



KAKSIPORTAINEN AHTOPAINEENSÄÄTÖ DIESELMOOTTORISSA

Markus Laari

Opinnäytetyö
Marraskuu 2014
Auto- ja kuljetustekniikka
Auto- ja työkonetekniikka

TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Auto- ja kuljetustekniikka
Auto- ja työkonetekniikka

MARKUS LAARI:

Kaksiportainen ahtopaineensäätö dieselmoottorissa

Opinnäytetyö 49 sivua
Marraskuu 2014

Opinnäytetyössä mitoitettiin ja toteutettiin kaksiportainen ahtopaineensäätö Volkswagenin 1,9-litraiseen suoraruiskutusdieselmoottoriin. Tavoitteena oli saada moottori tuottamaan hyvä vääntömomentti mahdollisimman laajalla kierrosalueella. Maksimitehon tavoite oli 220 kW. Lisäksi moottoriin haluttiin tuottaa niin suuri ilmaylimäärä, ettei näkyvää savutusta tapahtunut.

Kaksiportainen ahtaminen toteutettiin turboahtimilla. Ahtimien mitoituksessa käytettiin apuna lähdemateriaalien teoriatietoja sekä ahdinvalmistajalta saatavia kompressorikarttoja. Mitoituksen onnistumista testattiin suorittamalla sopivia mittauksia alustadynamometriä apuna käyttäen. Mittauksissa keskityttiin etenkin ahtimien toimintaan sekä moottorin suorituskykyyn.

Saadut mittaustulokset osoittivat, että ahtimia mitoittaessa moottorin tarvitsema ilmassavirta oli arvioitu todellista suuremmaksi. Turboahtimien todettiin kuitenkin toimivan hyvällä hyötysuhteella, koska turbiinien tekemä kokonaisvastapaine jäi alle imusarjan paineen. Moottorista saatiin tehoa 219 kW ja vääntömomentti rajattiin 526 Nm:iin. Vääntömomentti saatiin hyvälle tasolle jo alakierrosalueelta. Yläkierroksilla savutus oli lähes olematonta. Pakokaasun lämpötila nousi yläkierroksilla yli ahdinvalmistajien suositusten, koska polttoaineen ruiskutusaika jouduttiin kasvattamaan pitkäksi. Kehitettävää jäi polttoainelaitteiston lisäksi ahto- ja vastapaineiden mittauksiin, joita olisi voinut mitata elektronisesti. Mittauslaitteiston kehittämien olisi vaatinut kuitenkin enemmän rahaa ja aikaa.

Asiasanat: turboahdin, dieselmoottori, kaksiportainen, ahtopaineensäätö

ABSTRACT

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

MARKUS LAARI

Controlled two-stage turbocharging of diesel engine

Bachelor's thesis 49 pages

November 2014

The purpose of this thesis was to scale and execute controlled two-stage turbocharging of Volkswagen 1.9-liter direct injection diesel engine. The objective was to get the torque curve of the engine as wide as possible. Power target was 220 kW.

Theoretical information gathered from source material and compressor maps by turbocharger manufacturer were used when scaling the turbochargers. Success of scaling was tested in chassis dynamometer with suitable measurements. Measurements were focused in function of turbochargers and performance of the engine.

Results of measurements indicate that mass air flow the engine needed was smaller than estimated. Nevertheless the turbochargers operated with good efficiency. This was concluded from backpressure of turbines being lower than intake manifold pressure. The engine produced 219 kW power and torque was limited to 526 Nm. Torque was in good level already in low revolutions. Although there was very little visible smoke produced by the engine in higher revolutions the exhaust gas temperature was higher than the recommendation of turbocharger manufacturers. This was due to long duration of fuel injection. Fuel injection equipment was left as a target of development. Other improvements could be done for measurement instruments of boost and backpressure. These could have been electronic with data capture. However, the use of electronic devices would have taken more time and money.

Key words: turbocharger, diesel engine, two-staged

SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	5
2	TURBOAHTAMISEN TEORIAA	6
2.1	Motivaatio moottorin ahtamiselle.....	6
2.2	Pakokaasu- eli turboahtaminen.....	6
2.2.1	Turboahtimen rakenne ja toiminta	6
2.2.2	Turboahtamisen soveltuvuus dieselmoottorissa.....	8
2.3	Turboahtimen mitoitus.....	8
2.3.1	Tarvittavan ilmamassan määrittäminen.....	8
2.3.2	Kompressorin valinta	9
2.3.3	Turbiinin valinta.....	12
2.4	Ahtopaineen säätö.....	14
2.4.1	Hukkaportti	15
2.4.2	Muuttuva turbiinigeometria VNT/VTG.....	16
2.4.3	Kaksiportainen ahtopaineensäätö.....	17
2.5	Ahtoilman jäähdytys	20
2.6	Putkiston mitoitus	21
3	KOKOONPANON SUUNNITTELU JA VALMISTUS.....	23
3.1	Turboahtimien valinta.....	23
3.1.1	Tarvittavan ilmamassan ja kokonaispainesuhteen määrittäminen	23
3.1.2	Kompressorien tarkastelu.....	24
3.1.3	Turbiinien tarkastelu	30
3.2	Putkiston mitoitus	32
3.2.1	Imupuoli	32
3.2.2	Pakupuoli	33
3.3	Kokoonpano.....	36
4	SÄÄTÄMINEN JA TESTAAMINEN.....	39
4.1	Säätötavan käytännön toteutus.....	39
4.2	Koeajo	40
4.3	Mittaukset alustadynamometrissä.....	42
5	MITTAUSTULOKSET.....	43
5.1	Tulosten käsittely	43
5.2	Todellisen ilmamassavirran arviointi.....	46
6	POHDINTA.....	47
	LÄHTEET.....	48

1 JOHDANTO

Etenkin dieselmootoreissa turbohtaminen on nykyaikaa, koska sillä saavutetaan moottorista pieni ominaiskulutus sekä moottorin massaan nähden suuri teho. Jotta moottorille saataisiin laaja käyttökierrosalue, joudutaan käyttämään erilaisia ahtopaineensäätömenetelmiä. Nykyään etenkin kaksiportainen ahtopaineensäätö on alkanut kasvattaa suosiotaan ja kyseiseen säätötapaan paneudutaan myös tässä työssä.

Tarkoituksena oli kehittää kaksiportainen ahtopaineensäätö Volkswagenin 1,9-litraiseen TDI-moottoriin. Tavoitteena oli saada mahdollisimman laajalla kierrosalueella toimiva moottori, jonka huipputeho olisi 220 kW. Säätötoiminnot oli tarkoitus pitää yksinkertaisena. Työ oli täysin omakustanteinen, joten eri komponenttien ja materiaalien valintaan vaikutti hyvin suuresti niiden hinta.

Työssä perehdytään jonkin verran yleiseen turbohtamisen teoriaan, mutta pääpaino on ahtopaineensäätömenetelmissä ja ahtimien mitoituksella. Ahtimien mitoituksen onnistumista testattiin suorittamalla sopivia mittauksia. Lopussa arvioitiin teorian luotettavuutta saatujen mittaustulosten perusteella.

2 TURBOAHTAMISEN TEORIAA

2.1 Motivaatio moottorin ahtamiselle

Polttomoottorista saatava teho on riippuvainen palamiseen käytettävissä olevan hapen määrästä. Mitä enemmän sylinteriin saadaan happea täytöksen aikana, sitä enemmän on mahdollista käyttää polttoainetta ja sitä enemmän kampiakselilta voidaan saada tehoa.

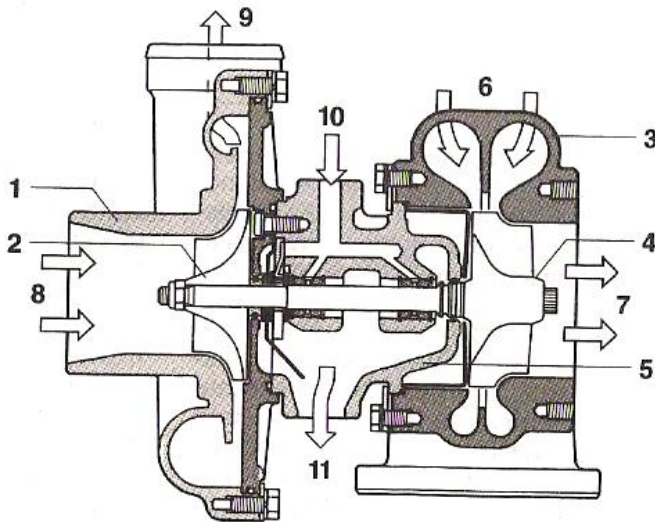
Nelitahtisessa moottorissa sylinterin täytöstä yksittäisen imutahdin aikana rajoittaa ensisijaisesti sylinterin maksimitilavuus. Yksi tapa lisätä sylinteriin saatavaa happea on ahtaminen, eli moottorin imuilman paineen korottaminen. Näin sama teho voidaan saada pienemmästä moottorista.

2.2 Pakokaasu- eli turboahtaminen

Ahtaminen voidaan toteuttaa käyttämällä mm. mekaanista ahdinta, pakokaasuahdinta tai paineaaltoahdinta (Autoteknillinen taskukirja 2003, 480). Tässä opinnäytetyössä esitellään ainoastaan pakokaasuahdamisen perusteet, koska painotus on tämän tyyppisillä ahtimilla tapahtuvan moniportaisen ahtamisen mitoituksessa ja säädön toteuttamisessa.

2.2.1 Turboahtimen rakenne ja toiminta

Kuvassa 1 on esitetty kuorma-auton moottorin kaksikammioisen turboahtimen rakenne. Henkilö- ja pakettiautojen turboahdit ovat turbiinin kotelon muotoilua lukuun ottamatta perusrakenteeltaan samanlaisia.



KUVA 1. Turboahtimen rakenne (Autoteknillinen taskukirja 2003, 483)

Kuvassa olevat merkinnät:

1. ahdin- eli kompressorikotelo
2. ahdinpyörä
3. turbiinin kotelo
4. juoksupyörä
5. laakeripesäke
6. pakokaasun tulo
7. pakokaasun poisto
8. ulkoilma (normaalipaine)
9. esipuristettu ilma
10. voiteluöljyn tulokanava
11. öljyn paluukanava

Turboahdin käyttää hyväkseen moottorin pakokaasuista saatavaa energiaa. Pakokaasut ohjataan turbiinikoteloon, jossa ne pyörittävät juoksupyörää. Juoksupyörä on sijoitettu samalle akselille ahdinpyörän kanssa. Pyöriessään ahdinpyörä imee ulkoilmaa ja työntää sen moottorin sylinteriin. (Autoteknillinen taskukirja 2003, 482.) Ahdinpyörän lapojen ja ahdinkotelon muotoilun ansiosta niiden kautta kulkevan ilman virtausnopeus alenee. Tämä saa aikaan paineen nousun. (Hiereth & Prenninger 2003, 60.)

Turbiinin ja ahtimen välillä on laakeripesäke, johon akseli on laakeroitu (Autoteknillinen taskukirja 2003, 483). Laakereina käytetään yleensä liukulaakereita, mutta nykyään myös kuulalaakerit ovat yleistyneet (Honeywell International Inc: Journal Bearings vs. Ball Bearings). Voiteluöljy otetaan moottorin voiteluöljykierrosta (Autoteknillinen taskukirja 2003, 483).

2.2.2 Turboahtamisen soveltuvuus dieselmoottorissa

Turboahtaminen soveltuu dieselmoottoriin erittäin hyvin. Dieselmoottorin pakokaasujen lämpötila on yleensä pieni ottomoottoreihin verrattuna, joka mahdollistaa halvempien materiaalien käytön. Lisäksi käytettävää ahtopainetta rajoittaa lähinnä moottorin mekaaninen kestävyys ja osittain typpioksidipäästöt. (Hjon 2006, 1.)

Dieselpolttoaineen palaessa teoreettinen ilmantarve, Air Fuel Ratio (AFR), on 14,5/1 (Autoteknillinen taskukirja 2003, 280). Dieselmoottorissa seoksenmuodostus on heterogeenistä ja palaminen alkaa itsesytytyksellä. Polttoainetta ruiskutetaan vielä syttymishetken jälkeen, jolloin seoksessa kehittyy paikallisia rikastuksia. Tämän vuoksi sylinterissä tarvitaan ilmaylimäärä savutuksen ehkäisemiseksi. Suoraruiskutusmoottorissa tarvittava ilmaylimäärä on 10–80 %. (Autoteknillinen taskukirja 2003, 418–422.)

Varsinkin nopeakäyntisissä suoraruiskutusmoottoreissa seoksenmuodostumista avustetaan ohjatulla ilmanvirtauksella, drallilla. Tämä saadaan aikaan imukanaviston ja palotilan erikoismuotoilulla. (Autoteknillinen taskukirja 2003, 418–419.) Erikoismuotoilu heikentää kuitenkin sylinterin täytöstä. Turboahtamalla saadaan tehokkaasti tuotettua moottoriin tarvittava ilmaylimäärä ja eliminoitua drallikanavien heikentämää sylinterintäytöstä.

2.3 Turboahtimen mitoitus

2.3.1 Tarvittavan ilmamassan määrittäminen

Turboahtimen mitoituksen lähtökohtana on halutulle teholle tarvittava ilmamassavirta sekä sen tuottamiseksi vaadittava ahtopaine. Tarvittava ilmamassavirta saadaan määritettyä, kun tiedetään syötetyn polttoaineen massavirta ja vaaditun päästötason saavuttamiseksi tarvittava ilmaylimäärä.

Syötetyn polttoaineen massavirta riippuu halutusta tehosta P ja ominaiskulutuksesta (BSFC) b . Tarvittava ilmamassavirta L saadaan selville, kun lisäksi tiedetään teoreetti-

nen ilmassa suhteessa polttoaineeseen eli L_0 ja vaadittu ilmassa suhteessa teoreettiseen eli λ :

$$L = P * b * L_0 * \lambda \quad (1)$$

2.3.2 Kompressorin valinta

Kun tarvittava ilmassavirta saadaan selvitettyä, voidaan seuraavaksi määrittää tarvittava painesuhde. Painesuhteen määrittämisessä ilman oletetaan käyttäytyvän lähes ideaalikaasun tavoin ja käytetään tilanyhtälöä (Tekniikan kaavasto 2010, 107):

$$\frac{p_0 V_0}{T_0} = \frac{p_1 V_1}{T_1} \quad (2)$$

Tästä saadaan johdettua painesuhteeksi:

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{V_0 T_1}{T_0 V_1} \quad (3)$$

Kaavassa p kuvaa painetta, V tilavuusvirtaa ja T lämpötilaa. Alaindeksi 0 kuvaa ulkoilmaa ja 1 sylinteriin saatua ilmaa. Kun tiedetään täyttösuhte η , kierrosnopeus n ja moottorin tilavuus V_m , saadaan sylinterin ilmatäytös aikayksikköä kohti nelitahtisessa moottorissa yhtälöstä:

$$V_1 = \frac{\eta n V_m}{2} \quad (4)$$

Tämän avulla painesuhteen yhtälöksi saadaan

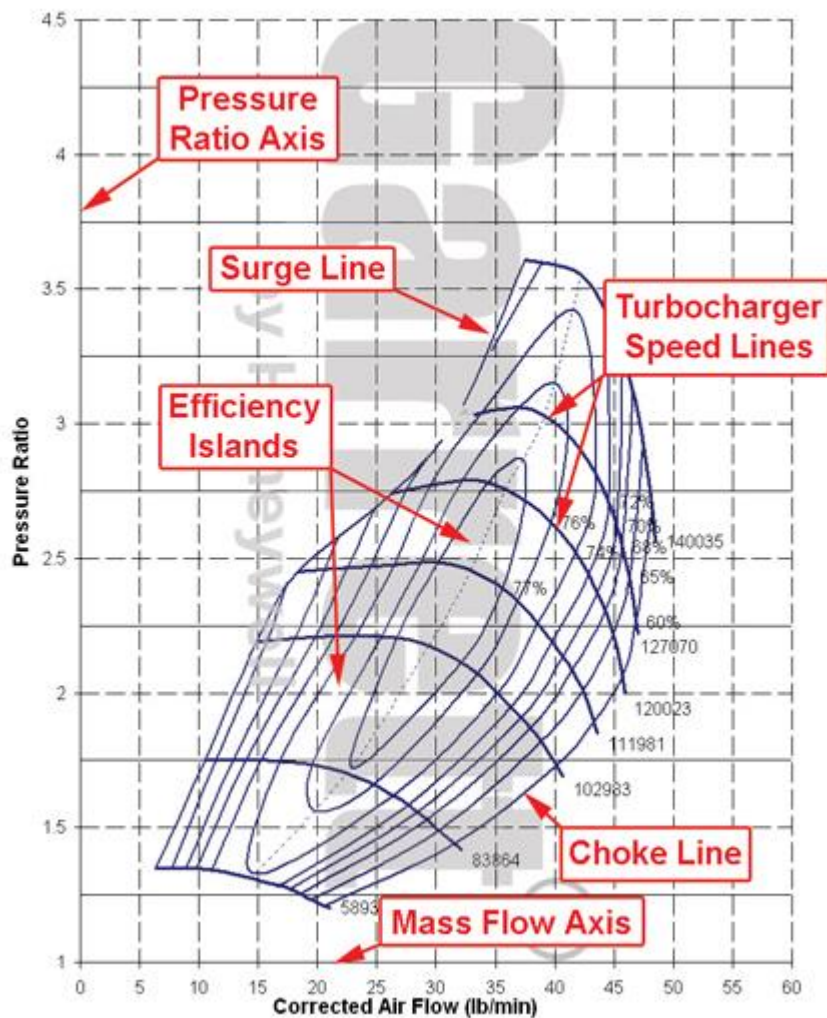
$$\frac{p_1}{p_0} = 2 \frac{V_0 T_1}{T_0 \eta n V_m} \quad (5)$$

Saatu painesuhde kuvaa imusarjan ja ahtimen imuputken välistä painesuhdetta. Kompressorin painesuhteen on oltava tätä hieman suurempi, koska paineputkissa ja mahdollisessa ahtoilmän jäähdyttimessä tapahtuu painehäviötä.

Yhtälössä oleva tilavuusvirta saadaan muutettua massavirraksi, kun tiedetään ilman tiheys. Massavirta korjataan vastaamaan ennalta määrättyjä olosuhteita. Honeywellin kompressorikarttoja käyttäessä nämä ovat 29,4 °C:n lämpötila ja 0,961 baarin paine. Korjattu massavirta saadaan laskettua yhtälöllä (Honeywell International Inc: Terminology):

$$m_k = m * \frac{p_k}{p} * \sqrt{\frac{T}{T_k}} \quad (6)$$

Laskuista saadut massavirran ja painesuhteen arvot sijoitetaan lopulta kuvion 1 mukaiseen kompressorikarttaan, josta selviää, onko tarkasteltava kompressorimoottoriin soveltuva.



KUVIO 1. Kompressorikartta (Honeywell International Inc: Turbo Tech Expert)

Kartan pystyakselilla on ahtimen imu- ja painepuolen välinen painesuhde ja vaakakselilla ilman tilavuusvirta tai korjattu massavirta. Lisäksi kartassa näkyvät akselin pyörintänopeudet ja kompressorin hyötysuhdealueet. Vasemmalla puolella näkyy sakkausraja ja oikealla puolella tukehtumisraja.

Kompressoria mitoittaessa toimintapisteet pitää saada sopimaan sakkaus- ja tukehtumisrajan välille, eikä maksimipyörintänopeutta saa ylittää.

Sakkausrajan vasemmalla puolella painesuhde kasvaa liian suureksi virtaukseen nähden, jolloin ahdin ei pysty enää tuottamaan imuvirtausta. Tällöin virtaus kääntyy takaisinpäin, kunnes painesuhde laskee stabiilille alueelle ja virtauksen suunta muuttuu positiiviseksi. Paineen noustessa uudestaan, sakkausraja ylittyy jälleen ja kierre loppuu vasta kun ahtimen pyörintänopeus laskee niin paljon, että stabiili toiminta-alue saavutetaan pysyvästi. (BorgWarner Turbo Systems: Design and Function of a Turbocharger: Compressor.)

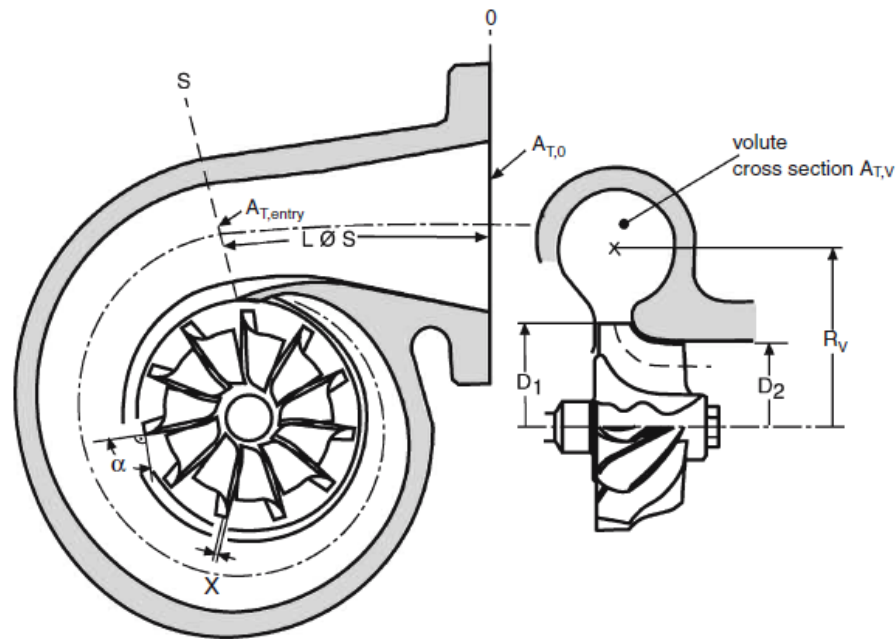
Sakkaaminen kuuluu “säksättävänä” äänenä ja aiheuttaa päittäislaakeroinnin ennenaikaista kulumista. Dieselmoottorissa esiintyvä sakkaaminen on lähes aina kuormituksen alaista ja johtuu moottorin tilavuuteen nähden ylimitoitetusta kompressorista. (Honeywell International Inc: Turbo Tech Expert.) Suuria ahtopaineita ja moottorin tilavuuteen nähden suuria turboahtimia käyttäessä voi sakkaamista esiintyä myös kaasupolkimen nostamisen yhteydessä.

Sakkaamista voidaan ehkäistä käyttämällä kompressorissa kierrätyskanavaa, joka päästää paineistettua ilmaa takaisin kompressorin imupuolelle lähellä sakkausrajaa. Kierrätyskanavan käyttäminen yleensä alentaa hieman kompressorin hyötysuhdetta. (Honeywell International Inc: Turbo Tech Expert.)

Ilman virtausnopeus ei voi kasvaa enää, kun se saavuttaa ahdinpyörän imupuolella äänennopeuden (BorgWarner Turbo Systems: Design and Function of a Turbocharger: Compressor). Tukehtumisrajalla virtausnopeus alkaa lähestyä äänennopeutta. Honeywell tyypillisesti määrittää ahtimilleen tukehtumisrajan sille kohdalle, jossa hyötysuhde alittaa 58 %. Rajan jälkeen kompressorin hyötysuhde alkaa nopeasti tippua ja kierrosnopeus nousta. (Honeywell International Inc: Turbo Tech Expert.)

2.3.3 Turbiinin valinta

Turbiinin mitoittamiseen vaikuttavat kolme päätekijää: A/R -suhde, trim, sekä ahdin- ja juoksupyörän halkaisijoiden välinen suhde. A/R tulee sanoista *area* ja *radius*. A tarkoittaa turbiinin suuaukon poikkipinta-alaa ja R etäisyyttä akselin keskeltä teoreettiseen pisteeseen suuaukon kohdalta joka puolittaa massavirran (kuva 2). A/R -suhde kuvaa turbiinikotelon maksimivirtausta. (Hiereth & Prenninger 2003, 84.)



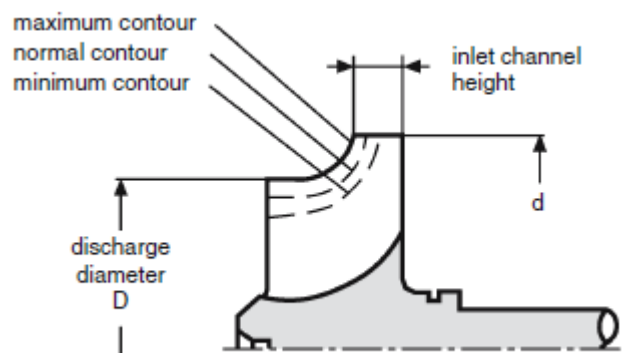
KUVA 2. Turbiinin A/R -suhde saadaan kuvassa näkyvistä suureista $A_{T,V}/R_V$ (Hiereth & Prenninger 2003, 85)

Pienentämällä A/R -suhdetta saadaan pakokaasuille suuri virtausnopeus. Virtaus kohdistuu juoksupyörään myös tangentialisemmin. Tämä aikaansaa suuremman vääntömomentin akseliin, jolloin pyörimisnopeutta saadaan kiihdytettyä tehokkaasti jo moottorin matalilla kierroksilla ja alhaisella pakokaasun lämpötilalla. Haittapuolena on heikommasta maksimivirtauksesta johtuva suuri vastapaine korkeammilla kierrosnopeuksilla. Tämä voi johtaa ahtopaineen hallitsemattomaan nousuun, joten joudutaan käyttämään myöhemmin esiteltäviä ahtopaineensäätömenetelmiä. Suuri vastapaine aiheuttaa myös pumppaushäviötä poistaessa pakokaasuja sylinteristä ja heikentää sylinterin täytöstä. Näin myös moottorista saatava huipputeho on heikompi. (Honeywell International Inc: Turbine housing A/R and sizing.)

Turbiinin trimillä tarkoitetaan juoksupyörän jättöpään ja halkaisijan neliöiden suhdetta. Se lasketaan kaavalla:

$$T = \frac{d^2}{D^2} * 100 \quad (7)$$

Jättöpään halkaisijan kasvattaminen kasvattaa myös juoksupyörälle tulevan kanavan kokoa (kuva 3). Trimiä muuttamalla säädetään juoksupyörä halutulle virtaustasolle. A/R-suhde ja trim määräävät yhdessä turbiinin maksimivirtauksen juoksupyörän halkaisijan pysyessä muuttumattomana.



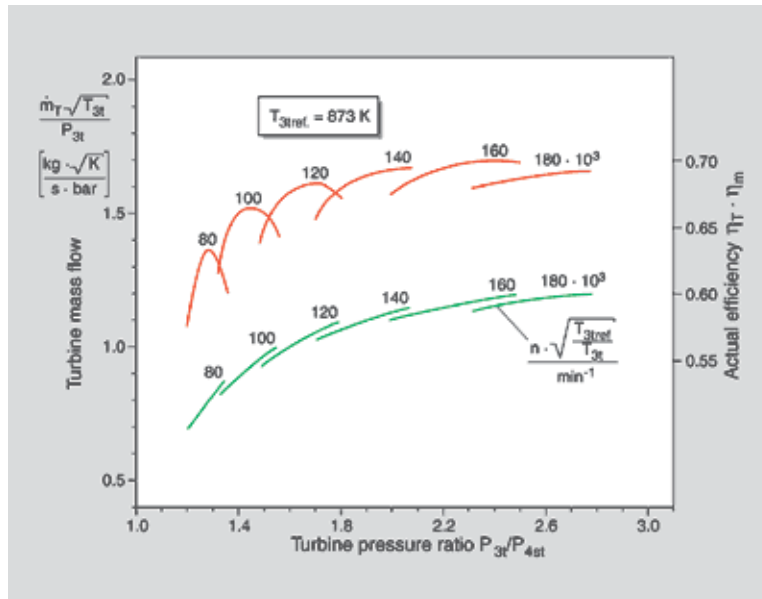
KUVA 3. Juoksupyörän trimiin vaikuttavat suureet (Hiereth & Prenninger 2003, 85)

Myös ahdinpyörän trim on laskettavissa yhtälön 7 mukaan, kun D :n arvona käytetään ahdinpyörän ottopäätä. Trimiä säättämällä pystytään tässä tapauksessa siirtämään sakkaus- ja tukehtumisrajaa halutulle tasolle.

Kolmas tärkeä tekijä turbiinin mitoituksessa on ahdin- ja juoksupyörän halkaisijoiden välinen suhde D_C/D_T (Hiereth & Prenninger 2003, 84). Kompressorin toiminta-alue määrittää akselin pyörintänopeuden, joten juoksupyörä tulee mitoittaa siten, että käytetyllä pyörintänopeudella se toimii parhaalla hyötysuhdealueellaan (BorgWarner Turbo Systems: Design and Function of a Turbocharger: Turbine).

Turbiininkin toimintaa voidaan kuvata kartalla (kuvio 2). Kartassa näkyvät ylempänä hyötysuhde- ja alempana massavirtakuvaajat eri pyörimisnopeuksilla. Ahdinvalmistajat voivat tarjota yhtä kompressoria kohti esimerkiksi 1-2 erikokoista juoksupyörää, joista kullekin on tarjolla 1-2 eri trimiä ja 1-3 eri A/R-suhteella olevaa turbiinikotelo (Ho-

neywell International Inc: Garrett Performance Turbochargers). Turbiinikarttaa voidaan käyttää hyväksi valitessa näistä vaihtoehdoista sopivinta.



KUVIO 2. Turbiinikartta (BorgWarner Turbo Systems: Design and Function of a Turbocharger: Turbine)

2.4 Ahtopaineen säätö

Etenkin henkilöautoissa, hyvien ajo-ominaisuuksien vuoksi, täysi ahtopaine pitää saada jo moottorin alhaisilla pyörintänopeuksilla. Jotta saataisiin tämän lisäksi laaja käyttö- kierrosalue, joudutaan ainakin turbiinipuolella käyttämään jotakin ahtopaineensäätömetelmää. (BorgWarner Turbo Systems: Design and Function of a Turbocharger: Control System.)

Kirstyneiden päästövaatimusten myötä moottorien koon pienentäminen, ns. downsizing on yleistynyt. Tämän vuoksi entistä enemmän myös raskaassa kalustossa ja offroad-sovelluksissa käytetään ahtopaineensäätömenetelmiä.

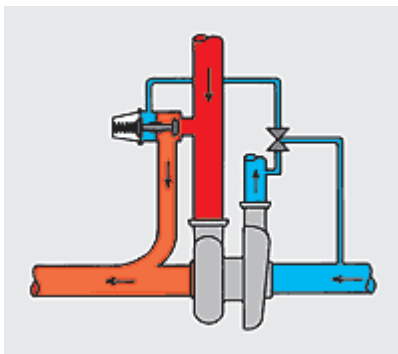
2.4.1 Hukkaportti

Yksinkertaisin säätötapa on pakokaasujen virtauttaminen turbiinin ohi käyttämällä ns. hukkaporttia. Turbiinipesän A/R-suhde voidaan valita pieneksi, joten maksimiahtopaine saavutetaan jo melko alhaisella moottorin pyörintänopeudella. Kun tavoitepaine saavutetaan, hukkaportti alkaa raottua tasaten akselin pyörintänopeutta. Näin myös ahtopaine tasaantuu.

Hukkaportti voi olla integroituna turbiinikoteloon tai se voi olla erillisenä venttiilinä ohivirtausputkessa. Yleisimmässä rakenteessa venttiili tai sitä liikuttava tanko on kiinnitetty koteloituun kalvoon. Kalvon yläpuolella on jousi, joka pitää venttiilin kiinni. Avaaminen tapahtuu ahtimen painepuolelta tulevalle ohjauspaineella, joka ohjataan hukkaportin kalvon alle. Paineen kasvaessa tarpeeksi suureksi jousi alkaa puristua kaasaan ja hukkaportti raottuu.

Nykysovelluksissa ohjauspainetta voidaan ohivirtauttaa takaisin ahtimen imupuolelle käyttämällä ohjauskanavassa elektronisesti ohjattua solenoidiventtiiliä. Ohjaamalla solenoidia moottorinohjausyksiköllä (ECU) ahtopaine voidaan säätää halutulle tasolle osakuormitustilanteissa. Tällöin on käytettävä pienemmällä voimalla kokoonpuristuvaa joustaa. Lisäksi ahtopaineen säätöön voidaan vaikuttaa erilaisten mitattavien parametrien, kuten ahtoilman lämpötilan perusteella. (BorgWarner Turbo Systems: Design and Function of a Turbocharger: Control System.)

Kuvassa 4 nähdään elektronisesti ohjautuva ahtopaineensäädin ulkoisen hukkaportin yhteydessä. Pakokaasuvirtaus on kuvattu punaisella ja moottorin imuilma sinisellä värillä.



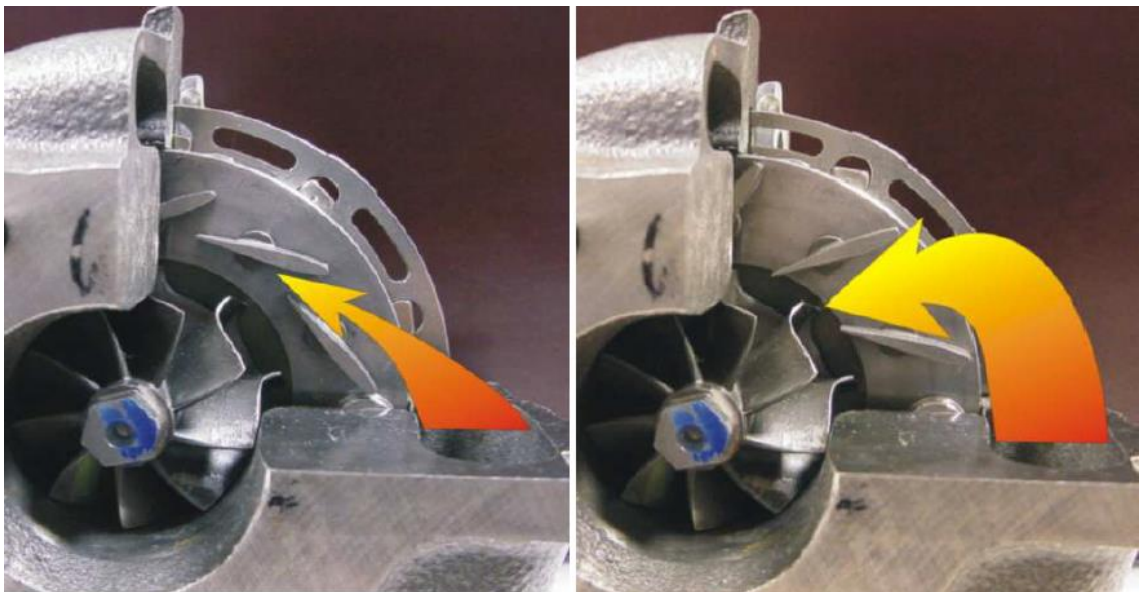
KUVA 4. Hukkaportti elektronisella säätöventtiilillä (BorgWarner Turbo Systems: Design and Function of a Turbocharger: Control System)

Hukkaporttia käyttäessä haittapuolena on turbiinin huono hyötysuhde venttiilin ollessa auki (Hjon 2006, 3). Tämän vuoksi on kehitetty edistyneempiä ahtopaineensäätömenetelmiä.

2.4.2 Muuttuva turbiinigeometria VNT/VTG

Hyötysuhteeltaan hukkaporttia tehokkaampi säätötapa on käyttää muuttuvaa turbiinigeometriaa. Sen avulla säädetään juoksupyörälle tulevan pakokaasuvirtauksen suuntaa ja poikkipinta-alaa, josta seuraa myös virtausnopeuden muutos. Kaasujen virtausta ohjataan kääntyvillä siivekkeillä. (BorgWarner Turbo Systems: Variable Turbine Geometry.)

Kuvassa 5 on esitetty ohjaussiivekkeet ääriasennoissaan. Vasemmanpuoleisessa osassa siivekkeet ohjaavat pakokaasuja juoksupyörälle tangentin suuntaisesti ja virtauksen poikkipinta-ala on pieni aiheuttaen suuren virtausnopeuden. Oikealla pakokaasuvirtaus ohjautuu juoksupyörälle säteen suuntaisena ja poikkipinta-ala on suuri. Näin saavutetaan turbiinin maksimaalinen virtaus. (Turbotekniikka: VNT-turboahdit 2014.) Siivikon asennon säätämiseen on tehty erilaisia pneumaattisia ja sähköisiä ohjainjärjestelmiä (BorgWarner Turbo Systems: Variable Turbine Geometry).



KUVA 5. Ohjaussiivikon ääriasennot (Turbotekniikka: VNT-turboahdit 2014)

Muuttuvan turbiinigeometrian etuna on koko pakokaasuvirtauksen hyödyntäminen akselin pyörittämiseksi. Tämä laajentaa turbiinin hyvän hyötysuhteen aluetta ja verrattuna hukkaporttisäätöön tarvittava painesuhde on merkittävästi alhaisempi. (Hiereth & Prenninger 2003, 173.)

Haittapuolia hukkaporttisäätöön verrattuna ovat kallis hinta ja heikompi luotettavuus erityisesti raskaan kaluston sovelluksissa (Hjon 2006, 3). Lisäksi henkilöautoissa, ajettaessa paljon osakuormalla, siivikko ei pääse liikkumaan tarpeeksi suurella alueella. Ajan kuluessa sen ympärille alkaa kerääntyä nokea, joka aiheuttaa takertelua säädössä. Tällöin ahtopaineensäätökään ei toimi enää halutulla tavalla.

Muuttuvaa turbiinigeometriaa voidaan käyttää myös pakokaasujen takaisinkierrätyksen (EGR) kontrollointiin. Lisäksi raskaan kaluston sovelluksissa siivikkoa käytetään pakokaasujarruna. Tämä vaatii todella suurta mekaanista kestävyyttä. (BorgWarner Turbo Systems: Variable Turbine Geometry.)

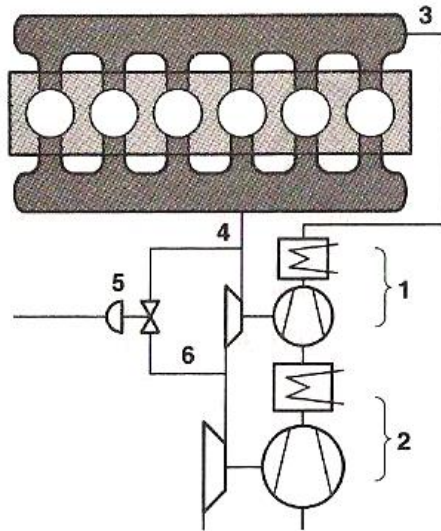
Jos halutaan todella suuri teho moottorin tilavuuteen nähden, mutta myös laaja käyttökierrosalue, alkaa muuttuvassa turbiinigeometriassakin tulla rajoituksia vastaan. Ahdin- ja juoksupyörä, sekä mekaanisen kestävyuden vuoksi myös akseli, täytyvät mitoittaa halkaisijoiltaan suuriksi. Paketin hitausmomentti kasvaa ja kiihdyttämiseen vaaditaan entistä enemmän energiaa. Lisäksi kompressorin painesuhdetta joudutaan rajoittamaan moottorin matalilla pyörintänopeuksilla sakkaamisen takia.

2.4.3 Kaksiportainen ahtopaineensäätö

Kun moottorilta vaaditaan yli 3 MPa:n tehollista keskipainetta jatkuvassa käytössä ja ahtimelta suurta painesuhdetta (>5), moniportainen ahtaminen tulee tarpeelliseksi (Hiereth & Prenninger 2003, 105). Sovelluksia on erilaisia, mutta tässä työssä käsitellään ainoastaan kaksiportaista ahtopaineen säätöä.

Kaksiportaisessa ahtopaineensäädössä käytetään kahta erikokoista turboahdinta. Pakokaasut johdetaan ensi pienemmän korkeapaineturbiiniin tai osa ohivirtaukseen. Tämän jälkeen massavirta viedään matalapaineturbiiniin. (Autoteknillinen taskukirja 2003, 485.) Moottorin imuilma puristetaan ensin matalapaineahtimessa ja voidaan tämän jäl-

keen jäädyttää. Tämän jälkeen esipaineistettu ilma puristetaan vielä korkeapaineahtimessa ja vielä jäädytetään ennen sylinteriin viemistä. (Autoteknillinen taskukirja 2003, 486.) Toimintaperiaate on esitetty kuvassa 6.



KUVA 6. Kaksiportaisen ahtamisen toimintaperiaate (Autoteknillinen taskukirja 2003, 486)

Kuvassa olevat merkinnät:

1. korkeapainepuoli
2. matalapainepuoli
3. imusarja
4. pakosarja
5. ohivirtausventtiili
6. ohivirtausputki

Moottorin pienellä pyörimisnopeudella ohivirtaus pidetään kiinni, jolloin koko pakokaasun massavirta paisuu korkeapaineturbiinissa. Tällä saavutetaan ahtopaineen nopea nousu. Ohivirtausta kasvatetaan kierrosluvun kasvaessa, jolloin entistä kuumempaa pakokaasua saadaan matalapaineturbiiniin ja matalapaineahtimen pyörintänopeus kasvaa. (Autoteknillinen taskukirja 2003, 486.)

Moottorin pienillä pyörintänopeuksilla suurimman osan työstä imuilman puristuksessa tekee korkeapaineahdin. Kierrosluvun kasvaessa matalapaineahtimen tekemä painesuhde kasvaa ja näin korkeapaineahtimen imuilma on massavirtaukseen nähden pienessä tilavuudessa. Tämä mahdollistaa suhteellisen pienen korkeapaineahtimen käyttämisen. (Autoteknillinen taskukirja 2003, 486.)

Kaksiportaisen ahtopaineensäädön etuja verrattuna yhdellä ahtimella tapahtuvaan ahtamiseen ovat (Hiereth & Prenninger 2003, 105–106):

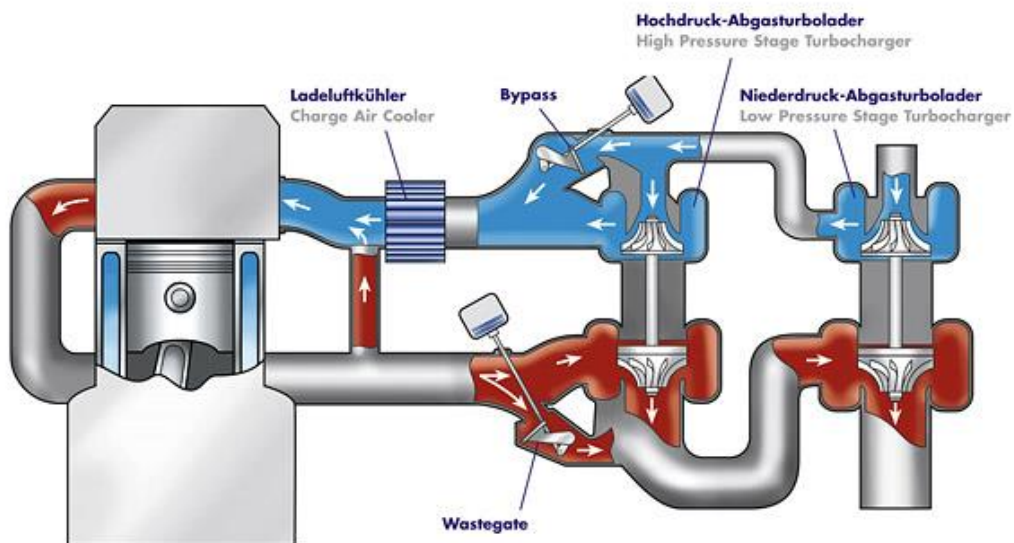
- huomattavasti korkeampi ahtopaine, joka mahdollistaa suuren tehollisen keskipaineen
- mahdollisuus käyttää ahtimia ja turbiineja paremman hyötysuhteen alueella
- leveämpi turbiini- ja kompressorikartta, jotka mahdollistavat myös moottorille laajemman käyttöalueen.
- pienen korkeapaineahtimen nopea reagointi kaasupolkimen painamiseen.

Haittapuolia ovat (Hiereth & Prenninger 2003, 106):

- tilaa vievä ja painava rakenne
- kallis hinta
- pakokaasujärjestelmän lämpöhitaus, joka haittaa pakokaasun jälkikäsitteilyn toimintaa.

Yksi esimerkki kaksiportaisesta ahtopaineensäädöstä on BorgWarnerin R2S, jonka toimintaperiaate on esitetty kuvassa 7.

2-stufige geregelte Aufladung (R2S™) Regulated 2-stage Turbocharging (R2S™)



KUVA 7. BorgWarnerin R2S:n toimintaperiaate (BorgWarner Turbo Systems: Regulated 2-stage turbocharging)

Kuten kuvasta näkyy, moottorin imupuolelle on lisätty korkeapaineahtimen ohittava venttiili. Venttiilin auetessa vain matalapaineahdin osallistuu ahtopaineen tuottamiseen. Käyttäessä ohivirtausventtiiliä imupuolella, voidaan valita entistä pienempi korkeapaineahdin, joka ilman venttiiliä saavuttaisi tukehtumisrajansa moottorin yläkierrosalueella. Ohivirtausventtiilin käyttö on kannattavaa etenkin henkilöautojen laajalla kierrosalueella toimivissa moottoreissa. Myös ahtoilman jäähdytys voidaan jättää tässä tapauksessa pois ahtimien väliltä. Tämä säästää tilaa henkilöautojen usein ahtaissa moottoritiloissa.

Henkilöautoissa voidaan käyttää myös matalapaineturbiinin ohittavaa hukkaporttia, jonka avulla ahtopaine saadaan tasattua korkeilla kierroksilla (Hiereth & Prenninger 2003, 106). Kuten edellä todettua, hukkaportin käyttö heikentää turbiinin hyötysuhdetta, joten turbiini tulee mitoittaa niin, että ohivirtauksen tarve jää pieneksi.

Vaihtoehto matalapaineturbiinin hukkaportin käytölle olisi käyttää VTG-turboahdinta. Tämä lisäisi kuitenkin kustannuksia ja massaa. Joissakin sovelluksissa, kuten BMW:n 740d:ssä VTG on kuitenkin käytössä korkeapainepuolella (BorgWarner Turbo Systems 2010, 7).

2.5 Ahtoilman jäähdytys

Ahtoilman jäähdytykseen, eli välijäähdytykseen, käytetään yleisimmin lämmönvaihdinta, joka sijoitetaan kompressorin ja imusarjan väliin (Bell 1997, 47). Jäähdytyksen suurin hyöty on ilman tiheyden kasvaminen. Myös moottorin osien lämpökuorma ja tätä myötä myös NO_x-päästöt pienenevät. (Hiereth & Prenninger 2003, 8–9.)

Välijäähdytin aiheuttaa kuitenkin aina myös painehäviötä, joka tulee huomioida ahtimia mitoittaessa. Jäähdytintä suunniteltaessa pyritään maksimoimaan lämmönvaihtokyky painehäviön pysyessä minimissään. (Bell 1997, 48.)

Ilmaan lämpöä siirtävä välijäähdytin kannattaa sijoittaa sellaiseen paikkaan, jossa ilma pääsee vaihtumaan mahdollisimman tehokkaasti. Henkilöautossa se on yleensä sijoitettu auton keulalle. On olemassa myös vesijäähdytteisiä ahtoilman jäähdyttimiä.

Kun ilman painetta kasvatetaan kompressorissa, syntyy aina myös lämpöä. Kompressorin jälkeinen lämpötila saadaan laskettua seuraavalla yhtälöllä (Hiereth & Prenninger 2003, 8):

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_c} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \right\}. \quad (8)$$

Yhtälössä T_1 kuvaa imuilman lämpötilaa, η_c kompressorin hyötysuhdetta, $\frac{p_1}{p_2}$ painesuhdetta ja κ adiabaattista eksponenttia, joka on ilmalle 1,40 (Autoteknillinen taskukirja 2003, 228).

Välijäähdyttimen hyötysuhde kuvaa sen aikaansaamaa lämpötilan laskua verrattuna suurimpaan mahdolliseen. Kun kompressorin imuilman ja jäähdyttävän ilman lämpötila oletetaan samaksi, saadaan hyötysuhde yhtälöllä (Hiereth & Prenninger 2003, 208):

$$\eta_{ic} = \frac{T_2 - T_2'}{T_2 - T_1}. \quad (9)$$

Yhtälössä T_2' kuvaa ahtoilman lämpötilaa jäähdyttimen jälkeen.

2.6 Putkiston mitoitus

Imu- ja pakoputkiston mitoituksessa on tärkeää pitää virtausnopeus sopivalla tasolla. Bellin mukaan (1997, 61) sen ei kannata ylittää 0,4-kertaista äänennopeutta. Äänennopeus kaasussa saadaan yhtälöllä (Tekniikan kaavasto 2010, 129):

$$v = \sqrt{\frac{\kappa p}{\rho}}. \quad (10)$$

Yhtälössä κ on adiabaattinen eksponentti, p kaasun paine ja ρ tiheys.

Kaasun virtausnopeus pyöreässä putkessa saadaan, kun tiedetään halkaisija D ja tilavuusvirta V :

$$v = 4 \frac{V}{\pi D^2}. \quad (11)$$

3 KOKOONPANON SUUNNITTELU JA VALMISTUS

3.1 Turboahtimien valinta

Kaksiportainen ahtaminen toteutettiin Volkswagenin 1,9-litraiselle TDI-moottorille. Tavoitteena oli saada moottorista n. 220kW tehoa ilman savutusta ja hyvä reagointi kaasupolkimeen jo alakierroksilta.

Turboahtimien valinta perustui hankintahetkellä tehtyihin karkeisiin laskelmiin tarvittavasta ilmamassasta ja painesuhteesta. Tärkein valintakriteeri oli ahtimien edullinen hankintahinta. Ilman tätä koko projekti olisi jäänyt aloittamatta.

Matalapaineahtimeksi valittiin Garretin GT4082SN ja korkeapaineahtimeksi saman valmistajan GTB1752V. Toiminnan yksinkertaistamiseksi ja matalapaineahtimen suuren koon vuoksi korkeapaineekompressori valittiin riittävän suureksi, jotta sitä ei tarvitsisi ohittaa moottorin yläkierroksillakaan. Matalapaineahdin on alun perin tarkoitettu Scanian 9,0-litraiseen 190-kilowattiseen ja korkeapaineahdin Volvon 2,4-litraiseen 130-kilowattiseen moottoriin.

3.1.1 Tarvittavan ilmamassan ja kokonaispainesuhteen määrittäminen

Aluksi arvioitiin tarvittava ilmamassa käyttämällä yhtälöä 1. Ominaiskulutukseksi maksimitehon kohdalla arvioitiin n. 260 g/kWh lambda:n ollessa 1,25. Autoteknillisen taskukirjan (2003, 453) vertailuarvot henkilöauton ahdetulle dieselmoottorille ovat 240–290 g/kWh. Välijäähdytys laskee ominaiskulutusta, mutta toisaalta haluttuun tehoon vaaditaan käytössä olleelta polttoainelaitteistolla pitkä ruiskutusaika, joka puolestaan heikentää hyötysuhdetta. Tarvittavaksi ilmamassaksi saatiin:

$$L = 220 \text{ kW} * \frac{0,26 \text{ kg}}{3600 \text{ kW s}} * 14,5 * 1,25 \approx 0,29 \text{ kg/s.}$$

Tilavuudeksi muutettuna 29,4 °C:n lämpötilassa ja 0,961 baarin paineessa tämä on

$$V = \frac{0,288 \text{ kg/s} * (273,15 + 29,4) \text{ K} * 1,013 \text{ bar}}{1,293 \text{ m}^3/\text{s} * 273,15 \text{ K} * 0,961 \text{ bar}} \approx 0,26 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Koska moottorin täytössuhdetta on vaikea arvioida tarkasti, käytetään laskuissa minimi- ja maksimiarvolle vaihteluväliä $\eta = 0,85\text{--}0,90$. Tehokäyrän haluttiin jatkuvan n. 5500 1/min pyörimisnopeudelle asti. Käytössä oli tehokas välijäähdytin ja kompressorien oletettiin toimivan hyvällä hyötysuhteella., joten ahtoilman lämpötilaksi arvioitiin aikaisempien kokemusten perusteella jäävän n. 40–60 °C:n lukemiin. Yhtälöstä 5 saatiin johdettua tarvittavaksi ahtopaineeksi minimissään

$$\frac{p_1}{0,961 \text{ bar}} = 2 * \frac{0,26 \text{ m}^3/\text{s} * (273,15 + 40) \text{ K}}{(273,15 + 29,4) \text{ K} * 0,90 * \frac{5500}{60 \text{ s}} * 1896 * 10^{-6} \text{ m}^3}$$

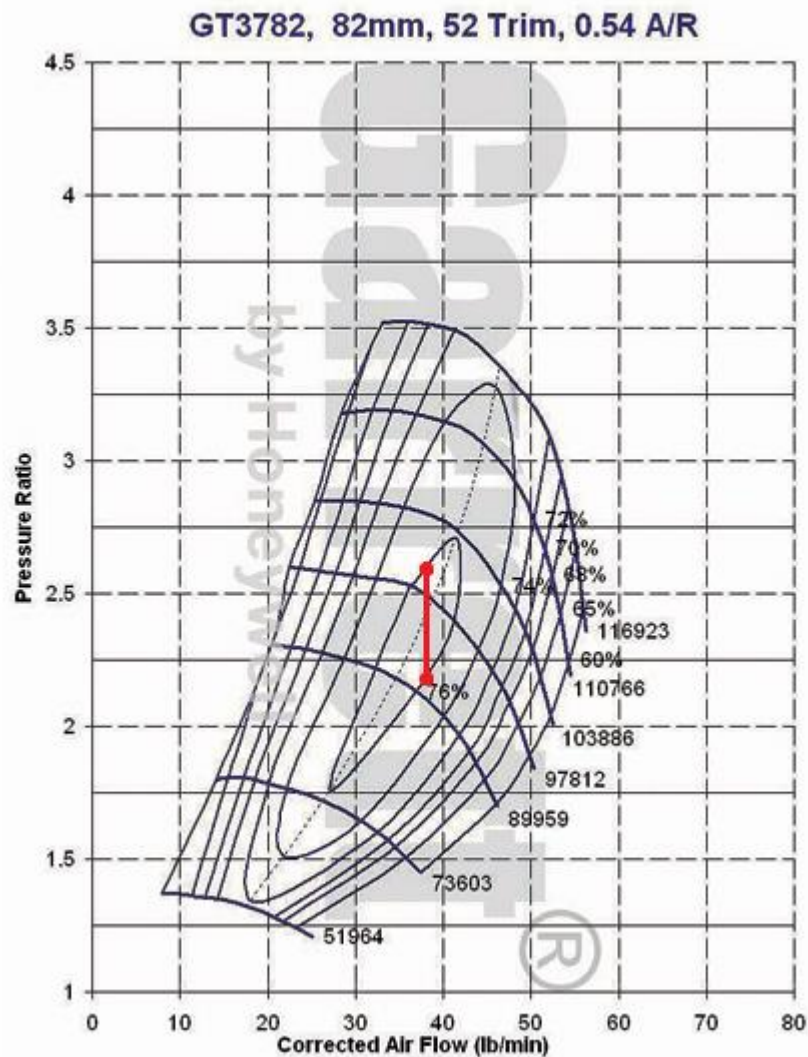
$$\Rightarrow p_1 = 3,31 \text{ bar}.$$

Vastaava painesuhde $\frac{p_0}{p_1} = 3,44$. Käyttämällä 60 °C:n ahtoilman lämpötilaa ja täytössuhdetta 0,85 maksimiarvoksi saatiin samaan tapaan p_1 :n arvoksi 3,72 bar ja painesuhdeeksi 3,88. Selvyyden vuoksi mainittakoon, että paineet kuvaavat absoluuttista painetta, eivätkä puhekielessä käytettyä normaaliin ilmanpaineeseen summattua ylipainetta.

3.1.2 Kompressorien tarkastelu

Matalapaineahtimelle käytettiin Garrett GT3782:n kompressorikarttaa. Ahdinpyörän halkaisija ja trim on sama kuin GT40:ssä, mutta kotelon A/R-suhde eroaa hieman. Tällä on kuitenkin minimaalinen vaikutus kompressorin suorituskykyyn (Honeywell International Inc: Turbine housing A/R and sizing). Korkeapaineahtimelle käytettiin Garrett GT2052:n samalla ahdinpyörän halkaisijalla ja trimillä olevaa karttaa.

Tarvittu ilmamassa muutettiin karttoja vastaaviin yksiköihin ja saatiin $L = 38 \text{ lbs/min}$. Matalapaineahtimen kompressorikartasta huomataan, että tällä ilmamassalla paras hyötysuhde saavutetaan n. 2,2–2,6:n painesuhteella (kuvio 3). Tämä vaihteluväli valittiin matalapaineahtimen painesuhdeeksi. Toimintapisteet merkittiin karttaan.



KUVIO 3. Matalapaineahtimen toiminta-alue moottorin maksimikiirroksilla (Honeywell International Inc: Turbochargers – GT3782: Performance Map, muokattu)

Ilmansuodattimeksi oli valittu hyvin virtaava malli, joten tämän aiheuttama painehäviö jätettiin laskuissa huomioimatta. Korjatuissa olosuhteissa matalapaineahtimen ahtopaine valituilla painesuhteilla on 2,11–2,50. Ilman välijäähdytintä tämä on myös korkeapaineahtimen imupuolen paine. Välijäähdytintä päätettiin käyttää ainakin korkeapaineahtimen jälkeen. Painehäviöksi oletettiin n. 0,1 bar. Näin ahtopaineeksi tarvittiin korkeapaineahtimen jälkeen 3,4–3,8 bar. Sen painesuhteeksi saatiin näin pienimmillään

$$p_{hp,min} = \frac{3,4}{2,11 \dots 2,50} = 1,6 \dots 1,4$$

ja suurimmillaan

$$p_{hp,max} = \frac{3,8}{2,11 \dots 2,50} = 1,8 \dots 1,5.$$

Korjatun massavirran laskemiseksi piti ensin selvittää ahtoilman lämpötila matalapainepuolella. Tämä saatiin käyttämällä yhtälöä 8:

$$T_2 = (273,15 + 29,4) \text{ K} * \left\{ 1 + \frac{1}{0,76} \left[(2,2 \dots 2,6)^{\frac{1,40-1}{1,40}} - 1 \right] \right\} \approx 403 \dots 428 \text{ K}.$$

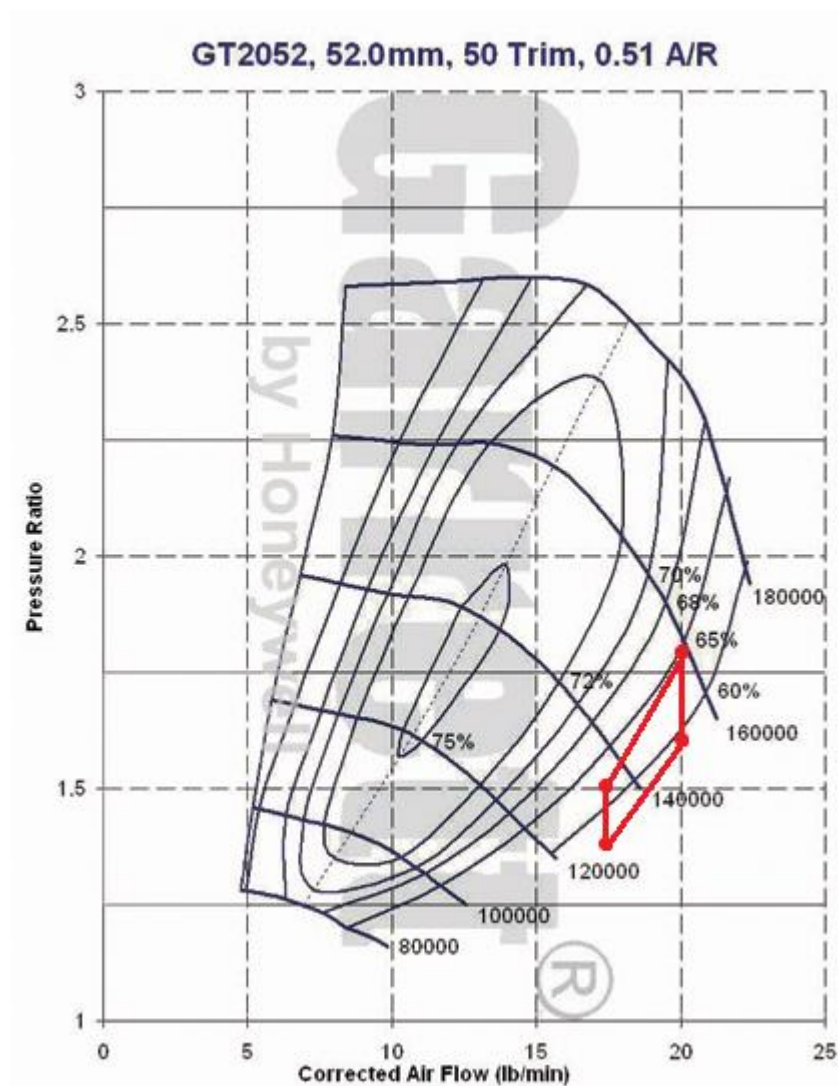
Korjattu massavirta saatiin yhtälöllä 6. Paineella 2,11 bar saatiin

$$m_{k\ 2,2} = 38,0 \text{ lbs/min} * \frac{0,961}{2,11} * \sqrt{\frac{403}{(273,15 + 29,4)}} = 20,0 \text{ lbs/min}$$

ja paineella 2,50 bar

$$m_{k\ 2,6} = 38,0 \text{ lbs/min} * \frac{0,961}{2,50} * \sqrt{\frac{428}{(273,15 + 29,4)}} = 17,4 \text{ lbs/min}.$$

Näin saatiin 4 eri pistettä kompressorikartalle (kuvio 4).



KUVIO 4. Korkeapaineahtimen toiminta-alue moottorin maksimikiirroksilla (Honeywell International Inc: Turbochargers - GT2052 (2): Performance Map, muokattu)

Kuviosta nähdään, että kompressorin työskentelee lähellä tukehtumisrajaansa ja tippuu kartalta, mikäli tarvittava ahtopaine on vaihtelualueen minimirajalla ja matalapaineahtimella tehdään 2,5 baarin ahtopaine.

Ahtimien väliin päätettiin sijoittaa ahtoilman jäähdytin, jotta korjattu massavirta saatiin pienemmäksi. Välijäähdyttimen painehäviöksi arvioitiin 0,1 bar, joten korkeapaineahtimen imupuolen paineeksi jäi 2,0–2,4 bar. Välijäähdyttimen hyötysuhteeksi arvioitiin 85 %. Arvio perustuu kokemukseen vastaavan mallisista kennoista. Virherajat tälle olivat n. 5 prosenttiyksikön luokkaa, mutta ne jätettiin laskuista pois, koska virheen vaikutus korjattuun massavirtaan on minimaalinen.

Lämpötila ahtoilman jäähdyttimen jälkeen saatiin johdettua yhtälöstä 9:

$$T'_2 = 403 \dots 428 - 0,85 * [403 \dots 428 - (273,15 + 29,4)] = 318 \dots 321 \text{ K}$$

Korjatuksi massavirraksi saatiin 2,0 bar paineella

$$m_{k\ 2,2} = 38,0 \text{ lbs/min} * \frac{0,961}{2,0} * \sqrt{\frac{318}{(273,15 + 29,4)}} = 18,7 \text{ lbs/min}$$

ja paineella 2,4 bar

$$m_{k\ 2,6} = 38,0 \text{ lbs/min} * \frac{0,961}{2,4} * \sqrt{\frac{321}{(273,15 + 29,4)}} = 15,7 \text{ lbs/min.}$$

Myös tarvittava painesuhde muuttui hieman johtuen välijäähdyttimen painehäviöstä.

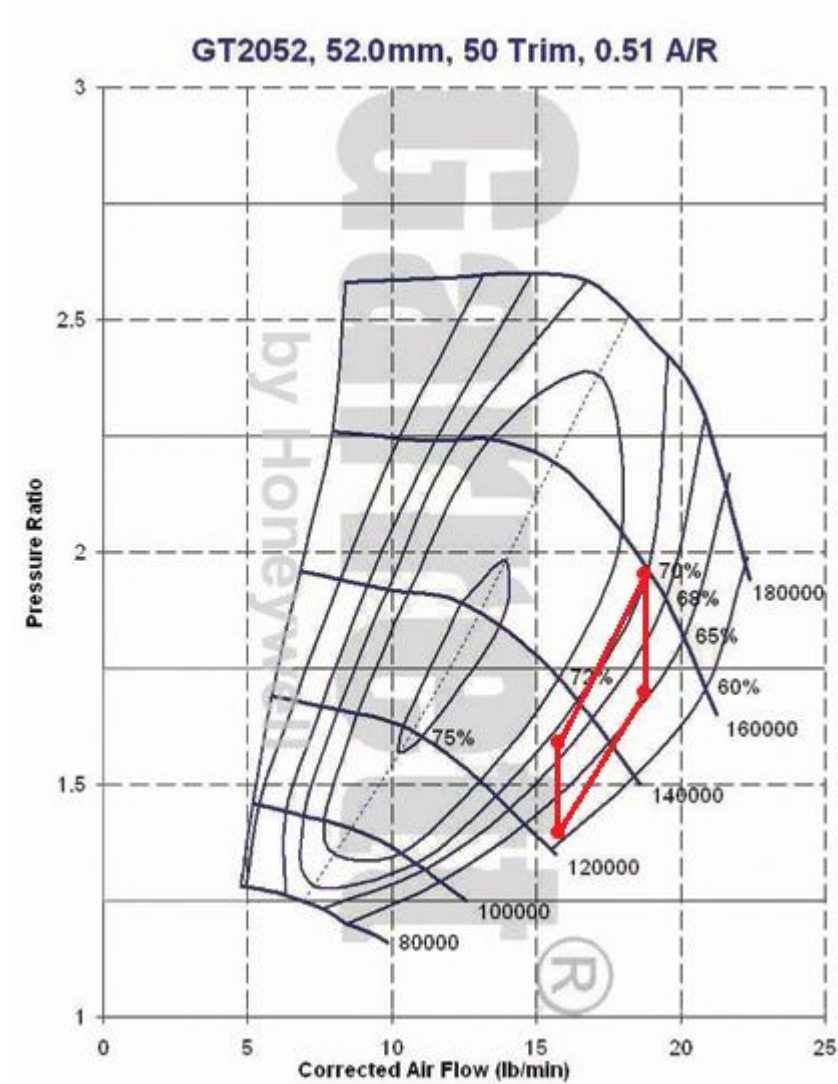
Ahtopaineen minimiarvolla uusi painesuhde oli:

$$p_{hp,min} = \frac{3,4}{2,0 \dots 2,4} = 1,7 \dots 1,4$$

ja maksimiarvolla:

$$p_{hp,min} = \frac{3,8}{2,0 \dots 2,4} = 1,9 \dots 1,6.$$

Näin kartalle saatiin uudet pisteet (kuvio 5).



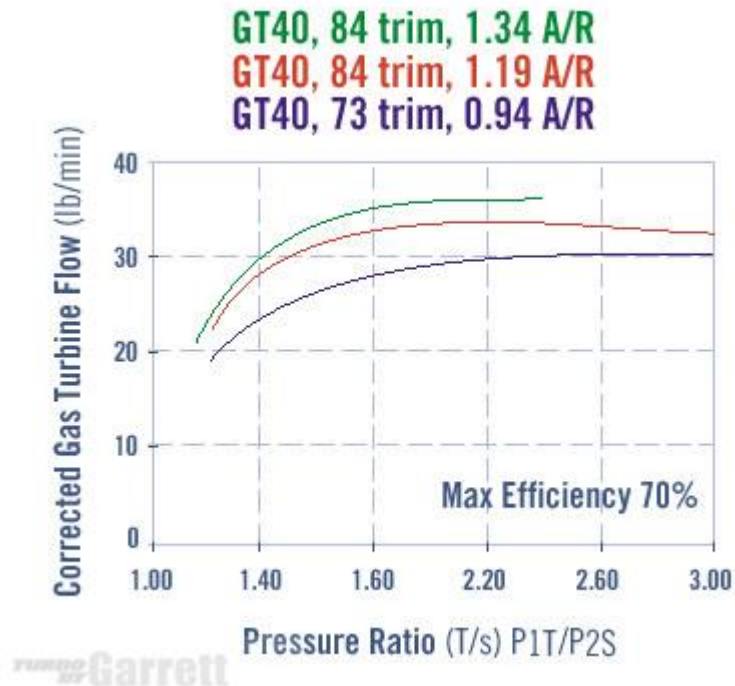
KUVIO 5. Korkeapaineahtimen toiminta-alue, kun ahtimien välillä käytetään ahtoilman jäähdytintä (Honeywell International Inc: Turbochargers - GT2052 (2): Performance Map, muokattu)

Kuviosta nähdään, että korkeapaineahdin pysyy kelvollisella hyötysuhdealueella maksimikierröksillakin. Jos sama massavirta halutaan 4500 1/min pyörintänopeudella, joudutaan käyttämään n. 20 % suurempaa ahtopainetta. Tällöin korkeapaineahtimella joudutaan käyttämään myös 20 % korkeampaa painesuhdetta, jolloin se toimii vielä lähempänä optimaalista hyötysuhdettaan.

Edellä tehdyt laskelmat ovat suuntaa-antavia, mutta näiden perusteella pääteltiin, että kompressorit sopivat kyseisen moottorin kaksiportaiseen ahtamiseen. Suurempi korkeapaineahdin toimisi paremmalla hyötysuhteella, mutta moottorin käyttöalue kapenisi alakierrosalueelta. Lopulliset säädöt haettiin laskelmien pohjalta koeajolla ja alustadynamometrissä mitattaessa.

3.1.3 Turbiinien tarkastelu

Turbiinien sopivuuden arviointia vaikeutti se, ettei niille löytynyt karttoja valmistajan virallisista lähteistä. Matalapaineturbiinille löytyi kuitenkin epävirallinen kartta (kuvio 6.)



KUVIO 6. Matalapaineturbiinin kartta (Not2Fast: Turbo Efficiency Maps 2007)

Matalapaineturbiini oli 0,94 A/R:llä ja 73 trimillä oleva versio. Massavirran korjausarvoja ei ole ilmoitettu, joten korjausta ei voitu käyttää. Koska lambdaksi oletettiin 1,25, niin moottorista tuleva pakokaasumassaksi saatiin 38 lbs/min ilmamassalla

$$L = \frac{19}{18} * 38 \text{ lbs/min} \approx 40 \text{ lbs/min.}$$

Karttaan vertaamalla nähdään, että tämä ylittää turbiinin maksimivirtauksen ja hukkaportin läpi joudutaan laskemaan n. 25 % pakokaasuista moottorin maksimiteholla. Tällä ei oletettu olevan vielä dramaattista vaikutusta turbiinin hyötysuhteeseen. Hukkaportti todettiin muutenkin tarpeelliseksi ahtopaineensäädön kannalta ja se olikin jo valmiiksi turbiinipesään integroituna.

Korkeapaineturbiinissa haluttiin käyttää muuttuvaa turbiinigeometriaa seuraavista syistä:

- Kompessoreja tarkastellessa päädyttiin moottorin tilavuuteen nähden melko suureen korkeapaineahtimeen. Muuttuvaa turbiinigeometriaa käyttämällä moottorin vääntömomenti saataisiin hyväksi jo matalalla pyörintänopeudella.
- Ohjaussiivekkeiden ollessa avoinna, turbiini virtaa hyvin ja ohivirtauksen määrän ei tarvitse olla suuri. Tämän takia turbiinin oletettiin toimivan tehokkaasti vielä suurellakin massavirtauksella.
- Kokonaisahtopaineen hienosäädön uskottiin helpottuvan, koska turbiinin maksimivirtausta pystytään helposti muuttamaan siivekkeitä kääntämällä.
- ECU oli alun perin ohjelmoitu VNT-ahtimen ohjaukseen.

Huonona puolena muuttuvan turbiinigeometrian käytölle katsottiin lämpötilankesto. Garretin VNT-turbiineille ei löytynyt suositeltua maksimikäyttölämpötilaa, mutta BorgWarnerin vastaaville tämä on 850 °C (BorgWarner Turbo Systems: Variable Turbine Geometry).

Muuttuvasta turbiinigeometriasta huolimatta korkeapaineturbiinin maksimivirtauksen ei uskottu riittävän koko massavirralle, joten sen rinnalla päätettiin käyttää ohivirtausventtiiliä kuvan 6 tapaan. Ohivirtausventtiiliksi valittiin 40 mm venttiilin halkaisijalla oleva ulkoinen hukkaportti. Tämä on pienimmästä päästä markkinoilla olevista ulkoisista hukkaporteista. Suuremman venttiilin uskottiin aiheuttavan auetessaan ahtopaineen tipumista, jos VNT-siivekkeet eivät kääntyisi tarpeeksi nopeasti kiinni.

Hukkaportissa oli hankittaessa melko löysä jousi. Venttiili aukesi, kun kalvon alle tuotiin n. 1,0 bar tai venttiilille 3,5 bar ylipainetta. Avautumispaine oli näin aivan liian pieni, koska korkeapaineahtimella oli tarkoitus tuottaa 2,5 bar ahtopaine jo ennen kuin matalapaineahdin alkaa tuottaa painetta. Jäykempää joustaa ei kuitenkaan haluttu käyttää, koska venttiilin haluttiin aukeavan pelkän pakopaineen vaikutuksesta, jos ohjauspuolelle tulisi toimintahäiriöitä. Lisäksi hukkaportin ohjaustapaa ei ollut vielä tarkkaan päätetty tässä suunnitteluvaiheessa.

3.2 Putkiston mitoitus

Putkisto mitoitettiin 0,35 kg/s ilmassavirrälle, jotta mahdolliset myöhemmät tehonlisäykset onnistuvat mahdollisimman vähäisillä kokoonpanomuutoksilla.

3.2.1 Imupuoli

Käytettävissä olevat ahtoputket olivat sisähalkaisijaltaan 48 ja 60,5 mm. Tilan säästämisen vuoksi putket mitoitettiin mahdollisimman pienelle halkaisijalle. Mitoituksen kannalta kriittisimmät osat olivat matalapainepuolen putket, sekä imuputki. Suurimmaksi imuilman lämpötilaksi arvioitiin 40 °C ja pienimmäksi paineeksi 0,9 bar. Tällöin ilman tiheydeksi saatiin:

$$\rho_1 = \frac{1,293 \text{ kg/m}^3 * 273,15 * 0,900}{313,15 * 1,013} \approx 1,00 \text{ kg/m}^3.$$

Äänennopeudeksi saatiin yhtälöllä 10:

$$v = \sqrt{\frac{1,4 * 90\,000 \text{ Pa}}{1,00 \text{ kg/m}^3}} \approx 355 \text{ m/s}.$$

Yhtälöstä 11 saadaan johdettua putkelle minimihalkaisijaksi

$$D = 2 \sqrt{\frac{V}{\pi v}} = 2 \sqrt{\frac{L}{\pi v \rho}} = 2 \sqrt{\frac{0,35 \text{ kg/s}}{\pi * 0,4 * 355 \text{ m/s} * 1,00 \text{ kg/m}^3}} \approx 0,056 \text{ m} = 56 \text{ mm}.$$

Ilmansuodattimen kiinnityskaulan sisähalkaisija oli 76 mm, joten tämä todettiin riittäväksi putkimitaksi. Imuputken mitoituksen perusteella tehtiin myös osa paineputkien mitoituksista. Välijäähdyttimen päätyjen putkilähdöt olivat n. 60 mm:n sisähalkaisijalla kuten myös matalapaineahtimen paineputkilähtö. Matalapaineahdin tuli niin lähelle välijäähdytintä, että putkikoon muuttaminen tässä välissä katsottiin turhaksi. 60 mm:n sisähalkaisijalla oleva putki todettiin riittäväksi jopa imuputkessa, joten paineputkissa tämä todettiin vähintään riittäväksi.

Koska matalapainepuolen välijäähdyttimen jälkeinen ahtoilman lämpötila on lähes ulkoilman tasolla, niin paineen ja tiheyden suhde on lähes sama kuin ulkoilmalla. Tämän takia äänennopeudelle käytettiin samaa arvoa kuin imuputkea mitoittaessa. Paineputken minimihalkaisija laskettiin käyttämällä ilman tiheytenä kaksinkertaista imuputken ilman tiheyttä:

$$D = 2 \sqrt{\frac{0,35 \text{ kg/s}}{\pi * 0,4 * 355 \text{ m/s} * 2,00 \text{ kg/m}^3}} \approx 0,040 \text{ m} = 40 \text{ mm.}$$

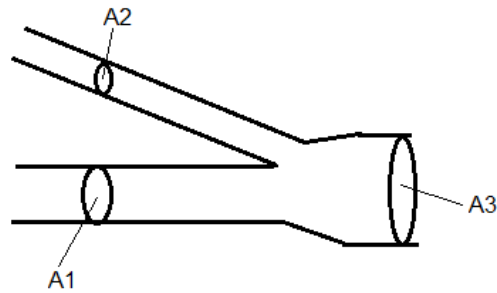
Tämän perusteella loput korkeapaineputket päätettiin tehdä 48 mm:n sisähalkaisijalla olevasta putkesta.

3.2.2 Pakopuoli

Pakosarjaksi oli 2 vaihtoehtoa. Toinen oli samassa moottorissa aiemmin käytetty 32 mm:n sisähalkaisijalla olevista teräsputkista hitsattu ja toinen TDI-moottorin valurautasarja. Koska aiemmassa kokoonpanossa teräsputkista tehty pakosarja oli haljennut muutamana kerran, päätettiin kestävyysnäköisyyden vuoksi käyttää valurautasarjaa. Pakosarjan EGR-kanavaa suurennettiin, jotta tätä voitaisiin käyttää ohivirtauskanavana.

Turbiinien väliputki sekä downpipe, eli matalapaineturbiinilta alas pakoputkelle menevä putki, haluttiin tehdä ruostumattomasta teräksestä. Merkittävin syy tälle oli se, että putket piti päällystää lämpöeristenuhalla muiden osien suojaamiseksi. Tällöin myös säteilyyn hukattu lämpöenergia jää mahdollisimman pieneksi. Lämpöeristettä käyttäessä putket kuumenevat paljon. Tavallinen teräsputki ruostuisi nopeasti tässä käytössä. Ruostumattomia teräsputkia oli sekalainen valikoima 33,7 mm:n, 42,4 mm:n, 60,3 mm:n, 76,3 mm:n ja 88,9 mm:n ulkohalkaisijoilla. Seinämävahvuudet olivat 1,5 ja 2,0 mm.

Turbiinien väliputki mitoitettiin kahdessa vaiheessa. Ensin laskettiin matalapaineahtimelle menevän kollektoriputken vähimmäispoikkipinta-ala A_3 . Korkeapaineturbiinin ohittavan hukkaportin poistoaukon halkaisija oli n. 29 mm. Vähentämällä vaaditusta kollektoriputken poikkipinta-alasta poistoaukon poikkipinta-ala A_2 , saatiin korkeapaineahtimelta lähtevän putken vähimmäispoikkipinta-ala A_1 (kuvio 7).



KUVIO 7. Turbiinien väliputken mitoitus.

Koska pakokaasut ovat n. 95-prosenttisesti ilmaa, käytettiin sen tiheydelle ja adiabaattiselle eksponentille samaa arvoa kuin ilmalle. Massavirralle käytettiin arvoa 0,37 kg/s.

Pakokaasun maksimilämpötilan arvioitiin olevan kollektoriputkessa erittäin suurella ohivirtauksella 800 °C. Korkeapaineahtimelta lähtevässä putkessa lämpötila on tätä alhaisempi ja ohivirtausputkessa mahdollisesti korkeampi, mutta laskujen nopeuttamiseksi jokaisen putken mitoituksessa käytettiin lämpötilalle yhtä riittävän korkeaa arvoa.

Korkeapaineturbiinin vähimmäisvastapaineeksi arvioitiin 1,8 bar. Näin pakokaasun tiheydeksi saatiin:

$$\rho_1 = \frac{1,293 \text{ kg/m}^3 * 273,15 * 1,800}{1073,15 * 1,013} \approx 0,585 \text{ kg/m}^3$$

ja vastaavaksi äänennopeudeksi:

$$v = \sqrt{\frac{1,4 * 180\,000 \text{ Pa}}{0,585 \text{ kg/m}^3}} \approx 656 \text{ m/s.}$$

Vähimmäispoikkipinta-alaksi tuli näin:

$$A_3 = \frac{0,37 \text{ kg/s}}{0,4 * 656 \text{ m/s} * 0,585 \text{ kg/m}^3} \approx 0,00241 \text{ m}^2 = 2410 \text{ mm}^2$$

ja putken halkaisijaksi:

$$D_3 = 2 \sqrt{\frac{2410 \text{ mm}^2}{\pi}} \approx 0,055 \text{ m} = 55 \text{ mm}.$$

Korkeapaineturbiinilta lähtevän putken vähimmäispoikkipinta-ala saatiin edellä kuvatulla tavalla:

$$A_1 = 2410 \text{ mm}^2 - \frac{(29 \text{ mm})^2 * \pi}{4} = 1750 \text{ mm}^2.$$

Tästä edelleen halkaisijaksi saatiin:

$$D_1 = 2 \sqrt{\frac{1750 \text{ mm}^2}{\pi}} \approx 0,047 \text{ m} = 47 \text{ mm}.$$

Downpipen mitoituksessa käytettiin lämpötilana 600 °C. Paine oletettiin normaaliolosuhteiden ilmanpaineeksi, joten tiheys saatiin yhtälöllä:

$$\rho_2 = \frac{1,293 \text{ kg/m}^3 * 273,15}{873,15} \approx 0,404 \text{ kg/m}^3.$$

Äänennopeudeksi saatiin tällöin:

$$v = \sqrt{\frac{1,4 * 101\,000 \text{ Pa}}{0,404 \text{ kg/m}^3}} \approx 592 \text{ m/s}$$

ja putken vähimmäishalkaisijaksi:

$$D = 2 \sqrt{\frac{0,37 \text{ kg/s}}{\pi * 0,4 * 592 \text{ m/s} * 0,404 \text{ kg/m}^3}} \approx 0,070 \text{ m} = 70 \text{ mm}.$$

3.3 Kokoonpano

Kokoonpano tehtiin vuosimallin 1989 VW Caddy -malliseen autoon. Opinnäytetyön tekijä oli jo aiemmin vaihtanut autoon vuoden 2000 VW Golfin moottorin ja vaihteiston. Työ aloitettiin elokuun 2014 alussa ja kokoonpano saatiin valmiiksi syyskuun lopussa. Jo projektia suunnitellessa moottoritilan ahtaus tuli selvästi esille.

Alun perin oli tarkoitus sijoittaa molemmat turbot moottorin ja rintapellin väliin. Korkeapaineturbo oli alun perin sähköisellä ohjauslaitteella, mutta tilankäytön tehostamiseksi ohjaus muutettiin alipainetoimiseksi. Turbo sijoittui valurautapakosarjalla niin matalalle, että öljynpaluuputki olisi ollut melkein vaakatasossa. Lisäksi alipaineohjain olisi tullut säätämisen kannalta hyvin hankalaan paikkaan. Lisäksi huomattiin, että moottorin ja rintapellin välissä on liian vähän tilaa matalapaineturbolle sekä korkeapaineturbiinin ohittavalle hukkaportille. Pakosarja päätettiin vaihtaa putkimalliseen, jolla korkeapaineturbo sijoittui paljon ylempäs. Matalapaineturbo päätettiin sijoittaa moottorin sivuun, vaihteiston yläpuolelle.

Turbiinien väliputken tekeminen oli erittäin haastavaa. Putkella piti kiertää lämmölle herkät osat mahdollisimman kaukaa. Lisäksi downpipelle oli jätettävä tilaa. Putkeen tehtiin suuren lämpölaajenemisen takia 2 joustokappaletta, joista toinen sijoitettiin heti korkeapaineturbiinin jälkeiseen osaan ja toinen ohivirtausputkeen.

Mitoituksen ja materiaalivalikoiman perusteella korkeapaineturbiinilta lähtevän putken ulkohalkaisijaksi valittiin 60,3 mm. Ohivirtausputken alkuosa tehtiin 33,7 mm:sestä ja loppu 42,4 mm:sestä. Tämä siksi, että jousto-osa oli sisähalkaisijaltaan 45 mm, eikä putkikoko tahdottu turhaan muuttaa moneen kertaan. Lisäksi 33,7 mm:n putkikoko olisi ollut liian pieni suuremmalle hukkaportille. Näin tarvittaessa hukkaportin vaihtaminen suurempaan ei edellytä koko ohivirtausputken uusimista. Kollektoriputken jouduttiin tekemään todella jyrkkä mutka, joten pakokaasun virtausnopeus vaihtelee suuresti mutkan sisä- ja ulko-osassa. Tämän takia päädyttiin 60,3:n sijaan 76,3 mm:n halkaisijalla olevaan putkeen. Väliputkessa käytetyt osat olivat kaikki 2,0 mm seinämäpaksuudeltaan.

Koska matalapaineturbo sijoitettiin vaihteiston yläpuolelle, turbiinien väliputkesta tuli pitkä (kuva 8). Putki eristettiin paksulla kerroksella lämpösuojanauhaa, jotta pakokaasut pysyisivät mahdollisimman kuumana saapuessaan matalapaineturbiiniin.



KUVA 8. Turbiinien välinen putki valmiina (Markus Laari 2014)

Suuren painonsa vuoksi matalapaineturbolle tehtiin lujat tuet, jotka kestivät koko turboahtimen painon. Tuet ruuvattiin moottoriin ja vaihteistoon kiinni. Koska matalapaineturbon paikka pysyi tukien ansiosta moottoriin nähden kiinteänä, joustojen käyttö väliputkessa oli välttämätöntä. Kuvassa 9 nähdään matalapaineturbon tukiraudat sekä vaihteensiirtäjän vajereille, sähköjohdoille ja jarrutehostimelle tehdyt lämpösuojapellit.



KUVA 9. Matalapaineturboahtimen tukirakenteet (Laari 2014)

Downpipeksi olisi riittänyt 76,3 mm:n ulkohalkaisijalla oleva putki, mutta materiaali loppui kesken ja tilaa jäi sen verran paljon, että päätettiin käyttää 88,9 mm:n putkea. Tämä oli seinämäpaksuudeltaan 1,5 mm, joten painoakaan ei tullut paljoa lisää verrattuna 2,0 mm:n seinämäpaksuudella olevaan pienempihalkaisijaiseen putkeen.

Moottoritila oli lopulta kuvan 10 mukainen. Kuvan vasemmassa alareunassa näkyy korkeapaine- ja yläreunassa matalapaineturbo.



KUVA 10. Valmis kokoonpano (Laari 2014)

Kokoonpano oli opinnäytetyön selvästi eniten aikaa vievä osuus. Pelkkään valmistus- ja asennustyöhön meni yli 300 tuntia aikaa. On vaikea arvioida suunnittelutyöhön kulu- neen ajan osuutta, koska suunnittelua tehtiin kokoonpanon ohella. Kaikki putket tehtiin käsityönä ja valmiita osia olivat ainoastaan ahtoilman jäähdyttimet sekä osa laipoista.

4 SÄÄTÄMINEN JA TESTAAMINEN

4.1 Säädetävän käytännön toteutus

Matalapainepuolen ahtopaineensäätö toteutettiin turboahtimen alkuperäisellä kuvassa 11 näkyvällä kalvorasialla, johon tuotiin ahtimen kotelon paine. Rasian jousen esijännitystä pystyttiin säätämään muuttamalla hukkaportin läpälle menevän tangon pituutta. Alkuperäinen säätösystemi todettiin parhaaksi, koska sillä ei ollut muuta tarkoitusta kuin rajata matalapaineahtimen maksimiahtopaine.



KUVA 11. Matalapaineturbon kalvorasia (Laari 2014)

Korkeapaineahtimen ahtopaineensäätö toteutettiin tuomalla sen kalvorasialle alipainetta solenoidiventtiilin kautta. Solenoidia ohjattiin ECU:lla, joka määrittä eri kuormitustilanteissa tarvittavan alipaineen ja samalla turbiinin säätösiivikon asennon.

ECU:na käytettiin moottorin ohjaukseen alun perin käytettyä Boschin EDC 15V+:aa. Ongelmana ahtopaineensäädön toteutuksessa oli se, että ECU:lle saatiin tieto vain kokonaisahtopaineesta ja sen avulla pystyi säätämään ainoastaan korkeapaineturbiinin säätösiivikon asemaa. Aseman säätöön oli 2 karttaa, joista toinen *open loop* -tyyppinen solenoidiventtiilille tuodun PWM-signaalin pulssisuhdekartta ja toinen *closed loop* -tyyppinen tavoiteahtopaineen kartta. Molemmissa kartoissa säätöparametreina toimivat moottorin kierrokset ja ruiskutetun polttoaineen määrä.

Säätö olisi toimiva, jos matalapaineahtimen tuottama ahtopaine olisi riippuvainen samoista tekijöistä. Epäiltiin, että etenkin siirtyessä moottorijarrutukselta täyskaasukiihdytykseen, matalapaineahdin ei ehdi kiihdyttää kierroksia tarpeeksi nopeasti, joten ahtopainepyynnin ollessa suuri, korkeapaineahdin voi päästä pyörimään ylikierroksilla.

Ohivirtausta säättävän hukkaportin ohjaukselle mietittiin 3 erilaista vaihtoehtoa, joista paras todettiin koeajolla. Vaihtoehdot olivat seuraavat.

1. Kalvon alle tuodaan kokonisahtopaine, joka avaa hukkaportin.
2. Kalvon alle tuodaan kokonisahtopaine ja päälle matalapainepuolen ahtopaine.
3. Kalvon alle tuodaan matalapainepuolen ahtopaine.

Ensimmäinen vaihtoehto vaatii ohjauspaineelle rajapaineventtiilin käyttöä, joka päästää ahtopaineen kalvorasialle vasta määrätyn paineen ylityttyä. Muuten ahtopaineen muodostuminen olisi alakierroksilla liian hidasta, koska hukkaportti rajaisi sen alle 2 bar:iin. Tässä vaihtoehdossa on vaarana, että venttiilin saavuttaessa rajapaineen, hukkaportti aukeaa liian nopeasti. Tällöin kokonisahtopaine pääsee tippumaan, jos säätösiivikko ei käännä virtausta tarpeeksi nopeasti juoksupyörän tangentin suuntaiseksi.

Ahtopaineen tippumista voitaisiin välttää käyttämällä kalvolle menevässä painelinjassa kuristusta. Myös vaihtoehto 2 käyttämisen uskottiin hidastavan hukkaportin aukeamista. Kahdessa ensimmäisessä vaihtoehdossa myös korkeapaineahtimen ylikierroksia pystytään hillitsemään moottorijarrutukselta täyskaasulle vaihdettaessa, kun rajapaineventtiili säädetään aukeamaan sopivan alhaisessa paineessa. Vaihtoehto 3:ssa ei tarvita rajapaineventtiiliä, mutta korkeapaineahtimen ylikierroksia ei pystytä estämään hukkaporttia käyttämällä.

4.2 Koeajo

Ahtimien toimintaa arvioitiin mittaamalla ahtoputkissa olevaa painetta matala- ja korkeapainepuolelta. Lisäksi käytettiin tiedonkeruuta imusarjassa olevan MAP-anturin paineenmittauksesta. Turbiinien toimintaa arvioitiin mittaamalla painetta pakosarjan ja väliputken kollektoreista. Mittaamalla molempien turboahtimien ahto- sekä vastapainetta pystyttiin arvioimaan myös ahtimien hyötysuhdetta.

Moottorin polttoaineensyötöstä huolehti Boschin VP37 –ruiskutuspumppu. Pumpun säätöluistin asemaa, ja näin myös ruiskutusaikaa, ohjattiin ECU:sta tulevalla jännitteellä. Jännitteen maksimiarvoksi oli säädetty 4,95 V, mutta ensimmäisillä koeajoilla tämä jätettiin n. 4,4 V:iin.

Moottorin kierrokset maksimisyötöllä rajattiin aluksi 4000 1/min. Korkeapaineturbiinin ohittavalle hukkaportille tuotiin ainoastaan vastapaine, jotta hukkaportti pysyisi varmasti kiinni. Näin nähtäisiin, millä pyörimisnopeudella korkeapaineturbiini tukehtuu. Ahtopaineppynti rajattiin 3 bar:iin ja matalapaineturbon hukkaportin jousi jätettiin hyvin löysälle. Ensimmäisellä koeajolla matalapaineahdin teki n. 1,6 bar ahtopaineen ja kokonaisahtopaine oli 3,2 bar. Kokonaisvastapaine oli suurin piirtein yhtä suuri.

Nostettaessa vetävät kierrokset 4500 1/min, huomattiin vastapaineen lähtevän rajusti nousuun kierrosalueen loppupäässä. Turbiinien välisen hukkaportin käyttö todettiin tarpeelliseksi. Huomattiin myös, että matalapaineahtimen tuottama ahtopaine ei riitä avaamaan hukkaporttia. Kokeiltiin siis ohjata venttiiliä kokonaisahtopaineella. Rajapaineventtiili säädettiin päästämään paineen hukkaportille vähän alle 3 bar ahtopaineella.

Hukkaportin ohjauksen todettiin toimivan erittäin hyvin. Ahtopaineessa ei tapahtunut minkäänlaista notkahdusta venttiilin auettua. Syy tälle todettiin myöhemmin tutkimalla tiedonkeruuta. Huomattiin, että VNT:n ohjaus toimi riittävän nopeasti vetäen ohjainsiivikkoa kiinni hukkaportin auetessa. Myös matalapaineahtimen huomattiin alkaneen toimia paremmalla hyötysuhteella, kun sen turbiinille pääsi kuumempaa pakokaasua. Yksinkertaisuutensa vuoksi hukkaportin ohjaustavaksi valittiin siis aikaisemmin esitellyistä vaihtoehdoista ensimmäinen.

Vetäviä kierroksia nostettiin vaiheittain lopulta arvoon 5500 1/min. ja myös ruiskutus-pumpun jännite nostettiin 4,95 V:iin. Matalapaineahtimen maksimiahtopaine nostettiin 2,0 baariin ja sen tekemä vastapaine jäi tällöin n. 1,8 baariin. Maksimiahtopaine oli 3800 1/min kohdalla n. 3,8 bar ja 5500 1/min kohdalla 3,3 bar. Vastapaine jäi yläkierroksilla alle ahtopaineen. Ahtopainetta ei nostettu tämän suuremmaksi, koska näkyvää savutusta ei havaittu.

4.3 Mittaukset alustadynamometrissä

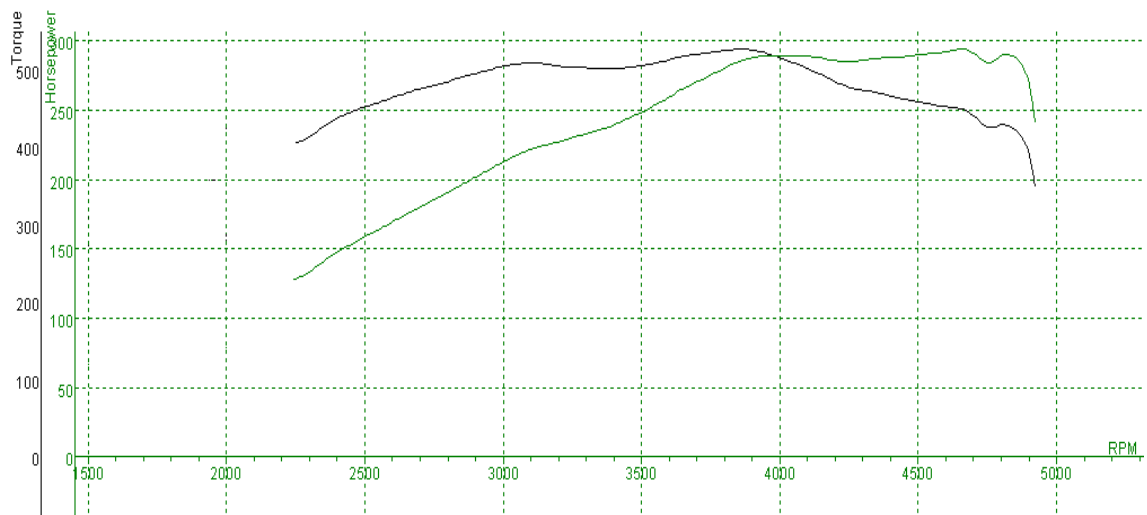
Alustadynamometrimittaukset suoritettiin 11.10.2014 Savon Autotunella. Käytössä oli inertiadynamometri pyörrevirtajarrulla. Ahto- ja vastapaineiden lisäksi mitattiin moottorin tehoa ja vääntömomenttia, pakokaasun lämpötilaa sekä ilma-polttoainesuhdetta.

Mittauksissa ongelmaksi muodostui vedon katkeaminen viitosvaihteella jo alle 5000 1/min kierrosnopeudella. Tämän syyksi havaittiin ECU:n nopeusrajoitin 250 km/h nopeudessa. Nopeusrajoitin olisi voitu ohittaa irrottamalla nopeusanturin liitin, mutta tätä varten auto olisi pitänyt irrottaa dynamometrissä ja ajaa nosturille. Tämä olisi vienyt liikaa aikaa, joten kokeiltiin mittauksia nelosvaihteella. Tällöin ongelmaksi koitui ilmeisesti renkaiden luistaminen, koska vääntökäyrään tuli heittoja huippuväännön alueella. Lopulta päätettiin mittaukset ja valittiin analysoinnin kohteeksi viitosvaihteella ennen rajoitinta keskeytetty mittaus.

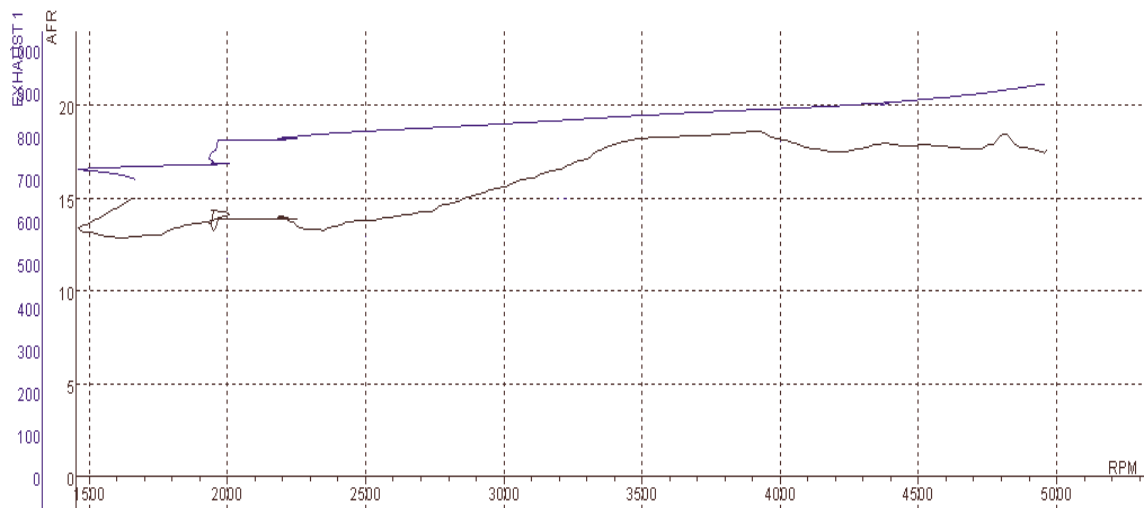
5 MITTAUSTULOKSET

5.1 Tulosten käsittely

Suurin mitattu moottorin teho oli 219 kW ja vääntömomentti 526 Nm. Moottorin pyörintänopeus maksimitheon kohdalla oli 4652 1/min ja huippuvääntö saatiin dieselmoottorille suurella 3856 1/min pyörintänopeudella. Syynä on se, että voimansiirron kestämisen turvaamiseksi vääntöä rajoitettiin n. 3900 1/min kierroksiin asti. Teho- ja vääntökäyrät näkyvät kuviossa 8. Tehomittaus aloitettiin n. 2000 1/min pyörintänopeudesta, mutta alkupään mittauksen käyrään tuli lukukelvotonta syheröä, joten se jätettiin kuvioista pois. Kuviossa 9 näkyy alempana AFR- ja ylempänä pakokaasun lämpötiläkäyrä.

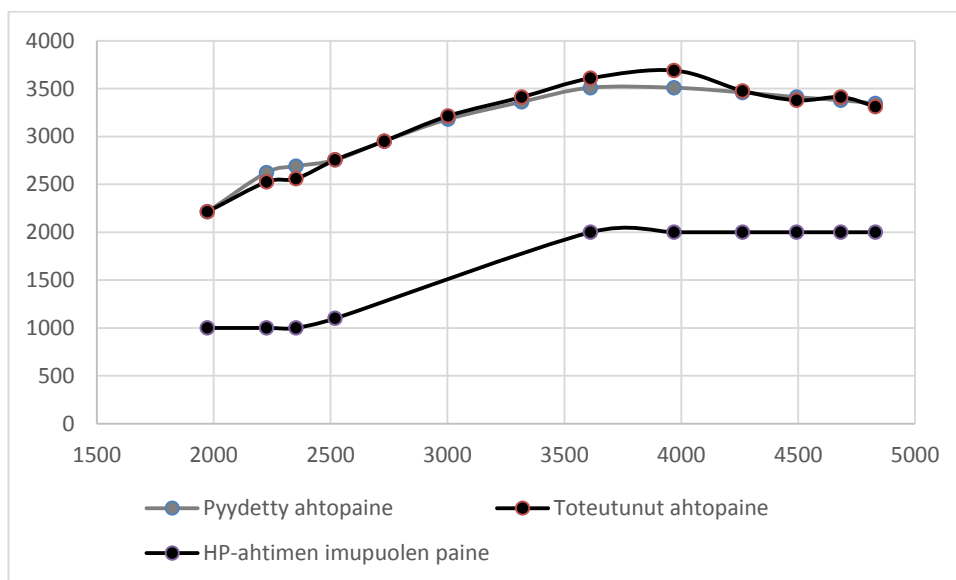


KUVIO 8. Teho- ja vääntökäyrä



KUVIO 9. AFR- ja pakolämpökäyrä

Kuvio 10 kuvaa mitattua painetta. X-akselilla on moottorin pyörintänopeus ja y-akselilla paine millibaareina. ECU:n pyytämä ja mittaama imusarjan paine saatiin ajon aikana tallennetusta tiedonkeruusta. Matalapaineahtimen tekemää painetta seurattiin silmämääräisesti analogisesta mittarista.



KUVIO 10. Paineikäyrät

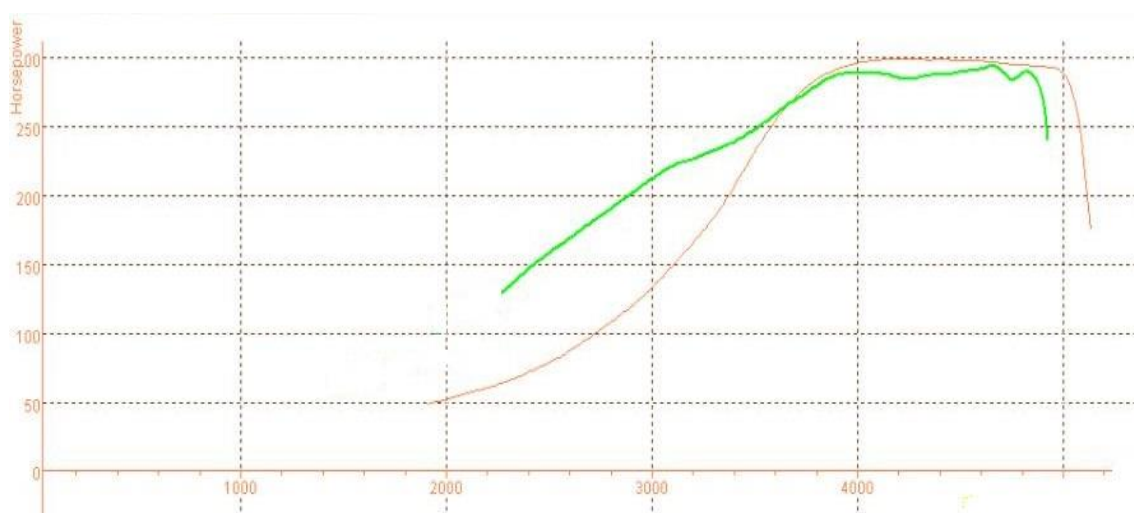
Vääntömomenttikäyrästä nähdään, että sitä on rajoittamisesta huolimatta reilusti myös alakierroksilla. Ekstrapoloimalla käyrää voidaan todeta vääntömomentin olevan jo 2000 1/min pyörintänopeudella lähes 400 Nm. AFR-käyrästä kuitenkin nähdään, että lambda on todella pieni, jopa alle yhden. Tämä johtuu siitä, että ahtopaineohjattua syötönrajoituskarttaa ei ehditty säätää alapäästä kohdalleen. Ahtopainetta pystyttäisiin vielä hieman lisäämään tälle kierrosalueelle, jolla savutusta saataisiin vähemmäksi, mutta todennäköisesti syöttöä joudutaan rajoittamaan, jolloin myös vääntömomentti tippuu.

Vääntömomentti alkaa selvästi tippua 3900 1/min pyörintänopeudella. Kuvioista 9 nähdään AFR:n tippuvan myös samassa kohtaa. Tälle selitys löytyy tarkastelemalla kuvion 10 toteutunutta ahtopainetta. Huippuväännön kohdalla tapahtuu hieman yliahtamista ja tällöin myös AFR on suurimmillaan. Lambdaksi muutettuna tämä on n. 1,25. Tämän jälkeen lambda tippuu noin 1,21–1,22:een. Moottorin kierrosnopeuden kasvaessa myös ilmaylimäärävaatimus kasvaa, koska palamisen on tapahduttava nopeammin. Mittauksen jälkeen nostettiin hieman ahtopainepepyntiä 4000 1/min jälkeisille kierroksille, mutta uusia tehomittauksia ei päästy enää tekemään.

Tehokäyrän yläpäässä näkyvä kuoppa näyttää johtuvan polttoaineensyötön hetkellisestä alenemisesta, joka huomataan myös kuviosta 9. Samasta kuviosta huomataan myös pakokaasun lämpötilan nousevan yläkierroksilla selvästi yli ahdinvalmistajien suosituksen. Maksimiarvo oli n. 930 °C, mutta mittausviiveen takia todellinen lämpötila oli luultavasti vähintään 950 °C. Mittauksen alussa ahtopainetta nostettiin ajamalla tasakierroksilla jarrua vasten. Tällöin myös pakokaasun lämpötila nousi suureksi. Mittauksen jälkeen ruiskutusaikaa hieman lyhennettiin, jotta pakokaasun lämpötila pienenesi yläkierroksilla.

Kuviosta 10 voidaan todeta korkeapaineahtimen painesuhteen olevan korkeimmillaan alle 2500 1/min pyörimisnopeudella. Ahtoilman jäähdyttimen aiheuttama painehäviö huomioiden se jää suurimmillaankin n. 2,7:ksi. Kun katsotaan kuvion 4 kompressori-karttaa ja oletetaan, että uudempaa teknologiaa olevana ahdin kestää hieman suurempia kierroksia, voidaan päätellä, että ahtimen kierrosluku pysyy turvallisena. Matala- ja korkeapainepuolen välinen paine-ero pysyy lähes vakiona, joten moottorin kierrosluvun kasvaessa korkeapaineahtimen painesuhde pienenee. 4800 1/min kohdalla se on enää n. 1,7.

Kuviossa 11 verrataan moottorin tehokäyrää lähes samanlaisella kokoonpanolla ajettuun käyrään. Suurin ero kokoonpanoissa oli ahtimissa. Vertailumoottorissa oli suuri VTG-ahdin.



KUVIO 11. Tehokäyrien vertailu

Kuten nähdään, kierrosalueella 2100–3100 1/min tehoero on huomattava kaksiportaisesti ahdetun hyväksi, vaikka vääntömomenttia jouduttiinkin rajoittamaan. Suurella VTG-turbolla on luultavasti jouduttu rajoittamaan ahtopaineen nousua sakkaamisen takia. Suurempaa ahtopainetta käyttämällä kaksiportaisella ahtamisella olisi todennäköisesti päästy yläkierroksillakin samoille teholumille.

5.2 Todellisen ilmamassavirran arviointi

Moottorin alkuperäisellä ilmamassamittarilla ei olisi pystytty mittaamaan tarpeeksi suuria ilmamassoja, joten imuilman esteettömän virtauksen takia se oli poistettu kokonaan käytöstä. Todellista ilmamassaa ei pystytty mittaamalla toteamaan, joten jouduttiin tyytymään laskennan perusteella tehtyihin arvioihin.

Käytetty ahtopaine huipputehon kohdalla oli n. 3,4 bar, joka vastaa laskennallisesti saatua tarvittavaa ahtopainetta 5500 1/min pyörintänopeudella. Teho saavutettiin kuitenkin huomattavasti matalammilla kierroksilla. Korjattu ilmamassavirta oli siis pelkästään toteutuneen ja teoreettisen pyörintänopeuden suhteella kerrottuna n. 85 % arvioidusta, eli 0,24 kg/s tai 32 lbs/min. Olosuhteet huomioiden todellinen massavirta oli luultavasti tätä hieman suurempi.

Tarkastelemalla kuviota 3, huomataan matalapainekompressorin silti toimineen painesuhteella 2,2 parhaalla hyötysuhdealueellaan. Korkeapainekompressorin painesuhde maksimitehon kierroksilla oli n. 1,7. Jos korjatuksi massavirraksi arvioitaisiin nyt n. 16 lbs/min, huomattaisiin kuviosta 4 ahtimen toimivan hyvällä hyötysuhdealueella. Molempien turboahtimien hyvästä kokonaisyötysuhteesta kertoo myös kokonaisvastapaineen jääminen alle kokonaisahtopaineen ja ahtoilman lämpötilan jääminen alle 50 °C:n.

6 POHDINTA

Moottori saavutti tavoitetehtonsa selvästi pienemmällä ahtopaineella kuin laskuissa oletettiin. Tästä voidaan päätellä, että moottorin ominaiskulutus oli arvioitua 260 g/kWh huomattavasti pienempi. Turboahtimet toimivat pienemmistä painesuhteistaan huolimatta hyvällä kokonaishyötysuhteella, koska vastapaineet jäivät sekä matala- että korkeapainepuolilla ahtopaineita pienemmiksi. Ahtimien mitoitus voidaan näin todeta onnistuneeksi.

Saavutettu huipputeho oli erittäin lähellä tavoiteltua ja käyttökierrosaluekin saatiin todella laajaksi. Alustadynamometrin tulos ei kerro kierrosalueen koko laajuutta, mutta käytännössä moottorin vetoalue saatiin kierroksille 1500–5500 1/min. Vetoalueen kasvattaminen alapäästä ei olisi ollut nelisynterisessä moottorissa enää mielekästä, koska auton koriin olisi kohdistunut liikaa värinää. Säättäminen osoittautui yllättävän helpoksi, johon varmasti vaikutti tarkka etukäteispohdinta.

Kehityskohteina kokoonpanolle jäi polttoainelaitteisto, josta jouduttiin venyttämään ruiskutusaika äärimmilleen tehotavoitteen saavuttamiseksi. Näin pakokaasun lämpötila nousi selvästi yli ahdinvalmistajien suositusten. Seuraava kokoonpanomuutos onkin suurempien suutinkärkien asennus tai ruiskutuspaineen nostaminen ruiskutuspumppua muokkaamalla. Myös ahtopainemittauksia voitaisiin kehittää käyttämällä sähköisiä antureita ja tiedonkeruuta.

LÄHTEET

Bauer, H. 2003. Autoteknillinen taskukirja. Suom. Autoalan Koulutuskeskus Oy. Jyväskylä: Gummerus. Alkuperäinen teos 2002.

Bell, C. 1997. Maximum Boost: Designing, Testing, and Installing Turbocharger Systems. Iso-Britannia: Motor Racing Publications Limited.

BorgWarner Turbo Systems 2010: TurboNews (1), 7.

BorgWarner Turbo Systems: Design and Function of a Turbocharger: Compressor. Luettu 13.11.2014.

<http://www.turbos.bwauto.com/en/products/turbochargerCompressor.aspx>

BorgWarner Turbo Systems: Design and Function of a Turbocharger: Control System. Luettu 13.11.2014.

<http://www.turbos.bwauto.com/en/products/turbochargerControlSystem.aspx>

BorgWarner Turbo Systems: Design and Function of a Turbocharger: Turbine. Luettu 13.11.2014. <http://www.turbos.bwauto.com/en/products/turbochargerTurbine.aspx>

BorgWarner Turbo Systems: Regulated 2-stage turbocharging. Luettu 13.11.2014.

<http://www.turbos.bwauto.com/en/products/r2s.aspx>

BorgWarner Turbo Systems: Variable Turbine Geometry. Luettu 13.11.2014.

<http://www.turbos.bwauto.com/en/products/vtg.aspx>

Hiereth, H., Prenninger, P. 2007. Charging the Internal Combustion Engine. Englanninkielinen käännös: Drexl, K. Wien, Itävalta: Springer-Verlag. Alkuperäinen teos 2003.

Hjon, P. 2006. Turboahtimen sovittaminen moottoriin. Luentomateriaali. Tampereen ammattikorkeakoulu. Tampere

Honeywell International Inc: Garrett Performance Turbochargers. Luettu 13.11.2014.

<http://turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbochargers>

Honeywell International Inc: Journal Bearings vs. Ball Bearings. Luettu 13.11.2014.

http://turbobygarrett.com/turbobygarrett/journal_bearings_vs_ball_bearings

Honeywell International Inc: Terminology. Luettu 13.11.2014.

<http://turbobygarrett.com/turbobygarrett/terminology>

Honeywell International Inc: Turbine housing A/R and sizing. Luettu 13.11.2014.

http://turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbine_housing_AR_and_housing_sizing

Honeywell International Inc: Turbochargers - GT2052 (2): Performance Map. Luettu 13.11.2014.

http://turbobygarrett.com/turbobygarrett/sites/default/files/default_images/turbogroup/performance_maps/727264-4&5comp.jpg

Honeywell International Inc: Turbochargers – GT3782: Performance Map. Luettu 13.11.2014.

http://turbobygarrett.com/turbobygarrett/sites/default/files/default_images/turbogroup/performance_maps/452195-3comp.jpg

Honeywell International Inc: Turbo Tech Expert. Luettu 13.11.2014.

http://turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbo_tech_expert

Mäkelä, M., Soininen L., Tuomola S., Öistämö J. 2010. Tekniikan kaavasto. Hämeenlinna: Kariston Kirjapaino Oy.

Not2Fast: Turbo Efficiency Maps. Päivitetty 18.9.2007. Luettu 13.11.2014.

<http://www.not2fast.com/turbo/maps/GT40turbine.jpg>

Turbotekniikka: VNT-turboahtimet 2014. Luettu 13.11.2014.

<http://www.turbotekniikka.fi/VNTTurbotekniikka2.pdf>