakotahdin aikana. Pakopaineen ollessa ahtopainetta suurempi, saadaan pieni määrä pakokaasua johdettua imusarjaan odottamaan seuraavaa imutahtia. Imusarjaan johdettu EGR-kaasu sekoittuu imuilman joukkoon ja inerttinä kaasuna auttaa alentamaan typenoksidipäästöjä. Haittapuolena EGR:n käytössä on palamiseen osallistuvan ilmamäärän vähentyminen, joka lisää polttoaineen kulutusta ja savutusta. Ruiskutusaineet ja -ennakot pidettiin samoina kuin ensimmäisellä 3A-säätökierroksella 3B-nokka-akselilla. Taulukoissa 14 ja 15 on esitelty ensimmäiset iEGR-nokka-akselilla saadut tulokset.

Taulukko 14. NRSC-syklin pistekohtaiset tulokset.

Engine (RPM)	Torque (Nm)	Power (kW)	SFC (g/kWh)	IntakeAirMassFlow (kg/h)	Smoke (FSN)	NOx sensor (ppm)	NOx g/kWh
2100	820	180,3	243,5	1040,0	1,42	419	3,58
2100	615	135,2	254,8	991,0	1,37	258	2,75
2100	410	90,2	246,8	801,0	0,87	209	2,65
2100	82	18,0	385,1	458,0	0,50	141	4,92
1500	1000	157,1	228,6	921,0	0,41	585	5,03
1500	750	117,8	235,4	844,0	1,09	334	3,45
1500	500	78,5	233,7	654,0	0,89	249	2,95
1000	0	0,0	x	174,0	0,03	118	x

Taulukko 15. NRSC-syklin kokonaistulokset.

NRSC NOx (g/kWh)	NRSC PTC (g/kWh)	NRSC SFC (g/kWh)
3,51	0,20	246,9

Taulukosta 15 havaitaan typenoksidipäästöjen vähentyneen huomattavasti verrattuna Stage 3B -nokka-akseliin. Myös polttoaineenkulutus on pysynyt kohtuullisella tasolla. Savutus ja partikkelipäästöt ovat sen sijaan nousseet huomattavasti ja ylittävät hyväksyttävän tason.

Tämän jälkeen polttoaineenkulutusta ja savutusta pyrittiin parantamaan typenoksidipäästöjen kustannuksella nostamalla ruiskutuspainetta ongelmapisteeissä. Saavutetut tulokset on esitelty taulukoissa 16 ja 17.

Taulukko 16. NRSC-syklin pistekohtaiset tulokset.

Engine (RPM)	Torque (Nm)	Power (kW)	SFC (g/kWh)	IntakeAirMassFlow (kg/h)	Smoke (FSN)	NOx sensor (ppm)	NOx g/kWh
2100	820	180,3	233,3	1021,0	0,95	465	3,89
2100	615	135,2	240,5	956,0	0,99	297	3,04
2100	410	90,2	246,8	801,0	0,87	209	2,65
2100	82	18,0	385,1	458,0	0,50	141	4,92
1500	1000	157,1	226,9	912,0	0,39	607	5,18
1500	750	117,8	233,3	832,0	0,98	344	3,51
1500	500	78,5	233,7	654,0	0,89	249	2,95
1000	0	0,0	x	174,0	0,03	118	x

Taulukko 17. NRSC-syklin kokonaistulokset.

NRSC NO _x (g/kWh)	NRSC PTC (g/kWh)	NRSC SFC (g/kWh)
3,69	0,15	240,6

Viimeisenä toimenpiteenä ennen rajamomenttikäyrän säätämistä tehtiin polttoaineenkulutukseen pientä hienosäätöä osakuormille nostamalla ruiskutuspainetta erittäin maltillisesti. Viimeisten hienosäätöjen tulokset on esitelty taulukoissa 18 ja 19.

Taulukko 18. NRSC-syklin pistekohtaiset tulokset.

Engine (RPM)	Torque (Nm)	Power (kW)	SFC (g/kWh)	IntakeAirMas sFlow (kg/h)	Smoke (FSN)	NO _x sensor (ppm)	NO _x g/kWh
2100	820	180,3	233,3	1014,0	0,97	454	3,90
2100	615	135,2	237,5	941,0	0,97	301	3,15
2100	410	90,2	247,1	792,0	0,93	201	2,62
2100	82	18,0	383,1	466,0	0,52	133	4,98
1500	1000	157,1	227,0	905,0	0,43	595	5,23
1500	750	117,8	227,5	800,0	0,99	371	3,79
1500	500	78,5	232,6	643,0	0,98	239	2,91
1000	0	0,0	x	176,0	0,03	111	x

Taulukko 19. NRSC-syklin kokonaistulokset.

NRSC NO _x (g/kWh)	NRSC PTC (g/kWh)	NRSC SFC (g/kWh)
3,75	0,15	239,0

Taulukosta 19 nähdään, että typenoksidipäästöihin on jäänyt riittävä marginaali tuotantovaihtelulle, savutus ja partikkelit ovat hyväksyttävällä tasolla, ja polttoaineenkulutus on optimoitu mahdollisimman hyväksi.

4.5 Rajamomentti

NRSC-syklin säätöjen pohjalta moottorille määritettiin rajamomenttikäyrä eli suurin mahdollinen momenttikäyrä, jonka moottori tuottaa, huomioiden kuitenkin päästö määräysten täyttämiseen vaadittavat kalibroinnit.

Rajoittavina tekijöinä rajamomentissa ovat pakokaasun lämpötila pakosarjassa sekä parametrien arvojen muutokset solusta toiseen ruiskutusennakko- ja ruiskutuspainekartoissa. Pakokaasun lämpötila pakosarjassa ei saa ylittää 700 °C:ta, jotta valupakosarjan materiaalissa ei tapahtuisi liian suurta lämpölaajenemista ja muodonmuutoksia. Ennakko- ja painekartoissa pitää välttää liian suuria muutoksia vierekkäisten solujen välillä. Moottorinohjain interpoloi käytettävää arvoa solujen väliltä, kun moottorin pyörimisnopeus tai polttoaineen ruiskutusmäärä ei osu täsmälleen tiettyyn soluun. Mikäli solujen välillä on suuret erot, moottorin toiminta saattaa muuttua epästabiiliksi, kun käytetty ruiskutuspainetai -ennakko muuttuu radikaalisti lyhyessä ajassa tehden moottorin käytöksestä hermostunutta. Päästönormien rajaaman toiminta-alueen ulkopuolella halutaan kuitenkin käyttää suurempia ruiskutuspaineita ja aikaisempia ruiskutusennakoita hyvän polttoaineenkulutuksen saavuttamiseksi ja pakolämpötilojen pitämiseksi mahdollisimman alhaisina. Säättäessä haetaan siis sopivaa kompromissia, jolla saadaan pidettyä moottorin toiminta stabiilina ja lisäksi saavutetaan hyvä polttoaineenkulutus ja riittävän alhaiset pakokaasun lämpötilat. Rajamomenttiajon tulokset on esitelty taulukossa 20.

Taulukko 20. Rajamomenttiajon tulokset.

Engine (RPM)	Torque (Nm)	Power (kW)	SFC (g/kWh)	IntakeAirMassFlow (kg/h)	SmokeAVL (FSN)	ExhManifold Temp (°C)	Aukioloaika (µs)
2100	820	180,1	232,8	1018,6	0,91	665	2460
2000	900	188,3	229,8	1013,9	0,90	683	2820
1900	970	193,3	226,1	997,4	0,63	688	2840
1800	980	184,5	230,7	986,7	0,91	689	3270
1700	990	175,8	231,5	968,4	0,79	682	3500
1600	995	166,6	228,9	936,8	0,55	658	3580
1500	1000	157,3	226,6	899,8	0,42	638	3700
1400	990	145,0	207,1	776,2	0,13	574	3220
1300	980	133,2	201,4	665,1	0,04	550	2780
1200	970	121,4	199,4	599,8	0,03	538	2550
1100	960	110,5	199,7	532,8	0,02	536	2390
1000	950	99,1	206,0	467,8	0,04	534	2300

Rajamomenttikäyrä vastaa asetettuja tavoitteita nimellistehon, maksimitehon ja maksimiväännön osalta hyvin. Myös moottorin alakierrosalueelle on saatu riittävästi vääntöä.

Polttoaineenkulutus on saatu riittävän hyväksi moottorin koko rajamomenttikäyrälle. Yläkierrosalueen polttoaineenkulutuksessa on havaittavissa päästönormien täyttämiseen vaadittujen kalibrointien palamistapahtumalle aiheuttama negatiivinen vaikutus.

Savutuslukemat ovat pysyneet asetettujen rajojen alapuolella ja etenkin alakierrosalueella savutus on päästötasoon nähden erittäin hyvällä tasolla. Pakokaasun lämpötila pakosarjassa on yläkierrosalueella korkeahko, mutta kuitenkin asetettujen rajojen alapuolella.

Suuttimen aukioloaika on pysynyt työn alussa asetettujen kriteerien mukaisena. Vaikka etenkin 1500 rpm:n kohdalla joudutaan käyttämään melko myöhäistä ruiskutusennakkoa ja matalaa ruiskutuspainetta, moottorin käytös pysyy tasaisena kaikilla pyörintänopeuksilla.

Kokonaisuutena moottorille on saatu tehtyä yrityksen suorituskykytavoitteet ja päästönormit hyvin täyttävä peruskehityssäätö, jonka pohjalta on helppo tehdä asiakaskoh-
taisia moottorisäätöjä.

Kuvassa 3 nähdään prototyypimoottori työkoneeseen asennettuna ja valmiina kenttä-
testaukseen.



Kuva 3. Stage 3A 7,4 I -prototyypimoottori työkoneeseen asennettuna.

5 Lämpötasemittaus

5.1 Mittaustarve

Lämpötasemittaus ei ollut tämän insinööriyön pääaiheena, vaan se suoritettiin säätötyön ohessa, jotta voitiin tarkkailla säätöjen ja komponenttien vaikutusta asiakkaiden ajoneuvosuunnittelussa käyttämiin lämpötasetietoihin. Tästä syystä lämpötasemittaus käsitellään yleisellä tasolla, lähtökohtana asiakkaan tiedon tarve ajoneuvosuunnitteluun.

Moottorin lämpötasemittauksessa tarkastellaan moottoriin tuotavan energian hyödyntämistä moottorin työksi. Moottori muuttaa siihen polttoaineen ja ilman muodossa tuotavasta energiasta osan työksi ja osa energiasta poistuu moottorista lämpönä säteilemällä ympäristöön ja konvektiolla pakokaasun ja jäähdytysnesteen mukana. (Heywood 1988: 670 - 671, 682.)

Jäähdytysnesteeseen siirtyvää energiaa tarkastellaan lämpömääränä, joka siirtyy polttoaineen lämpötehosta jäähdytysnesteeseen. Jäähdytysnesteeseen siirtynyt lämpömäärä saadaan määritettyä mittaamalla moottoriin tulevan ja moottorista poistuvan jäähdytysnesteen lämpötilaeroa, kun nesteen ominaislämpökapasiteetti ja massavirta ovat tiedossa. Moottorille on mahdollista mitoittaa riittävän tehokas moottoriveden jäähdytin, kun tiedetään jäähdytysnesteeseen siirtyvä lämpömäärä. (Virola 2014.)

Osa pakokaasun lämpöenergiasta saadaan talteen pakokaasuahtimen avulla, joka puristaa kompressorilla ilmaa kokoon pakokaasuvirtauksen turbiinille tekemän työn avulla. Kokoon puristettuna ilman massavirta moottoriin, ja sitä kautta ilmaylimäärä sylinterissä kasvaa. Suurempi ilmaylimäärä mahdollistaa polttoaineen täydellisemmän palamisen, jolloin moottorin hyötysuhde kasvaa. Toisaalta ilman kokoon puristaminen nostaa ahtoilman lämpötilaa ja luo tarpeen ahtoilman jäähdyttimelle. Lämpötasemittauksessa määritetään myös tarvittava ahtoilman jäähdytysteho tarkastelemalla imuilman massavirtaa sekä ahtoilman lämpötilaa ennen ja jälkeen laboratorion ahtoilman jäähdyttimen. Ahtoilman maksimilämpötila välijäähdyttimen jälkeen on määritelty moottori-kohtaisesti. (Diesel Engine Management 2014: 47 - 48.)

Lämpötasemittauksen pohjalta voidaan määrittää myös moottorin hyötysuhde tarkastelupisteissä vertaamalla polttoaineen lämpötehoa moottorin akselityön tuottamaan tehoon.

5.2 Mittausjärjestelyt

Lämpötasemittauksessa moottoria ajetaan neljässä testipisteessä rajamomentilla: 2100 rpm (nimellisteho), 1900 rpm (maksimiteho), 1700 rpm ja 1500 rpm (maksimivääntö).

Moottorin kierrosluku ja vääntömomentti mitataan Horiba-pyörrevirtadynamometrillä, jonka jarruohjainta käytetään tietokoneella Horiban STARS-ohjelmiston avulla. Moottorin annetaan stabiloitua testipisteessä ensin 15 minuuttia, minkä jälkeen mitta-antureilta tulevia arvoja tallennetaan jarruohjelmiston Data Loggerilla vähintään 20 minuuttia ajan yhden sekunnin tallennusvälillä. Mitta-antureiden tiedot tulevat jarruohjaimen yhteydessä olevalle tietokoneelle IMC-moduulien kautta CAN-väylää pitkin ja näkyvät myös tietokoneen näyttösivulla.

Näyttösivulle tulee näkyviin myös seuraavien mittalaitteiden mittaamat arvot:

- jäähdytysnesteen massavirta ABB-virtausmittarilta
- ilman massavirta ABB Sensyflow MAF -anturilta
- polttoaineen kulutus/massa AVL 733S -polttoainevaa'alta
- savutusta AVL 715 -savumittarilla.

Moottoriin tulevan ja moottorista lähtevän jäähdytysnesteen lämpötila mitataan mahdollisimman tarkasti, jotta pienetkin vaihtelut nesteeseen siirtyvässä lämpö määrässä ovat havaittavissa. Jäähdytysnesteen lämpötilan mittaukseen käytetään tämän takia PT100 -tyyppisiä lämpötila-antureita, joiden käytännön mittaustarkkuus on 0,01 °C. Antureita on yhteensä kuusi, kolme kappaletta sekä ala- että ylävesiletkuissa. Antureiden näyttämät ovat yleensä hyvin lähellä toisiaan: samasta kohteesta eri anturiyksilöillä mitatun suurimman ja pienimmän lämpötilan välillä on yleensä alle 0,10 °C eroa. Mikäli jonkin anturin näyttämä kuitenkin poikkeaa kahdesta muusta anturista merkittävästi, käytetään laskemiseen kahden toisiaan lähimpänä olevan anturin keskiarvoa. Mikäli ero kaikkien kolmen anturin välillä on pieni, lasketaan lämpötilaero kaikkien kolmen anturin keskiarvolla.

Muut lämpötasemittauksessa käytettävät lämpöanturit ovat K-tyyppiä, joiden käytännön mittaustarkkuus on 0,1 °C. K-tyypin antureilla mitataan lämpötilat seuraavista:

- imuilma
- ahtoilma ennen välijäähdytintä
- ahtoilma välijäähdyttimen jälkeen
- pakokaasu pakosarjassa
- pakokaasu turboahtimen turbiinin jälkeen x2
- jäähdytysneste termostaattipesässä
- öljy pääöljykanavassa
- polttoaine ennen esisuodatinta.

Painemittauksiin käytetään +16 bar:n, +4 bar:n ja ±1 bar:n paineantureita. +16 bar:n anturilla mitataan öljynpainetta ja ±1 bar:n antureita käytetään vain imualipaineen ja pakovastapaineen mittaamiseen. Kaikkiin muihin mittauksiin käytetään +4 bar:n antureita. Paineet mitataan seuraavista kohteista:

- imualipaine
- ahtopaine ennen välijäähdytintä
- ahtopaine välijäähdyttimen jälkeen
- paine pakosarjassa
- pakovastapaine
- paine alavesiletkussa
- paine ylävesiletkussa
- öljynpaine pääöljykanavassa.

Alaveden painetta tarkkaillaan, koska paineen on oltava vähintään 0,5 bar, jotta moottorin vesipumppu ei kavitoisi. Yläveden paine mitataan paine-eron määrittämiseksi pumpun yli.

Mittauksen aikana käytetään auki lukittua jäähdytysnesteen termostaattia, jotta saataisiin näkyviin todelliset lämpötilaerot ja vesivirtaukset. Jäähdytysnesteen oikeasta lämpötilasta huolehtii jarrukohtainen lämmönvaihdin laboratorion kellarikerroksessa.

Kaikkia mittauksessa kerättyjä tietoja ei tarvita itse lämpötaselaskentaan, mutta niitä käytetään vertailuarvoina tulevia mittauksia varten ja ongelmakohtien löytämiseen siltä varalta, että mittausdatassa ilmenee jotain normaalista poikkeavaa.

Lämpötasemittauksessa määritettävät lämpötehon arvot lasketaan seuraavalla kaavalla

$$\Phi = (V/t) \cdot \Delta T \cdot \rho \cdot c_p$$

Φ = lämpöteho

(V/t) = virtausnopeus

ΔT = lämpötilaero

ρ = tiheys

c_p = ominaislämpökapasiteetti

5.3 Lämpötasemittaus 3B-nokka-akselilla

Ensimmäinen lämpötasemittaus tehtiin 3B -nokka-akselilla, kun moottori oli säädetty lähelle 3A-päästötason rajaa. Saadut tulokset on esitelty taulukossa 21.

Taulukko 21. Lämpötasemittauksen tulokset 3B-nokka-akselilla.

Engine (RPM)	Torque (Nm)	Power (kW)	Lämpöteho jäähdytysteeseen (kW)	P-aineen lämpöteho (kW)	%-veteen	Moottorin hyötysuhde	Ahtoilman jäähdytysteho (kW)
2100	820	180,3	96,1	515	18,7	35,0	38,0
1900	970	193,0	103,5	544	19,0	35,5	37,7
1700	990	176,2	92,8	484	19,2	36,4	33,4
1500	1000	157,1	83,0	419	19,8	37,5	29,7

5.4 Lämpötasemittaus 3A-nokka-akselilla

Seuraavaksi mitattiin lämpötase 3A-nokka-akselilla peruskehitysvaiheen lopullisilla 3A-säädöillä. Lämpötasetulokset lopullisilla 3A-säädöillä on esitelty taulukossa 22.

Taulukko 22. Lämpöasemittauksen tulokset 3A-nokka-akselilla.

Engine (RPM)	Torque (Nm)	Power (kW)	Lämpöteho jäähdytysteeseen (kW)	P-aineen lämpöteho (kW)	%-veteen	Moottorin hyötysuhde	Ahtoilman jäähdytysteho (kW)
2100	820	180,3	108,9	498	21,9	36,2	31,9
1900	970	193,0	111,6	518	21,5	37,3	32,4
1700	990	176,2	102,7	483	21,3	36,5	31,3
1500	1000	157,1	89,6	423	21,2	37,2	27,8

5.5 Tuloksien tarkastelu

Tuloksista havaitaan, että vaikka 3B-nokka-akselilla olisi täytetty päästörajat, 3A-nokka-akselilla saavutetaan parempi polttoainetalous. Tämä johtuu siitä, että 3A iEGR-nokka-akseli vähentää typenoksidipäästöjä, jolloin moottorikalibroinnissa voidaan painottaa hyvää polttoaineenkulutusta päästöjen alennuksen sijasta.

Toisaalta havaitaan, että jäähdytysnesteeseen siirtyvän lämpötehon osuus kasvaa, mikä tarkoittaa suuremman moottoriveden jäähdyttimen tarvetta.

Ahtoilman jäähdytysteholukemista nähdään, että 3B-nokalla tehdyillä moottorikalibroinneilla ahdin toimii huonommalla hyötysuhteella kuin 3A-nokalla. Ahtoilman jäähdytystarve 3A-nokalla tehdyillä kalibroinneilla on siis pienempi.

Lähteet

The 50 first years of Valmet diesel engines. Verkkodokumentti. AGCO Power Oy. <<http://www.agcopower.com/company/history/>>. Luettu 15.3.2014.

Diesel Engine Management: Systems and Components, Robert Bosch GmbH. 2014. Wiesbaden: Springer Vieweg.

Emission Standards. 2014. Verkkodokumentti. Ecopoint Inc. <<https://www.dieselnet.com/standards/>>. Luettu 1.3.2014.

Emission Test Cycles, ISO 8178. 2014. Verkkodokumentti. Ecopoint Inc. <<https://www.dieselnet.com/standards/cycles/iso8178.php>>. Luettu 1.3.2014.

Heywood, John B. 1988. Internal Combustion Engine Fundamentals. Singapore: McGraw-Hill Book Company.

Stage III/IV Standards, Table 2. 2014. Verkkodokumentti. Ecopoint Inc. <<https://www.dieselnet.com/standards/eu/nonroad.php#s3>>. Luettu 1.3.2014.

Virola, Tomi. 2014. Vanhempi kehitysinsinööri, AGCO Power Oy, Linnavuori. Keskustelu 18.2.2014.