



Osaamista
ja oivallusta
tulevaisuuden
tekemiseen

Jimi Maununen

BMW:n M30B35-moottorin alkuperäisen ja turboahdetun version hyötysuhdetarkastelu

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Ajoneuvotekniikka

Insinöörityö

1.3.2021

Tekijä Otsikko	Jimi Maununen BMW:n M30B35-moottorin alkuperäisen ja turboahdetun version hyötysuhdetarkastelu
Sivumäärä Aika	93 sivua 1.3.2021
Tutkinto	Insinööri (AMK)
Tutkinto-ohjelma	Ajoneuvotekniikka
Ammatillinen pääaine	Jälkimarkkinointi
Ohjaajat	Lehtori Heikki Parviainen, Metropolia Ammattikorkeakoulu
<p>Tässä opinnäytetyössä muutetaan vapaasti hengittävä BMW-henkilöajoneuvon M30B35-ottomoottori moottoriturheilukäyttöön soveltuvaksi turboahdetuksi moottoriksi. Kohdeajoneuvon moottorikonaisuus kuvataan keskeisimpien vaihdettavien, muokattavien ja siihen lisättävien komponenttien osalta. Kohdeajoneuvon rakentamisen työvaiheista tarkim- paan tarkasteluun on otettu itse moottorin lohkoon ja kanteen liittyvät toimenpiteet sekä säädettävään moottorinohjaukseen liittyvät komponentit ja niiden toiminnot.</p> <p>Turboahtimen mitoituksessa käytetään työkaluina tilavuus- ja massavirtalaskukaavoja sekä turboahtimien kompressorikarttoja. Turboahtimen valintaa perustellaan mitoituslasku- jen tuloksilla ja kohdeajoneuvon käyttötarkoituksella. Mitoituksen onnistumista analysoidaan jälke- päin tehodynamometrimittauksen suorituskykyarvojen sekä taltioitujen antu- riarvojen perusteella. Myös mahdollisia kehityskohteita nostetaan lopuksi tarkasteluun.</p> <p>Hyötysuhdelaskut suoritettiin alkuperäiselle ja valmiille turboahdetulle moottorille. Laskujen tarkoituksena oli selvittää moottorin käyttämän polttoainemäärään sisältämän termisen energian jakautuminen ennen ja jälkeen turboahdamisen. Samalla saatiin tietoon myös moottorin kiertoprosessin puristus- ja työtahtien kaasuseoksien paine- sekä lämpötila-arvo- jen nousu turboahdamisen seurauksena. Hyötysuhdelaskujen vertailuanalyyssissä hyöty- suhteiden ja häviöiden muutosten lisäksi tarkastellaan mekaniikan rasitusastetta lisääviä arvoja sekä pohditaan mahdollisia tulevaisuuden kehitystoimenpiteitä.</p> <p>Kohdeajoneuvon uudella moottorikonaisuudella saavutettiin suhteellisen hyvä suoritus- kyky keskikierrosalueelta lähtien ja moottoriturheiluun soveltuva käytös päästiin toteamaan myös moottoriradoilla. Turboahtimen mitoituksessa onnistuttiin käyttötarkoitus huomioiden. Hyötysuhdelaskukaavoilla saatiin selvitettyä polttoaineen termisen energian kulutussuhte- iden teoreettiset muutokset. Maksimitehoa ja vääntömomenttia onnistuttiin lisäämään noin 85 %, mutta teoreettisessa akselitehossa eli kokonaishyötysuhteessa tapahtui noin 2 %:n lasku alkuperäiseen nähden. Akselitehon suhteen laskua pidettiin kuitenkin jälkiahdetulle ottomoottorille kohtuullisena, varsinkin kun huomioitiin kohdeajoneuvon käyttötarkoitus.</p>	
Avainsanat	turboahdin, M30B35, hyötysuhdelasku

Author Title Number of Pages Date	Jimi Maununen Efficiency Review of BMW M30B35 Original and Turbocharged Engine Versions 93 pages 1 March 2021
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Automotive Engineering
Professional Major	Automotive After Sales Engineering
Instructors	Heikki Parviainen, Senior Lecturer
<p>In this thesis a naturally aspirated Otto engine from a BMW passenger car with engine code M30B35 is converted into turbocharged engine suitable for motorsport use. All the essential components of what are being changed, modified or added into the engine overall system will be reviewed. The closest look when building the engine is taken at the operations in the engine block and the engine head. Also, the aftermarket engine management system with its components and functions is taken for analysis.</p> <p>Volume and mass air flow calculation formulas as well as compressor maps are used as tools in the sizing of the turbocharger. The choice of the turbocharger is justified by results of the air flow calculations and the intended use of the vehicle. The success of the sizing is subsequently analyzed based on the performance values of the dynamometer measurement and logged sensor values. Then also possible components of future development targets are taken into consideration.</p> <p>Efficiency calculations were carried out for the original and finished turbocharged engine. The purpose of the calculations was to determine the distribution of the thermal energy contained in the amount of fuel used by the engine before and after turbocharging. At the same time the increase in the pressure and temperature values of the gas mixtures through the compression and power stroke as a result of turbocharging could be detected. In addition to analyzing changes in efficiencies and losses in the efficiency calculation analysis the values that increase mechanical stress were considered. Possible updates to the system were also recorded and are mentioned.</p> <p>With the new engine the vehicle achieved relatively good performance from mid-rpm range to the top rpm. The behavior of the engine suitable for motorsport could also be tested and proven in racing circuits. The turbocharger was sized successfully when considering the intended use of the vehicle. Theoretical changes in fuel thermal energy consumption ratios were determined using efficiency calculation formulas. The maximum power and torque increased by about 85 %, but there was a decrease of about 2 % in the theoretical engine's shaft power i.e. the overall efficiency compared to stock engine. However, the reduction in shaft power ratio was considered reasonable for post turbocharged Otto engine.</p>	
Keywords	turbocharger, M30B35, efficiency calculation

Sisällys

	Lyhenteet	
1	Johdanto	1
2	Työn tausta, tavoitteet sekä haasteet	1
3	M30B35-moottori	3
	3.1 Moottorimalli	3
	3.2 Moottorin kansi	3
	3.3 Sylinterilohko ja kampikoneisto	4
	3.4 Moottorin kokoaminen	6
4	Moottorinohjaus	9
	4.1 Säädetty moottorinohjaus Maxxecu street	9
	4.2 Anturointi ja niiden toimintoja	9
	4.3 Polttoainejärjestelmä	12
	4.4 Sytytysjärjestelmä	17
	4.5 Moottorin suojaus	19
	4.6 Asennus ja johtosarja	19
5	Basemap, tehodynamometri ja ratapäivätestit	20
	5.1 Basemap ja auton käynnistäminen	20
	5.2 Moottorin säätäminen tehodynamometrissä	25
	5.3 Auton testaaminen drifting-ratapäivillä	27
6	Turboahtimen valinta ja mitoittaminen	28
	6.1 Pohjustus turboahtimen valitsemiseen	28
	6.2 Kompressori	29
	6.3 Ensimmäinen kompressorin mitoituslasku	31

	6.4 Kompressorin mitoituksen tarkistuslasku tehonmittauksen jälkeen	34
	6.5 Turbiinin valinta	42
	6.6 Turbiinin spekulointi tehodynamometrin jälkeen	43
	6.7 Ahtopaineen ohjaus	45
7	Hyötysuhdelaskut	45
	7.1 Hyötysuhdelaskut ja pV-piirrokset	45
	7.2 Alkuperäisen M30B35-moottorin hyötysuhdelasku	46
	7.3 Turboahdetun M30B35-moottorin hyötysuhdelasku	63
	7.4 Hyötysuhdelaskujen tulosten vertailu ja analysointi	83
8	Yhteenveto	88
	Lähteet	91

Lyhenteet

YKK	Yläkuolokohta
AKK	Alakuolokohta
MAP	Imusarjan absoluuttinen paine (engl. manifold absolute pressure)
std	Alkuperäinen/vakio (engl. standard)
OEM	Alkuperäislaatuinen (engl. original equipment manufacturer)
VR	Variable reluctance
EGT	Pakokaasun lämpötila (engl. exhaust gas temperature)

1 Johdanto

Työssä muutetaan vapaasti hengittävä BMW-henkilöauton ottomoottori turboahdetuksi. Moottorikokonaisuus käydään läpi keskeisimpien vaihdettavien, muokattavien ja siihen lisättävien komponenttien osalta. Samalla kartoitetaan mekaniikkaan kohdistuvia rasiuksia. Turboahdtimeen mitoitus suoritetaan tilavuusvirta-, massavirtalaskujen ja kompressorikarttojen avulla. Turboahdtimeen valintaan perusteellaan myös moottorin ominaisuuksien priorisoinnilla sekä käyttötarkoituksella. Moottoriversioiden hyötysuhteiden muodostuminen ja polttoaineen sisältämän lämpöenergian jakautuminen selvitetään laskennallisesti. Hyötysuhdelaskuista selviää myös esimerkiksi sylinteripaineiden ja kaasuseoksien lämpötilojen muutokset moottorin läpi kulkiessa. Alkuperäisen ja turboahdetun moottorin hyötysuhdelaskujen tuloksien perusteella laaditaan myös vertailuanalyysi.

2 Työn tausta, tavoitteet sekä haasteet

Moottorit yleisesti ja varsinkin henkilöautojen moottorit ovat tarkkaan laskettuja ja suunniteltuja insinööriyön näytteitä. Vapaasti hengittävässä 4-tahtisessa ottomoottorissa imutahdin tapahtumassa on suunniteltu kuinka paljon ilman ja polttoaineen seosta sylinteriin ohjataan. Imusarjasuihkutteisessa moottorissa kuten myös tämän työn M30B35-moottorissa voidaan puhua ilma-polttoaineseoksesta, koska ne ovat alkaneet sekoittua jo ennen imuventtiilin aukeamista. Seoksen määrään vaikuttavat mm. imusarjan ja imukanavan virtaus, imuventtiilin koko, nousu ja aukioloaika sekä suurimpana sylinterin iskutilavuus. Imutahti loppuu, kun sylinterin mäntä on yläkuolokohdasta alas alakuolokohdasta mennessään imenyt sylinteriin noin iskutilavuutensa verran ilman ja polttoaineen seosta. Mikäli sylinteriin halutaan saada lisää ilmaa ja ruiskuttaa enemmän polttoainetta esimerkiksi suuremman vääntömomentin toivossa, moottorin voi turboahdtaa.

Kun turboahdin työntää enemmän ilmaa sylinteriin, polttoainesuuttimilla ruiskutetaan myös enemmän polttoainetta, jotta polttoaineen määrä pysyisi oikeassa suhteessa ilmassaan. Tällöin puristustahdin alkaessa AKK:sta on moottorin sylinterissä alkuperäisesti suunniteltua enemmän seosta. Männän puristaessa seosta ylös mennessään paine sylinterin sisällä kasvaa ja runsaampi seos aiheuttaa syttyessään työtahdin aikana

enemmän painetta ja lämpöä. Paine tarkoittaa enemmän tehoa samoin kuin mekaanista rasitusta. Lämmön nousu tarkoittaa komponenttien kuten esimerkiksi männän ja männänrenkaiden lämpölaajenemista. Poistotahdissa pakokaasut halutaan liukkaasti pois sylinteristä pakoventtiiliin kautta pakoputkeen, mutta turboahdetussa moottorissa ahtimen turbiinin pakopesän pakosiipi aiheuttaa vastapainetta pakokaasuvirtaukselle, mistä myös johtuu korkeampi pakolämpö. Liian korkeaksi noussut pakolämpötila voi sulattaa pakoventtiiliin tai rikkoa turboahtimen.

Perehtymällä mm. M30B35-moottorin komponentteihin ja moottorin toimintaan sekä moottorinohjaukseen on tavoitteena rakentaa moottoriurheilukäyttöä kestävä kokonaisuus. Vakiotehoisesta 211 hv:n M30B35-moottorista on tarkoitus saada 400 hv:n moottoriteho turboahdamalla alle 1 bar:n ahtopaineella. Keskeisenä osana työtä tarkastellaan turboahtimen mitoituslaskuja, ja tavoitteena on laskemalla valita turboahdin halutuilla ominaisuuksilla. Turboahtimen kompressorin mitoituslaskuja tehdään kaksi. Ensimmäisen mitoituslaskun massavirrat lasketaan määritetyillä ja arvoiduilla lähtöarvoilla ja turboahtimen hankinta tehdään tuloksien perusteella. Moottorin tehonmittauksen jälkeen suoritetaan tarkastusmitoituslasku. Tarkastusmitoituslaskun massavirta-arvot saadaan laskettua tarkemmin, koska voidaan käyttää apuna tehonmittauksessa taltioituja anturitietoja lähtöarvoina. Tarkastuslaskun perusteella voidaan havainnoida, kuinka onnistunut kompressorin mitoitus oli.

Hyötysuhdelaskuja tehdään kaksi. Ensimmäisessä lasketaan vakiomoottorin hyötysuhdelasku. Toinen hyötysuhdelasku suoritetaan ahdetun moottorin tehonmittauksen jälkeen. Saatujen tuloksien pohjalta luodaan vertailuanalyysi. Analyysissä huomioidaan eri muuttujien arvoja, jotka lisäävät mekaanista rasitusta sekä tarkastellaan, miten hyötysuhde-erot muodostuvat. Keskeisimpänä tavoitteena on selvittää moottorin työkiertoa kohden käyttämä polttoainemäärä ja määrän sisältämän lämpöenergian jakautuminen alkuperäisenä ja ahdettuna.

Mitä valmiin moottorin käyttöön tulee, niin alakierrosten vääntömomentista ollaan hieman valmiita tinkimään, mutta keskikierrosalueelta eteenpäin tulee moottorin tuottaa vääntömomenttia suhteellisen hyvin. Moottori ollaan asentamassa drifting-autoon. Kyseinen laji varmasti asettaa haasteita varsinkin eri komponenttien lämmönsietokykyä ajatellen.

3 M30B35-moottori

3.1 Moottorimalli

M30B35 on perinteikkään M30-moottoriperheen viimeisempiä versioita. Ensimmäiset M30-moottorimallit valmistettiin vuonna 1968, ja tuotanto jatkui vuoteen 1994, joten voidaan puhua hyvin pitkään valmistetusta moottorista. Tämä suora kuusisylinterinen otto-moottori pohjautui BMW:n nelisylinteriseen M10-moottoriin. Suurimpia muutoksia vuosien varrella tehtiin iskutilavuuteen ($2494 \text{ cm}^3 - 3430 \text{ cm}^3$), imusarjaan sekä moottoriohjaukseen. Ensimmäisien moottoriversioiden polttoaineen saannista huolehtivat perinteikkäät kaasuttimet. Kaikissa M30-moottoreissa on valurauta lohko, alumiininen kansi yhdellä nokka-akselilla sekä sylinteriä kohden yhdet imu- ja pakoventtiilit. BMW on myös valmistanut vahvasti M30-moottoriin pohjautuvia turboahdettuja M102- ja M103-moottoreita 80-luvulla. BMW Alpina B10 Bi-turbo oli tehokkain M30-pohjautuvalla moottorilla varustettu sarjavalmisteinen auto, joka tuotti 265 kW. M30-moottorit syrjäyttivät modernimmat ja hyötysuhteeltaan paremmat M50- sekä M60-moottorit. Työn kohdemoottori on 3,4-litrainen ja se on peräisin vm. 1991 BMW e34 535i -ajoneuvomallista. [1; 2]

3.2 Moottorin kansi

Moottorin kannen tarkastelun jälkeen siihen päätettiin suorittaa tasopinnan oikaisu, venttiilien seetien hionta mahdollisten ohivuotojen poistamiseksi sekä venttiilivarren kumien vaihto. M30-moottorille hyvin tyypillisesti venttiilikoneisto oli hyvin kulunut. Suurin syy tähän kulumiseen johtuu venttiilinväläyksien säädön laiminlyömisestä. Tässä perinteisessä moottorissa ei ole hydraulinostimia, jotka öljynpaineen avulla pitävät venttiiliväläykset kunnossa. Liian suuri venttiilien välys aiheuttaa ylimääräistä värinää venttiilikoneistoon. Kulumaa esiintyi siis keinuvivuissa ja nokka-akselissa.

Keinuvivun kaarevaan nokka-akseliin nojaavaan kulutuspintaan syöpyy loivia aaltoja. Kulunut keinuvipu ei pysty seuraamaan nokkaa varsinkaan korkeilla kierroksilla, jolloin öljykalvo ei riitä ja pinnat syöpyvät. Keinuvivun pyöreä epäkesko säätöprikka kuluu myös vähemmän pyöreäksi, joten kulunut venttiilikoneisto ei pysy säädöissä kovin kauaa. Keinuvipua pitää paikallaan ja painaa pitkäikäisyydessään keinuvipujen akselilla kierrejoussi.

Korkealla moottorin kierrosnopeudella ja varsinkin kuluneen venttiilikoneiston tai suurentuneiden venttiilivälysten aiheuttaman suuremman värinän takia keinuviipu voi päästä liikkumaan akselilla moottorin pitkittäissuunnassa ja painamaan venttiiliä kierossa. Tällöin alumiininen keinuviipu voi katketa. Vanhan auton alkuperäisen moottorin kanssa näitä katkesi ratapäivillä muutama. Tätä ei haluttua liikettä edesauttaa myös, jos keinuviivun sisäholkki keinuviipujen akselilla on kulunut väljäksi yli toleranssiarvoista ja keinuviivulla on sivuttaisliikettä akselilla liikaa. Kanteen on saatavilla jälkimarkkinoilta keinuviipujen jousien korvaavia halkaistavia lukitusholkkeja, mutta toimitus- ja kustannussyistä niitä ei lähdetty tilaamaan. Mahdollisesti päivitys tehdään tulevaisuudessa.

Nokka-akselin tilalle hankittiin uusi vakiota vastaava tarvikenokka sekä alumiiniset keinuviivut vaihdettiin vahvistettuihin teräksisiin. Keinujen säätöprikat vaihdettiin myös uusiin. Nokille öljyä ruiskuttava putki putsattiin ja öljynpaineanturin paikalle asennettiin t-haara, mistä öljynpaine viedään turboahtimelle.

3.3 Sylinterilohko ja kampikoneisto

Moottoriaihiomme lohkon kahdessa sylinterissä oli päässyt seisomaan jäähdytinnestettä. Kone pyöri, mutta sylinteriseinämiin oli muodostunut hieman korroosiota eikä sylinteriseinämä ollut enää tasainen. Sylinterien mitat olivat muutenkin hieman yli toleransseista [3, luku 2 s. 2–3], joten sylinterit päätettiin porata +0,5 mm ylikokoon ja koota uusilla ylikoon männillä. Koska moottori ollaan ahtamassa ja sylinteripaine sekä lämpötilat tulevat nousemaan, sylinterin poraus tehtiin korjaamokäsikirjan toleranssin yläpäähän lämpölaajenemisen takia. Ilmoitettu toleranssi männän välyksestä sylinteriin on 0,02–0,05 mm ja poraus tehtiin niin, että välykseksi tuli 0,04 mm. Mäntäsarjasta tuli myös mitattua, että kaksi männistä oli halkaisijaltaan 0,01 mm pienempiä. Tämä huomioitiin porauksissa.

Puristusrenkaiden katkosvälykset hiottiin toleranssien yläpäähän. Ylemmän puristusrenkaan ilmoitettu toleranssi on 0,2–0,45 mm, ja se hiottiin 0,5 mm:n välykseen. Alemman puristusrenkaan toleranssi on 0,2–0,5 mm ja se samaten hiottiin 0,5 mm:n välykseen. Alimmaisat öljyrenkaat jätettiin 0,38 mm:n välykseen, koska ne käyvät männänrenkaista vähiten kuumana ja jotta öljynkulutus ei kasvaisi liikaa. Tehdyt välysmitat ovat kompromisseja lämpölaajenemisen sekä öljynkulutuksen ja moottorin huohottamisen suhteen.

Lämpötilat sylintereissä tulevat nousemaan turboahtamisen myötä, joten myös männänrenkaiden lämpölaajentumiselle oli kuitenkin järkevää tehdä hieman lisää tilaa.

Venttiilikoneiston kulumisen lisäksi M30-moottorien (varsinkin 3,4 l:n) toinen ikävä tyyppivika on sylinterilohkon halkeilu pakopuolen kannenpulttien rei'istä vesi- ja öljykanaviin. Halkeilu saattaa olla seurausta moottorin ylikuumentumiselle eli liian nopeille ja suurille lämpölaajenemisille. Kuitenkin M30-moottorin alumiininen kansi ja valurautainen lohko ovat suhteellisen pitkiä sekä alumiinin lämpölaajenemiskerroin ($1/^{\circ}\text{C}$) on lähes kaksi kertaa suurempi kuin teräksellä. Yleisemmän syyn halkeilulle uskotaan tosin olevan kannenpulttien reikien riittämätön puhdistus kannen asennuksen yhteydessä. Pienikin määrä moottoriöljyä tai jäähdytinnestettä kannenpultin alla saattaa laajetessaan aiheuttaa halkeaman. Moottoripukissa kannenpulttien reikien puhdistus oli helpompi suorittaa perusteellisesti, koska lohkon saa käännettyä myös ylösalaisin. Auton alkuperäisessä sylinterilohkossa oli 9 kpl halkeamia pakopuolen kannenpulttien rei'istä, mikä tietenkin johti toisen samanlaisen ehjän moottoriaihion hankkimiseen. Alkuperäinen halkeillut moottori oli varmasti kokenut edellä mainittuja väärinkäyttöjä, joten halkeilusta ei oltu yllättyneitä.

Varsinkin nyt kun moottoriin vaihdetaan uusi mäntäsarja ja 4 kg kevyempi kiinteä vauhtipyörä 14 kg painavan kaksoismassavauhtipyörän tilalle, kampikoneiston osat päätettiin tasapainottaa. Tasapainotukseen vietiin siis männät tappeineen, kiertokanget, kampiakseli, vääntöväärätelyvaimennin, vauhtipyörä ja kytkinasetelma. Ensin osat laitetaan keskenään verrattain tasapainoon. Männät tappeineen punnitaan ja painavimmista männistä poistetaan materiaalia varovasti ja tasaisesti sellaisista kohdista, jotka eivät ole niin merkityksellisiä rakenteen kestävyydelle. Kiertokankien ylä- ja alapäät punnitaan erikseen ja laitetaan keskenään materiaalia poistamalla tasapainoon. Vastaavat toimenpiteet suoritettiin myös vauhtipyörälle, kytkinasetelmalle sekä kampiakselille.

3.4 Moottorin kokoaminen

Moottorin kokoamisessa tulee olla hyvin tarkkana osien puhtauden, valmistajan ilmoittamien kiristysmomenttien sekä osien oikean oppisen asentamisen suhteen. Koneistusten jälkeen moottorin kanteen (kuva 1) tuli asentaa kaikki muut osat paitsi pako- ja imuventtiilit, jotka oli moottorikoneistamalla valmiiksi laitettu paikalleen. Nokka-akseli, venttiileitä painavat teräksiset keiuvivut sekä keiuvipuakselit tuli asettaa paikalleen varovasti, niin etteivät pinnat naarmuunnu. Moottorin kokoamiseen tarkoitettua asennusrasvan käyttö on suositeltavaa. M30B35:n keiuvipuakselien asennuksessa on helppo tehdä vakava virhe. Akseleissa on pieniä reikiä eli öljykanavia, joista on tarkoitus suihkuta öljyä nokka-akselin nokille ja kuljettaa öljy nokka-akselin laakeripinnoille. Väärässä asennossa olevat pyöreät akselit hajottavat nokan ja venttiilikoneiston nopeasti. Venttiilivälysten säätö tehtiin, kun moottori oli kokonaan koottu.



Kuva 1. Moottorin kannen venttiilikoneisto koottuna. Kuvassa myös yksi vakiomallinen keiuvipu.

Moottorin kampikoneistoon (kuva 2) vaihdettiin vakiokokoiset (std) runko- ja kiertokangensa laakerit. Kampiakselin laakeripinnoissa ei näkynyt jälkiä tai naarmuja, ja vanhoissa laakereissa oli havaittavissa vain todella vähäistä normaalia kulumaa [4], joten koneis-

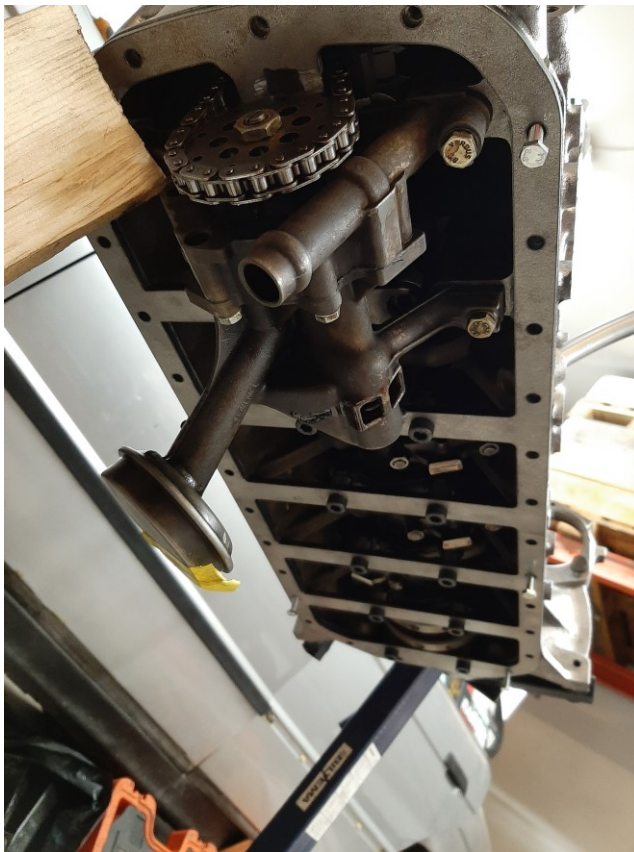
tustöille ei uskottu olevan tarvetta. Uusien runko- ja kiertokangenlaakerien asennuksessa haluttiin kuitenkin varmistua siitä, että laakerivälit ovat toleranssissa. Laakerivälismittauksiin käytettiin Plastigauge-laakerivälisnauhaa. Mittaukset osoittivat kiertokankien laakereiden olevan hienosti toleranssien keskivaiheella, kun taas runkolaakerien välit olivat toleranssin sisällä, mutta välisasteikon yläpäässä. Laakerit antoivat keskenään samat välit mittauksessa. Mitatuilla runkolaakerien välillä ei kumminkaan uskota olevan ratkaisevaa alentavaa vaikutusta öljynpaineeseen tai öljykalvojen muodostumiseen laakereille. Liian pieni laakerivälitys on vaarallisempi lämpölaajenemisten takia. Jos olisi haluttu, kampiakselin olisi voitu käyttää varmuuden vuoksi hionnassa ja kiillotuksessa sekä laitettu ylikoon runkolaakerit, mutta hyötyä ei nähty kovin suurena, joten samalla kustannuksissakin säästettiin. Mainittakoon myös, että runkolaakerit olivat tarvikelaatua toisin kuin kiertokangenlaakerit, jotka olivat OEM-laatua. Olisi ollut mielenkiintoista nähdä, olisivatko uudet OEM-laatuiset std-runkolaakerit antaneet hieman pienemmän välituksen toleranssin keskivaiheille.



Kuva 2. Sylinterilohko kampikoneisto koottuna.

Öljypumpun vaihto olisi ollut suositeltavaa, mutta heikon tarjonnan sekä suhteessa korkeiden hintojen takia alkuperäinen öljypumppu päätettiin tarkastaa, puhdistaa ja ottaa käyttöön. BMW ei ole asettanut mitään toleranssirajoja pumpun välyksille ja korjaamooppaissakin ohjeistettiin arvioimaan kulumista pelkästään visuaalisesti. Merkittävää kulumaa, naarmuja tai vaurioita ei öljypumpun roottorissa havaittu. Alkuperäisellä öljypumpulla saavutettiin myös öljynpaineet 800 rpm /1 bar ja 4000 rpm /4 bar, jotka korjaamokäsikirjan mukaan tulee saavuttaa [3, luku 2 s. 5].

Sylinterilohkon ja öljypohjan väliin lisättiin 7 mm paksu teräsvahvikekorsettilevy (kuva 3). Korsettilevy kiinnittyy myös runkolaakeripukkien ja pukkien pulttien väliin. Alkuperäiset runkopukkien 10.9-lujuusluokan pultit, vaihtuivat korsettisarjan mukana tulleisiin hieman pidempiin 12.9-lujuusluokan pultteihin. Korsettilevysarjan valmistaja ei ollut määrittänyt toisia kiristysmomenteja, joten kampikoneisto koottiin normaalisti korjaamokäsikirjan [3, luku 2 s. 5–6] ohjeistuksien mukaan. Vahvikekorsetin tarkoituksena on jäykistää sylinteriryhmää, eli sylinterilohkoa ja nostaa lohkon resonoinnin taajuusaluetta.



Kuva 3. Teräskorsettilevy jäykistää sylinterilohkoa.

Kannentiivisteenä käytettiin Athena cooper ring -tiivistettä. Liekkirenkaat sekä tiivisteiden massaosa kestävät vakiokannentiivisteeseen verrattuna paljon enemmän lämpöä ja sylinteripainetta. Muuten kansi asennettiin korjaamokäsikirjan [3, luku 2 s. 3–4] ohjeistuksen mukaisesti sylinterilohkoon uusia kannenpultteja käyttäen.

4 Moottorinohjaus

4.1 Säädetty moottorinohjaus Maxxecu street

Moottorinohjaimen valinnassa vertailtiin muutaman eri valmistajan tuotteita ohjainten suorituskyvyn, lisätoimintojen, anturoinnin, hinnan ja asennuksen helppouden suhteen. Muutama valmistaja olisi tarjonnut moottorinohjainta, jonka olisi voinut liittää suoraan BMW:n alkuperäisen moottorinohjaimen liittimeen, mutta tällaiset ohjaimet eivät tarjonneet kaikkia haluttuja ominaisuuksia, joten moottorin johtosarja täytyi rakentaa uudelleen kehittyneemmän anturoinnin takia.

Työhön valittiin Maxxecu street -moottorinohjain yleisöllinen johtosarjajoinen. Maxxecu on ruotsalainen elektroniikkaa lähinnä moottoriturheiluun valmistava yritys. Viime vuosina myös Suomessa suositaan nostaneet moottorinohjaimet ovat saaneet kehuja komponenttien hyvästä laadusta sekä kattavasta ja suhteellisen selkeästä tukiverkostosta. Street-moottorinohjain on valmistajan edullisesta päästä oleva versio, mutta selkeästi kohdeajoneuvon vaatimukset täyttävä tuote. [5]

4.2 Anturointi ja sen toimintoja

Moottorin alkuperäistä Motronic 1.3 -ohjainta voidaan väittää alkeelliseksi varsinkin verrattaessa tulevaan moottorinohjaukseen. Asentotiedon Motronic saa pelkästään kampiakselin asentotunnistimelta, joten nokka-akselin asennon tiedon puuttumisella moottorin polttoainesuuttimia ei voida ohjata sekventiaalisesti. Alkuperäisesti suuttimia ohjataan kahdessa ryhmässä, eli kolme suutinta on auki samaan aikaan.

Sytytys on alkuperäisesti kiinteällä virranjakajalla, jota ei voi ohjata tai edes säätää. Kaapekaistainen lambda-anturin tarkkuus ja nopeus eivät vastaa nykyaikaisempien laajakaista-antureiden ominaisuuksia. Alkuperäisen kaasuläpän asentotunnistimen tehtävänä on lähinnä kertoa Motronicille, koska tyhjäkäyntiventtiili avataan kaasuläpän ollessa kiinni tai milloin kaasuläppä on täysin auki. Alkuperäinen kaasuläpän asentoanturi ei siis osaa kertoa kaasuläpän tarkempaa kulmaa.

Maxxecu tukee moottorin alkuperäistä VR-tyyppistä kampiakselin asentoanturia, joten sitä eikä kampiakselin triggeripyörää ei ollut tarpeen lähteä muuttamaan. Nokka-akselin asentotunnistimen suhteen päädyttiin yksinkertaiseen ratkaisuun. Alkuperäisen virranjakajan pyörijän tilalle nokka-akselin päähän valmistettiin yksihampainen osoitin sekä anturiksi samanlainen VR-anturi kuin kampiakselilla. Maxxecu-moottoriohjaimen tarvitsee tietää vain, onko moottorissa menossa työ- vai poistotahti, mihin riittää yksi pulssi nokka-akselin kierrokselta. Anturi mahdollistaa myös sekventiaalihjauksen polttoaineruiskutussuuttimille, eli jokaiseen sylinteriin saadaan sama haluttu määrä polttoainetta jokaisella moottorin pyörähdyksellä, kun suuttimia ohjataan yksitellen.

Maxxecu-moottoriohjaimen sisään on integroitu 4 bar:n absoluuttiseen paineeseen asti mittaava MAP-anturi eli imusarjan painetta mittaava anturi, joka on tärkeä turbomoottorin kuormitusta mitatessa. Polttoaine- ja sytytyskartoissakin säädetään imusarjapaineen suhdetta moottorin pyörintänopeuteen.

Polttoaineseossuhteen hienosäädön tarvetta mittaa nykyaikainen Bosch lsu 4.2 -laajakaistalambda-anturi. Asennus anturille tehtiin 1 m:n päähän pakoaukoista pakoputkistoon anturin ylikuumentumisen estämiseksi. Anturi asennettiin myös putkiston yläpuolelle 20 asteen kulmaan horisontaalisesti. Alaviistoon asennettuna lambda-anturi tukkeutuu ja hajoaa, koska epäpuhtaudet eivät pääse valumaan pois anturista. Kosteus ja kylmäkäynnistyksen jälkeinen rikkaampi polttoaineen seossuhde voivat myös vaurioittaa väärin asennettua lambda-anturia samasta syystä. [6]

Alkuperäisen kaasuläpän asentotunnistimen tilalle vaihdettiin 0–5 V:n analogista jännitesignaalia tuottava käänkökulma-anturi, jota moottorinohjaus voi lukea lineaarisesti. Tällöin moottorinohjaus tietää tarkkaan, missä kulmassa kaasuläppä milläkin hetkellä on.

Se mahdollistaa mm. myös lisäpolttoaine- ja sytytyskarttojen tekemisen moottorin hienosäätöön.

Imusarjan lämpötila-anturin ansiosta moottorinohjaus mukautuu paremmin eri ulkolämpötiloihin. Lisäksi nähdään, kuinka paljon ahdettu ilma lämpenee ja miten välijäähdytin sopii kokonaisuuteen.

K-tyypin pakokaasun lämpötila-anturille hitsattiin paikka pakosarjaan juuri ennen turbon pakopesän laippaa. Paras tapa olisi mitata pakokaasun lämpötilat sylinterikohtaisesti, että nähtäisiin, jos sylinterikohtaisia eroja alkaa muodostumaan, mutta kustannussyistä tähän ei kuitenkaan lähdetty. Maxxecu street -mallissa ei ole sisäistä valmiutta K-tyypin anturille. Saatavilla oli kuitenkin anturin ja moottorinohjaimen väliin tuleva vahvistin, jolla voidaan anturin ulostulo muuttaa 0–5 V:n jännitteeksi, jota Maxxecu osaa lukea. Liian kuumen pakokaasun lämpötilan seurauksena voi olla vaurioitunut turbo, pakoventtiili tai muu moottorivaurio. Syitä korkeisiin pakolämpöihin voivat olla esimerkiksi laiha polttoaineen ja ilman seos, myöhäinen sytytysennakko tai ahdistava turboahtimen turbiini. Anturin mittausalue on 0–1250 °C.

Alkuperäistä Boschin jäähdytysnesteen lämpötila-anturia moottorinohjaukselle ei tarvitse vaihtaa, sillä Maxxecu tukee kyseistä anturia.

Nakutusanturi olisi ollut hyvä lisä anturointikokonaisuuteen, mutta Maxxecu street -mallissa ei ole sisäistä valmiutta kyseiselle anturille. Nakutusanturi on pietsosähköä hyödyntävä anturi, joka havaitsee nakutuksen aiheuttaman korkeamman runkoäänitaajuuden moottorilohkosta. Nakutus aiheuttaa normaalia palotapahtumaa korkeampaa sylinteripainetta, mikä lisää merkittävästi mekaanista rasitusta ja voi johtaa nopeasti moottoririkoon. Saatavilla on nakutusanturin ja moottorinohjaimen väliin tulevia ohjainlaitteita, joten anturin päivittäminen olisi mahdollista. Kustannussyistä tällaista ei kuitenkaan vielä lähdetty asentamaan. Tehonmittausdynamometrissa moottorinohjausta säädettäessä on säätäjällä käytössä ulkoinen nakutusanturi, joten siksikään kyseinen anturi ei ole pakollinen. [7]

4.3 Polttoainejärjestelmä

Polttoaineen lisääntyvän tarpeen myötä alkuperäiset polttoainesuuttimet tulee vaihtaa selkeästi suuremman tuoton omaaviin. Polttoainesuuttimien mitoituskaavoilla voidaan mitoittaa polttoainesuuttimien koko vastaamaan 400 hevosvoiman bensiinimoottoria.

Polttoainesuuttimien mitoituskaavat [8; 9; 10] ovat seuraavat:

$$S_{mf} = \frac{hp * bsfc}{S_{luk} * idc}$$

S_{mf} = Polttoainesuuttimen massavirta = 52,5 lb/h = 0,40 kg/min

S_{luk} = Suuttimien lukumäärä = 6

hp = Moottorin huipputeho (arvio) = 400 hp

bsfc = Polttoaineen ominaiskulutus (Turboahdettu bensiinimoottori) = 0,63 (lb/h) / hp

idc = Polttoainesuuttimien aukioloaika = 0,8

$$S_{kok} = \frac{S_{mf}}{B_p}$$

S_{kok} = Polttoainesuuttimen tilavuusvirta = 533 cm³/min

B_p = 98E5-bensiinin tiheys = 0,00075 kg/cm³

Edellä mainitussa kaavassa tavoitetehtoksi määritettiin 400 hp. Polttoaineen ominaiskulutus (Brake specific fuel consumption) on suhdeluku, joka kuvaa kulutettua polttoainemäärää yhtä hevosvoimaa kohden. Keskiarvona voidaan käyttää lukua 0,63 (lb/h) / hp turboahdetun bensiinimoottorin kanssa. Vapaasti hengittävän bensiinimoottorin kanssa arvona voitaisiin käyttää arvoa 0,5 (lb/h) / hp. Suuttimien aukioloaikaa kuvaava prosenttiluku (injector duty cycle) kertoo, kuinka suuren osan ajasta tilanteessa, jossa moottoria

kuormitetaan kaasuläppä täysin auki eli ajetaan kaasu pohjassa, polttoainesuuttimet ovat auki. Yleinen suositusluku suuttimien aukiololle on 80 %. Suurempiakin aukioaloja voidaan tapauskohtaisesti käyttää, mutta vaarana ovat suuttimien ylikuumentuminen sekä niiden käyttöiän lyhentymisen. Monesti polttoainesuuttimen virtaus ilmoitetaan tilavuusvirtana yksikössä cm^3/min , joten saatu massavirta-arvo jaetaan 98E5-polttoaineen tiheydellä.

Tuloksen mukaan polttoainesuuttimet $533 \text{ cm}^3/\text{min}$ olisivat hyvät tähän kokoonpanoon, mutta tässä omakustanne työssä halutaan ottaa myös huomioon mahdolliset tulevaisuuden toimenpiteet. Ekologisemman RE85-etanolipolttoaineen käyttöönotto sekä mieto painesuhteen nostaminen ovat mahdollisia päivityksiä, jotka halutaan ottaa huomioon polttoainesuuttimien valinnassa.

Polttoainesuuttimien mitoituslasku RE85 ja 450 hp [8; 10; 11] on

$$S_{mf\ re85} = \frac{hp_{re85} * bsfc_{re85}}{S_{luk} * idc_{re85}}$$

$S_{mf\ re85}$ = Polttoainesuuttimen massavirta = 75,9 lb/h = 0,57 kg/min

S_{luk} = Suuttimien lukumäärä = 6

hp_{re85} = Moottorin huipputeho (arvio) = 450hp

$bsfc_{re85}$ = Polttoaineen ominaiskulutus (Turboahdettu etanolimoottori) = 0,86 (lb/h) / hp

idc_{re85} = Polttoainesuuttimien aukioaika = 0,85

$$S_{kok\ re85} = \frac{S_{mf\ re85}}{RE_{\rho}}$$

$S_{kok\ re85}$ = Polttoainesuuttimen tilavuusvirta = $722 \text{ cm}^3/\text{min}$

RE_{ρ} = RE85-etanolipolttoaineen tiheys = $0,00079 \text{ kg}/\text{cm}^3$

RE85-etanolipolttoaineen ekologisuus ja korkeampi oktaaniluku (104) verrattuna tavalliseen 98E5-polttoaineeseen houkuttelevat RE85:een siirtymiseen. Korkeampi oktaaniluku tuo lisää tehoa ja vähentää nakutusriskiä, joten sytytysennakkoa voitaisiin myös hieman lisätä. Verrattuna tavalliseen 98E5-bensiiniin RE85-etanolipolttoaineen energiasisältö on kuitenkin alhaisempi, ja tästä johtuu noin 30 % suurempi kulutus. Täten myös polttoaineen ominaiskulutuksen arvo on suurempi, ja arvona käytetään lukua 0,86 (lb/h) / hp. Etanolipolttoaineella on myös syövyttäviä ominaisuuksia, joten ennen RE85-polttoaineeseen siirtymistä halutaan varmistaa jokaisen polttoainejärjestelmän komponentin kestäminen etanolipolttoaineen kanssa. Toisin sanoen kustannus- ja aikataulusyistä polttoainetta ei lähdetty vaihtamaan.

Suhteessa liian isojen polttoainesuuttimien käyttäminen hankaloittaa moottorin polttoainekarttojen säätämistä ja saamista toimimaan täydellisesti tyhjäkäynnillä, alakierrosalueella sekä tilanteissa kun moottoria kuormitetaan osakaasulla. Tällaisille kokoonpanolle on tyypillistä käydä hieman rikkaammalla ilman ja polttoaineen seoksella. Liian iso määrä palamatonta polttoainetta saattaa liuottaa öljyä sylinteriseinämistä, mikä lisää kulumista. Palamaton polttoaine saattaa myös valua männänrenkaiden välistä moottoriöljyn sekaan ja heikentää öljyn ominaisuuksia. Pidempi ruiskutusaika pienemmillä suuttimilla auttaa polttoaineseosta levittäytymään ja sekoittumaan sumuksi ilmamassan kanssa paremmin, jolloin palamisessa vapautuu enemmän lämpöenergiaa. Kohtuullinen suuttimien ylilimitoitus voidaan kuitenkin hyväksyä, varsinkin kun huomioidaan työn auton käyttötarkoitus. Ratapäiväauton öljynvaihtoväli on tiheä, ja moottoria ajetaan pääasiassa korkealla kuormituksella. Siksi moottoriöljyn sekaan päässyt polttoaine joko haihtuu tai poistuu öljynvaihdossa, joten se ei aiheuta ongelmia voitelevuuteen. Kohtuullisesti ylilimitoitettujen suuttimien kanssa moottori saadaan säädettyä käymään hyvin läpi kierrosalueen.

Mitoituslaskujen tuloksien pohjalta hyvä suutin kokoonpanoon tuottaisi enintään 85 %:n aukiololla ja normaalilla 3 bar:n polttoainepaineella 720 cm³/min -virtauksen. Suuttimet olisi voitu tilata, mutta mitoitus tulokset haluttiin käydä esittämässä paikan päällä alan ammattilaisille Finjector-nimisessä polttoainesuuttimia ja muuta moottoriurheiluun liittyvää elektroniikkaa myyvässä liikkeessä. Myös ammattilaisten ehdotukset huomioiden suuttimiksi valikoitui Bosch EV14 720 cm³/min 3 bar. Kyseiset suuttimet kestävät

RE85:tä, joten mahdollinen RE85-päivitys ei vaatisi polttoainesuuttimien vaihtoa. Säädettäessä moottori 400 hp bensiinin kanssa suuttimien aukiolo tulisi olemaan noin 62 % joten skaala on kuitenkin riittävä polttoainekarttojen säätöön.

Alkuperäisen polttoainepumpun tuotto ei vastaa lähellekään kasvavan polttoaineen virtauksen tarvetta. Polttoainepumpun mitoituskaavalla saadaan laskettua tarpeeksi tuottoa omaava pumppu kokoonpanoon.

Polttoainepumpun mitoituskaavat [9; 10; 11; 12] ovat seuraavat:

$$F_p = hp * bsfc$$

F_p = Polttoainepumpun tuotto = 252 lb/h = 114,3 kg/h

bsfc = Polttoaineen ominaiskulutus (Turboahdettu bensiinimoottori) = 0,63 (lb/h) / hp

hp = Moottorin huipputeho (arvio) = 400 hp

$$F_{pl} = \frac{F_p}{B_p}$$

F_{pl} = Polttoainepumpun tuotto = 152,4 l/h

B_p = 98E5-bensiinin tiheys = 0,75 kg/l

$$F_{pre85} = hp_{re85} * bsfc_{re85}$$

F_{pre85} = Polttoainepumpun tuotto RE85 = 387 lb/h = 173,3 kg/h

hp_{re85} = Moottorin huipputeho (arvio) = 450 hp

$bsfc_{re85}$ = Polttoaineen ominaiskulutus (turboahdettu etanolimoottori) = 0,86 (lb/h) / hp

$$F_{pl\ re85} = \frac{F_{p\ re85}}{RE_{\rho}}$$

$F_{pl\ re85}$ = Polttoainepumpun tuotto RE85 = 219 l/h

RE_{ρ} = RE85-etanolipolttoaineen tiheys = 0,79 kg/l

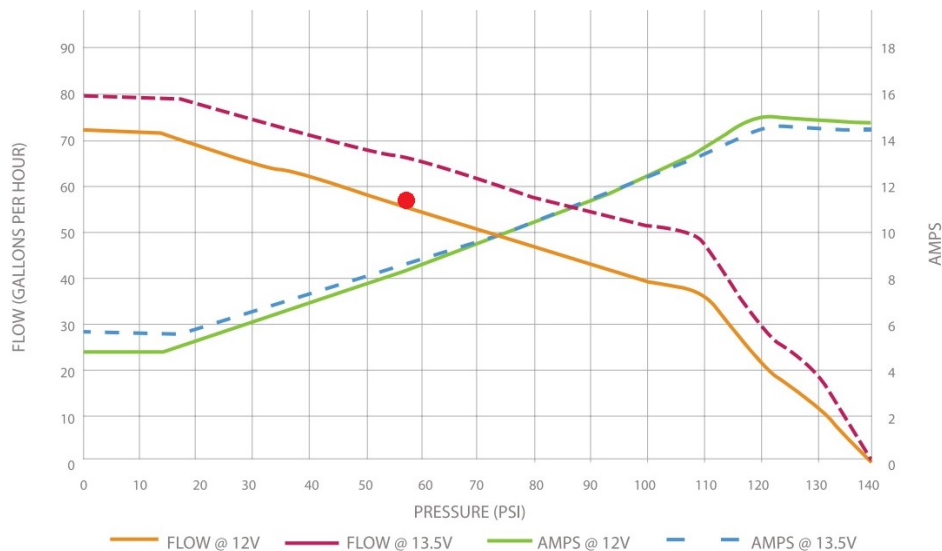
Mitoituslaskun perusteella tuoton 219 l/h omaava polttoainepumppu riittäisi myös RE85:n kanssa, mutta käytännössä polttoainepumpun ylimitoitus on usein suositeltavaa. Tehokkaammat polttoainepumput vaativat enemmän virtaa laturilta ja saattavat lämmitää polttoainetta hieman enemmän. Monesti kuitenkin nähdään tärkeämmäksi taata se, että polttoainepainetta riittää joka tilanteessa polttoainesuutinkiskolla. Imusarjaan johdetun polttoaineen paineensäätimen vuoksi ahdetun moottorin ahtopaine kehittää vastapainetta polttoainepumpulle. Polttoainepumpun pitää kumota imusarjan ylipaine, jotta polttoaineen suihkutuspaine pysyy vakiona moottorin kuormitusasteesta riippumatta. Suuren kuormituksen alla myös akun jännitetaso voi laskea moottorin apulaitteiden ja sytytyksen vaativan suuremman virran takia. Nämä molemmat asiat laskevat polttoainepumpun tuottoa nimellistuotosta kuvan (kuva 4) mukaisesti ja tulee huomioida polttoainepumpun valitsemisessa.

12.0 Volts				13.5 Volts			
Pressure (PSI)	Averages			Pressure (PSI)	Averages		
	12v (L/Hr)	12v Flow (Gal/Hr)	12v Current (Amps)		13.5v (L/Hr)	13.5v Flow (Gal/Hr)	13.5v Current (Amps)
0	413	109.1	12.32	0	454	119.8	14.45
25	413	109.2	12.24	30	455	120.2	14.53
25	412	109.0	12.25	30	455	120.3	14.55
30	400	105.7	12.68	30	455	120.2	14.53
40	375	99.2	13.52	40	430	113.5	15.29
50	349	92.1	14.36	50	405	107.1	16.07
60	323	85.4	15.23	60	381	100.5	16.91
70	298	78.7	16.09	70	355	93.9	17.82
80	273	72.0	16.92	80	328	86.7	18.68
90	232	61.2	17.61	90	268	70.8	19.10
100	155	41.1	18.28	100	206	54.4	19.80
110	70	18.4	19.18	109	131	34.6	20.55
120	0	0.0	19.96	119	55	14.7	21.42
				128	0	0.0	21.91

Kuva 4. Walbron 450 l/h polttoainepumpun virtaavuustaulukko [13].

Työhön valittiin kohtuuhintainen alkuperäisen polttoainepumpun paikalle polttoainetankin sisään asennettava polttoainepumppu Walbro 450 l/h. Kun 3 bar normaali polttoainepaine summataan 0,9 bar:n ahtopaineeseen ja muutetaan yksikköön psi, saadaan 56,6 psi. Täydellä moottorin kuormituksella polttoainepumpun Walbro 450 l/h tuotto laskee välille 393–336 l/h riippuen akun jännitetasosta.

Kyseistä pumppua voitaisiin väittää hieman ylimitoitetuksi, varsinkin kun työn auto ensisijaisesti laitetaan toimimaan bensiinillä. Merkittävää haittaa kyseisestä ylimitoituksesta ei kuitenkaan ole, koska virran kulutus pumpulla Walbro 450 l/h on kohtalainen. Hinteroakaan ei ollut merkittävästi saman pumppuvalmistajan pienempään 255 l/h -versioon. Walbro 255 l/h -polttoainepumppu soveltuisi vielä hyvin käytettäväksi 98E5-version kanssa, mutta RE85-versiossa pumpun tuotto ajautuisi riskirajoille, kun huomioidaan vastapaine ja mahdollinen akun jännitetaso lasku kuormituksen aikana (kuva 5).



Kuva 5. Walbro 255 l/h -polttoainepumpun virtauskuvaaja. Punainen piste kuvaa operointialuetta 1,0 bar:n ahtopaineella RE85-mitoituksella [14].

4.4 Sytytysjärjestelmä

M30B35-moottorissa oli alkuperäisesti virranjakajasytytys, joka päivitettiin säätyvään sytytysjärjestelmään. Monessa perinteikkäässä virranjakajalla varustetussa moottorissa sytytysennakkoa voidaan kiinteästi säätää kääntämällä virranjakajaa, mutta M30B35-

moottorissa tämäkään ei ole mahdollista johtuen virranjakajan rakenteesta. Myös alkuperäisen sytytyspuolan teho ei uskota riittävän antamaan kunnollista kipinää korkeamman ahtopaineen alla.

Turvallisin ja tehokkain tapa on vaihtaa sytytysjärjestelmän komponentit absoluuttisen ahtopaineen ja moottorin kierrosluvun suhteen mukaan säätyviin järjestelmiin. Tällaisia ovat järjestelmiä ovat sekventiaalinen suorasytytys, jossa jokaisella sylinterillä on oma puola, tai sitten hukkakipinäpuolalla toteutettu sytytys. Valinta kallistuu hukkakipinäpuolajärjestelmään, koska se on edullisempi toteuttaa sekä tarjoaa täyden ennakon säädettävyyden ja riittävästi lisää sytytystehoa. Hukkakipinäpuolassa on yksi puola kahta sylinteriä kohden. Samalla puolalla olevat sylinterit toimivat 360° eri puolilla moottorin kokonaiskiertoa (720°:n kampiakselin pyörähdys). Esimerkiksi kun M30B35-moottorissa, sytytysjärjestyksessä ensimmäisessä sylinterissä kipinä sytyttää seoksen puristustahdin lopussa, niin sama puola sytyttää kipinän samaan aikaan kuudennen sylinterin poistotahdin lopussa. Tällöin kuudennen sylinterin kipinä ei itsessään sytytä mitään tai vaikuta mihinkään, joten se menee ns. hukkaan. Tästä juontuu nimitys hukkakipinäsytytys. Työhön valikoitui virityskäytössä suosittu sekä hankintahinnaltaan kohtuullinen VW VR6-moottorin Bosch-hukkakipinäpuola (kuva 6).



Kuva 6. 6-sylinterisen moottorin hukkakipinäpuola, jossa kolme puolaa vierekkäin.

4.5 Moottorin suojaus

Maxxecu-moottoriohjaimissa on mahdollista asettaa monenlaisia suojatoimintoja estämään mahdollisia moottoririkkojen tapahtumista. Lähes kaikkien käytettävien anturien anturiarvoille voidaan asettaa raja-arvot. Jos raja-arvot ylittyvät, voidaan määrittää, hälyttääkö moottoriohjain varoitusvalolla esimerkiksi tabletin tai tietokoneen näytöllä vai katkooko power cut -toiminto polttoaineensyöttöä ja sytytystä. Raja-arvojen ylityksistä voidaan myös asettaa muodostumaan vikakoodeja, joita voidaan tarkastella jälkikäteen, kuten myös automaattisesti tallentuvaa anturitietologia.

Työn moottorissa raja-arvojen varoitustoiminnot laitetaan käyttöön ylijännitteestä, painesuhteesta, lambda-arvosta, jäähdytysnesteen lämpötilasta, polttoainesuuttimien aukiolosta sekä pakokaasulämpötilasta. Power cut -toiminto asetetaan kytkeytymään liian korkeasta painesuhteesta ja lambda-arvosta. Moottorin kierrosrajoitin asetetaan arvoon 6000 rpm. Suojaustoiminnot ovat varsinkin ratapäivänä autossa erittäin hyödyllisiä, sillä kesken ajosuoritusten on hankala seurata mittareita.

4.6 Asennus ja johtosarja

Maxxecu on saanut paljon kiitosta käyttäjiltä selkeistä asennusohjeista. Tukiverkostosta [15] löytää ohjeita liittyen mm. johtosarjojen tekemiseen ja erinäisten toimintojen käyttöönottamiseen. Moottoriohjainmallien johtosarjojen sähkökaaviot ja antureiden liittimien pinnijärjestykset löytyvät välilehtien alta tai hakutoimintoa käyttäen. Samasta osoitteesta voi myös ladata moottoriohjainjärjestelmän viimeisimmät päivitykset ja versiot.

Johtosarjan valmistaminen suoritetaan yhdistämällä vakio moottorin johtosarja sekä Maxxecun yleismallin johtosarja juotostinaa käyttäen. Auton alkuperäinen moottorin ja korin välinen moninapaliitin halutaan säilyttää sekä juotokset tehdä työpöydällä eikä moottoritilassa. Korjaamo-oppaan sähkökaaviot [3, luku 12 s. 19–21], Maxxecu street -sähkökaavio [16] sekä moottorin johtosarjan moninapaliittimen pinnijärjestys työkaluina on juotosliitosten tekeminen suhteellisen yksinkertaista. Moottorin johtosarjan X20- moninapaliittimen pinnijärjestystä BMW E34 535i -malliin ei onnistuttu löytämään, mutta BMW E36 -malleihin kyseinen pinnijärjestys oli saatavilla [17]. Kyseiset E36 ja E34 -

mallit vaikuttavat suurimmaksi osaksi jakavan saman pinnijärjestyksen ja johtojen värit X20-liittimen osalta.

5 Basemap, tehodynamometri ja ratapäivätestit

5.1 Basemap ja auton käynnistäminen

Puhuttaessa pohjakarttojen (engl. basemap) luomisesta, tarkoitetaan moottoriohjaimen karkeaa säätötyötä, jonka tuloksena auton voi käynnistää tai sillä voidaan suorittaa koeajo. Auto vietiin lopuksi alan ammattilaisille tehodynamometriin säädettäväksi Kansiset-moottorikoneistamoon, mutta ensin auton tekniikka halutaan todeta toimivaksi. Tehodynamometrissä säästetään aikaa ja rahaa, kun säätäjä pääsee aloittamaan säätötyön järkevät pohjakartat omaavaan ehjään autoon. Maxxecu.com-kotisivuilta on mahdollista ladata ilmaiseksi erilaisten kokoonpanojen pohjakarttoja. Kaikki asetukset ovat kuitenkin suositeltavaa käydä aina läpi, vaikka kokoonpano olisi hyvinkin saman kaltainen.

Ensin tulee määrittää Maxxecu-moottoriohjaukselle moottorin, anturoinnin, sytytyksen sekä polttoainejärjestelmän perustiedot. Moottorin tyyppi sekä sytytysjärjestys määritetty kuvan 7 mukaisesti.

Engine settings	
Engine type	Piston 4-stroke
Cylinder count	6
Engine displacement	3467 cc
Engine max crank RPM	300 rpm

Firing order	
Engine fireorder 1	Cyl 1
Engine fireorder 2	Cyl 5
Engine fireorder 3	Cyl 3
Engine fireorder 4	Cyl 6
Engine fireorder 5	Cyl 2
Engine fireorder 6	Cyl 4

Even/oddfire	
Firing angle calculation	Automatic even fire

Kuva 7. Moottorin tyyppi ja sytytysjärjestys.

Moottorin kampi- ja nokka-akselin asentoantureiden kautta moottorinohjaus lukee, missä kohtaa moottorin kiertokulkua mennään. Kuvan 8 ensimmäisissä kohdissa määritetään trigger (kampiakselin asento) ja home (nokka-akselin asento) -antureiden tyypit sekä onko niiden pulssi nouseva vai laskeva. Moottoria pyörittäessä starttimoottorilla voidaan Maxxecun oskilloskooppityökalun avulla nähdä pulssin muoto sekä tarkastella, miten Maxxecu-pulsseja rekisteröi. Triggeripyöränä käytetään M30B35-moottorin alkuperäistä värinänvaimentimeen integroitua 62-2-hampaista triggeripyörää, jossa on siis 62 kpl hampaita ja kahden hampaan mittainen tyhjä väli. Maxxecu ei laskenut tyhjän hammasvälin vieressä olevia kahta hammasta, joten asetuksiin laitetaan 60 pulssia ja kahden tyhjän hampaan alue yhdellä kampiakselin pyörähdyksellä. Nokka-akselin asentoanturin pulssi (yksi pulssi kampiakselin kahta kierrosta kohden) tulee ajoittaa eri kohtaan kuin kampiakselin asentoanturin tyhjä hammasväli ja määrittää, tuleeko pulssi ennen vai jälkeen ykkössylinterin yläkuolokohtaa. Ensimmäisen hampaan kulma (first tooth angle) määrittää, missä kohtaan triggeripyörällä on tyhjän hammasvälin jälkeinen ensimmäinen hammas, kun moottorin ykkössylinteri on yläkuolokohdassa. Laskettuna ja mitattuna tulos on 86°. Ajoituslampulla 0°:n sytytysennakon täsmäminen yläkuolokohtaan on suositeltavaa aina tarkastaa. Myös muiden antureiden kuten lambda- ja lämpötila-antureiden asetukset laitettiin oikein. Polttoainesuuttimien asetuksiin (kuvat 9 ja 10) tulee määrittää suuttimien tyyppi, virtaus sekä dead time suutinsarjan tietojen mukaisesti.

Trigger/Home inputs

Trigger input

Trig sensor type ? VR-Sensor

Trigger Polarity ? Rising

Arming voltage ? Automatic tracking

Home input

Home sensor type ? VR-Sensor

Home Polarity ? Rising

Arming voltage ? Automatic tracking

Trigger decoder

Trigger system ? Missingtooth

Home signal ? No

Cam signal position ? Before TDC cylinder 1

Teethcount ? 60

Missing teeth ? 2

Advanced trigger options

Advanced trigger options ? Default (recommended)

Trigger angle

First tooth angle ? 86.0 Degrees BTDC cyl1

Kuva 8. Kampi- ja nokka-akselin asentoantureiden asetukset.

Fuel general

General fuel injection settings

Injection method ? Sequential 720° without sync

Fuel stoich AFR ? Gasoline (14.7)

Multiply lambda ? Enable

Use MAP-sensor ? Yes

Staged injection ? Disable

Note about MaxxECU MINI/STREET and low impedance injectors

When low impedance injectors (<8ohm) are used with MaxxECU MINI/STREET power resistors must be fitted in series with the injectors, otherwise the injectors can be damaged. Refer to the manual on when and how to do this.

Injector settings

Injector ? User defined

Injectors per output ? 1 injector per output (number of primary injectors on each output)

Injectors per cylinder ? 1 injector per cylinder (number of primary injectors per cylinder)

Injector flow settings

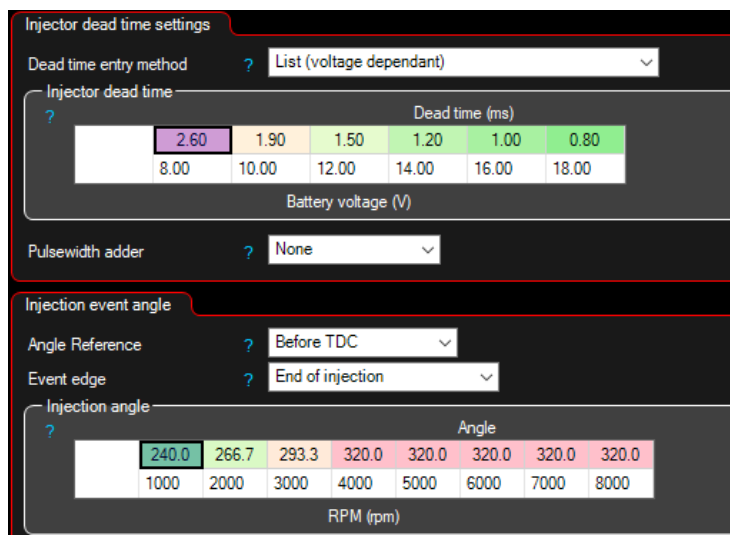
Injector flow tracking ? Fixed flow with default pressure compensation

Injector flow ? 720 cc/min (@ 3bar/43.5psi fuel pressure)

Fuel pressure tracking ? Fixed value, vacuum/boosttracking

Fuel pressure ? 3.0 bar

Kuva 9. Polttoainesuuttimien perusasetuksia.



Kuva 10. Polttoainesuuttimien perusasetuksia. Dead time sekä polttoaineruiskutustapahtuman kulma.

Sytytysennakkokartassa määritetään sytytysennakko kaikille kierrosluvun ja painesuhteen arvojen suhteelle. Pohjakarttaa tehdessä ennakko kannattaa säätää mieluummin liian myöhäisellä kuin aikaisella. Valmistajan asettamasta sytytysennakosta voidaan lähteä vähentämään varsinkin ylipaineelle mentäessä.

Perus polttoainekartassa (VE table) määritetään polttoaineen määrä kaikille kierrosluvun ja painesuhteen arvojen suhteelle. Ruiskutettavan polttoaineen määrään vaikuttaa myös oleellisesti lambda-arvokartta, joka määritetään myös vastaavasti. Polttoaineen ja ilman seos pyritään säätämään mieluummin liian rikkaalle kuin laihalle. Maxxecun voi myös asettaa korjaamaan seosta lambda control -työkalulla, jolla voidaan määrittää, kuinka suuria korjauksia moottorinohjaus voi tehdä lambda-arvon perusteella polttoaineen ruiskutusmäärään. Se on hyvä työkalu, jos autolla suoritetaan koeajoa pohjakartoilla.

Yksinkertaistettuna Maxxecu laskee ruiskutettavan polttoaineen määrän kaavalla Total fuel load %. Kaavan tuloksen moottorinohjain muuttaa pulssiksi, joka ohjaa polttoainesuuttimien aukioloa (idc). Muunnoslaskuun kaavan tuloksesta pulssiksi vaikuttaa vielä useampi muuttuja, kuten iskutilavuus, polttoainetyyppi ja polttoainesuuttimien perusasetukset. Ymmärtämällä polttoainesyötön toimintoja ymmärtää paremmin, miten muutokset polttoainekarttoihin tulevat vaikuttamaan.

Total fuel load % kaava [18] on seuraava:

$$\text{Total fuel load \%} = \frac{\text{VE table} * \text{MAP} * \text{Corrections}}{\text{Lambda table}}$$

Total fuel load % = Ruiskutettava polttoainemäärä prosentti

VE table = Peruspolttoainekartta

MAP = Painesuhde

Corrections = Seoksen korjauskerroin, joka muodostuu mm. lisäpolttoainekartoista ja lämpötila-antureiden korjauskertoimista

Lambda table = Lambda-arvokartta

Auton käyntiin saamisen jälkeen otettiin yhteys Kansiset-moottorikoneistamoon. Ammat-tilaisten avustuksella moottorinohjaukseen saatiin luotua pohjakartat, joilla uskallettiin lähteä koeajolle (kuva 11) ja suorittamaan samalla moottorin sisäänajoa. Koeajolla moot- toria kuormitettiin vain sen verran, että pystyttiin toteamaan erinäisten komponenttien sekä anturoinnin toimivuus. Liiallisen kuormittamisen tuloksena voi herkästi olla mootto- ririkko pelkillä pohjakartoilla ajaessa.



Kuva 11. Työn kohdeajoneuvo valmiina koeajolle.

5.2 Moottorin säätäminen tehodynamometrissä

Tehodynamometrissä (kuva 12) auto sidotaan huolellisesti kiinni, niin että vetävät pyörät ovat dynamometrin rullien päällä. Yksinkertaistettuna dynamometrin rullat jarruttavat pyörien pyörimistä, kun moottoria kuormitetaan ja samalla mitataan vääntömomenttia. Vääntömomentista ja moottorin kierrosnopeus muutettuna kulmanopeudeksi saadaan laskettua moottorin teho. Tehodynamometrissä moottoria voidaan kuormittaa halutulla

tavalla ja samalla seurata anturiarvoja sekä -logia. Moottoriohjauksen säätötyöt vaativat ammattitaitoa ja kokemusta dynolaitteiston lisäksi, joten auto vietiin Kansiset-moottori-koneistamon tehodynamometriin.

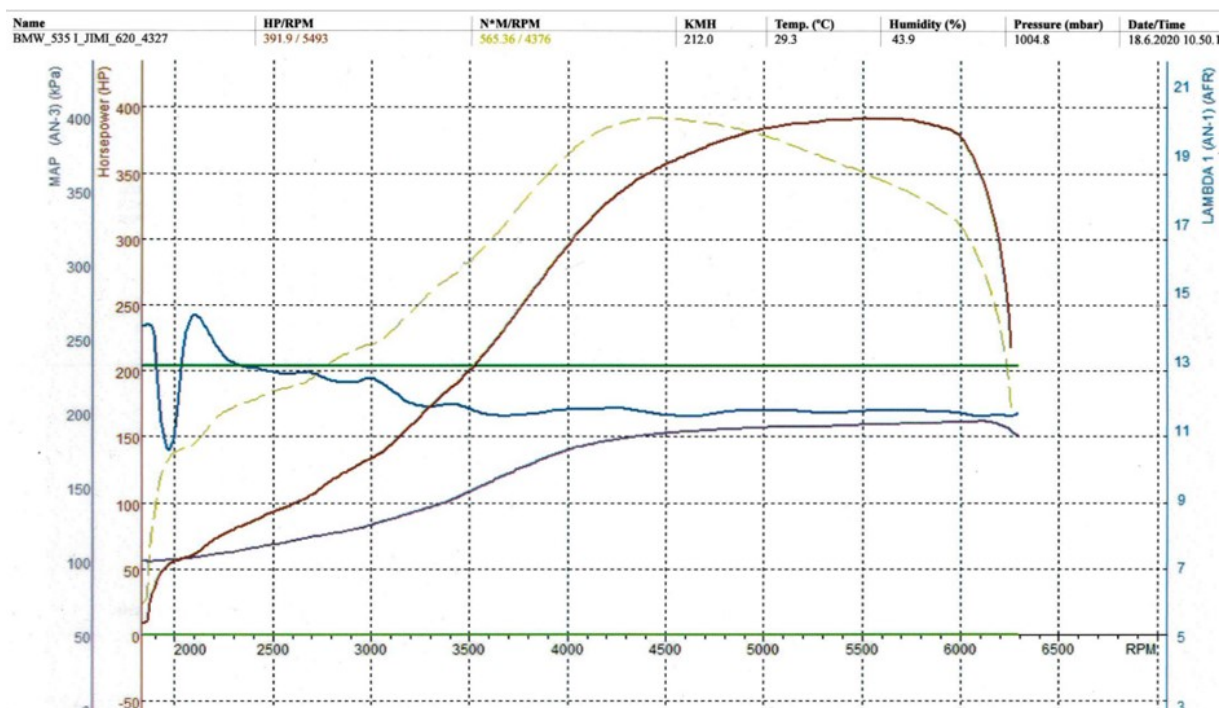


Kuva 12. Työn kohdejoneuvo tehodynamometrissä.

Yksinkertaistettuna säätötyö sisältää pääasiassa moottoriohjauksen polttoaine- ja sytytyskarttojen säätämistä. Polttoaineen ja ilman seossuhde tulee säätää pysymään haluttuna läpi kierrosalueen kaiken asteisilla kuormituksilla. Oikealla sytytysennakolla suhteessa moottorin kuormitukseen ja kierrosnopeuteen saadaan paras suorituskyky, hyötysuhde sekä nakutusriski jäävät erittäin pieneksi. Penkkivedoiksi sanotaan tapahtumia, joissa moottoria lähdetään kuormittamaan alakierroksilta kierrosrajoittajalle tai ainakin yläkierrosalueelle riippuen siitä, otetaanko täys- vai osakaasuvetoja. Penkkivetojen välissä säätäjä tekee pieniä muutoksia moottoriohjaukseen ja tätä toistetaan niin kauan, että moottorin teho tai käytös ei enää parane määritetyllä ahtopaineella.

Tehodynamometrissa säätötyön tulokseen ja muutenkin auton tekniikapuolen toimintaan oltiin erittäin tyytyväisiä. Kuvan 13 tehonmittaustulosteesta nähdään, että kokoonpano tuottaa hyvän suorituskyvyn eskikierrosalueelta eteenpäin sekä tehotavoitteet 400 hp:n tuntumaan saavutettiin. Vaikka säätötyö tehtiin helteisenä 29 °C:n päivänä, ei ollut minkäänlaista ongelmia moottorilämpöjen suhteen tai mitään muutakaan vastoin-

käymisiä auton toimintaan liittyen. Tosin painesuhdearvoissa havaittiin pieni heitto ulkoisen ja auton oman MAP-anturin kesken. Kompressorikotelosta mitattu ulkoisen MAP-anturin painesuhdearvo, joka myös piirtynyt tehonmittaustulostuksiin, oli noin 1,9 bar korkeimmillaan, ja imusarjasta mitattu auton oma anturi mittasi 1,8 bar absoluuttista ahtopainetta. Ero voi johtua ahtoputkiston pituudesta tai mutkista tai MAP-antureiden keskinäisestä kalibrointierosta. Erittäin pieni painevuoto esim. välijäähdyttimen putkistossa ei ole myöskään täysin pois suljettu muuttuja, vaikka kyseiset mahdolliset vuodot käytiin läpi juuri ennen tehonmittausta. Hyötysuhde- ja mitoituslaskuissa päätetään käyttää tehonmittaustulostuksen MAP-arvoja, jotka ovat ainakin oikeassa suhteessa kyseisen penkkivedon muihin arvoihin.



Kuva 13. Tehonmittaustulostus, punainen: teho, keltainen katkoviiva: vääntömomenti, sininen: lambda ja violetti: painesuhde.

5.3 Auton testaaminen drifting-ratapäivillä

Tehonmittauksen säätötöiden, jälkeen auto oli valmis käytännön testeihin. Ensimmäiset kunnon testit ajettiin driftingajoharjoittelupäivillä (kuva 14) Pesämäen moottoriurheilukeskuksen radalla. Tekniikkapuoli todettiin toimivaksi myös käytännössä eikä anturidatasakaan todettu mitään hälyttävää rata-ajosuoritusten jälkeen. Käytökseltään moottori oli

kohtalaisen helppo ajaa sekä kaasuun vastaavuus oli suhteellisen hyvä, varsinkin kun otetaan huomioon ahtimen koko. Myöhemmin samalla ajokaudella autolla päästiin ajamaan myös Lapuan, Kaanaan, Kouvolan ja Ahveniston moottoriradoilla ja autoon päivityksiä on jouduttu tekemään lähinnä vain alustapuolelle.



Kuva 14. Kuvia driftingajoharjoittelupäiviltä. Vas. yläkulma pesämäen moottoriturheilukeskuksesta. Vas. alakulma Kaanaan moottoriradalta, kuvan ottanut Joni Henttonen. Oikealla Ahveniston moottoriradalta, kuvan ottanut Petri Varis.

6 Turboahntimen valinta ja mitoittaminen

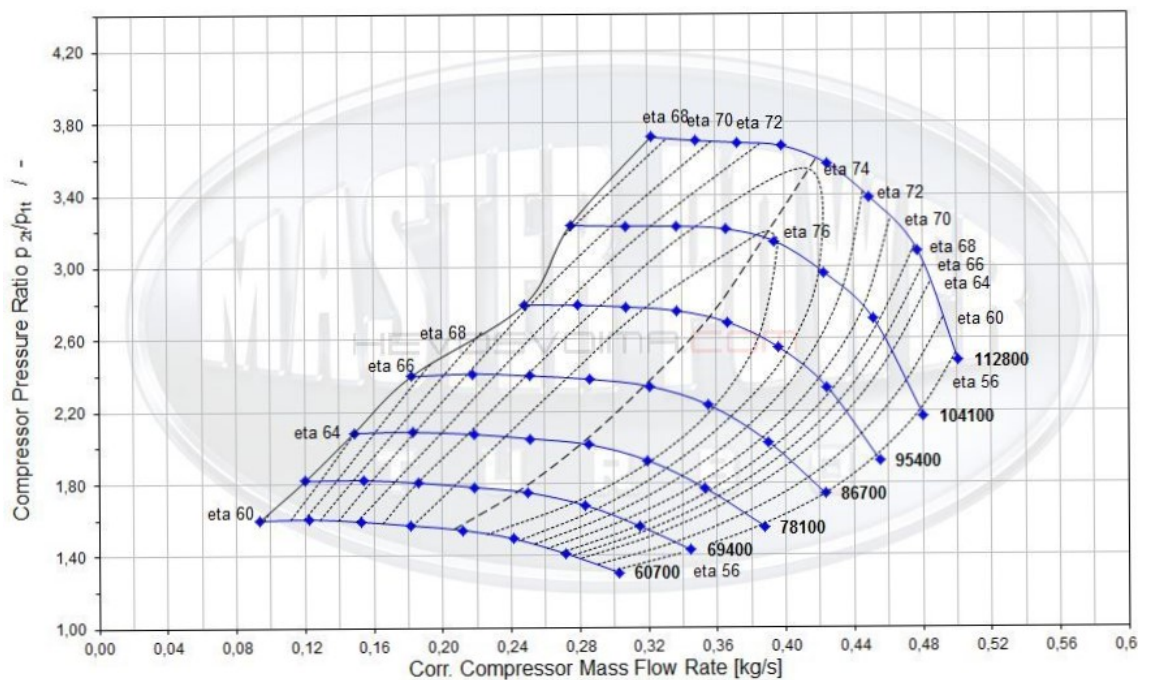
6.1 Pohjustus turboahntimen valitsemiseen

Turboahntimen mitoituksessa ja sen valitsemisessä on hyvä lähteä liikkeelle siitä, että mihinkään moottoriin ei ole olemassa yhtä oikeaa turboahntinta. Turboahntimen valinnan määrittää pitkälti se minkälaista suorituskykyä, huipputehoa, vääntökäyrää ja komponenttien rasitusastetta moottorilta halutaan. Toisin sanoen turboahntimen valinta on periaatteessa aina kompromissi. Ominaisuuksia, joita tähän työhön turboahntimelta haetaan,

ovat toimivuus 0,8–1 bar:n ahtopaineella kyseisen moottorin kanssa, keskikierrosalu-
eelta eteenpäin hyvä vääntökäyrä sekä kurissa pysyvät imuilman ja pakokaasujen läm-
pötilat. Huipputeho tulisi asettumaan n. 400 hv. Ahtimen hankintaa rajoittaa myös työn
omakustanteisuus.

6.2 Kompressori

Kompressoripesän mitoituksen mahdollistavat turboahtimien valmistajien tarjoamat
kompressorikartat. Kompressorikartta kuvaa, kuinka tehokkaasti ahdin paineistaa ilmaa
milläkin painesuhteella suhteessa massavirtaan. Kompressorikartassa (kuva 15) pysty-
akseli kuvaa painesuhdetta. Painesuhde tarkoittaa absoluuttisen ahtopaineen ja vallitse-
van ilmanpaineen suhdetta. Vaaka-akseli kuvastaa massavirtaa. Massavirtalaskuista
nähdään, kuinka paljon ilmaa kompressoripesän läpi menee moottoriin milläkin mootto-
rin kierrosluvulla ja ahtopaineella. Soikeat saarekkeet kompressorikartalla kuvastavat
hyötysuhdetta, eli kuinka tehokkaasti kompressori paineistaa ilmaa suhteessa sen luo-
maan hukkalämpöön. Esimerkiksi kartan keskeisimmällä saarekkeella ollessa 76 %
energiasta saadaan hyödynnettyä ilman paineistamiseen ja loppu 24 % energiasta vain
lämmittää ahtoilmaa. Luvut 60700–112800 (rpm) kuvastavat turbon akselin pyörintäno-
peutta.



Kuva 15. Master Power R6164:n kompressorikartta [19].

Moottorin hyötysuhteen, tehon ja nakutusriskin kannalta on parempi, mitä vähemmän ahtoilma lämpenee. Hukkalämmön lisäksi, jos turboahdinta operoidaan kompressorikartan ulkopuolella, se voi vaurioitua. Kompressorikartan vasemmanpuoleinen raja kuvastaa sakkausrajaa (engl. surge line). Sakkausraja kuvaa suurinta ahtopainetta, jota turbo voi tuottaa pienimmällä massavirralla. Operoidessa turboa sakkausrajan vasemmalla puolella ilmavirta ei kulje normaalisti kompressorin läpi vaan aiheutuu myös mekaanista rasitusta aiheuttavia edestakaisia epästabiileja virtauksia kompressorisiipeen. Käytännössä tällaisessa tilanteessa moottorin kanssa toimisi paremmin pienempi vähemmän massavirtaa vaativa kompressorikotelo.

Kompressorikartan oikeanpuoleinen raja kuvastaa vuorostaan kompressorin tukehtumisrajaa (engl. choke line). Se kuvastaa suurinta massavirtaa, mitä enempää ei kyseisellä painesuhteella voida ahtaa moottorille eteenpäin. Operoidessa tukehtumisrajan oikealla puolella hukkalämmön osuus nousee radikaalisti kuten myös mekaaninen rasitusaste. Tällaisissa tilanteissa toimisi paremmin isompi, enemmän massavirtaa virtaava kompressorikotelo. [20]



Kuva 16. Master Power R6164 -kompressorikotelo [19].

6.3 Ensimmäinen kompressorin mitoituslasku

Toimiva tapa mitoittaa kompressorin on laskea massavirrat kierroslukujen kohdalta, millä arvioidaan saavutettavan maksimиаhtopaine ja missä huipputeho arvioidaan saavutettavan. Näiden massavirta-arvojen asettumista voidaan sitten vertailla eri kompressorikartoilla. Myös muutamasta muusta arvosta käytetään arvioituja lukuja kuten esimerkiksi volymetrisestä hyötysuhteesta. Tilavuusvirran laskemalla saadaan myös massavirta kertomalla se ilman tiheydellä. Tilavuus- ja massavirtalaskuissa käytetään kirjan Corky Bell Maximum Boost [21] laskukaavoja.

Painesuhde 0,8 bar ahtopaineelle lasketaan kaavalla [21, s. 26]

$$PR = \frac{p_0 + p_b}{p_0}$$

PR = Painesuhde = 1,8

p_0 = Ulkoilman paine 1,013 bar = 14,7 psi

p_b = Ahtopaine 0,8 bar = 11,6 psi

Tilavuus- ja massavirtalasku 0,8 bar [21, s. 27–28]

$$A_y = \frac{cid * n_y * VE * n_{4t}}{1728} * PR$$

A_y = Tilavuusvirta 5700 rpm = 502,5 ft³/min

cid = Moottorin tilavuus kuutiolumina = 3467 cm³ = 211,57 in³

n_y = Moottorin kierrosluku = 5700 rpm

VE = Volymetrinen hyötysuhde vapaasti hengittävälle vakiomoottorille (arvio) = 0,8

n_{4t} = Tahtisuuskerroin nelitahtiselle moottorille = 0,5

1728 = Muuttaa moottorin tilavuuden arvon kuutiometristä (in³) yksikköön kuutiojalkaa (ft³)

$$AM_y = A_y * \rho_a * 0,00756$$

AM_y = Massavirta 5700rpm = 38,0 lb/min = 0,29 kg/s

ρ_a = Ulkoilman tiheys = 0,0765 lb/ft³

0,00756 = Muutoskerroin yksiköstä lb/min yksikköön kg/s

Kun tilavuusvirtalaskun muuttujista vaihdetaan moottorin pyörimisnopeus (n_y) vastaamaan 3500 rpm:n tilannetta, saadaan tilavuus- ja massavirta laskettua kierrosalueelle, jolla painesuhde 1,8 arvioidaan saavutettavan.

A_a = Tilavuusvirta 3500 rpm = 308,5 ft³/min

AM = Massavirta 3500 rpm = 23,6 lb/min = 0,18 kg/s

Moottori säädettiin tähän työhön 0,8 bar:n ahtopaineelle, mutta jatkoa ajatellen kompressorin mitoituksessa huomioitiin toiminta myös hieman korkeamman ahtopaineen kanssa. Samat tilavuus- ja massavirtalaskujen kaavat laskettiin vielä läpi sijoittamalla arvot 1,0 bar:n ahtopaineen eli 2,0 bar:n painesuhteen mukaan.

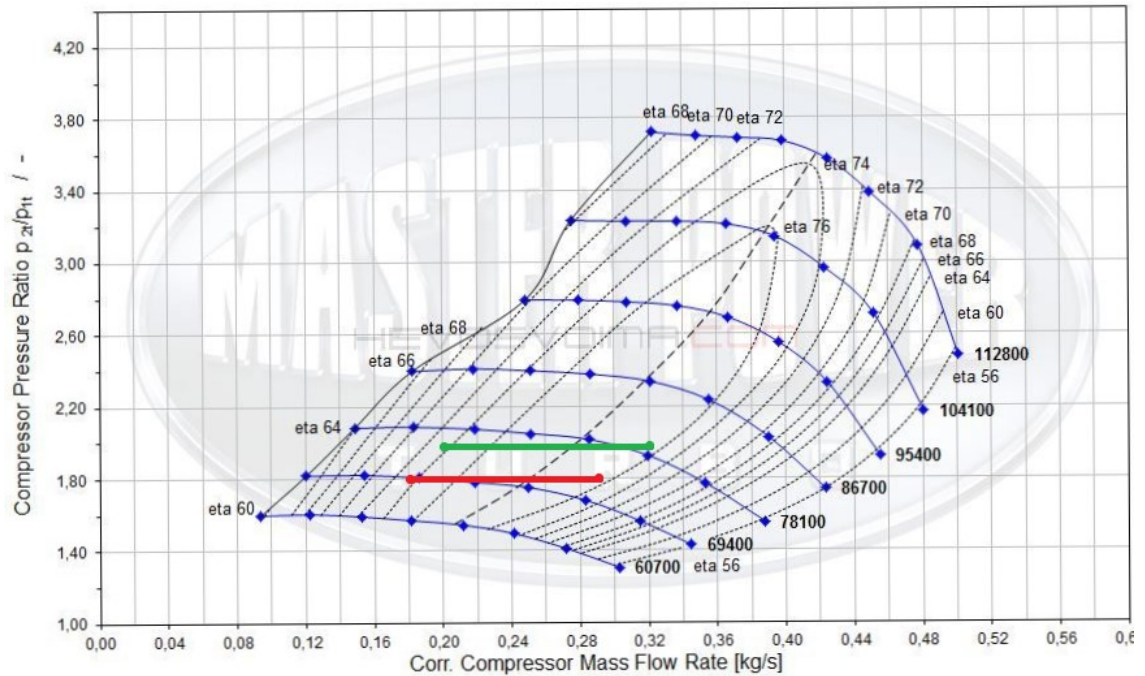
AM_{y1bar} = Massavirta 5700 rpm 1,0 bar = 0,32 kg/s

AM_{a1bar} = Massavirta 3500 rpm 1,0 bar = 0,20 kg/s

Laskettujen massavirtojen avulla lähdettiin vertailemaan markkinoiden kohtuuhintaisten turboahtimien joukosta työhön parhaiten soveltuvaa. Haasteeksi muodostui edullisemman hintaluokan (400–700 €) ahtimien kompressorikarttojen saatavuus. Laatumerkkien, kuten Garrett, Borg Warner jne., katalogista kompressorikarttoja löytyi hyvin, mutta ne tekisivät suuren loven omakustannetyön budjettiin. Alun perin työhön suunniteltiin käy-

tettyä jo hyllystä löytyvää Garrett GT40 -turboahdinta, mutta kyseisen ahtimen kompressorikoteloon oli sovitettu alkuperäisestä eroava kompressorisiipi, joten tällaiseen muokattuun kompressoriin ei ole karttaa saatavilla.

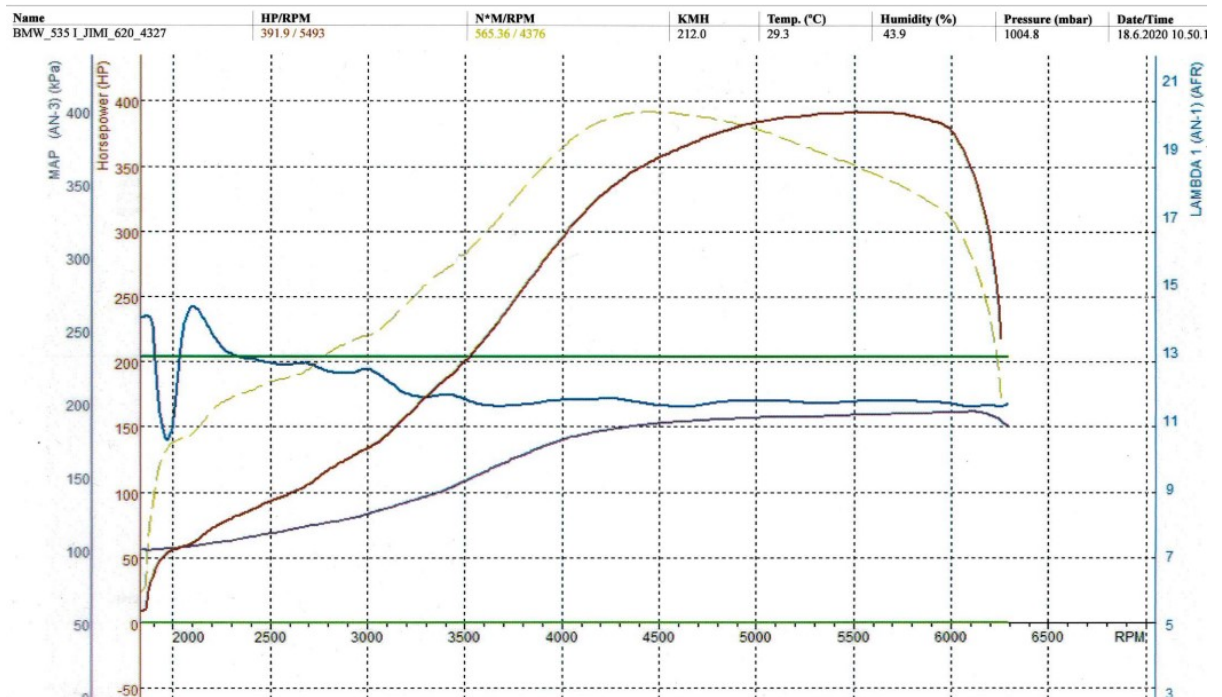
Brasilialainen turboahtimien valmistaja Master Power on julkaissut useimpiin malleihinsa kompressorikartat. R6164:n kompressorikarttaa (kuva 17) tarkastellessa arvot asettuvat parhaita hyötysuhteita kuvaavien saarekkeiden reunoille, mikä on erittäin hyvä asia ahtoilman lämpötilan kannalta ja keskikierrosalueen jälkeisen suorituskyvyn suhteen. Massavirta-arvot ovat myös kaukana sakkauksen- ja tukehtumisrajoista. Tosin kyseisestä kartasta voi havaita, että R6164 on suunniteltu operoitavaksi hieman suuremmalla painesuhteella, koska arvot asettuvat kartan alaosaan eivätkä leikkaa vaakasuunnassa parhaita hyötysuhdetta kuvaavaa saarekettä aivan sen leveimmästä kohdasta. Silti tulosten perusteella voidaan olettaa R6164:n toimivan hyvin M30B35-moottorin kanssa moottoriurheilukäytössä, mikä johti kyseisen turboahtimen hankintaan Hevosvoima.com-maahantuojalta. R6164-kompressorissa on 7-lapainen billet-kompressorisiipi 61 mm:n ottopäällä ja 88 mm:n jättöpäällä sekä vesijäähdytetty keskiö [19]. Saman valmistajan muiden mallien kompressorikarttoja tutkiessa arvot asettuivat huonommille hyötysuhteille ja varsinkin pienempien kompressoreiden kartassa yläkierrosten massavirta asettui liian lähelle tai ylitti tukkeutumisen rajan.



Kuva 17. R6164:n kompressorikartta, johon massavirta-arvot on sijoitettu [19].

6.4 Kompressorin mitoituksen tarkistuslasku tehonmittauksen jälkeen

Tehonmittauksessa saadun anturidatan avulla voidaan kompressorin mitoitus laskea tarkemmin, ja samalla tulee tarkastettua, miten mitoitus onnistui. Tehonmittaustulosteesta (kuva 18) saadaan tarkka ulkoilmanpaine ja lämpötila. Kompressorikotelosta mitattu MAP-käyrä (violetti) kuvastaa painesuhteen nousua suhteessa kierroslukuun. Maxxecu Logger -työkalulla tallennettiin imusarjan lämpötila 42 °C (315 K), joka on huomattavasti alhaisempi kuin arvioitu 335 K. Ulkoilman lämpötila oli myös tehonmittauksessa korkeampi (29 °C = 302 K) verrattaessa arvioituun. Kuvaaja piirrettiin neljän eri kierrosluvun massavirta-arvojen kautta kompressorikartalle.



Kuva 18. Tehonmittaustulostus, punainen: teho, keltainen katkoviiva: vääntö, sininen: lambda ja violetti: painesuhde.

Tilavuus- ja massavirtalaskut halutaan laskea huomioiden tehonmittauksen aikana vallitsevat olosuhteet. Nyt kun tiedetään ulkoilman lämpötila, ilmankosteus sekä ilmapaine, voidaan laskea tarkempi ilman tiheys. Ilmankosteuden höyrypaine saadaan laskettua saturaatiohöyrypaineen kaavan kautta. Kun saturaatiohöyrypaine kerrotaan ilman suhteellisella kosteudella, saadaan vallitseva höyrypaine. [22]

$$p_{sat} = 6,1078 * 10^{\frac{7,5 * T_{0c}}{T_{0c} * 237,3}}$$

p_{sat} = Saturaatiohöyrypaine = 40,752 hPa = 4075,2 Pa

T_{0c} = Ulkoilman lämpötila celsiusasteina = 29,3 °C

$$p_v = p_{sat} * h$$

p_v = Vallitseva höyrypaine = 1789 Pa

h = Suhteellinen ilmankosteus = 43,9 %

$$p_d = p_{total} - p_v$$

p_d = Kuivan ilman ilmanpaine = 98691 Pa

p_{total} = Kokonaisilmanpaine = 100480 Pa

Ilman tiheyden laskukaava [14]

$$\rho_t = \left(\frac{p_d}{R_a * TU} + \frac{p_v}{R_w * TU} \right) * 0,06243$$

ρ_t = Tehonmittauksessa vallitseva ilman tiheys = 1,151 kg/m³ = 0,0719 lb/ft³

R_a = Kaasuvakio kuivalle ilmalle (keskiarvo) = 286,9 J/(kg*K)

R_w = Kaasuvakio vesihöyrylle (keskiarvo) = 461,5 J/(kg*K)

TU = Tehonmittauksessa vallitseva ulkoilman lämpötila = 302,3 K

0,06243 = Muutoskerroin yksiköstä kg/s yksikköön lb/ft³

Moottori saavuttaa 1,5 bar:n painesuhteen (yhtä kuin 0,5 bar ahtopaine) 3500 rpm:n kohdalla, joten se on massavirran nousun kuvaajan lähtöpiste. Pienemmille kierroslukujen painesuhteille R6164-kompressorikartta ei yllä. Painesuhteen nousun vaikutusta saadaan myös kuvattua laskemalla massavirrat kierrosluvuilta 4000 rpm ja 4500 rpm. Painesuhte ei juuri kasva 4500 rpm:n jälkeen, joten voidaan hypätä kierrosluvun suhteen isompi väli. Kuvaajan (kuva 20) suurin massavirta lasketaan kohdasta 5750 rpm moottorin kierrosluvun rajoittajan tuntumasta.

Tilavuus- ja massavirtalaskut suoritetaan samoilla kaavoilla kuin ensimmäisessä mitoituskassa käyttäen tehonmittauksessa vallitsevaa ilman tiheyttä ja kierroslukuja vastaavia absoluuttisen ahtopaineen arvoja (kuva 19).

DATA FOR TEST: BMW_535 I_JIMI_620_4327

RPM	HP (HP)	TQ MAP (N*M)	(AN-3 LAMBDA 1) (kPa)	(AN-1) (AFR)
2000	56.1	199.55	101.05	10.97
2250	77.5	244.46	105.59	13.04
2500	93.7	266.62	111.28	12.62
2750	112.4	290.64	117.68	12.47
3000	134.4	318.13	124.82	12.43
3250	167.8	366.09	135.07	11.62
3500	202.1	409.93	147.66	11.54
3750	247.5	469.02	162.70	11.37
4000	296.7	527.03	175.49	11.53
4250	335.8	560.16	182.69	11.57
4376	349.3	565.36	185.16	11.46
4500	358.1	564.98	186.60	11.37
4750	373.6	558.96	188.77	11.42
5000	384.6	545.83	190.31	11.51
5250	389.1	526.56	190.89	11.45
5500	391.9	505.88	192.05	11.49
5493	391.9	505.88	192.05	11.49
5750	390.3	481.73	193.21	11.52
6000	377.3	447.21	193.86	11.43
6250	218.1	247.99	188.34	11.33

Wheel	355.2 HP	518.4 N*M
LOSSES	-36.7 HP	-47.0N*M
TOTAL ENGINE:	391.9HP	565.36N*M

Kuva 19. Tehonmittaustulostus, arvot lueteltuna.

$$A_{3500\text{rpm}} = \text{Tilavuusvirta } 3500 \text{ rpm } 1,48 \text{ bar painesuhteella} = 253,7 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$AM_{3500\text{rpm}} = \text{Massavirta } 3500 \text{ rpm } 1,48 \text{ bar painesuhteella} = 0,14 \text{ kg/s}$$

$$A_{4000\text{rpm}} = \text{Tilavuusvirta } 4000 \text{ rpm } 1,75 \text{ bar painesuhteella} = 342,8 \text{ ft}^3/\text{min}$$

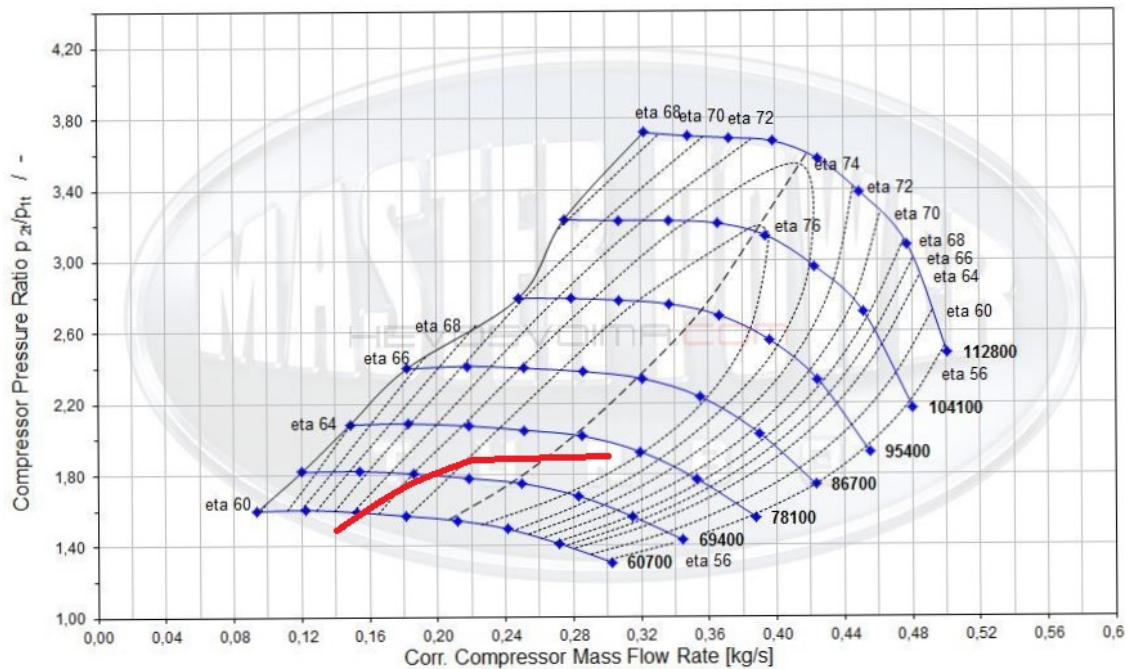
$$AM_{4000\text{rpm}} = \text{Massavirta } 4000 \text{ rpm } 1,75 \text{ bar painesuhteella} = 0,19 \text{ kg/s}$$

$$A_{4500\text{rpm}} = \text{Tilavuusvirta } 4500 \text{ rpm } 1,87 \text{ bar painesuhteella} = 412,1 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$AM_{4500\text{rpm}} = \text{Massavirta } 4500 \text{ rpm } 1,87 \text{ bar painesuhteella} = 0,22 \text{ kg/s}$$

$$A_{5750\text{rpm}} = \text{Tilavuusvirta } 5750 \text{ rpm } 1,93 \text{ bar painesuhteella} = 543,5 \text{ ft}^3/\text{min}$$

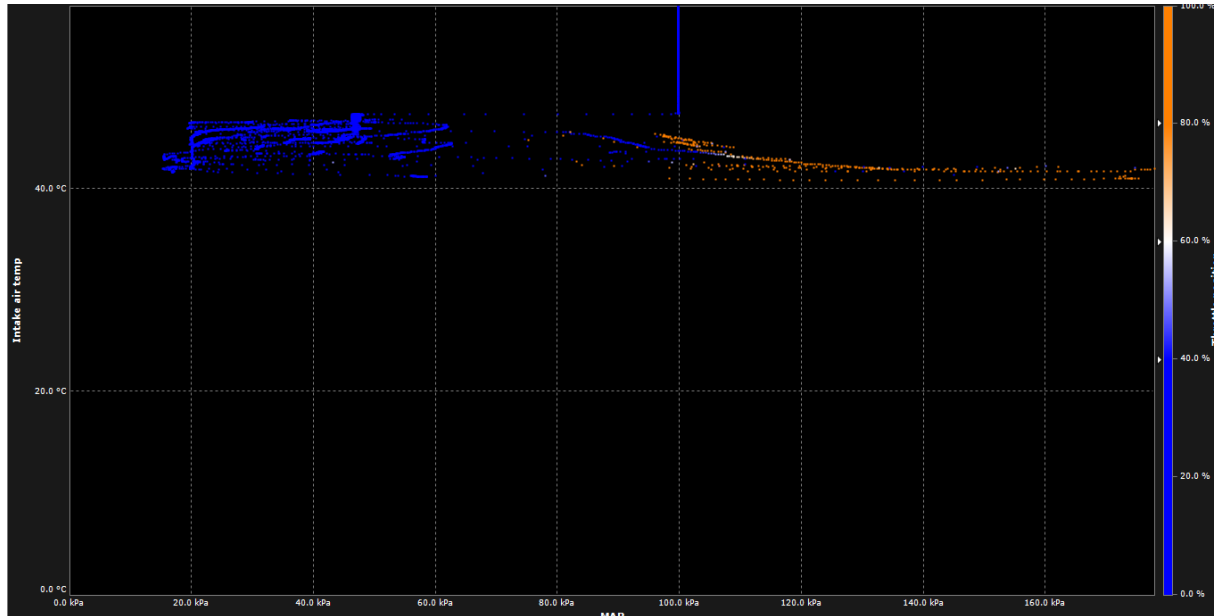
$AM_{5750rpm}$ = Massavirta 5750 rpm 1,93 bar painesuhteella = 0,30 kg/s



Kuva 20. Kompressorikarttaan sijoitettu tehodynamometrin massavirta-arvot [19].

Kompressorin mitoituksessa tulosten suhteen voidaan olla tyytyväisiä. Arviolta 3750 rpm:n jälkeen kompressoria käytetään erittäin hyvällä hyötysuhteella. Verraten vakio-moottoriin suorituskyky parani myös alakierrosalueella, sillä alkuperäinen maksimivääntömomentti 305 Nm saavutetaan noin 1000 rpm alempana. Kuitenkin kompressorin mitoituksesta pitkälti johtuva moottorin luonne sopii parhaiten moottoriturheilukäyttöön, missä moottoria operoidaan pääosin keskikierrosalueen yläpuolella.

Hyvä hyötysuhde näkyy myös kohtalaisen pienenä 13 °C:n ahtoilmän lämpötilan nousuna tehonmittauksessa. Kuvassa 21 on tallennettua anturidataa, jossa imusarjan lämpötila on nähtävissä suhteessa painesuhteeseen ja kaasuläpän asentoon. Pystyakseli kuvaa ahtoilmän lämpötilaa ja vaaka-akseli painesuhdetta. Sininen väri kuvaa kaasuläpän kiinni olemista, kun taas oranssi kaasuläpän olevan täysin auki. Tyhjäkäynnillä tai pienellä kuormituksella imusarjan lämpötila on hieman korkeampi, koska tällöin ilma liikkuu hitaasti kuumen ahtimen läpi, mutta olennaisempi on ahtoilmän lämpötila korkeilla kierroksilla ja ahtopaineilla. Ahtoilmän välijäähdyttimen päivittämisellä tehokkaampaan saataisiin ahtoilmän lämpötilaa vielä laskettua, mutta tarvetta tälle toimenpiteelle ei nähdä kovinkaan suurena.



Kuva 21. Ahtoilman lämpötilan suhde painesuhteeseen tehonmittauksessa. Väri kuvaa kaasulämpötilan asentoa.

Vertaillen massavirtalaskuja tehonmittauksen jälkeen ja ennen, suurin ero oli hieman liian optimistinen arvio painesuhteen noususta. Tehodynamometrissä 1,8 bar:n painesuhte saavutettiin 500 rpm myöhemmin kuin ensimmäisessä mitoituksessa. Kumminkin kuvaaja tulee 3500 rpm:n jälkeen kartalle kaukana vasemmalla olevasta sakkaurajasta hyvän hyötysuhteen kohdalla. R6164:n kompressorikartta on leikattu 60700 rpm:n turbon akselin pyörimisnopeuden kohdalta, mutta hyötysuhdesaarekkeiden muodoista voi hahmottaa niiden jatkumista.

Jos kompressoria lähdetäisiin hypoteettisesti päivittämään samalle painesuhteelle ja tavoitteena olisi nopeampi painesuhteen nousu eli enemmän vääntömomenttia alle 4000 rpm:n kierrosalueille. Silloin tarvittaisiin kompressori, joka olisi suunniteltu hieman pienemmille painesuhteille, mutta toimisi myös hyvällä hyötysuhteella vielä korkeilla moottorin kierrosnopeuksilla. Vaikeuksia oli löytää jopa kattavista Garrettin ja Borg Warnerin katalogeista lasketuille massavirroille ja suhteessa alhaisille painesuhteille täydelliseltä vaikuttavaa kompressoria. Tästäkin syystä tehoiksiin turbohdettuihin moottoreihin, joihin on haluttu myös erinomainen alakierrosalueen vääntömomentti, on turboja laitettu yleensä kaksi. Tuplaturbotuksessa saadaan hyödynnettyä isomman ja pienemmän kompressorin ominaisuuksia, kun moottoria voitaisiin operoida ala- ja keskikierrosalueella pienemmällä ja yläkierroksilla isommalla kompressorilla.

Vertailuun otetun GTX3076R:n kompressorikartta (kuva 22) ylettyy hieman alemmille painesuhteille kuin R6164:n, mutta virtaisi hyvin vielä 0,30 kg/s massavirralla 1,8–1,9 bar:n painesuhteella. Punainen vaakakuvaaja kuvastaa ensimmäisen mitoituslaskun 1,8 bar:n painesuhteen massavirtaa ja vihreä 2,0 bar:n painesuhteen. Sininen kuvaaja on tehonmittaustulosteesta lasketut massavirta-arvot R6164-ahtimella.

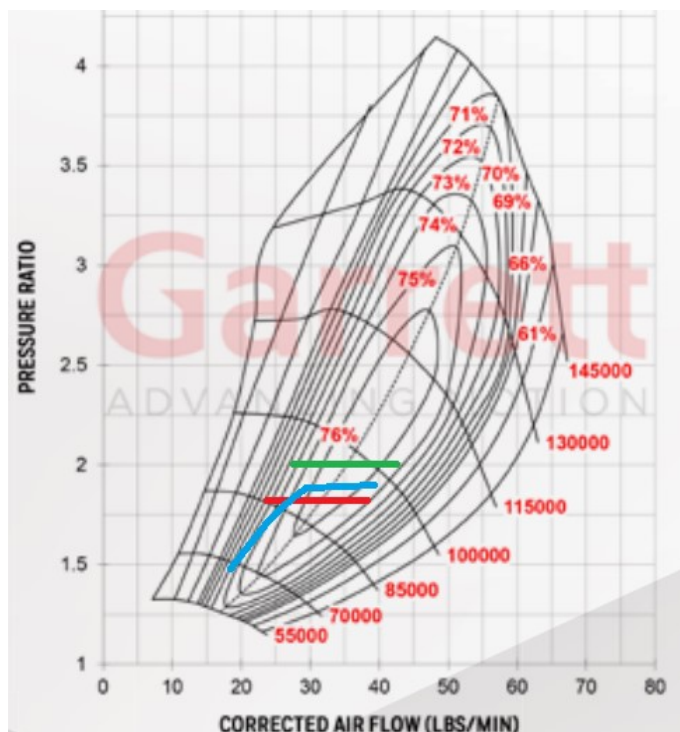
Massavirta-arvot saadaan muunnettua yksiköstä kg/s yksikköön lb/min kaavalla

$$AM_{lb/min} = \frac{A * \rho}{7,56 * k}$$

A = Tilavuusvirta yksikössä m³/s

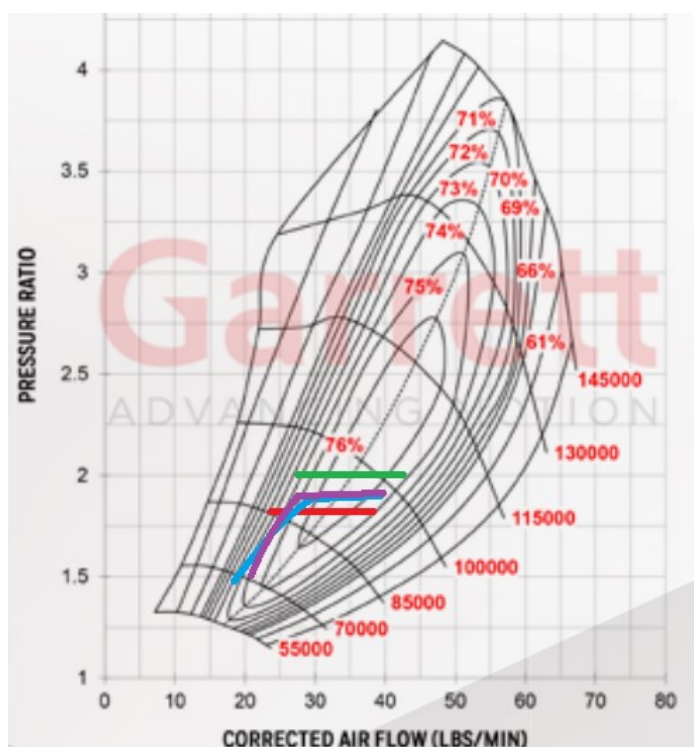
ρ = Ilman tiheys yksikössä kg/m³

k = Muutoskerroin 10⁻³



Kuva 22. Garrett GTX3076R gen 2:n kompressorikartta. Samat lasketut arvot sijoitettu [23].

Verrattaessa siniseen kuvaajaan todellisuudessa kokoonpanoa GTX3076R-ahtimen kanssa kuvaaja tulisi hieman siirtymään, kuten kuvassa (kuva 23) yritetään havainnollistaa violetilla kuvaajalla. Teoriassa siis siniseen kuvaajaan verrattaessa lähtöpiste 3500 rpm siirtyisi hieman oikealle yläviistoon ja painesuhteen nousu olisi nopeampaa, koska kompressoria operoitaisiin paremmalla hyötysuhteella alakierroksilta keskikierrosalueelle kuin R6164-kompressoria. Uudessa tehonmittaustulosteessa tulisivat vääntömomentti- ja painesuhdekäyrät nousemaan hieman jyrkemmin. Huipputehoon ei todennäköisesti tulisi kovin merkittävää muutosta, vaikka Garretin kompressoria operoidaankin hieman huonommalla hyötysuhteella aivan moottorin kierrosalueen yläpäässä.



Kuva 23. GTX3076R gen 2:n kompressorikarttaan lisätty havainnollistava violetti kuvaaja [23].

Käytännössä nopeampaan painesuhteen nousuun voidaan vaikuttaa monella muullakin tapaa kuin pelkällä kompressorilla. Esimerkiksi mm. kannen virtaamisella, turbiinilla, pakosarjalla ja pakoputkistolla voidaan parantaa turboahtimen kompressorin toimintaa, joten R6164 ei todennäköisesti joudu vaihtolistalle vielä pitkään aikaan. Vertaillen vielä R6164:ää ja GTX3076R:ää ja tutkiessa niiden kompressorikarttoja, havaitaan, että jos painesuhdetta lähdetäisiin nostamaan 2–2,2 bar:n arvoihin, GTX3076R ajautuisi selkeämmin hieman huonommille hyötysuhteille korkeilla moottorinkierrosnopeuksilla kuin isompi R6164.

6.5 Turbiinin valinta

Kompressorin akselin välityksellä pyörittävän turbiinin (kuva 24) valinnalla on suuri merkitys kompressorin toimintaan, ahtopaineen nousuun sekä huipputehoon. Peruseriaate toimii niin, että pienemmällä turbiinilla ja area/radius (A/R) -suhteella pakokaasuenergia pyörittää turbiiniakselia nopeammin kuin sama pakokaasuenergia suuremman ja korkeamman A/R-suhteen omaavan turbiinin kanssa. Kuitenkin pakokaasuvirtauksen kasvaessa pienempikokoinen turbiini ja pienempi A/R aiheuttavat korkeampaa pakokaasun vastapainetta, mikä huonontaa turboahtimen kokonaishyötysuhdetta sekä nostaa pakokaasujen lämpötilaa. Tosin pakokaasujen ja varsinkin turbiinin nielun lämpötila saadaan nousemaan kriittiseksi myös liian isolla turbiinilla johtuen sen aiheuttamasta heikosta pakokaasujen virtauksesta. Turbiiniakselin (jossa turbiinin lavat ovat kiinteästi kiinni) rakenteella, lapojen muodolla ja määrällä on myös suuri merkitys virtaukseen sekä ahtopaineen nousuun. Monesti vähemmän lapoja omaavilla turbiiniakseleilla saavutetaan parempi turboahtimen herääminen, kun taas suuremmalla määrällä lapoja parempi huipputeho.



Kuva 24. Master Power R6164-5 -turbiini [19].

Käytännössä siis pienemmillä turbiineilla saavutetaan nopeampi ahtopaineen nousu ja kaasuun vastaavuus moottorin alhaisemmilla kierrosnopeuksilla, kun taas suuremmilla turbiineilla saavutetaan parempi vääntömomentti korkeilla kierroksilla johtuen alhaisem-

masta vastapaineesta. Riippuen moottorin käyttötarkoituksesta, mutta yleensä hyvin mitoitettun turbiinin avulla ahtopaineet nousevat kohtalaisen hyvin eikä vastapainetta muodostu ainakaan enempää kuin kompressoripuolella on absoluuttista ahtopainetta. Periaatteessa turbiininikin valinnassa joudutaan kumminkin aina tekemään jonkinasteinen kompromissi.

Kuten kompressoreiden osa turboahdinvalmistajista julkaisee myös turbiinien virtauskartat. Turbiinien virtauskarttojen avulla voidaan valita sopivin turbiiniakseli ja kotelo, kun tiedetään turbiinin läpi menevän pakokaasujen massavirta sekä pakosarjan painesuhde. Valitettavasti Master Power R6164-5 -turboahtimeen turbiinikarttoja ei onnistuttu löytämään, joten turbiinin valinta tehtiin eri Master Power -turbiinien nielujen pinta-aloja ja A/R- suhteita vertailemalla hyvin toimiviin samantyyppisiin kokoonpanoihin sekä asiantuntijoiden kokemuksiä huomioiden. Koska moottoriin suunnitellaan kohtalaisen alhaista painesuhdetta eikä suhteellisen korkeisiin tehoihin kykenevästä R6164:stä olla ottamassa sitä kaikkea irti, vaihtoehtoista (10,9–17 cm²) suurimpia turbiinikoteloita ei tarvita. R6164-turboahtimeen 74 mm:n ottopäällä ja 64,5 mm:n jättöpäällä oleva 12-lapaisen turbiiniakseli päätettiin yhdistää turbiinikoteloon 14,7 cm² A/R 0,84. Tässä tapauksessa voitaisiin puhua keskiluokan turbiinikotelosta, jota maahantuojalla Hevosvoima.com oli sopivasti varastossakin.

Kyseisellä turbiinilla arvioidaan, että absoluuttinen maksimiahtopaine (1,8 bar) tullaan saavuttamaan 3500 rpm:n kohdalla ja vastapaineen pysyvän tarpeeksi alhaisena moottorin kierrosnopeuden kasvaessa. Tehonmittaustulosteesta ja moottorin käytöksestä voidaan todeta, miten onnistunut valinta oli. Mikäli maksimiahtopaine saavutetaan vasta korkealla kierrosalueella, turbiini voidaan todeta liian isoksi. Kaasuun vastaavuus tulisi tällöin myös olemaan heikko. Jos painesuhde saadaan nousemaan hyvin mutta ahtopainetta lisättäessä säätötyön edetessä moottorin vääntö- ja teholumemat eivät nousisikaan odotetulla tavalla, valikoitua turbiinikoteloita voitaisiin epäillä vuorostaan liian pieneksi.

6.6 Turbiinin spekulointi tehodynamometrin jälkeen

Tehonmittaustulosteesta voidaan nähdä, että 1,8 bar:n absoluuttinen ahtopaine saavutettiin noin 4000 rpm:n kohdalla. Edellä mainitusta tavoitellusta ahtopaineen noususta

jäädään hieman, mutta kun otetaan huomioon turboahtimen fyysiset mitat, tulosta voidaan pitää hyvänä. Kompressorikotelosta mitatulla 1,6 bar:n painesuhteella saavutettiin 234 kW:n huipputeho sekä 1,9 bar:n painesuhteella 292 kW. Tehokäyrä nousee hyvin painesuhteen mukana, joten voidaan myös olettaa vastapaineen pysyvän suhteellisen alhaisena. Ratapäivillä kaasuun vastaavuuden todettiin olevan kohtalaisen hyvä, joten siltäkin osin voitaisiin väittää turbiinin valinnan onnistuneen.

Turboahdetuissa moottoreissa on suositeltavaa asentaa pakokaasun lämpötila-anturi (EGT) mittamaan turbiinin nielun lämpötilaa, jos käytetään vain yhtä EGT-anturia. Työn kohdeajoneuvossa EGT-anturi asennettiin pakosarjan kollektoriin turbiinin nielun läheisyyteen. Edistyksellisin mittaustapa olisi ollut mitata EGT-arvot sylinterikohtaisesti heti pakoaukkojen jälkeen, jolloin nähtäisiin mahdolliset sylinterien välille muodostuvat erot ajoissa. Valitettavasti pakokaasun lämpötila (EGT) -dataa ei saatu tehodynamometrissa taltioitua, mutta Ahveniston moottoriradalta EGT-arvoja taltioitiin pääsuoralta sekä drifting-ajosuorituksista. Suuren kuormituksen alla pääsuoralta kiihdyttäessä mitattu lämpötila nousi noin 820 °C:seen. Jos mutkia ajettiin sivuluisussa hieman pidemmän aikaa moottorin kierrosrajoitinta vasten, mitattu lämpötila kävi korkeimmillaan 930 °C:ssa hetkellisesti. Vaikka EGT-arvot nousevat välillä hetkellisesti korkeiksi ei niiden uskota aiheuttavan varteenotettavaa moottoririkon vaaraa. Master Power ei ole julkaissut R6164-5-turbiinin nielun jatkuvan lämpötilan ylärajaa, mutta esimerkiksi moni Garrett-turbiini on luokiteltu kestämään noin 1000 °C:n jatkuva lämpötila. [24]

Moottorikonaisuuden tulevaisuuden päivityksiä ajatellen ennen erikokoisien turbiinikoteloiden kokeilua nähtäisiin kannattavaksi päivittää pakosarja paremmin virtaavaan sekä ahtopaineen ohjaus sähköiseksi. Myös pakoputkiston päivittäminen halkaisijaltaan 3-tuumaisesta suurempaan ja kartion lisääminen heti turbiinin jälkeen saattaisivat alentaa EGT-lämpötiloja ja vastapainetta paremman pakokaasuvirtauksen ansiosta. Tosin edistyksellisin päivitys olisi vaihtaa nykyisen pakosarjan ja turbiinikotelon tilalle pulssipakosarja yhdistettynä twin scroll -turbiinikoteloon. Twin scroll -järjestelmä hyödyntää terminen pakokaasuenergian lisäksi myös pakokaasujen pulssienergiaa turbiiniakselin pyörittämiseen ja kiihdyttämiseen. Näillä toimenpiteillä todennäköisesti saavutettaisiin nopeampi painesuhteen nousu.

6.7 Ahtopaineen ohjaus

Ahdetuissa moottoreissa tulee olla ahtopaineen ohjaus, jotta ahtopaineen nousu saadaan pysäytettyä haluttuun arvoon moottorin kuormituksen alla. Ahtopaineen ohjaus toteutettiin 50 mm:n ulkoisella hukkaportilla, joka on sijoitettu pakosarjan kollektoriin. Hukkaportista pakokaasut ohjataan hukkaputkella suoraan ulkoilmaan. Hukkaportin pakokaasuputken olisi voinut viedä myös pakoputkistoon, mutta se olisi pitänyt liittää lambda-antureiden jälkeen niin, ettei pakokaasujen virtaus antureiden kohdalla olisi häiriintynyt. Näistä vaihtoehdoista päätettiin valita tuo yksinkertaisempi ratkaisu, jonka haittapuolena on lähinnä pelkästään kasvava melu.

Hukkaportin venttiiliä ohjataan ahtopaineella kompressorikotelosta johdetulla letkulla. Hukkaportin venttiiliä painaa kiinni 1,5 bar:n absoluuttisella ahtopaineella avautuva jousi, mutta hukkaportille menevää painetta rajoitetaan säädettävällä bleed-venttiilillä, joten hukkaportin venttiili saadaan aukeamaan 1,8 bar:n absoluuttisella ahtopaineella.

Sähköinen ahtopaineen ohjaus toteutettuna MAC-solenoidilla olisi herkempi ja tarkempi tapa toteuttaa hukkaportin venttiilin ohjaus. Kyseinen ohjaus tullaan todennäköisesti jossain kohtaan päivittämään bleed-venttiilin tilalle.

7 Hyötysuhdelaskut

7.1 Hyötysuhdelaskut ja pV-piirrokset

Moottorista selvitetään laskennallisesti hyötysuhteet ja monet muut vertailtavat arvot ahdettuna ja vakiona hyötysuhdelaskukaavojen avulla. Turboahdetun moottorin hyötysuhdelaskuissa käytetään tehonmittaustulostuksen olosuhteita ja apuna myös anturidataa. Vapaasti hengittävän vakiomoottorin hyötysuhdelaskuissa käytetään arvioituja olosuhteita, koska ei voida tarkkaan tietää, missä olosuhteissa valmistaja on mitannut esimerkiksi moottorin maksimitehon ja vääntömomentin. Hyötysuhdelaskukaavojen alkuperä on Metropolian AMK:n ajoneuvotekniikan tutkinnon kurssin Energiatekniikan perusteet (v. 2020) kurssimateriaalista. Energiatekniikan perusteet kurssin sisällön on luonut Heikki Parviainen [25].

7.2 Alkuperäisen M30B35-moottorin hyötysuhdelasku

Moottorin tekniset tiedot [26]

Sylinteriluku = 6

Sylinterin halkaisija = 92 mm

Iskun pituus = 86 mm

Max teho = 211 bhp/ 157 kW // 5700 rpm

Max vääntömomentti = 305 Nm / 4000 rpm

Puristussuhde = 9:1

Moottorin ominais- ja suoritusarvojen laskenta

$$c_m = 2 * H * n_{max}$$

c_m = männän keskinopeus maksimikiirroksilla = 17,77 m/s

H = 86 mm = 0,086 m

n_{max} = 6200 rpm / 60 = 103,33 r/s

Tehollinen keskipaine maksimivääntömomentilla

$$p_e = \frac{M_{max} * 2 * \pi * i}{V_i * Z}$$

p_e = Tehollinen keskipaine maksimivääntömomentin kierroksilla = 1,1174 MPa = 11,174 bar

M_{max} = Maksimivääntömomentti = 305 Nm

i = Työtahtikerroin = 2

V_i = Yhden sylinterin iskutilavuus = $3430 \text{ cm}^3 / 6 = 571,67 \text{ cm}^3$

Z = Sylinterien määrä = 6

Tehollinen keskipaine maksimitehon kierroksilla

$$P_{max} = M_{pmax} * \frac{5700 \text{ rpm} * 2 * \pi}{60 \text{ rad/s}}$$

M_{pmax} = Vääntömomentti maksimitehon kierroksilla = 263 Nm

$$P_{et} = \frac{M_{pmax} * 2 * \pi * i}{V_i * Z}$$

P_{et} = Tehollinen keskipaine maksimitehon kierroksilla = 0,964 MPa = 9,64 bar

i = Työtahtikerroin = 2

V_i = Yhden sylinterin iskutilavuus = $3430 \text{ cm}^3 / 6 = 571,67 \text{ cm}^3$

Z = Sylinterien määrä = 6

Moottorin tilavuusteho

$$P_L = \frac{P_{max}}{H * A_m * Z}$$

P_L = Tilavuusteho = 45,77 kW/l

P_{max} = Huipputeho = 157 kW

H = Iskun pituus = 86 mm

$A_m = \text{Sylinterin poikkipinta-ala} = \pi * (92 \text{ mm} / 2)^2$

Z = Sylinterien määrä = 6

Terminen hyötysuhde

$$n_{t \text{ otto}} = 1 - \frac{1}{e^{y-1}}$$

$n_{t \text{ otto}} = \text{Terminen hyötysuhde} = 0,5848 = 58,48 \%$

y = Adiabaattivakio = 1,4

e = Puristussuhde = 9/1

Kaasun tila sylinterissä puristuksen alkaessa

$$V_p = \frac{V_i}{e - 1}$$

$V_p = \text{palotilan tilavuus} = 71,46 \text{ cm}^3$

$V_i = \text{Yhden sylinterin iskuilavuus} = 3430 \text{ cm}^3 / 6 = 571,67 \text{ cm}^3$

e = Puristussuhde = 9/1

$V_1 = \text{Sylinterin kokonaistilavuus} = V_p + V_i = 643,13 \text{ cm}^3$

Sylinterissä puristustahdin alussa olevan puhtaan ilman massa

$$p_1 = n_v * p_0 * \frac{T_1}{T_0}$$

p_1 = Paine sylinterissä puristustahdin alussa = 100471 Pa

T_0 = Ulkoilman lämpötila = 293,15 K

T_1 = Puristusvaiheen ilman alkulämpötila (arvio) = 338 K

p_0 = Ulkoilman paine = 101325 Pa

n_v = Volymetrinen hyötysuhde (arvio) = 0,86

$$L = n_v * \rho_0 * V_i$$

L = Puhtaan ilman massa sylinterissä puristustahdin alkaessa = 0,0005919 kg/työkierro

ρ_0 = Ulkoilman tiheys = 1,204 kg/m³

n_v = Volymetrinen hyötysuhde = 0,86

V_i = Yhden sylinterin iskutilavuus = 3430 cm³ / 6 = 571,67 cm³ = 0,00057167 m³

Polttoaineenkulutus työkierroa kohti

$$b_c = \frac{L}{\lambda * L_0}$$

b_c = Polttoaineenkulutus työkierroa kohti = 0,00004474 kg/työkierro = 0,04474 g/työkierro

L = Puhtaan ilman massa sylinterissä puristustahdin alkaessa = 0,0005919 kg/työkierro

L_0 = Stökiometrinen ilmamäärä = 14,7

λ = Ilmakerroin ottomoottorille = 0,9

Polttoaineen ominaiskulutuksen arviointi (engl. Brake- specific fuel consumption)

$$b_e = \frac{b_c * n * Z * 3600 \frac{s}{h} * 1000 \frac{g}{kg}}{P_{max} * i}$$

b_e = Polttoaineen ominaiskulutus = 292,4 g/kWh

b_c = Polttoaineenkulutus työkiertoa kohti = 0,00004474 kg

n = Moottorin pyörintänopeus maksimiteholla = 5700 rpm = 95 rps

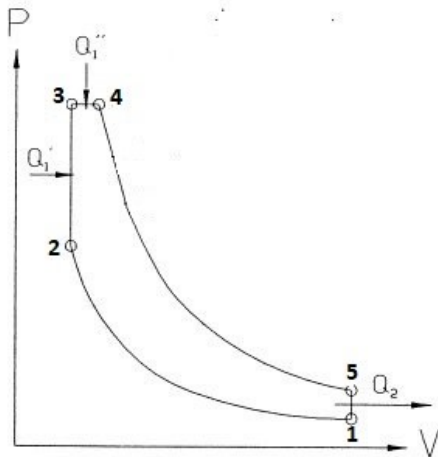
Z = Sylinterien lukumäärä = 6

P_{max} = Maksimiteho = 157 kW

i = Tahtisuuskerroin = 2

pV-piirros

Ottomoottorin pV-piirros (kuva 25) havainnollistaa teoreettisesti paineen ja tilavuuden muuttumista puristus- ja työtahdin aikana. Kuvan 25 kohta 1 kuvastaa polytrooppisen puristuksen alkuvaihetta. Kohdassa 2 alkaa vakiotilavuuspoltto, jonka aikana noin 70 % lämpöenergiasta vapautuu. Kohdassa kolme alkaa vakiopainepoltto, jonka aikana lämpöenergiasta vapautuu vuorostaan noin 20 %. Loppu 10 %:n osuus kuluu jälkipalamisesta ja palamattoman polttoaineen lämpöenergiasta. Kohta 4 kuvastaa polytrooppisen paisunnan alkuvaihetta ja kohta 5 sen loppuvaihetta.



Kuva 25. Ottomoottorin puristus- ja työtahdin pV-piirroskuvaaja. Pystyakseli kuvaa painetta sekä vaaka-akseli tilavuutta.

Polytrooppinen puristus 1 - 2

$$p_2 = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k * p_1$$

p_2 = Paine puristuksen lopussa = 19,09 bar = 1908608 Pa

V_1 = Sylinterin kokonaistilavuus = 643,13 cm³

$V_2 = V_p$ = Palotilan tilavuus = 71,46 cm³

p_1 = Paine sylinterissä puristustahdin alussa = 100471 Pa

k = Polytrooppivakio = 1,34

$$T_2 = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} * T_1$$

T_2 = Ilman lämpötila puristuksen lopussa = 713,4 K

T_1 = Puristusvaiheen ilman alkulämpötila = 338 K

Työkierron alussa olevan kaasun massa

$$m_k = \frac{e}{e-1} * L$$

m_k = Puhtaan ilman ja edellisen työkierron jäännöskaasujen massa = 0,00066589 kg

L = Puhtaan ilman massa sylinterissä puristustahdin alkaessa = 0,0005919 kg/työkierto

e = Puristussuhde = 9/1

$$m_{k+p} = m_k + b_c$$

m_{k+p} = Työkierron alussa olevan kaasun massa = 0,00071063 kg/työkierto

m_k = 0,00066589 kg

b_c = Polttoaineenkulutus työkiertoa kohti = 0,00004474 kg

Prosessiin työkierron aikana tuotu lämpöenergia

$$Q_1 = H_u * b_c$$

Q_1 = Prosessiin työkierron aikana tuotu lämpöenergia = 0,0019104 MJ = 1,9104 kJ

H_u = Polttoaineen alempi lämpöarvo = 42,7 MJ/kg

Energiamäärästä erotetaan vakiotilavuudessa tuotu energiamäärä

$$Q'_1 = (V_{\%} - J_{\%}) * Q_1$$

Q'_1 = Energiamäärä, josta erotettu vakiotilavuudesta tuotu energiamäärä = 1,2513 kJ

$V_{\%}$ = Energian vapautumisen osuus vakiotilavuudessa = 0,7

$J_{\%}$ = Energian vapautumisen jäädytinnesteen osuus vakiotilavuudessa 0,045

Ilman ominaislämpö puristuksen lopussa

Vakiopainepolton alun ja lopun lämpötilat ratkaistaan lämpötilasta riippuvaisen ilman ominaislämpötilan (taulukko 1) avulla. Ensiksi vakiopainepolton lämpötilat ja ominaislämpötilat arvataan ja sitten arvot tarkennetaan iteroimalla. Samoja taulukon 1 ominaislämpötiloja hyödynnetään myös seuraavassa turboahdetun M30B35-moottorin hyötysuhdelaskussa.

Taulukko 1. Ilman keskimääräiset ominaislämpötilat.

T [K]	$(c_v)_0^T$ [kJ/kg · K]	$(c_p)_0^T$ [kJ/kg · K]	T [K]	$(c_v)_0^T$ [kJ/kg · K]	$(c_p)_0^T$ [kJ/kg · K]
273	0,7170	1,0040	1700	0,8222	1,1092
300	0,7171	1,0041	1800	0,8293	1,1163
400	0,7190	1,0060	1900	0,8361	1,1231
500	0,7226	1,0096	2000	0,8426	1,1296
600	0,7281	1,0151	2100	0,8485	1,1355
700	0,7355	1,0225	2200	0,8543	1,1413
800	0,7439	1,0309	2300	0,8598	1,1468
900	0,7531	1,0401	2400	0,8651	1,1521
1000	0,7625	1,0495	2500	0,8702	1,1572
1100	0,7720	1,0590	2600	0,8750	1,1620
1200	0,7813	1,0683	2700	0,8796	1,1666
1300	0,7904	1,0774	2800	0,8841	1,1711
1400	0,7988	1,0858	2900	0,8883	1,1753
1500	0,8070	1,0940	3000	0,8923	1,1793
1600	0,8148	1,1018	3500	0,8974	1,1844

$$(c_v)_0^{T_2} = \frac{0,7439 - 0,7355}{100} * (T_2 - 700 \text{ K}) + 0,7355$$

$$(c_v)_0^{T_2} = \text{Ilman ominaislämpö puristuksen lopussa} = 0,736626 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$T_2 = \text{Ilman lämpötila puristuksen lopussa} = 713,4 \text{ K}$$

$$T_3 = \frac{\frac{Q_1}{m_{k+p}} + (c_v)_0^{T_2} * T_2}{(c_v)_0^{T_3}}$$

$$T_3 = \text{Lämpötila vakiopainepolton alussa} = 2613,0 \text{ K}$$

$$Q_1 = \text{Energiamäärä, josta erotettu vakiotilavuudesta tuotu energiamäärä} = 1,2513 \text{ kJ}$$

m_{k+p} = Työkierron alussa olevan kaasun massa = 0,00071063 kg/työkierto

$(c_v)_{0}^{T_3}$ = Ilman ominaislämpö (arvio) = 0,8750 kJ/kg*K

Tarkennuslasku

$$(c_v)_{0}^{T_3} = \frac{0,8796 - 0,8750}{100} * (T_3 - 2600 \text{ K}) + 0,8750$$

$(c_v)_{0}^{T_3} = 0,87560 \text{ kJ/kg*K}$

$$T_3 = \frac{\frac{Q_1}{m_{k+p}} + (c_v)_{0}^{T_2} * T_2}{(c_v)_{0}^{T_3}}$$

T_3 (Lopullinen) = 2611,2 K

$(c_v)_{0}^{T_3} = 0,87560 \text{ kJ/kg*K}$

m_{k+p} = Työkierron alussa olevan kaasun massa = 0,00071063 kg/työkierto

Q_1 = Energiämäärä, josta erotettu vakiotilavuudesta tuotu energiämäärä = 1,2513 kJ

$(c_v)_{0}^{T_2}$ = Ilman ominaislämpö puristuksen lopussa = 0,736626 kJ/kg*K

T_2 = Ilman lämpötila puristuksen lopussa = 713,4 K

Palamisen maksimi paine 2 - 3

$$p_3 = \frac{T_3}{T_2} * p_2$$

p_3 = Palamisen maksimi paine = 69,86 bar = 6985923 Pa

p_2 = Paine puristuksen lopussa = 19,09 bar = 1908608 Pa

$T_2 =$ Ilman lämpötila puristuksen lopussa = 713,4 K

Vakiopaineeseen tuotu lämpöenergia 3 - 4

$$Q''_1 = (Vp_{\%} - Jp_{\%}) * Q_1$$

$Q_1'' =$ Vakiopaineeseen tuotu lämpöenergia = 0,28656 kJ

$Q_1 =$ Prosessiin työkierron aikana tuotu lämpöenergia = 1,9104 kJ

$Vp_{\%} =$ Energian vapautumisen osuus vakiopaineessa = 0,2

$Jp_{\%} =$ Energian vapautumisen jäähtytinnesteen osuus vakiopaineessa = 0,05

$$(c_p)_{T_3}^0 = \frac{1,1666 - 1,1620}{100} * (T_3 - 2600 \text{ K}) + 1,1620$$

$$(c_p)_{T_3}^0 = 1,16252 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$T_3 =$ Lämpötila vakiopainepolton alussa = 2611,2 K

$$T_4 = \frac{\frac{Q''_1}{m_{k+p}} + (c_p)_{T_3}^0 * T_3}{(c_p)_{T_4}^0}$$

$T_4 =$ Lämpötila vakiopainepolton lopussa = 2935,6 K

$Q_1'' =$ Vakiopaineeseen tuotu lämpöenergia = 0,28656 kJ

$$(c_p)_{T_4}^0 = (\text{arvioitu}) 2800 \text{ K} = 1,1711 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$m_{k+p} =$ Työkierron alussa olevan kaasun massa = 0,00071063 kg/työkierto

Tarkennuslasku

$$(c_p)_0^{T_4} = \frac{1,1793 - 1,1753}{100} * (T_4 - 2900 \text{ K}) + 1,1753$$

$$(c_p)_0^{T_4} = 1,17672 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$T_4 = 2935,6 \text{ K}$$

$$T_4 = \frac{\frac{Q_{1-2}}{m_{k+p}} + (c_p)_0^{T_3} * T_3}{(c_p)_0^{T_4}}$$

$$T_4 \text{ (Lopullinen)} = \text{Lämpötila vakiopainepolton lopussa} = 2921,6 \text{ K}$$

$$V_4 = \frac{T_4}{T_3} * V_3$$

$$V_4 = \text{Tilavuus vakiopainepolton lopussa} = 79,95 \text{ cm}^3$$

$$V_3 = V_2 = \text{Palotilan tilavuus} = 71,46 \text{ cm}^3$$

$$T_4 = 2921,6 \text{ K}$$

$$T_3 = 2611,2 \text{ K}$$

Polytrooppinen paisunta 4 - 5

$$p_5 = \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^k * p_4$$

$$p_5 = \text{Polytrooppisen paisunnan loppuvaiheen paine} = 427445 \text{ Pa}$$

$$V_4 = \text{Tilavuus vakiopainepolton lopussa} = 79,95 \text{ cm}^3$$

$$p_4 = p_3 = \text{Vakiopainepolton paine} = 6985923 \text{ Pa}$$

$$V_5 = V_1 = \text{Sylinterin kokonaistilavuus} = V_p + V_i = 643,13 \text{ cm}^3$$

$$k = \text{Polytrooppivakio} = 1,34$$

$$T_5 = \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{k-1} * T_4$$

$$T_5 = \text{Polytrooppisen paisunnan loppuvaiheen lämpötila} = 1438,0 \text{ K}$$

$$V_4 = 79,95 \text{ cm}^3$$

$$V_5 = V_1 = \text{Sylinterin kokonaistilavuus} = 643,13 \text{ cm}^3$$

$$T_4 = 2921,6 \text{ K}$$

Indikoidun työn, keskipaineen ja tehon laskenta

$$W_{1-2} = \frac{m_{k+p} * R}{k - 1} * (T_1 - T_2)$$

$$W_{1-2} = \text{Puristuksen aikana tehty työ} = -0,22519 \text{ kJ}$$

$$m_{k+p} = \text{Työkierron alussa olevan kaasun massa} = 0,00071063 \text{ kg/työkierto}$$

$$R = \text{Ilman kaasuvakio} = 0,287 \text{ kJ/(kg*K)}$$

$$k = \text{Polytrooppivakio} = 1,34$$

$$T_1 = \text{Puristusvaiheen ilman alkulämpötila} = 338 \text{ K}$$

$$T_2 = \text{Ilman lämpötila puristuksen lopussa} = 713,4 \text{ K}$$

$$W_{2-3} = 0$$

$$W_{2-3} = \text{Vakiotilavuuspolton aikana tehty työ on nolla, koska tilavuus ei muutu}$$

$$W_{3-4} = p_4 * (V_4 - V_3)$$

W_{3-4} = Vakiopainepolton aikana tehty työ = 0,05931 kJ

$p_4 = p_3 = 6985923$ Pa

V_4 = Tilavuus vakiopainepolton lopussa = $79,95 \text{ cm}^3 = 0,00007995 \text{ m}^3$

$V_3 = V_2$ = Palotilan tilavuus = $71,46 \text{ cm}^3 = 0,00007146 \text{ m}^3$

$$W_{4-5} = \frac{m_{k+p} * R_t}{k - 1} * (T_4 - T_5)$$

W_{4-5} = Paisunnan aikana tehty työ = 0,91165 kJ

m_{k+p} = Työkierron alussa olevan kaasun massa = 0,00071063 kg/työkierto

R_t = Palamiskaasujen kaasuvakio = 0,294 kJ/(kg*K)

k = Polytrooppivakio = 1,34

T_4 = 2921,6 K

T_5 = 1438,0 K

$$W_i = W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} + W_{4-5}$$

W_i = Indikoitu työ = 0,74577 kJ

Indikoitu keskipaine ja indikoitu vääntömomentti

$$p_i = \frac{W_i}{V_i}$$

p_i = Indikoitu keskipaine = 1304546 Pa

$V_i =$ Yhden sylinterin iskutilavuus = $571,67 \text{ cm}^3 = 0,00057167 \text{ m}^3$

$W_i =$ Indikoitu työ = $745,77 \text{ J}$

$$P_i = W_i * \frac{n_{maxm} * Z}{i}$$

$P_i =$ Indikoitu teho = $149154 \text{ W} = 149,2 \text{ kW}$

$n_{maxm} =$ Moottorin pyörintänopeus maksimivääntömomentin kierroksilla = $4000 \text{ rpm} = 66,67 \text{ rps}$

$i =$ Työtahtikerroin = 2

$n_{maxm} =$ Maksimivääntömomentin kierrosluku = $4000 \text{ rpm}/60$

$$M_i = \frac{P_i}{2 * \pi * n_{maxm}}$$

$M_i =$ Indikoitu vääntömomentti = $356,1 \text{ Nm}$

Moottorin mekaaninen hyötysuhde

$$E_{me} = \frac{p_e}{p_i} = \frac{M_{max}}{M_i}$$

$E_{me} =$ Moottorin mekaaninen hyötysuhde = $0,86$

$p_e =$ Tehollinen keskipaine maksimivääntömomentin kierroksilla = $1,1174 \text{ MPa} = 11,174 \text{ bar}$

$p_i =$ Indikoitu keskipaine = $1304546 \text{ Pa} = 13,05 \text{ bar}$

$M_{max} =$ Moottorin maksimivääntömomentti = 305 Nm

M_i = Indikoitu vääntömomentti = 356,1 Nm

Männän keskinopeus

$$c_m = 2 * H * n_{maxm}$$

c_m = Männän keskinopeus maksimivääntömomentin kierroksella = 11,467 m/s

H = 86 mm = 0,086 m

n_{maxm} = Moottorin pyörintänopeus maksimivääntömomentin kierroksilla = 66,667 rps

Häviöiden määrittäminen

$$W_e = p_e * V_i$$

W_e = Yhden työkierron työ = 638,56 J

$$p_h = p_i - p_e$$

p_h = Häviökeskipaine 187146 Pa

$$p_{kitka} = k_{kitka} * p_h$$

p_{kitka} = Kitkakeskipaine = 93573 Pa

k_{kitka} = Osuuskerroin kitkakeskipaineelle männän keskinopeudella $c_m = 0,50$

$$p_{apl} = k_{apl} * p_h$$

p_{apl} = Apulaitekeskipaine = 31815 Pa

k_{apl} = Osuuskerroin apulaitekeskipaineelle männän keskinopeudella $c_m = 0,17$

$$p_{kv} = k_{kv} * p_h$$

p_{kv} = Kaasunvaihdon keskipaine = 61758 Pa

k_{kv} = Osuuskerroin kaasunvaihtokeskipaineelle männän keskinopeudella = 0,33

$$W_h = V_i * p_h$$

W_h = Häviötyö = 107 J

V_i = Yhden sylinterin iskutilavuus = 577,8 cm³ = 0,0005778 m³ 0,00057167 m³

Pakokaasujen energiamäärä

$$(c_v)_0^{T_1} = \frac{0,7190 - 0,7171}{100} * (T_1 - 300 K) + 0,7171$$

$$(c_v)_0^{T_1} = 0,71782 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

T_1 = Puristusvaiheen ilman alkulämpötila = 338 K

$$(c_v)_0^{T_5} = \frac{0,8070 - 0,7988}{100} * (T_5 - 1400 K) + 0,7988$$

$$(c_v)_0^{T_5} = 0,80192 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

T_5 = 1438,0 K

$$Q_2 = m_{k+p} * [(c_v)_0^{T_5} * T_5 - (c_v)_0^{T_1} * T_1]$$

Q_2 = Pakokaasuissa poistettu energia = 0,6471 kJ = 647,1 J

m_{k+p} = Työkierron alussa olevan kaasun massa = 0,00071063 kg/työkierto

Lämpötase

$$Akseliteho = \frac{W_e}{Q_1} * 100\%$$

Akseliteho = 33,4 %

Q_1 = Prosessiin työkierron aikana tuotu lämpöenergia = 1910,4 J = 1,9104 kJ

W_e = Yhden työkierron työ = 638,56 J = 0,63856 kJ

$$Pakokaasut = \frac{Q_2}{Q_1} * 100\%$$

Pakokaasut = 33,9 %

Q_2 = Pakokaasuissa poistettu energia = 0,6471 kJ

Q_1 = Prosessiin työkierron aikana tuotu lämpöenergia = 1,9104 kJ

$$Häviöteho = \frac{W_h}{Q_1} * 100\%$$

Häviöteho = 5,6 %

W_h = Häviötyö = 107 J

Palamaton bensiini ja jälkipalaminen (arvio) = 10 %

Jäähdytyksen osuus palamisen aikana (arvio) = 11 %

Lämpötase yhteensä = 93,9 %

Hyötysuhteet

Akseliteho 33,4 %

$$\text{Terminen hyötysuhde} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

Terminen hyötysuhde 66 %

Mekaaninen hyötysuhde 86 %

7.3 Turboahdetun M30B35-moottorin hyötysuhdelasku

Moottorin rakennetiedot

Sylinteriluku = 6

Sylinterin halkaisija = 92,50 mm

Iskun pituus = 86 mm

Max teho = 392 bhp/ 292 kW // 5500 rpm

Max vääntömomentti = 565 Nm / 4400 rpm

Puristussuhde = 9:1

Moottorin ominais- ja suoritusarvojen laskenta

$$c_m = 2 * H * n_{max}$$

c_m = Männän keskinopeus maksimikiirroksilla = 17,2 m/s

H = 86 mm = 0,086 m

n_{max} = 6000 rpm / 60 = 100 r/s

Tehollinen keskipaine maksimivääntömomentilla

$$p_e = \frac{M_{max} * 2 * \pi * i}{V_i * Z}$$

p_e = Tehollinen keskipaine maksimivääntömomentin kierroksilla = 2,048 MPa = 20,48 bar

M_{max} = Maksimivääntömomentti = 565 Nm

i = Työtahtikerroin = 2

V_i = Yhden sylinterin iskutilavuus = 3467cm³ / 6 = 577,8 cm³

Z = Sylinterien määrä = 6

Tehollinen keskipaine maksimitehon kierroksilla

$$P_{et} = \frac{M_{pmax} * 2 * \pi * i}{V_i * Z}$$

P_{et} = Tehollinen keskipaine maksimitehon kierroksilla = 1,834 MPa = 18,34 bar

M_{pmax} = Vääntömomentti maksimitehon kierroksilla = 506 Nm

i = Työtahtikerroin = 2

V_i = Yhden sylinterin iskutilavuus = 577,8 cm³

Z = Sylinterien määrä = 6

Moottorin tilavuusteho

$$P_L = \frac{P_{max}}{H * A_m * Z}$$

$P_L = \text{Tilavuusteho} = 84,2 \text{ kW/l}$

$P_{\max} = \text{Huipputeho} = 292 \text{ kW}$

$H = \text{Iskun pituus} = 86 \text{ mm}$

$A_m = \text{Sylinterin poikkipinta-ala} = \pi * (92,5 \text{ mm} / 2)^2$

$Z = \text{Sylinterien määrä} = 6$

Terminen hyötysuhde

$$n_{t \text{ otto}} = 1 - \frac{1}{e^{y-1}}$$

$n_{t \text{ otto}} = \text{Terminen hyötysuhde} = 0,5848 = 58,48 \%$

$y = \text{Adiabaattivakio} = 1,4$

$e = \text{Puristussuhde} = 9/1$

Kaasun tila sylinterissä puristuksen alkaessa

$$V_p = \frac{V_i}{e - 1}$$

$V_p = \text{Palotilan tilavuus} = 72,23 \text{ cm}^3$

$V_i = \text{Yhden sylinterin iskutilavuus} = 3467 \text{ cm}^3 / 6 = 577,8 \text{ cm}^3$

$e = \text{Puristussuhde} = 9/1$

$V_1 = \text{Sylinterin kokonaistilavuus} = V_p + V_i = 650,03 \text{ cm}^3$

Puristusvaiheen ilman alkulämpötila

$$T_1 = 75 + \frac{5}{6} * T_{ca}$$

T_1 = Puristusvaiheen ilman alkulämpötila = 337,5 K

T_{ca} = Ahtoilman lämpötila välijäähdyttimen jälkeen (mitattu) = 315 K

Sylinterissä puristustahdin alussa olevan puhtaan ilman massa

$$n_v = \frac{T_0 * p_1}{T_1 * P_0}$$

n_v = Volymetrinen hyötysuhde = 1,647

T_0 = Ulkoilman lämpötila = 302 K

T_1 = Puristusvaiheen ilman alkulämpötila = 337,5 K

p_0 = Ulkoilman paine 1,0048 bar = 100480 Pa

p_1 = Ahtopaine (absoluuttinen) = 1,85 bar = 185000 Pa

$$L = n_v * \rho_0 * (V_i + V_p)$$

L = Puhtaan ilman massa sylinterissä puristustahdin alkaessa = 0,001233 kg/työkierto

ρ_0 = Tehonmittauksessa vallitseva ilman tiheys = 1,151 kg/m³

n_v = Volymetrinen hyötysuhde = 1,647

V_i = Yhden sylinterin iskutilavuus = 3467 cm³ / 6 = 577,8 cm³ = 0,0005778 m³

V_p = Palotilan tilavuus = 72,23 cm³ = 0,00007223 m³

Polttoaineenkulutus työkiertoa kohti

$$b_c = \frac{L}{\lambda * L_0}$$

b_c = Polttoaineenkulutus työkiertoa kohti = 0,08837 g/työkierto = 0,00008827 kg/työkierto

L = Puhtaan ilman massa sylinterissä puristustahdin alkaessa = 0,001233 kg/työkierto

L_0 = Stökiometrinen ilmamäärä = 14,7

λ = Ilmakerroin ottomoottorille = 0,95

Polttoaineen ominaiskulutuksen arviointi (engl. Brake- specific fuel consumption)

$$b_e = \frac{b_c * n * Z * 3600 \frac{s}{h} * 1000 \frac{g}{kg}}{P_{max} * i}$$

b_e = Polttoaineen ominaiskulutus = 299,26 g/kWh

b_c = Polttoaineenkulutus työkiertoa kohti = 0,00008827 kg/työkierto

n = Moottorin pyörintänopeus maksimi teholla = 5500 rpm = 91,7 rps

Z = Sylinterien lukumäärä = 6

P_{max} = Maksimiteho = 292 kW

i = Tahtisuuskerroin = 2

Polytrooppinen puristus 1 - 2

$$p_2 = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k * p_1$$

p_2 = Paine puristuksen lopussa = 3363075 Pa

$V_1 =$ Sylinterin kokonaistilavuus = 650,03 cm³

$V_2 = V_p =$ Palotilan tilavuus = 72,23 cm³

$p_1 =$ Painesuhde = 1,85 bar

$k =$ Polytrooppivakio = 1,32

$$T_2 = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} * T_1$$

$T_2 =$ Ilman lämpötila puristuksen lopussa = 681,7 K

$T_1 =$ Puristusvaiheen ilman alkulämpötila = 337,5 K

Työkierron alussa olevan kaasun massa

$$m_{k+p} = m_k + b_c$$

$m_{k+p} =$ Työkierron alussa olevan kaasun massa = 0,001321 kg/työkierto

$m_k = L =$ Puhtaan ilman massa sylinterissä puristustahdin alkaessa = 0,001233 kg/työkierto

$b_c =$ Polttoaineenkulutus työkiertoa kohti = 0,00008827 kg/työkierto

Prosessiin työkierron aikana tuotu lämpöenergia

$$Q_1 = H_u * b_c$$

$Q_1 =$ Prosessiin työkierron aikana tuotu lämpöenergia = 0,00377 MJ = 3,77 kJ

$H_u =$ Polttoaineen alempi lämpöarvo = 42,7 MJ / kg

Energiamäärästä erotetaan vakiotilavuudessa tuotu energiamäärä

$$Q'_1 = (V\% - J\%) * Q_1$$

Q'_1 = Energiamäärä, josta erotettu vakiotilavuudesta tuotu energiamäärä = 2,4688 kJ

$V\%$ = Energian vapautumisen osuus vakiotilavuudessa = 0,7

$J\%$ = Energian vapautumisen jäädytinnesteen osuus vakiotilavuudessa 0,045

Ilman ominaislämpö puristuksen lopussa

$$(c_v)_{T_2} = \frac{0,7355 - 0,7281}{100} * (T_2 - 600 \text{ K}) + 0,7281$$

$(c_v)_{T_2} =$ Ilman ominaislämpö puristuksen lopussa = 0,7341 kJ/kg*K

T_2 = Ilman lämpötila puristuksen lopussa = 681,7 K

$$T_3 = \frac{\frac{Q'_1}{m_{k+p}} + (c_v)_{T_2} * T_2}{(c_v)_{T_3}}$$

T_3 = Lämpötila vakiopainepolton alussa = 2693,6 K

Q'_1 = Energiamäärä, josta erotettu vakiotilavuudesta tuotu energiamäärä = 2,4688 kJ

m_{k+p} = Työkierron alussa olevan kaasun massa = 0,001321 kg/työkierto

$(c_v)_{T_3} =$ Ilman ominaislämpö (arvio) = 0,8796 kJ/kg*K

Tarkennuslasku

$$(c_v)_{T_3} = \frac{0,8841 - 0,8796}{100} * (T_3 - 2700 \text{ K}) + 0,8796$$

$$(c_v)_{0}^{T_3} = 0,8793$$

$$T_3 = \frac{\frac{Q_1}{m_{k+p}} + (c_v)_{0}^{T_2} * T_2}{(c_v)_{0}^{T_3}}$$

$$T_3 \text{ (Lopullinen)} = 2694,5 \text{ K}$$

$$(c_v)_{0}^{T_3} = 0,8793$$

m_{k+p} = Työkierron alussa olevan kaasun massa = 0,001321 kg/työkierto

Q_1 = Energiämäärä, josta erotettu vakiotilavuudesta tuotu energiämäärä = 2,4688 kJ

$(c_v)_{0}^{T_2}$ = Ilman ominaislämpö puristuksen lopussa = 0,7341 kJ/kg*K

T_2 = Ilman lämpötila puristuksen lopussa = 681,7 K

Palamisen maksimipaine 2 - 3

$$p_3 = \frac{T_3}{T_2} * p_2$$

p_3 = Palamisen maksimi paine = 13293051 Pa = 132,93 bar

p_2 = Paine puristuksen lopussa = 3363075 Pa

T_2 = Ilman lämpötila puristuksen lopussa = 681,7 K

Vakiopaineeseen tuotu lämpöenergia 3 - 4

$$Q''_1 = (Vp_{0\%} - Jp_{0\%}) * Q_1$$

Q''_1 = Vakiopaineeseen tuotu lämpöenergia = 0,5655 kJ

Q_1 = Prosessiin työkierron aikana tuotu lämpöenergia = 0,00377 MJ = 3,77 kJ

$Vp\%$ = Energian vapautumisen osuus vakiopaineessa = 0,2

$Jp\%$ = Energian vapautumisen jäähdytinnesteen osuus vakiopaineessa = 0,05

$$(c_p)_0^{T_3} = \frac{1,1666 - 1,1620}{100} * (T_3 - 2600 \text{ K}) + 1,1620$$

$$(c_p)_0^{T_3} = 1,166347 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$$

T_3 = Lämpötila vakiopainepolton alussa = 2694,5 K

$$T_4 = \frac{\frac{Q''_1}{m_{k+p}} + (c_p)_0^{T_3} * T_3}{(c_p)_0^{T_4}}$$

T_4 = Lämpötila vakiopainepolton lopussa = 3027,9 K

Q_1'' = Vakiopaineeseen tuotu lämpöenergia = 0,5655 kJ

$$(c_p)_0^{T_4} = \text{arvioitu (3000 K)} = 1,1793 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

m_{k+p} = Työkierron alussa olevan kaasun massa = 0,001321 kg/työkierto

Tarkennuslasku

$$(c_p)_0^{T_4} = \frac{1,1844 - 1,1793}{500} * (T_4 - 3000 \text{ K}) + 1,1793$$

$$(c_p)_0^{T_4} = 1,7958 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

T_4 = 3027,9 K

$$T_4 = \frac{\frac{Q_{1-2}}{m_{k+p}} + (c_p)_0^{T_3} * T_3}{(c_p)_0^{T_4}}$$

T_4 (Lopullinen) = Lämpötila vakio painepolton lopussa = 3027,2 K

$$V_4 = \frac{T_4}{T_3} * V_3$$

V_4 = Tilavuus vakio painepolton lopussa = 81,15 cm³

$V_3 = V_2$ = Palotilan tilavuus = 72,23 cm³

$T_4 = 3027,2$ K

T_3 = Lämpötila vakio painepolton alussa = 2694,5 K

Polytrooppinen paisunta 4 - 5

$$p_5 = \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^k * p_4$$

p_5 = Paine polytrooppisen paisunnan lopussa = 852734 Pa = 8,53 bar

$V_4 = 81,15$ cm³

$p_4 = p_3$ = Paine polytrooppisen paisunna alussa = 13293051 Pa = 132,93 bar

$V_5 = V_1$ = Sylinterin kokonaistilavuus = 650,03 cm³

k = Polytrooppivakio = 1,32

$$T_5 = \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{k-1} * T_4$$

$T_5 =$ Lämpötila polytrooppisen paisunnan lopussa = 1555,5 K

$V_4 = 81,15 \text{ cm}^3$

$V_5 = V_1 =$ Sylinterin kokonaistilavuus = 650,03 cm³

$T_4 = 3027,2 \text{ K}$

Indikoidun työn, keskipaineen ja tehon laskenta

$$W_{1-2} = \frac{m_{k+p} * R}{k - 1} * (T_1 - T_2)$$

$W_{1-2} =$ Puristuksen aikana tehty työ = -0,408 kJ

$m_{k+p} =$ Työkierron alussa olevan kaasun massa = 0,001321 kg/työkierto

$R =$ Ilman kaasuvakio = 0,287 kJ/(kg*K)

$k =$ Polytrooppivakio = 1,32

$T_1 =$ Puristusvaiheen ilman alkulämpötila = 337,5 K

$T_2 =$ Ilman lämpötila puristuksen lopussa = 681,7 K

$$W_{2-3} = 0$$

$W_{2-3} =$ Vakiotilavuuspolton aikana tehty työ on nolla, koska tilavuus ei muutu

$$W_{3-4} = p_4 * (V_4 - V_3)$$

$W_{3-4} =$ Vakio paine polton aikana tehty työ = 0,11857 kJ

$p_4 = p_3 = 132,93 \text{ bar} = 13293051 \text{ Pa}$

$$V_4 = 81,15 \text{ cm}^3 = 0,00008115 \text{ m}^3$$

$$V_3 = V_2 = \text{Palotilan tilavuus} = 72,23 \text{ cm}^3 = 0,00007223 \text{ m}^3$$

$$W_{4-5} = \frac{m_{k+p} * R_t}{k - 1} * (T_4 - T_5)$$

$$W_{4-5} = \text{Paisunnan aikana tehty työ} = 1,786 \text{ kJ}$$

$$m_{k+p} = \text{Työkierron alussa olevan kaasun massa} = 0,001321 \text{ kg/työkierto}$$

$$R_t = \text{Palamiskaasujen kaasuvakio} = 0,294 \text{ kJ/(kg*K)}$$

$$k = \text{Polytrooppivakio} = 1,32$$

$$T_4 = 3027,2 \text{ K}$$

$$T_5 = 1555,5 \text{ K}$$

$$W_i = W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} + W_{4-5}$$

$$W_i = \text{Indikoitu työ} = 1,4967 \text{ kJ}$$

Indikoitu keskipaine ja indikoitu vääntömomentti

$$p_i = \frac{W_i}{V_i}$$

$$p_i = \text{Indikoitu keskipaine} = 2590343 \text{ Pa} = 25,9 \text{ bar}$$

$$V_i = \text{Yhden sylinterin iskutilavuus} = 577,8 \text{ cm}^3 = 0,0005778 \text{ m}^3$$

$$W_i = \text{Indikoitu työ} = 1496,7 \text{ J}$$

$$P_i = W_i * \frac{n_{maxm} * Z}{i}$$

P_i = Indikoitu teho = 329274 W = 329,3 kW

n_{maxm} = Moottorin pyörintänopeus maksimivääntömomentin kierroksilla = 4400 rpm = 73,33 rps

i = työtahtikerroin = 2

$$M_i = \frac{P_i}{2 * \pi * n_{maxm}}$$

M_i = indikoitu vääntömomentti = 714,62 N*m

Moottorin mekaaninen hyötysuhde

$$E_{me} = \frac{p_e}{p_i} = \frac{M_{max}}{M_i}$$

E_{me} = Moottorin mekaaninen hyötysuhde = 0,79

p_e = Tehollinen keskipaine maksimivääntömomentin kierroksilla = 2,048 MPa = 20,48 bar

p_i = Indikoitu keskipaine = 2590343 Pa = 25,9 bar

M_{max} = Moottorin maksimivääntömomentti = 565 Nm

M_i = Indikoitu vääntömomentti = 714,6 Nm

Männän keskinopeus

$$c_m = 2 * H * n_{maxm}$$

c_m = Männän keskinopeus maksimivääntömomentin kierroksella = 12,6 m/s

$H = 86 \text{ mm} = 0,086 \text{ m}$

n_{maxm} = Moottorin pyörintänopeus maksimivääntömomentin kierroksilla = 73,33 rps

Häviöiden määrittäminen

$$W_e = p_e * V_i$$

W_e = Yhden työkierron työ = 1183,3 J

$$p_h = p_i - p_e + p_{kv}$$

p_h = Häviökeskipaine = 552842 Pa

p_{kv} = Kaasun vaihdon keskipaine = $p_1 - p_t = 10499 \text{ Pa}$

$p_e = 2048000 \text{ Pa}$

$p_i = 2590343 \text{ Pa}$

$$p_{\text{kitka}} = k_{\text{kitka}} * (p_h + p_{kv})$$

p_{kitka} = Kitkakeskipaine = 484473 Pa

k_{kitka} = Osuuskerroin kitkakeskipaineelle männän keskinopeudella $c_m = 0,86$

$$p_{\text{apl}} = k_{\text{apl}} * (p_h + p_{kv})$$

p_{apl} = Apulaitekeskipaine = 78868 Pa

k = Osuuskerroin apulaitekeskipaineelle männän keskinopeudella $c_m = 0,14$

$$W_h = V_i * p_h$$

$W_h = \text{Häviötyö} = 319,4 \text{ J}$

$V_i = \text{Yhden sylinterin iskutilavuus} = 577,8 \text{ cm}^3 = 0,0005778 \text{ m}^3$

Akseliteho

$$axle = \frac{W_e}{Q_1} * 100\%$$

$axle = 31,4 \%$

$Q_1 = \text{Prosessiin työkierron aikana tuotu lämpöenergia} = 3,77 \text{ kJ} = 3770 \text{ J}$

Turboahtimen huomioiminen

$$T_t = T_5 * \left[1 - \frac{y_t - 1}{y_t} * \left(1 - \frac{p_t}{p_5} \right) \right]$$

$T_t = \text{Pakokaasujen lämpötila turbiinissa} = 1255,8 \text{ K}$

$T_5 = 1555,5 \text{ K}$

$y_t = \text{Kiertoprosessin polytrooppivakio} k = 1,32$

$p_5 = 8,53 \text{ bar} = 852734 \text{ Pa}$

$p_t = \text{Pakokaasujen paine turbiinissa (arvioitu)} = 175000 \text{ Pa}$

$$W_{adt} = \frac{y_t}{y_t - 1} * R_t * T_t * \left[1 - \left(\frac{p_{0t}}{p_t} \right)^{\left(\frac{y_t - 1}{y_t} \right)} \right]$$

$W_{adt} = \text{Turbiinin luovuttama adiabaattinen työ} = 191,666 \text{ kJ}$

$\gamma_t =$ Kiertoprosessin polytrooppivakio $k = 1,32$

$R_t =$ Kaasuvakio pakokaasuille = $0,294 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

$p_t =$ Pakokaasujen paine turbiinissa (arviotu) = 175000 Pa

$T_t =$ Pakokaasujen lämpötila turbiinissa = $1255,8 \text{ K}$

$p_{0t} = p_{0k} =$ Ulkoilman paine = 100480 Pa

Kompressorin ja turbiinin työtasapainon yhtälö

$$\frac{m_{k+p}}{m_k} * n_{adt} * W_{adt} = \frac{W_{adk}}{n_{adk}}$$

$W_{adk} =$ Kompressorin adiabaattinen työ = $126,4 \text{ kJ}$

$m_{k+p} =$ Työkierron alussa olevan kaasun massa = $0,001321 \text{ kg/työkierto}$

$m_k = L =$ Puhtaan ilman massa sylinterissä puristustahdin alkaessa = $0,001233 \text{ kg/työkierto}$

$n_{adt} =$ Turbiinin hyötysuhde (arvio) = $n_{adk} + 0,05 = 0,81$

$n_{adk} =$ Kompressorin hyötysuhde = $0,76$

$$\text{kompressorin todellinen akselityö} = \frac{W_{adk}}{n_{adk}}$$

Kompressorin todellinen akselityö = $166,32 \text{ kJ}$

$$\Delta T_k = \frac{T_{0k}}{n_{adk}} * \left[\left(\frac{p_k}{p_{0k}} \right)^{\frac{\gamma_k - 1}{\gamma_k}} - 1 \right]$$

$\Delta T_k =$ Ilman lämpötilan nousu kompressorissa = $75,7 \text{ K}$

$T_{0k} = T_0 = \text{Ulkoilman lämpötila} = 302 \text{ K}$

$$T_k = T_{0k} + \Delta T_k$$

$T_k = \text{Ilman lämpötila turbiinin jälkeen} = 377,7 \text{ K}$

$T_{0k} = 302 \text{ K}$

Yhtälö tarkemman p_t ratkaisuun

$$\frac{m_{k+p}}{m_k} * n_{adt} * \frac{y_t}{y_t - 1} * R_t * T_t * \left[1 - \left(\frac{p_{0t}}{p_t} \right)^{\left(\frac{y_t - 1}{y_t} \right)} \right] = \frac{W_{adk}}{n_{adk}}$$

$p_t = \text{Pakokaasujen paine turbiinissa} = 174501 \text{ Pa}$

$m_{k+p} = \text{Työkierron alussa olevan kaasun massa} = 0,001321 \text{ kg/työkierto}$

$m_k = L = \text{Puhtaan ilman massa sylinterissä puristustahdin alkaessa} = 0,001233 \text{ kg/työkierto}$

$n_{adt} = \text{Turbiinin hyötysuhde (arvio)} = n_{adk} + 0,05 = 0,81$

$n_{adk} = \text{Kompressorin hyötysuhde (kompressorikartasta)} = 0,76$

$W_{adk} = \text{Ahtopaineen puristamiseen tarvittava adiabaattinen puristustyö} = 126,4 \text{ kJ}$

$y_t = \text{Kiertoprosessin polytrooppivakio } k = 1,32$

$p_{0t} = \text{Ulkoilman paine} = 100480 \text{ Pa}$

$R_t = 0,294 \text{ kJ/(kg*K)}$

$T_t = \text{Pakokaasujen lämpötila turbiinissa} = 1255,8 \text{ K}$

Lämpötilan lasku turbiinissa

$$\Delta T_t = n_{adt} * T_t * \left[1 - \left(\frac{p_{0t}}{p_t} \right)^{\frac{\gamma_t - 1}{\gamma_t}} \right]$$

$$\Delta T_t = 127,4 \text{ K}$$

$$n_{adt} = \text{Turbiinin hyötysuhde (arvio)} = 0,81$$

$$T_t = \text{Pakokaasujen lämpötila turbiinissa} = 1255,8 \text{ K}$$

$$p_{0k} = \text{Ulkoilman paine} = 100480 \text{ Pa}$$

$$p_t = 174501 \text{ Pa}$$

$$\gamma_t = \text{Kiertoprosessin polytrooppivakio } k = 1,32$$

$$T_{0t} = T_t - \Delta T_t$$

$$T_{0t} = \text{Pakokaasun lämpötila turbiinin jälkeen} = 1128,4 \text{ K}$$

$$T_t = \text{Pakokaasujen lämpötila turbiinissa} = 1255,8 \text{ K}$$

$$\Delta T_t = 127,4 \text{ K}$$

Pakokaasujen energiamäärä

$$(c_p)_0^{T_{0t}} = \frac{1,0683 - 1,0590}{100} * (T_{0t} - 1100 \text{ K}) + 1,0590$$

$$(c_p)_0^{T_{0t}} = 1,0616 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$T_{0t} = \text{Pakokaasun lämpötila turbiinin jälkeen} = 1128,4 \text{ K}$$

$$Q_2 = m_{k+p} * [(c_p)_0^{T_{ot}} * T_{ot} - (c_p)_0^{T_0} * T_0]$$

$Q_2 =$ Pakokaasuissa poistettu lämpöenergia = 1,1819 kJ

$T_0 = 302$ K

$$(c_p)_0^{T_0} = 1,0041 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$m_{k+p} =$ Työkierron alussa olevan kaasun massa = 0,001321 kg/työkierto

Välijäähdyttimen energian huomioiminen

$$(c_p)_0^{T_k} = \frac{1,006 - 1,00401}{100} * (T_k - 300 \text{ K}) + 1,00401$$

$$(c_p)_0^{T_k} = 1,00556 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$T_k =$ Ilman lämpötila turbiinin jälkeen = 377,7 K

$$(c_p)_0^{T_{ca}} = \frac{1,006 - 1,00401}{100} * (T_{ca} - 300 \text{ K}) + 1,0041$$

$$(c_p)_0^{T_{ca}} = 1,00431 \text{ kJ / kg}\cdot\text{K}$$

$T_{ca} =$ Ahtoilman lämpötila välijäähdyttimen jälkeen (mitattu) = 315 K

$$Q_{ca} = m_k * [(c_p)_0^{T_k} * T_k - (c_p)_0^{T_{ca}} * T_{ca}]$$

$Q_{ca} = 0,0782$ kJ

$m_k = L =$ Puhtaan ilman massa sylinterissä puristustahdin alkaessa = 0,001233 kg/työkierto

Lämpötase

$$\text{Akseliteho} = \frac{W_e}{Q_1} * 100\%$$

Akseliteho = 31,4 %

Q_1 = Prosessiin työkierron aikana tuotu lämpöenergia = 3,77 kJ = 3770 J

W_e = Yhden työkierron työ = 1183,3 J

$$\text{Pakokaasut} = \frac{Q_2}{Q_1} * 100\%$$

Pakokaasut = 31,4 %

Q_2 = 1,1819 kJ

$$\text{Välijäähdytin} = \frac{Q_{ca}}{Q_1} * 100 \%$$

Välijäähdytin = 2,1 %

Q_{ca} = 0,0782 kJ

T_{ca} = Ahtoilman lämpötila välijäähdyttimen jälkeen (mitattu) = 315 K

$$\text{Häviöteho} = \frac{W_h}{Q_1} * 100\%$$

Häviöteho = 8,5 %

W_h = Häviötyö = 319,4 J

Jälkipalaminen ja palamaton bensiini (arvio) = 10 %

Jäähdytyksen osuus palamisen aikana (arvio) = 11 %

Lämpötase yhteensä = 94,3 %

Hyötysuhteet

Akseliteho 31,4 %

$$\text{Terminen hyötysuhde} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

Terminen hyötysuhde 68,7 %

Mekaaninen hyötysuhde 79 %

7.4 Hyötysuhdelaskujen tulosten vertailu ja analysointi

Hyötysuhdelaskujen tuloksia taulukosta 2 tarkastelemalla saadaan käsitys, miten polttoaineen sisältämä energia jakaantuu ja kuinka paljon polttoainetta kuluu moottorien huipputehojen ja vääntömomenttien saavuttamiseen. Nähdään myös, kuinka paljon enemmän mekaaninen rasitusaste kasvaa lämpötilojen ja painearvojen osalta turboahtamisen jälkeen. Vapaasti hengittävä moottori saa pienen olosuhteista johtuvan suorituskykyedun alemman ulkolämpötilan ja korkeamman ulkoilman paineen johdosta. Kuitenkin kyseisten olosuhte-erojen vaikutukset mm. lämpötiloihin, painearvoihin, ominaiskulutukseen ja huipputehoon ovat suhteellisen pieniä.

Taulukko 2. Hyötysuhdelaskujen keskeisimpiä arvoja taulukoituna.

Muuttuja	M30B35	M30B35 turbo
T ₀	293 K	302 K
T _k	-	378 K
T ₁	338 K	338 K
T ₂	713 K	682 K
T ₃	2611 K	2695 K

T_4	2922 K	3027 K
T_5	1438 K	1556 K
T_t	-	1256 K
p_0	1,013 bar	1,005 bar
p_1	1,005 bar	1,850 bar
p_2	19,09 bar	33,63 bar
p_3, p_4	69,86 bar	132,93 bar
p_5	4,27 bar	8,53 bar
L	0,59 g/työk	1,23 g/työk
b_c	0,045 g/työk	0,088 g/työk
b_e	292,4 g/kWh	299,3 g/kWh
m_{k+p}	0,71 g/työk	1,32 g/työk
Q_1	1,91 kJ	3,77 kJ
Q_2	0,65 kJ	1,18 kJ
Max teho	157 kW	292 kW
Max vääntö	305 Nm	565 Nm
Tilavuusteho	45,8 kW/l	84,2 kW/l
Akseliteho	33,4 %	31,4 %
Häviöteho	5,6 %	8,5 %
Pakokaasujen osuus	33,9 %	31,3 %
Välijäähdytin osuus	-	2,1 %
Terminen hyötysuhde	66 %	69 %
Mekaaninen hyötysuhde	86 %	79 %

Tarkastellessa teoreettisesti laskettuja hyötysuhdelaskujen arvoja tulee muistaa, että arvot eivät välttämättä absoluuttisesti täsmää todellisten arvojen kanssa. Esimerkiksi mitattu turbiinin nielun lämpötila oli noin 60 K alhaisempi kuin laskettu turbiinin nielun lämpötila T_t . Lämpötilaero todennäköisesti johtuu osittain pakosarjan kollektorissa sijaitsevasta hukkaportista. Hukkaportin kautta osa pakokaasuenergiasta johdetaan ulkoilmaan ennen turbiinia, jota ei oteta huomioon kaavassa. Myös alkuperäisen version korkeammaksi muodostunutta puristuksen loppuvaiheen lämpötilaa (T_2) verrattaessa ahdettuun on todellisuuden kannalta hieman syytä epäillä. Jos puristuksen alkulämpötila (T_1) on molemmissa versioissa samat, ei lämpötilaeroa tulisi juuri syntyä. Laskuissa muodostu-

nut ero johtuu kuitenkin alkuperäisen version kaavoissa käytettävästä hieman suuremmasta polyrooppivakiosta. Hyötysuhdelaskuissa polytrooppivakioiden ja ilmakertoimien hienosäädöllä on haettu todenmukaisempien hyötysuhdearvojen muodostumisia laskujen loppuun, joiden voitaisiin katsoa olevan myös linjassa moottoriversioiden suorituskykyarvoihin.

Todellisuudessa turbomoottori on myös säädetty rikkaammalle polttoaineseokselle, mitä laskukaavoista käy ilmi. Jos laskuissa olisi käytetty rikkaamman seoksen stökiometristä ilmamäärää eli toisin sanoen tehonmittaustulosten λ -arvoa, paine- sekä lämpötila- arvot olisivat vääristyneet todellisuutta selkeästi suuremmiksi. Laskukaavoissa lisääntynyt polttoaine olisi laskettu vapautuneena lämpöenergiana, vaikka todellisuudessa lähinnä palamattoman polttoaineen määrän olisi kuulunut kasvaa. Todellisuudessa siis turbomoottorin polttoaineenkulutus on hieman suurempi, joten vaikutus mm. kokonaishyötysuhteeseen olisi ollut myös negatiivinen. Kuitenkin hyötysuhde-erojen vertailuun ennen ja jälkeen paine- ja lämpötila-arvojen selvittämiseen sekä moottorin kiertoprosessin tutkimiseen hyötysuhdelaskukaavat antavat työn tarkoitukseen tarpeeksi tarkat arvot.

Ilman ja kaasuseoksien lämpötila- arvoja tarkastellessa lämpötilat (T_3, T_4) vakiotilavuus- ja vakio painepolton aikana nousevat noin 100 K korkeammiksi turbomoottorissa. Myös pakoventtiilistä työnnettävän polytrooppisen paisunnan lopussa olevan kaasuseoksen lämpötila (T_5) nousee noin 120 K korkeammaksi. Kannentiiviste, sytytystulppa, mäntä sekä pakoventtiili ovat sylinterissä herkimmin korkeista sylinteri- ja pakolämpötiloista vaurioituvia komponentteja. Valmistajan asettamien männän sekä venttiilin materiaalien varmuuskertoimien vuoksi ei kyseisten lämpötilojen uskota tuottavan ongelmia, varsinkin kun männän ja männänrenkaidenkin välyksiä suurennettiin. Sytytystulpat on vaihdettu turbomoottoriin kylmemmän lämpöarvon omaaviin sekä kannentiiviste vakiomassatiivisettä enemmän lämpöä ja painetta kestäväään malliin. Kuitenkin nyt kun normaalit kaasuseoksien lämpötilat ovat valmiiksi korkeammat, esimerkiksi moottorin laihalla käymisestä johtuvat lämpötilojen nousut voivat johtaa herkemmin moottoririkkoon.

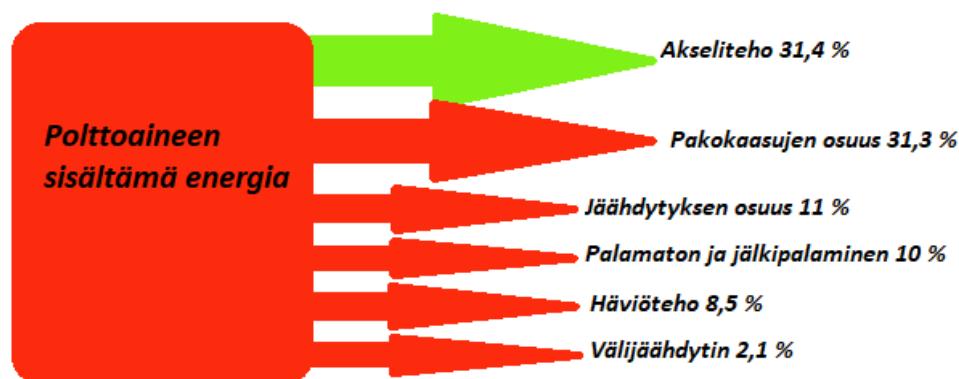
Kun teho ja maksimivääntö lähes kaksin kertaistuvat, samaa voi olettaa myös sylinteripainearvoilta. Oikein ajoitetun ilman ja polttoaineen seoksen palamisen tuottama paine on moottorin tuottaman vääntömomentin keskeisin tekijä. Kun palamisen maksimipaine

(p_3) on lähes kaksinkertaistunut vakioista herää kysymys, miten suurimmaksi osaksi vakiokomponentteja omaava moottori pysyy edelleen koossa. Moottorin suunnittelussa joudutaan komponentit ylimitoittamaan nimellisestä palamisen maksimipaineesta, jotta moottori kestäisi joissain määrin nakutusta tai muita epänormaaleita palotapahtumia. Komponenttien rakennevahvuuksien varmuuskertoimet vaikuttavat suurelta osin myös niiden käyttöikään. Korkeampien sylinteripaineiden myötä voidaan olettaa M30-turbomoottorin komponenteilta lyhempää käyttöikää sekä vakavampia esimerkiksi nakutuksesta seuraavia vaurioita. Liian korkeaksi nousevat sylinteripaineet saattavat vaurioittaa mm. kannentiivistettä, kantta, mäntää, kiertokankea tai sen laakerointia. Tässä korostuu moottorinohjauksen toimintojen ja säätöjen tärkeys, joilla yritetään estää kaikki tilanteet, joissa sylinteripaineet pääsisivät nousemaan korkeammaksi kuin turbomoottorin maksimisylinteripaine (p_3), jotta komponentteihin ei kohdistettaisi ylimääräistä rasitusta.

Ahtopaineen takia, kun sylinteriin saadaan noin kaksinkertainen ilmamassa puhdasta ilmaa, myös polttoaineen syöttö joudutaan kaksinkertaistamaan työkierrosta kohden, jotta ilman ja polttoaineen seossuhde pysyy vakiona. Työn turbomoottori ei kuitenkaan onnistu muuttamaan polttoainemäärän sisältämää lämpöenergiaa suhteessa sylinteripaineeksi ihan niin tehokkaasti kuin vakio moottori. Polttoaineen ominaiskulutuksen (b_c) huomataan nousseen. Tämä tarkoittaa, että turbomoottoriin syötetään hieman enemmän polttoainetta suhteessa saatuun energiamäärään (kWh). Mekaaninen hyötysuhde kuvaa nettovääntömomentin sekä moottorin tuottaman maksimi vääntömomentin suhdetta. Arvon muutokseen suhtaudutaan kuitenkin hieman skeptisesti. Ahdetussa versiossa kasvaneiden painearvojen takia lisääntyneet kiertokankivoimat saattavat muutaman prosenttiyksikön pudottaa mekaanista hyötysuhdetta verrattaessa ahtamattomaan, mutta 7 %:n alentuma vaikuttaa hieman liioitellulta. Vertaillen myös molempien hyötysuhdelaskujen Stankey-kuvaajia (kuvat 26 ja 27) akselitehojen osuus vähennettäessä lämpötaseista huomataan turbomoottorin häviöiden osuus olevan 2,4 % suurempi. Suhteessa M30B35-turbomoottori siis kuluttaa enemmän polttoainetta häviöenergiaan kuin vapaasti hengittävä alkuperäinen, mistä johtuu hieman alhaisempi akselitehon osuus. Kuitenkaan tämä ei tarkoita, että turbomoottorikonaisuuden rakentamisessa ja mitoittamisessa olisi epäonnistuttu.



Kuva 26. Stankey-kuvaaja alkuperäisen M30B35-moottorin energian kulutus osuuksista.



Kuva 27. Stankey-kuvaaja turboahdetun M30B35-moottorin energian kulutus osuuksista.

Ottomoottoreissa turboahtaminen ei merkitse automaattisesti parempaa akselitehon suhdetta kuten dieselmootoreissa, vaikka aikaisemmin kokonaan hukkaan menevää pakokaasuenergiasta osa saadaankin hyödynnettyä. Pakokaasuenergian hyödyntäminen näkyy myös termisen hyötysuhteen 3 %:n nousuna. Turbomoottori hyödyntää siis suhteessa enemmän käyttämänsä polttoaineen lämpöenergiaa, mutta ei saa tuotettua määräästä tehoa aivan yhtä hyvällä suhteella. Osasyynä tähän on häviökeskipaineen muodostuminen. Verrattaessa vapaasti hengittävään moottoriin suuremman häviötehon osuuden muodostumiseen turbomoottorissa vaikuttaa kaasunvaihdonkeskipaineen summaaminen häviökeskipaineeseen. Vapaasti hengittävässä moottorissa kaasunvaihdon keskipaine vaikuttaa negatiivisesti häviökeskipaineeseen, koska imutahdilla vallitseva paine on pienempi kuin poistotahdilla. Turbomoottorissa tilanne on päin vastainen.

Häviöiden niukan kasvun sekä akselitehon hyötysuhteen laskun määrän suhde kasvaaneeseen maksimitehoon on kuitenkin hyvä jälkeinpäin ahdetulle moottorille. Jos kompressoria olisi operoitu huonommalla hyötysuhteella kehnomman mitoituksen takia tai

huonommin toimivan pakosarjan, putkiston tai turbiinin johdosta vastapaine olisi noussut korkeammaksi, olisivat hyötysuhdeluvut sekä suorituskykyarvot olleet varmasti heikompia. Myös päivitettyjen polttoaine ja sytytysjärjestelmien mitoitus ja säätö ovat auttaneet polttoaineen kokonaisvaltaisempaan palamiseen, millä on myös suoraa vaikutusta hyötysuhteisiin ja suorituskykyyn.

Jos turbomoottorista lähdettäisiin hypoteettisesti hakemaan korkeampaa akselitehon osuutta, myös edellä mainittuja osa-alueita voisi kehittää. Tarkemmin mitoitettulla turbiniilla, paremmalla putkistolla ja pakosarjalla olisi mahdollista pienentää vastapainetta pakosarjassa ja parantaa pakokaasujen virtausta. Teoriassa toimenpide parantaisi pakokaasujen poistoa sylinteristä, mikä vaikuttaisi positiivisesti suorituskykyyn, volymetriseen hyötysuhteeseen ja akselitehon osuuteen. Nakutusanturin lisäyksen jälkeen voitaisiin ennakoitua sytytyskartasta säätää pykälää aggressiivisemmaksi. Polttoainesuuttimien vaihto pienempiin sekä korkeampi polttoainepaine auttaisivat ennestään hienomman polttoaine sumun muodostumisessa, jolloin palaminen olisi täydellisempää ja polttoainemäärästä saataisiin vapautumaan enemmän lämpöenergiaa.

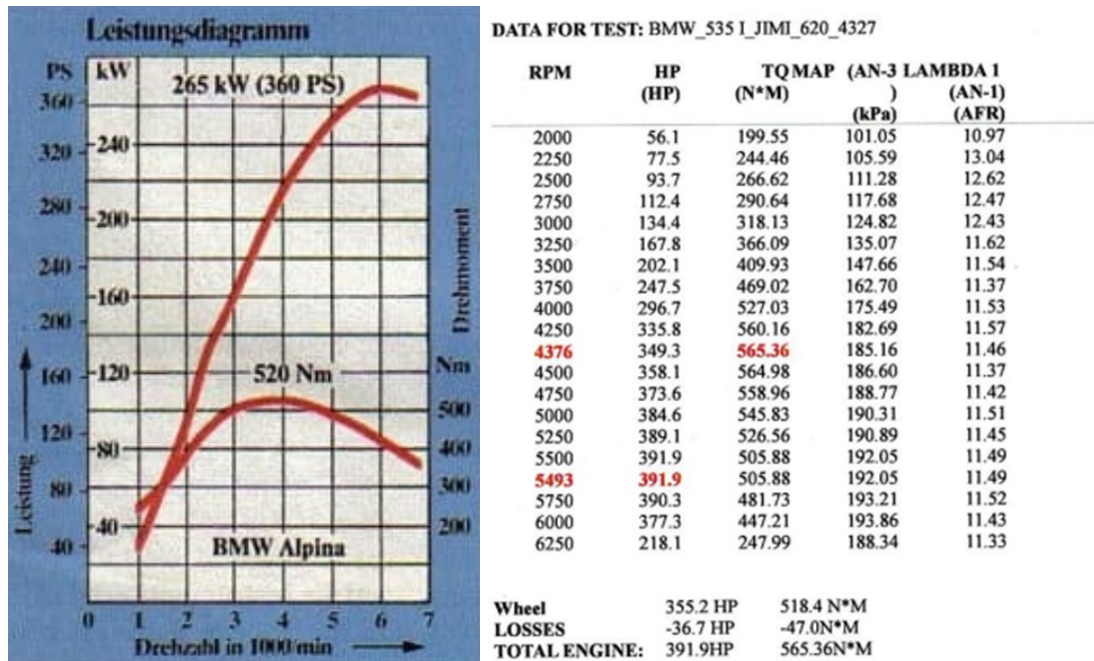
8 Yhteenveto

Opinnäytetyön toteutumista tarkastellaan yhteenvedossa työlle ja kohdeajoneuvon voimanlähteelle asetettujen tavoitteiden sekä todettujen haasteiden kautta. Kokonaisuutena projekti koettiin hyvin opettavaisena moottoritekniikan kannalta. Ammattikorkeakoulun energia- ja moottoritekniikan kurssien sekä muun moottoreihin liittyvien itse opiskeltujen taitojen ja tietämyksen toimeenpano käytäntöön koettiin palkitsevana kuten myös itse valmiilla kohdeajoneuvolla ajaminen. Voidaan sanoa, että työn keskeisimmät tavoitteet saavutettiin, vaikka osa työn haasteista vaikuttikin työn valmistumisen ajankohtaan odotettua enemmän. Työn keskeisimmiksi tavoitteiksi asetettiin noin 400 hevosvoimaisen moottoriturheilukäyttöön soveltuvan voimanlähteen rakentaminen ja onnistunut turboahtimen mitoittaminen. Turboahtamisen vaikutus hyötysuhteisiin sekä lämpötila- ja painearvoihin tuli selvittää laskennallisesti hyötysuhdelaskukaavojen avulla. Tuloksien analysoinnin perusteella pystyttiin määrittelemään, miten hyvin tavoitteet täyttyivät.

Haasteita suhteellisen laaja-alueiseen omakustannetyöhön sisältyi monia, joista keskeimpiä olivat työn rajaaminen, omakustanteisuus ja aikatauluttaminen. Toisin kuin tyypillisessä opinnäytetyössä, tässä työssä on useasta aiheesta kerrottu muutamalla luvulla, joista olisi jo itsessään voinut saada materiaalin kootuksi kokonaisen opinnäytetyön tekemiseen. Koska opinnäytetyössä haluttiin tuoda esiin mitoitus- ja hyötysuhdelaskujen lisäksi myös itse kohdeajoneuvon moottorikokonaisuuden rakentamista ja siihen liittyvien komponenttien toimintoja, tulee rajauksesta väkisinkin haasteellista. Aihealueista yritettiin tuoda oleellimmat asiat esille perusteltuina tai selitettyinä.

Vaikka itse työssä ei juuri puhutakaan rahasta, oli työn suunnitteluvaiheessa määritetty karkea budjetti, jolla projekti saataisiin toteutettua. Kuitenkin työn edetessä ja eri osaluoksiin enemmän perehtyneenä moni komponentti vaihdettiin uuteen tai kalliimpaan sekä lisättiin koneistustoimenpiteitä, joita ei vielä alkusuunnitteluvaiheessa osattu ottaa huomioon. Suhteessa opinnäytetyö vei myös paljon aikaa, enemmän kuin oli alun perin suunniteltu. Moottorin koneistusaika hieman venyi yli odotetun sekä alkuvaiheessa määritetyn budjetin ylittyminen vaati enemmän aikaa palkkatöissä. Kuitenkin mahdollisuus aikataulujen venymisille sekä budjetin ylittymiselle tiedostettiin, minkä takia opinnäytetyölle ei lähdetty määrittämään tarkkaa aikataulua tai rahallista budjettia.

Työn kohdeajoneuvolle oli myös asetettu minimitehotavoite, jota vähempään ei tyydyttäisi. Tavoitteena oli vähintäänkin ylittää BMW E34 Alpina B10 Bi-turbon 265 kW:n moottoriteho (kuva 28). Alpina oli varustettu kahdella Garrett T25 -turboahtimella, ja maksimiahtopaine oli rajoitettu 0,8 bar:iin.



Kuva 28. BMW Alpina B10 Bi -turbon epävirallinen moottoritehon tehonmittaustulostus vasemalla [27] sekä työn kohdeajoneuvon tehonmittaustulostus oikealla.

Vertaillessa työn kohdeajoneuvon sekä BMW Alpinan tehonmittaustulostuksia huomataan, että ala- sekä keskikierrosalueella Alpina muodostaa enemmän tehoa 4000 rpm:ään saakka, jonka jälkeen osat vaihtuvat. Autojen suorituskykyä on mielenkiintoista vertailla varsinkin, kun autot käyttävät samaa maksimiahtopainetta (huom. imusarjasta mitattu maksimi-MAP eli absoluuttinen ahtopaine oli 1,8 bar). Katuautolle tyypilliseen tapaan BMW Alpina Bi -turboon on haettu hyvää vääntömomenttia ala- ja keskikierrosalueille, mikä on mm. mahdollistettu fyysisesti pienillä Garrett-turboahtimilla. Mahdollisesti taas kohdeajoneuvon suurempaa turboahdinta operoidaan yläkierrosalueella paremalla hyötysuhteella, mistä seuraa parempi vääntömomentti yläkierrosalueelle. Parempaan huipputehoon työn kohdeajoneuvoa edesauttavat myös säätyvä sytytysennakko sekä korkeampi puristussuhde. Alpinassa on virranjakajasytytys, joka voi olla myös osasy alhaisemman puristussuhteen valitsemiseen nakutusriskin vähentämiseksi. Alpinassa puristussuhde on 7,2/1 ja työn kohdeajoneuvossa 9/1. [1]

Lähteet

- 1 E34 B10 Bi-turbo. Verkkoaineisto. Alpina-archive. <https://www.alpina-archive.com/?page_id=178>. Luettu 6.6.2020.
- 2 BMW M30 straight-6 engine. Verkkoaineisto. Motor car. <<https://motorcar.net/bmw-engine/item/16041-m30-engine>>. Luettu 6.6.2020.
- 3 Mauno, Esko. 2014. BMW 3- JA 5-SARJAT 1981–1991 KORJAUSOPAS. 4. painos. Helsinki: Alfamer / Karisto Oy.
- 4 Damage to engine bearings. 2017. Verkkoaineisto. MS-Motorservice. <https://www.ms-motorservice.com/fileadmin/media/MAM/PDF_Assets/Damage-to-engine-bearings_861097.pdf>. Luettu 20.11.2019.
- 5 Maxxecu street. Verkkoaineisto. Maxxecu. <<https://www.maxxecu.com/products/street>>. Luettu 21.2.2021.
- 6 Instruction manual P/N 30-0334 X-Series Wideband UEGO AFR Gauge w/ OBD CAN Integration. 2017. Verkkoaineisto. AEM electronics. <<https://www.aemelectronics.com/files/instructions/30-0334-X-Series-OBDDII-Wideband-UEGO-Controller-Gauge.pdf>>. Luettu 21.2.2021.
- 7 Knock sensor. Verkkoaineisto. Bosch mobility solutions. <<https://www.bosch-mobility-solutions.com/en/products-and-services/commercial-vehicles/powertrain-systems/natural-gas/knock-sensor/>>. Luettu 27.1.2021.
- 8 What size injectors do I need. 2017. Verkkoaineisto. Summit racing. <https://help.summitracing.com/app/answers/detail/a_id/4807/~/what-size-injectors-do-i-need%3F>. Luettu 8.5.2020.
- 9 Juva, Aki. 2015. Bensiiniopas. Verkkoaineisto. Neste Oyj. <https://www.neste.com/sites/default/files/attachments/bensiiniopas_2015.pdf>. Luettu 27.1.2021.
- 10 Mass Flow & Density to Volume Flow Calculator. Verkkoaineisto. SensorsONE. <<https://www.sensorsone.com/mass-flow-and-density-to-volume-flow-calculator/>>. Luettu 11.3.2020.
- 11 E85 GP. 2011. Verkkoaineisto. ELF. <https://www.acs-total.com/sites/g/files/wompnd1291/f/atoms/files/elf_e85_gb.pdf>. Luettu 27.1.2021.

- 12 What size fuel pump do I need. 2019. Verkkoaineisto. Summit racing. <https://help.summitracing.com/app/answers/detail/a_id/5245/~what-size-fuel-pump-do-i-need%3F>. Luettu 15.5.2020.
- 13 450 lph racing fuel pump. Verkkoaineisto. Walbro fuel pumps. <<https://walbrofuel-pumps.com/450lph-walbro-e85-racing-fuel-pump-f90000267.html.html>>. Luettu 15.5.2020.
- 14 GSS 255lph. Verkkoaineisto. Walbro fuel pumps. <<https://walbrofuel-pumps.com/walbro-gss-fuel-pumps>>. Luettu 15.5.2020.
- 15 Webhelp. Verkkoaineisto. Maxxecu. <<https://www.maxxecu.com/webhelp/index.html>>. Luettu 15.4.2020
- 16 Maxxecu Street wiring diagram. 2020. Verkkoaineisto. Maxxecu. <[https://www.maxxecu.com/files/Documentation/Wirings/MaxxECU%20STREET%20\(REV9+\)%20-%20Wiring-en.pdf](https://www.maxxecu.com/files/Documentation/Wirings/MaxxECU%20STREET%20(REV9+)%20-%20Wiring-en.pdf)>. Luettu 21.2.2020.
- 17 MS to Motronic/C101 to X20. Verkkoaineisto. Megasquirt.325ix.com <http://www.megasquirt.325ix.com/MS_to_Motronic/C101_to_X20.html>. Luettu 15.4.2020
- 18 Fuel calculation model. Verkkoaineisto. Maxxecu. <<https://www.maxxecu.com/webhelp/fuel-calc-model.html>>. Luettu 6.4.2020.
- 19 Master power R6164-5. Verkkoaineisto. Hevosvoima.com. <<https://hevosvoima.com/shop/turbot/master-power/r6164-5>>. Luettu 11.3.2020.
- 20 Turbo Tech 103 Expert: Compressor Mapping. 2019. Verkkoaineisto. Garrettmotion. <https://www.garrettmotion.com/wp-content/uploads/2019/10/GAM_Turbo-Tech-103_Expert-1.pdf>. Luettu 11.3.2020.
- 21 Bell, Corky. 1997. Maximum Boost: Designing, testing and installing turbocharger systems. USA: Robert Bentley Inc.
- 22 Czernia, Dominik. Omni calculator. Air Density Calculator. Verkkoaineisto. <<https://www.omnicalculator.com/physics/air-density>>. Päivitetty 18.1.2021. Luettu 21.2.2020.
- 23 GTX3076R gen2. Verkkoaineisto. Garrett motion. <<https://www.garrettmotion.com/racing-and-performance/performance-catalog/turbo/gtx3076r-gen-ii/>>. Luettu 2.8.2020.

- 24 Installation Manual - EGT Gauge. Verkkoaineisto. Turbozentrum. <<https://www.turbozentrum.de/turbozentrum/pdf/Anleitungen/Einbauanleitung%20Abgastemperaturanzeige%20EN.pdf>>. Luettu 25.7.2020.
- 25 Parviainen, Heikki. Metropolia Ammattikorkeakoulu. 2020. Opintojakson Energiatekniikan perusteet kurssisisältö.
- 26 BMW 5 Series (E34) 535i. Verkkoaineisto. Auto-data.net. <<https://www.auto-data.net/en/bmw-5-series-e34-535i-211hp-9678>>
- 27 Leyrer, Götz. 1989. Fünfer Potenz. Auto, Motor und Sport. #24, 11/1989, s. 12–18.

