



# **PAKOSARJAN SUUNNITTELU MAATALOUSKONEEN DIESEL- MOOTTORIIN**

Toivo Sokka

Opinnäytetyö  
Joulukuu 2014  
Kone- ja tuotantotekniikka  
Älykkäät työkoneet

## TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu  
Kone- ja tuotantotekniikka  
Älykkäät työkoneet

TOIVO SOKKA:

Pakosarjan suunnittelu maatalouskoneen  
dieselmoottoriin

Opinnäytetyö 70 sivua, joista liitteitä 2 sivua  
Joulukuu 2014

---

Opinnäytetyön tarkoituksena oli suunnitella pakosarja turboahdettuun maatalouskoneen dieselmoottoriin. Pakosarja oli muotoiltava virtausominaisuuksiltaan hyväksi rakenteellisen lujuuden pysyessä sellaisena, että osa kestävä vääntäviä lämpöjännityksiä moottorin odotetun käyttöiän. Hyvillä virtausominaisuuksilla tarkoitetaan tässä tapauksessa sitä, että mahdollisimman iso osa pakokaasun energiasta säilyy pakosarjan läpi toimien turbo-ahtimen käyttöenergiana.

Virtausgeometrian suunnittelussa käytettiin yleispäteviä kokoonpuristuvan kaasun virtausopin periaatteita, kuten poikkipinta-alan muutoksen vaikutusta virtaukseen. Pakosarjamallin arvioimiseen ja kehityksen tukena käytettiin tietokoneavusteista numeerista virtauslaskentaa. Tämän virtauslaskennan teoreettinen tarkastelu on sivuutettu opinnäytetyössä.

Lujuutta tarkasteltiin elementtimenetelmän avulla. Työ käsittelee fem-mallin määrittämisen ja tulokset seikkaperäisesti. Yleistä elementtiteorian toimintaperiaatetta ei ole selitetty. Fem-analyseistä saatuja tuloksia on käytetty pallografiittivalurautaisen pakosarjan väsymisen arviointiin. Itse väsymislaskelmat on tehty käsin ja ne ovat esitetty tässä työssä.

Työn tuloksena oli kaksi sellaisenaan käyttökelpoista pakosarjamallia, joita tullaan hyödyntämään asiakasyrityksessä. Näiden cad-mallien rakentaminen on käsitelty vaihe kerrallaan, perustuen hyväksi havaittuun mallinnusjärjestykseen.

## **ABSTRACT**

Tampereen ammattikorkeakoulu  
Tampere University of Applied Sciences  
Mechanical engineering  
Intelligent machinery

**TOIVO SOKKA:**

Design of an Exhaust Manifold for a Diesel Engine in  
an Agricultural Machine

Bachelor's thesis 70 pages, appendices 2 pages  
December 2014

---

The purpose of this thesis was to design an exhaust manifold for a diesel engine in an agricultural machine use. Good gas flow characteristics were to be established in the manifold while keeping the structure strong enough to withstand thermal stresses for the expected lifetime of the engine. In this case, good gas flow means preserving the energy of the exhaust gas throughout the manifold to be used as driving energy for the turbo-charger.

General fluid dynamics principles of a compressible gas were used for the initial planning of the flow geometry. Such things as the steadiness of the channel cross-section and total volume were taken into account. Computational fluid dynamics models were used to evaluate the manifold's flow characteristics and to give feedback to the design process. Theory of numerical fluid dynamics is not presented in this thesis.

Manifold strength, primarily against thermal stress, was evaluated by a finite element method (FEM) analysis. The thesis includes a detailed definition of the fem-model, but does not present the theory of the finite element method. The results of the FEM analysis act as the basis for fatigue analysis on this cast-iron manifold. The fatigue analysis was performed by hand.

The outcomes of the work done are two viable manifold designs, which will be utilized by the client. The building of these CAD models is presented step-by-step, on the basis of tried and tested methods.

---

Key words: exhaust manifold, diesel engine, flow, thermal stress

## SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	7
2	TEHTÄVÄN MÄÄRITTELY .....	8
3	BENCHMARKING .....	9
4	PAKOSARJAN TOIMINNAN ESITTELY .....	11
	4.1 Pulssit pakosarjassa.....	13
	4.2 Pakosarjan reititys.....	13
5	VIRTAUSTAPAHTUMAN TARKASTELU .....	16
	5.1 Massavirta muuttuvassa poikkipinta-alassa.....	17
	5.2 Kitkallinen virtaus suorassa putkessa .....	18
	5.3 Virtaus mutkassa.....	19
	5.4 Paineaalto.....	20
6	LUJUUDEN MÄÄRITTÄMISEN MENETELMÄT .....	21
	6.1 Kuormituksen määrittäminen.....	21
	6.2 Väsyminen .....	21
	6.3 Lujuusominaisuuksien vaikutus suunnitteluun.....	24
7	PAKOSARJAN MALLINNUS .....	26
	7.1 Kanavien muotoilu.....	26
	7.2 Laippojen muotoilu.....	27
	7.3 Valettavuus .....	28
8	OPTIMAALISEN VIRTAUSTILANTEEN LUONTI .....	29
	8.1 Painepulssin etenemisen laskeminen .....	29
	8.2 Virtausanalyysit ja niiden vaikutus suunnitteluun .....	35
9	VIRTAUSLASKENNAN POHJALTA TEHDYT ARVIOT .....	41
10	LUJUUSANALYYSI.....	43
	10.1 Analyysin määrittely ja materiaaliarot.....	43
	10.2 Jännityshuippujen esiintymiskohdat ja suuruudet .....	50
	10.3 Sylinterikannen liitoksen tiiviys .....	53
	10.4 Virhetarkastelu.....	56
11	VÄSYMISANALYYSI.....	57
12	JOHTOPÄÄTÖKSET JA POHDINTA .....	65
	LÄHTEET .....	67
	LIITTEET .....	69
	Liite 1. Pakosarjaan liittyvän moottorin simuloitujen pakokaasuominaisuudet .....	69
	Liite 2. Kuvat pakosarjoista, joille ei suoritettu virtausanalyysiä. ....	70

## LYHENTEET JA TERMIT

Cfd	numeerinen virtauslaskenta (computerized fluid dynamics)
Fem	elementtimenetelmä (finite element method)
Twin scroll -ahdin	ahdin, jonka turbiinipesän sisääntulo on jaettu kahteen osaan
Ahtoviive	aika, joka kuluu ahtimen kiihdyttämiseen sellaiselle nopeudelle, jolla paineentuotto on haluttua tasoa
$A$	virtauskanavan poikkipinta-ala
$c$	äänennopeus
$C_d$	purkauskerroin
$f$	virtauskitkakerroin
$H$	entalpia
$H_0$	kokonaisentalpia
$k$	materiaalin pinnan laadun korjauskerroin
$m$	hydraulinen keskisyvyys
$\dot{m}$	massavirta
$M$	moolimassa
$Ma$	Mach-luku
$p$	paine
$P$	virtauskanavan piiri
$r$	painesuhde tarkasteltavan matkan yli, $p_2/p_1$
$Q$	lämpöenergian
$R$	moolinen kaasuvakio
$R_m$	materiaalin murtolujuus
$T$	absoluuttinen lämpötila
$v$	kaasun virtausnopeus
$w$	työ
$\gamma$	adiabaattivakio

$\rho$	aineen tiheys
$\tau$	leikkausjännitys
$\sigma_a$	jännityksen vaihtelun amplitudi
$\sigma_m$	keskijännitys
$\sigma_N$	vaihtojännitys
$\sigma_w$	vaihtolujuus
$eva$	pakoventtiilin aukiolo kulma

## 1 JOHDANTO

Pakosarja on polttomoottorin perusosa, jonka tehtävänä on kuljettaa pakokaasu palotilasta pakoputkeen, tai nykyisin yhä useammin turbo-ahtimelle. Pakosarjan muotoilun jouhevuudella ja eri osien pituuksilla on perinteisesti vapaasti hengittävissä koneissa ollut suuri vaikutus moottorin kykyyn liikuttaa pakokaasuvirtoja. Virtaavuus vaikuttaa suoraan moottorin suorituskykyyn ja polttoainetalouteen. Turboahdetuissa moottoreissa virtaavuuden lisäksi pakosarjan suorituskykyyn liittyy pakokaasun energian säilyminen, jotta ahtimen pyörittämiseen olisi tarjolla mahdollisimman paljon käyttövoimaa.

Korkea pakokaasun lämpötila ja kaasun virtaukset aiheuttavat pakosarjaan huomattavan korkean ja epätasaisen lämpötilajakauman. Korkea lämpötila jo itsessään aiheuttaa suuren lämpölaajenemisen pakosarjaan. Epätasainen lämpölaajeneminen saa aikaan pakosarjan vääntelehtimistä. Pakosarja täytyy kiinnittää sylinterikanteen lujasti, jotta liitokseen ei synny vuotamisongelmia. Moottorin värinä tuottaa myös haasteita pakosarjan kiinnitykselle. Jäykähkö kiinnitys lämpölaajenemisen kanssa aiheuttaa huomattavan korkeaa lämpöjännitystä pakosarjaan.

Tämän työn tarkoitus oli suunnitella pakosarja turbo-ahdettuun dieselmoottoriin. Pakosarja suunnitellaan siten, että se sallisi mahdollisimman optimaalisen pakokaasun virtauksen sylinterikannen pakokanavista turbo-ahtimen turbiiniin. Rajoittavina tekijöinä oli muun muassa pakokanavien välinen etäisyys, pakosarjan lämpöjännitys, kiinnitysvaarujen kohdat sylinterikannessa, turbo-ahtimen sijainti ja valamisen kannalta edullinen rakenne.

Opinnäytetyö keskittyy nykyaikaisen ahtamistekniikan mukaisen pakosarjan kehittämiseen. Tavoitteena on parantaa olemassa olevaan pakosarjaan nähden virtausominaisuuksia niin, että ahtamisprosessin hyötysuhde kasvaa ja ahtoviive pienenee.

## 2 TEHTÄVÄN MÄÄRITTELY

Opinnäytetyön tavoite oli kehittää pulssipakosarja, joka toisi pakokaasuvirran pako-kanavasta ahtimelle mahdollisimman tehokkaasti. Toisin sanoen pakokaasun siirtämisessä täytyy pyrkiä mahdollisimman pieneen energiahäviöön. Erilaisten toteuttamistapojen hahmottamisen tuli alkaa tutkimalla ja vertailemalla kilpailijoiden sekä autoteollisuuden käyttämiä ratkaisuja toisiinsa ja käytössä oleviin pakosarjoihin.

Virtausta oli määrä tutkia matemaattisesti käsin sekä numeerisella virtauslaskennalla erityisen ohjelmiston avulla. Analyttisellä laskennalla joudutaan yksinkertaistamaan analysoitavaa tilannetta niin paljon, että saadaan vain karkeita, suuntaa antavia tuloksia. Numeeriset virtauslaskelmat tehtiin paremman ymmärryksen saamiseksi pakosarjan virtausominaisuuksista.

Pakosarja oli suunniteltava mekaanisilta ominaisuuksiltaan sellaiseksi, että liitos sylinterikanteen on tiivis ja että se kestää kohtalaista taivutusta. Pakosarjan täytyy kantaa ahtimen ja oman massansa aiheuttamat sekä termiset kuormat. Kuormista mielenkiintoisin oli kestävyys kannalta terminen kuorma. Lämpölaajenemisesta aiheutuvat jännitykset eivät saaneet nousta yli materiaalille määritetyn mitoitusarvon.

Mekaanista käyttäytymistä analysointiin käyttäen elementtimenetelmää. Fem-analyysissä keskityttiin lähinnä lämpöjännityksiin ja liitospinnan tiivistymiseen. Pakosarjan liittämiseen liittyviä raja-arvoja, joita täytyi ottaa huomioon, oli sylinterikannen muotoilu ja liitosvaarnojen mahdolliset kiinnityskohdat sekä tilantarve moottoritilassa. Teimme yhteistyötä sylinterikannen suunnittelijan kanssa sovittaaksemme liitoksen optimaalisesti.

Valmistukseen liittyvä vaatimus suunnittelussa oli valettavuus. Valaminen on tämänhetkisistä menetelmistä halvin tapa valmistaa pakosarja. Valettavuuteen täytyi ottaa huomioon erilaisten muottien ja keernojen tarvittava määrä. Myös materiaalin vahvuus ja materiaalivahvuuden muuttuminen pakosarjan koko matkalla oli suunniteltava valamiseen sopivalla tavalla.



### 3 BENCHMARKING

Kilpailijoiden ja muiden turboahdettujen dieselmoottorivalmistajien pakosarjoja benchmarkattiin. Tarkoituksena oli saada käsitys siitä, minkälaisia pakosarjoja käytetään yleisesti. Keskityttiin enemmän ideoiden herättämiseen, kuin pakosarjojen toiminnallisen paremmuusjärjestyksen määrittelyyn. Vaikka pakosarjaan liittyvän moottorin tehoarvot tiedettäisiin, ei siitä voida suoraan tehdä johtopäätöksiä, että tehoarvo olisi juuri pakosarjan ansiota. Seuraavaksi on esitelty kuvia muutamasta mielenkiintoisesta pakosarjasta.



KUVA 1: John Deeren kuusisylinterinen moottori, ja siihen liitetty pakosarja. (John Deeren mainosmateriaali. [http://www.deere.com/en\\_US/products/engines\\_and\\_drivetrain/industrial/tier\\_3/powertech\\_e/6068\\_series/6068HF285\\_J.page](http://www.deere.com/en_US/products/engines_and_drivetrain/industrial/tier_3/powertech_e/6068_series/6068HF285_J.page))



KUVA 2: Hollandin kuusisylinterinen moottori pakosarjoineen (New Hollandin mainosmateriaali. <http://www.wnif.co.uk/2010/02/new-holland-adblue-engines-chosen-to-meet-stage-iiib-emissions/> Tulostettu 12.11.2014)

Pakosarjoja oli tilavuudeltaan pienempiä ja suurempia. Suuremmissa pakosarjoissa näytti kanavien ohjaavan pakokaasua hieman paremmin ahtimen suuntaan. Vaikutti siltä, että pakokaasun liike-energian säilyttämiseksi käytettiin kahta periaatetta. Ensimmäinen oli tilavuuden pitäminen pienenä, jolloin painepulssilla ei ole tilaa levitä ja heikentyä pakosarjassa. Toinen oli ohjata kaasupulssi ahtimelle niin, ettei sen liike hidastu matkalla.



KUVA 3: BMW:n kuusisylinterinen dieselmootori (BMW mainosmateriaali. 2010. <http://www.bmwblog.com/2010/01/07/column-spark-plugs-who-needs-them/>)

BMW:tä pidetään moottoritekniikan edelläkävijänä, joka pyrkii olemaan tekemättä kompromisseja moottorin komponenteissa. Kuusisylinterisen moottorin pakosarja (kuva 3) näyttääkin jossain määrin toteuttavan molempia edellä mainituista hyvän pulssipakosarjan ominaisuuksista. Päätettiin mallintaa sulavia ja lyhyitä pakosarjoja, jolloin voidaan virtausanalyysillä ottaa selvää niissä tapahtuvan virtauksen laadusta. Tuloksien perusteella voidaan keskittyä niihin ominaisuuksiin, jotka näyttävät saavan aikaan parhaimman virtauksen.

#### 4 PAKOSARJAN TOIMINNAN ESITTELY

Polttomoottorin suoritusteho on tiukasti sidottu sylintereihin saatavan ilman määrästä. Imusarjan ja ahtimen lisäksi tähän vaikuttaa myös pakosarjan suorituskky. Ahtamattomista ja mekaanisilla ahtimilla varustetuissa moottoreissa pakosarjan täytyy saada poistettua pakokaasu sylinteristä mahdollisimman tehokkaasti, jolloin tilalle saadaan suoraruiskumoottorissa puhdasta ilmaa.

Pakokaasu toimii turboahtimen käyttövoimana ylipaineen tuottamiselle imusarjaan. Saamalla korkeampi paine-ero imu- ja pakosarjojen välille sylinterin huuhtelun merkitys vähenee. Turbo-ahtetussa moottorissa pakosarjan suunnittelussa keskitytänkin kuristamattoman pakokaasun poiston lisäksi pakokaasun kykyyn pyörittää ahtimen turbiinia. Vaikka kuristamaton virtaus ja pakokaasun liike-energia kulkevat vahvasti käsi kädessä on otettava huomioon muitakin asioita, kuten aika, joka kuluu ahtimen kiihdytykseen. Hitaasti reagoiva ahdin ei tilanteessa, jossa moottorin kuorma muuttuu äkillisesti saa tuotettua moottorin tarvitsemaa ylipainetta riittävän nopeasti. Dieselmoottori on otollinen kohde ahtamiselle. Dieselmoottorin optimaalinen kierrosalue on palotapah-tuman luonteen johdosta pieni. Ahtamisella saadaan moottori toimimaan suuremmalla kierrosalueella, kun käytetään sopivasti säädettäviä ahtolaitteita, kuten läpäisyventtiileitä ja muuttuvalla kompressorigeometrialla varustettuja ahtimia.

Pakosarjan muotoiluun on lähinnä kaksi tapaa: vakiopaineahtaminen ja pulssiahtaminen. Vakiopaineahtaminen tarkoittaa sitä, että pyritään tuomaan ahtimen turbiiniin tasainen paine ja virtaus, jolloin ahtimen mekaaninen hyötysuhde on parhaimmillaan. Käytännössä tämä toteutettiin suurehkolla säiliömäisellä muodolla pakosarjan alkupäässä. Menetelmän haittapuolena oli kuitenkin ahtimen hidas vasteaika tilanteessa, jossa tehon tarve ja tästä johtuva ilman tarve kasvaa sylinteritilassa. Tuloksena oli tilanne, jossa ruiskutettavan polttoaineen määrän lisäystä joudutaan rajoittamaan, ettei moottori käy rikkaana. (Garrett, Newton & Steeds 2001, 564)

Nykyisin käytetään nopeissa ja keskinopeissa dieselmoottoreissa yleisesti pulssiahtamisena tunnettua ahtamismenetelmää. Tässä menetelmässä ohjataan sylintereistä pakokaasu verrattain ahtaita putkia pitkin ahtimelle, jolloin kaasun liike-energia säilyy paremmin. Tällä saavutetaan ahtimen nopeampi kiihtyminen, menettämättä kuitenkaan oleellisesti ahtamisen kokonaishyötysuhdetta, jolloin ahtoviive saadaan lyhennettyä. Haitta-

puolena tästä menetelmästä on ahtimen kierrosnopeuden värähtely ja erityisesti turbiinin siipien värähtely. (Garrett ym. 2001, 565.)

Ahdettujen moottoreiden pakosarjojen suunnitteluun oli löydettävissä erittäin vähän selkeää kirjallisuutta, ja niistä löytynyt hyödyllinen tieto oli vähäistä. Suurin osa kirjallisuudesta oli ajalta, jolloin tietotekniikka ei vielä mahdollistanut 3-ulotteisen cad-mallin kätevää numeerista virtauslaskentaa. Tällä aikakaudella myös turbo-ahtaminen ei ollut vielä niin laajasti käytössä tämän kokoluokan dieselmootoreista. Virtauksen teoriaa opiskeltaessa käytin soveltuvilta osin myös imusarjoja ja vapaasti hengittävien moottoreiden pakosarjoja käsitteleviä teoksia hyödykseni.

Perinteisellä korkeavirteisien vapaasti hengittävien autonmoottoreiden pakosarjojen pulssituunaamisella pyritään saamaan kaasun inertian avulla määrätyle kiertosalueelle sellainen tilanne, jolloin kaasun inertia aiheuttaa imusarjan ilmanpaineeseen nähden alipaineen sylinteriin ennen poistoventtiilien sulkeutumista. Tällä tavoin saadaan puhdistettua sylinteri pakokaasusta tehokkaammin ja ahdettua sylinteriin hieman suurempi kaasumäärä, mitä ympäröivällä ilmanpaineella olisi ollut mahdollista. Imusarja on kuitenkin myös todellisesti vastapaineellinen kaasukanava, joka täytyy myös olla viritetty toimimaan samalla periaatteella, mutta päinvastaisesti.

Nykyajan dieselmootoreissa ollaan kuitenkin päädytty käyttämään korkeampia ahtosuhteita, jota varten moottoriin täytyy lisätä ahdin aiheuttamaan suuremman paineen imusarjaan. Vaikka ahtamiseen liittyy aina energiahäviötä, menisi turboahtamisessa käytetty pakokaasun sisältämä energia täysin hukkaan ilman turboahtamista. Turboahtimen käytöstä seuranneet energiahäviöt kompensoituvat kuitenkin sillä, että ahtamalla saadaan pienemmästä moottorista suurempi teho. Teho saadaan myös käyttöön alemmilla pyörimisnopeuksilla. Tehon suhde häviöihin siis paranee, koska moottorin koneiston koko ja pyörimisnopeus vaikuttavat ratkaisevasti kitkaan. Myös suuremmalla ilmanpaineella aikaansaatu optimaalinen palamistilanne on yksi ahtamisen eduista. (Garrett ym. 2001, 558.)

#### 4.1 Pulssit pakosarjassa

Pulssituunauksen keksimisaikana ei ollut vielä käytössä tietokoneavusteisia kolmeulotteiseen malliin perustuvia virtausanalyysijä. Tällöin insinöörit kehittivät kokeiden perusteella kaavoja, joilla voitiin ennustaa suuntaa antavasti erilaisten putkistojen vaikutusta pulssien ajoituksiin. Epätarkkuus johtui muun muassa siitä, että käsin laskettavat mallit olivat luonnollisesti vahvasti yksinkertaistettuja. Ne yksinkertaistivat putkiston pituuksiksi, poikkipinta-aloiksi ja pistemäisiksi vastapainetta aiheuttaviksi elementeiksi. Laskelmissa määräävä tekijä oli pulssin nopeus, joka riippui paikallisesta äänennopeudesta ja kaasun virtausnopeudesta. (Smith & Morrison 2006. 75)

Pulssituunatut pakosarjojen putket olivat yhteensä useiden metrien mittaisia, jolloin sen ajan laskumenetelmät pätevät kohtalaisella tarkkuudella. Nykyinen ahdetun moottorin pakosarja on hyvin lyhyt, koska pakosarjan tehtävä on toimittaa kaasu mahdollisimman pienin häviöin ahtimelle. Lyhyessä pakosarjassa on selkeää putkea hyvin vähän ilman virtausta häiritseviä muotoja. Tällaisessa tapauksessa eivät perinteiset kokeelliset diskreettiin malliin perustuvat kaavat välttämättä anna oikeaa kuvaa virtauksesta. (Smith & Morrison 2006. 82–83)

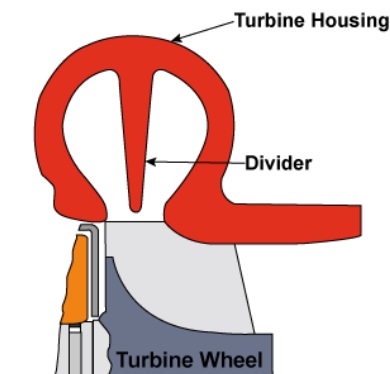
Sillä ajan hetkellä, kun poistoventtiili aukeaa, alkaa pakokaasu virrata räjähdysmäisesti pakosarjaan. Painepulssi etenee pakosarjassa paikallista äänennopeutta. Paikallinen äänennopeus on ympäröivää äänennopeutta selvästi suurempi varsinkin turboahdetuissa systeemeissä. Tämä johtuu siitä, että pakokaasu on tiheämpää pakosarjassa korkean lämpötilan ja paineen ansiosta. (Garret ym. 2001. 502, Smith & Morrison 2006. 53, 74, 82–83)

#### 4.2 Pakosarjan reititys

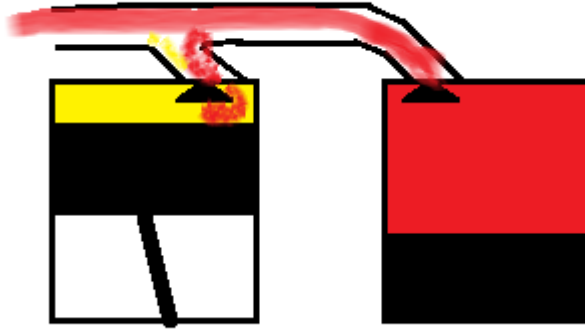
Pulssit pitäisi saada mahdollisimman nopeasti ahtimelle, mutta painepulssi ei saisi joutua toiselta sylinteriltä tulevaan kanavaan, ettei pakokaasun poistaminen tässä kanavassa estyisi, tai hidastuisi. Pulssipakosarjassa ei voida juoksuttaa putkia pitkästi ennen ahdintaa. Sylinterit, joiden pakotahdit ovat lähellä toisiaan, voitaisiin erottaa niin, että niiden kaasu syötettäisiin eri ahtimille. Ahtimien lukumäärää ei kuitenkaan mielellään lisätä kustannus- ja tilatarvesyistä. Pulssiahtaminen onkin tehokkainta ja helpointa järjestää 3-

sylinteriselle moottorille, koska pulssien välit ovat optimaaliset, kun sylintereiden vaihe-ero on eli  $240^\circ$  erillään. Pulssit syntyvät tarpeeksi eri aikaan, etteivät ne sekoitu keskenään. Toisaalta ne tulevat riittävän usein, ettei ahtimen pyöriminen hidastuisi liikaa. (Smith & Morrison 2006. 101)

Twin scroll -ahtimen (kuva 4) pakosarjassa erotetaan lähimpänä toistensa tahtia olevat sylinterit toisistaan. Pakokaasu syötetään yhdelle ahtimelle kahta toisistaan erotettu kanavaa pitkin. Väärien kanavien yhdistäminen voi aiheuttaa eri sylinteristä lähtevän korkeapaineisen pakokaasupulssin joutuvan eri sylinteritilaan sen pakotahdin loppupuolella, jolloin paine on lähellä pakosarjan keskimääräistä painetta ja huomattavasti poistotahdin alkuosaa alempi (kuva 5). (Smith & Morrison 2006. 30–31)

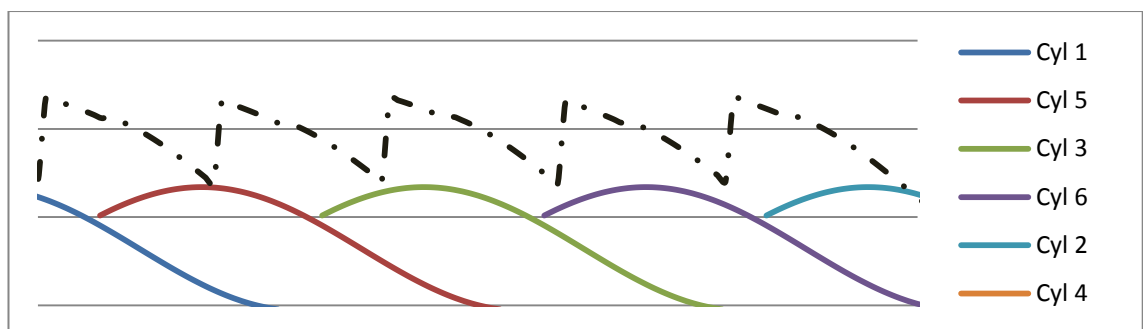


KUVA 4: Twin scroll -ahdin. Kaasu virtaa ahtimen kahteen väliseinällä erotettuun kanavaan. Virrat yhdistyvät vasta ahtimen siipien läheisyydessä. (Honeywellin Garret turboahdin esite [http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/log\\_style\\_vs\\_equal\\_length\\_manifolds](http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/log_style_vs_equal_length_manifolds))



KUVA 5: Oikeassa sylinterissä on pakoventtiili juuri auennut ja paine korkealla. Pakopulssi työntää pakokaasua toiseen sylinteriin, jonka pakotahti on loppumassa ja paine alempi.

6-sylinterisen moottorin, jonka sytytysjärjestys on 1-5-3-6-2-4, pakosarja on helppo muodostaa, koska siinä esiintyy kahden 3-sylinterisen moottorin pulssit. Ensimmäisen kolmen ja viimeisen kolmen sylinterin poistotaudit tulevat keskenään 240 asteen välein. Ahtimelle pulssit tulevat kuitenkin vain 120 asteen vaihe-erolla, mikä vähentää haitallista värähtelyä ahtimessa. Näin voidaan erotella pakosarja etu- ja takapäähän, jotka yhdistyvät toisiinsa vasta ahtimessa. Pulssien saapumista ahtimelle on hahmoteltu kuviossa 1. Kuvion laatimisessa on käytetty pakoventtiilin nostamisen tietoja, jotka esitellään myöhemmin kuviossa 2. (Garret ym. 2001. 568, 568)



KUVIO 1: Havainnollistava arvio pakosarjaan syötetyistä painepulsseista

## 5 VIRTAUSTAPAHTUMAN TARKASTELU

Kaasu omaa suuren kokoonpuristuvuuden, eli paine vaikuttaa suuresti sen tiheyteen, jonka takia laskuissa kokoonpuristuvuus on välttämätöntä ottaa huomioon. Pakosarjan eri osiin voidaan soveltaa ainakin adiabaattista kaasun virtausta tasaisen poikkileikkauksen suorassa putkessa ja isentrooppista kaasun virtausta laajenevassa ja suppenevassa suuttimessa. Tässä luvussa esitellään nopeasti kokoonpuristuvaan virtaukseen vaikuttavia suureita ja laskentamenetelmiä. Kokonaisvaltaisen ymmärtämisen saavuttamiseen on lukemisen tukena käytettävä kattavaa virtausopin teosta. Käsitellään ensin kokoonpuristuvaa virtauksen perusteita, joita käytetään sekä adiabaattisen että isentrooppisen laskennan perustana. Ideaalikaasulle pätee

$$\rho = p/R*T, \quad (1)$$

jossa  $\rho$  on tiheys,  $p$  on absoluuttinen paine  $R$  on moolinen kaasuvakio ja  $T$  on absoluuttinen lämpötila.

Virtauksen jatkuvuuden mukaan massavirta on muotoa

$$\dot{m} = \rho*A*v = \text{vakio}, \quad (2)$$

jossa kaasumassa virtaa ( $\dot{m}$ ) poikkipinta-alan  $A$  läpi nopeudella  $v$ . (Douglas, F. ym. 2005, 562)

Kun systeemin energia ei muutu, ottamalla entalpia,  $H$ , tehty työ,  $w$  ja lämmön muutos,  $Q$ , voidaan kirjoittaa

$$\frac{1}{2}v_1^2 + H_1 + Q - w = \frac{1}{2}v_2^2 + H_2, \quad (3)$$

ja

$$\frac{1}{2}v_1^2 + H = \text{vakio} = H_0, \quad (4)$$

kun  $Q$  ja  $w$  ovat nollia ja  $H_0$  on kokonaisentalpia. (Douglas, F. ym. 2005, 562)



## 5.1 Massavirta muuttuvassa poikkipinta-alassa

Isentrooppinen malli on yksinkertaistus, jossa oletetaan, ettei entropia muutu. Tämä tarkoittaa muun muassa sitä, ettei kitkaa oteta huomioon. Isentrooppinen virtaus on yksinkertaistettu malli, jota ei havaita kaasuilla käytännössä. Malli antaa kuitenkin käyttökelpoisia tuloksia lyhyen poikkipinnan muutoksen alueella. Tällainen paikka pakosarjassa voi olla esimerkiksi kahden kanavan liittymäkohta. Tällä tekniikalla täytyy kuitenkin jakaa liittymäkohta useaan osaan, että se voidaan mallintaa todenmukaisesti. Poikkipinta-alasta riippuvaiselle virtausnopeudelle saadaan differentiaaliyhtälö

$$\frac{dA}{d\bar{v}} = \frac{A}{\bar{v}} (Ma^2 - 1), \quad (5)$$

jossa  $Ma$  on Machin luku. Yhtälöstä nähdään virtauksen nopeuden kasvavan poikkipinta-alan suppeutuessa vain, jos virtaus on ääntä hitaampaa. Nopeuden kasvaessa Bernoullin yhtälön (yhtälö 6) mukaan painekin laskee, ja/tai tiheys kasvaa. Ilmiötä voidaan hyödyntää pakosarjan alussa, jossa virtaus pakoventtiilin auetessa hetkellisesti ääntä nopeampaa. (Douglas, F. ym. 2005, 563)

$$p + \frac{1}{2} \rho v^2 = \text{vakio}, \quad (6)$$

jossa  $p$  on paine,  $\rho$  on tiheys ja  $v$  on nopeus. Massavirta poikkipinta-alamuutoksen läpi saa lopulta muodon

$$\dot{m} = C_d A_1 \bar{v}_1 \rho_1, \quad (7)$$

jossa  $C_d$  on teoreettisen ja todellisen kaasun purkauksen suhde ja

$$\bar{v} = \sqrt{\frac{2 \left( \frac{\gamma}{\gamma-1} \right) \frac{p_0}{\rho_0} (1-r^{(\gamma-1)/\gamma})}{\left( \frac{A_1}{A_2} \right)^2 \left( \frac{1}{r} \right)^{2/\gamma} - 1}}, \quad (8)$$

jossa  $\gamma$  on adiabaattivakio,  $c_p / c_v$  ja  $r$  on painesuhde virtauksen yli,  $p_2 / p_1$ . (Douglas, F. ym. 2005, 566)

## 5.2 Kitkallinen virtaus suorassa putkessa

Tehdään oletus että pakosarja on täydellisesti eristetty, niin että lämpöä ei siirry ympäristöön. Yksinkertaistus voidaan tehdä virtauksen ollessa hyvin nopeaa, jolloin valtaosa lämmöstä pysyy kaasussa. Malli on siis adiabaattinen. Kun poikkipinta-ala ei muutu tasaiselle virtaukselle voidaan kirjoittaa  $\rho\bar{v} = \text{vakio}$  jokaisessa poikkipinnan kohdassa, josta seuraa

$$\frac{d\bar{v}}{\bar{v}} + \frac{d\rho}{\rho} = 0, \quad (9)$$

Energia yhtälöksi muodostuu

$$\frac{\gamma R}{\gamma-1} T + \bar{v} d\bar{v} = 0, \quad (10)$$

Kitka kanavan reunoilla aiheuttaa leikkausjännityksen, joka on kanavan piirillä ja virtauksen suuntaisella differentiaalisen pienen segmentin pituudella kerrottuna yhtä suuri kuin kanavassa vallitsevan paineen aiheuttama voima kanavan reunoille. Toisaalta leikkausjännitys on verrannollinen virtausta vastustavaan voimaan. Kirjoitetaan liikeyhtälö

$$A(p - (p - \delta p)) - \tau_0 P dx = \rho\bar{v}A(\bar{v} + \delta\bar{v}) - \bar{v}), \quad (11)$$

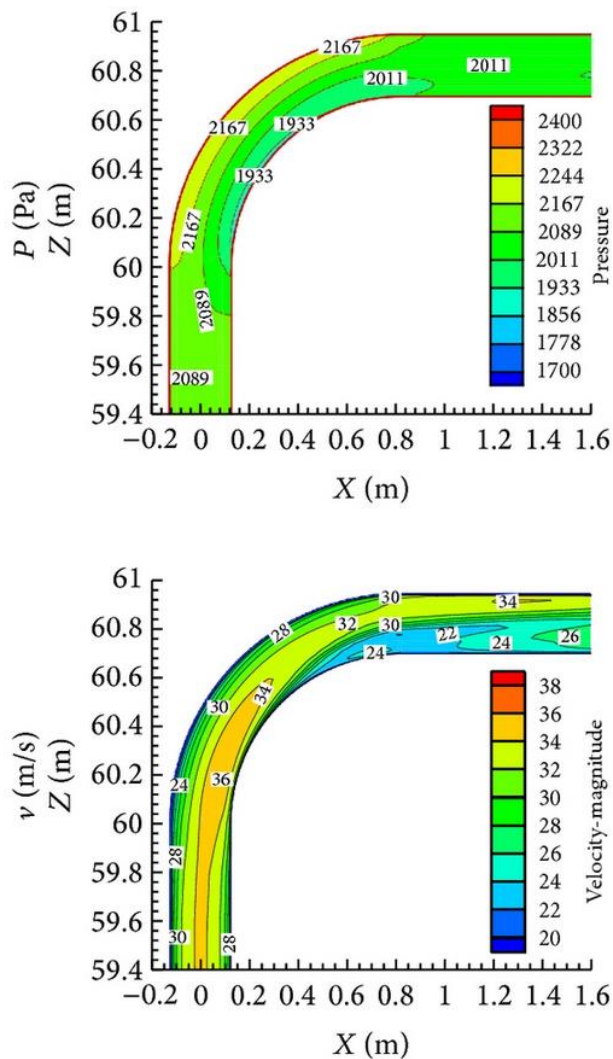
jossa  $P$  on kanavan piiri. (Douglas, F. ym. 2005, 578) Koska nopeus ja lämpötila muuttuvat kanavan matkalla, muuttuu myös Mach-luku. Sitä varten täytyy yhdistää tila ja liikeyhtälö (yhtälöt 1 ja 11). (Douglas, F. ym. 2005, 579) Lopulta päädytään yhtälön

$$\frac{(1-Ma^2)dMa}{Ma^3(1+(\frac{\gamma-1}{2})Ma^2)} = \frac{\gamma f}{2m} dx, \quad (12)$$

jossa  $f$  on virtauskitkakerroin ja  $m$  on hydraulinen keskisyvyys. Yhtälöstä 12 voidaan päätellä, että virtauksen ollessa äänennopeutta hitaampaa Mach-luku kasvaa putkea pitkin virtaussuuntaan. Virtauksen ollessa ääntä nopeampaa, Mach-luku pienenee.

### 5.3 Virtaus mutkassa

Suorassakaan putkessa virtaus ei ole poikkileikkauksen jokaisessa pisteessä samanlaista, vaan putken laidoilla vaikuttaa kitka, joka vähenee putken keskipistettä lähestyttäessä. Mutkassa virtaus muuttuu vielä epätasaisemmaksi, jolloin yksiulotteista mallia ei voida käyttää virtauksen analysointiin. Voidaan kuitenkin sanoa kitkaa aiheutuvan sitä enemmän, mitä enemmän ja jyrkemmin virtaus joutuu kääntymään. Liikemäärän säilyttämissä kitka pyritään minimoimaan. Kuva 6 selittää hieman mutkassa tapahtuvaa virtausta. Tätä tietoa voidaan käyttää hyväksi pakoputken luomisessa, mutta matemaattinen tarkastelu on niin työlästä että se sivuutetaan. Tietokoneavusteisessa virtausanalyysissä selviää virtauksen käyttäytyminen mutkassa tarkemmin.



KUVA 6: Virtausnopeus putken mutkassa. (Numerical Analysis of Flow Erosion on Sand Discharge Pipe in Nitrogen Drilling, Advances in Mechanical Engineering, 2013. <http://www.hindawi.com/journals/ame/2013/952652/>)

#### 5.4 Paineaalto

Paineaallon nopeus, eli äänennopeus voidaan laskea ideaalikaasulle kaavasta 13. Paineaallon nopeuden perusteella saadaan selvitettyä aika, joka painepulssilla kestää saavuttaa eri putkiston osat, kuten ahdin, toisen sylinterin pakoventtiili tai pulssin heijastuminen takaisin sylinteriin, josta se on lähtöisin. Painepulssin eteneminen on yksinkertainen laskea, ja se oli ainoa ilmiö, jota kannatti tarkastella analyttisesti pakosarjan suunnittelussa.

$$c = \sqrt{\frac{\gamma RT}{M}}, \quad (13)$$

jossa  $\gamma$  on adiabaattinen vakio,  $R$  on kaasuvakio,  $T$  on absoluuttinen lämpötila ja  $M$  on kaasun moolimassa. (Tekniikan kaavasto 2005)

## 6 LUJUUDEN MÄÄRITTÄMISEN MENETELMÄT

### 6.1 Kuormituksen määrittäminen

Päärasituksena pakosarjalle on lämpötilan vaihtelu. Lämpötila-skaala, jossa pakosarjaa käytetään, on noin  $-40 \dots 700$  °C. Lämpölaajeneminen vääntää monimutkaista putkistoa, jonka ensiöputket ovat kiinnitetty sylinterikanteen. Sylinterikannen lämpötila vaihtelee vastaavasti noin  $-40 \dots 120$  °C välillä. Sylinterikannen lämpölaajeneminen on pakosarjaa pienempi.

Muita pakosarjaan kohdistuvia voimia ovat osittain ahtimen paino ja värinästä johtuva vääntö. Pakosarjan kiinnityslaippoihin vaikuttaa pakosarjan kiinnitysruuviensa esijännitys. Ruuvien esijännitys on selkeästi staattinen kuorma. Ahtimen kiinnitys ja lämpötilan vaihtelu sen sijaan aiheuttavat väsyttävän kuorman. Ahtimen värinän aiheuttama kuorma on jätetty huomioimatta yksinkertaistamisen takia ja siitä syystä, että moottorista ei ole tarkkaa värinädataa.

Moottorin pakosarjaan vaikuttavista voimista selkeästi suurin on lämpökuormat. Pakosarja asennetaan alun perin huoneenlämmössä. Kun moottoria käytetään, pakosarja lämpenee kuumaksi, ja kanteen kiinnitettynä tyssääntyy, eli muokkautuu plastisesti puristussuunnassa. Lämpötilan taas laskiessa tyssääntyneet kohdat joutuvat vedolle. Yleisin valuraudasta valmistetun pakosarjan rikkoutuminen onkin vedosta johtunut halkeaminen.

### 6.2 Väsyminen

Vaikka lämpökuorman jaksomäärä on huomattavasti pienempi, kuin monen muun koneenosan, pakosarjaan vaikuttava kuorma aiheuttaa kuitenkin väsymistä. Opinnäytetyön tilaajayrityksellä on kokemusperäistä tietoa pakosarjan rikkoutumismekanismista. Rikkoutumiset ovat ilmenneet pakosarjan halkeamina. Haljennut pakosarja ei ainakaan kylmänä ole kaasutiivis. Ehjänä irrotetut pakosarjat ovat olleet alkuperäisiä mittojaan lyhyempiä.

Pakosarja ajatellaan muokkautuvan plastisesti lämpölaajenemisesta johtuvan puristusjännityksen alla. Pakosarjan jäähtyessä siellä esiintyy tyssäntyneissä kohdissa vetoa. Veto ja puristusjännityksen yhdistelmä väsyttää rakennetta, koska se toistuu aina kun pakosarja ajetaan kuumaksi ja se pääsee jäähtymään. Tämä lämpeneminen ja jäähtyminen muodostaa yhden väsyttävän syklin. (Gocmez, T, & Deuster, U. Designing Exhaust Manifolds Using Integral Engineering Solutions, 6)

Tarkoituksena väsymisanalyyysissä on arvioida syklien määrä, jonka pakosarja kestää. Ajamalla pakosarja osaan huippulämpötilastaan, tai pakosarjan lämmön vaihtelu pienemmällä alueella moottorin kuorman vaihdoksista johtuen aiheuttaa pienempää jännityksen vaihtelua, ja väsyttää rakennetta vähemmän. Tällainen todellisen mittausdatan hankinta ylittää työni tavoitelaajuuden, joten jännitystilannetta joudutaan yksinkertaistamaan.

Jokainen kuormitus sykli kuluttaa osan pakosarjan käyttöiästä Minerin teorian mukaan. Eri kuormitusvoimakkuuksien osa käyttöiän lyhentymisestä on esitetty Minerin mukaan riippuvan kuormitusten määrästä, ja niitä vastaavasta kestoiluista.

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i}, \quad (14)$$

missä  $n$  on kuormituksen jaksojen lukumäärä ja  $N$  on kuormitusta vastaava kestoiluku ja  $D$  on suhdeluku väsymismurtumaan nähden. (Airila ym. 2003. 291)

$$N = 10^{\frac{\log \frac{\sigma_{1000}^2}{\sigma_w}}{-\frac{1}{3} \log \frac{\sigma_{1000}}{\sigma_w}} \cdot \frac{1}{\frac{1}{3} \log \frac{\sigma_{1000}}{\sigma_w}}}, \quad (15)$$

Kaavasta 15 nähdään kestoiluvun olevan logaritmisesti verrannollinen kuormittavaan jännityksen amplitudiin, missä  $\sigma_w$  on materiaalin vaihtolujuus, eli se jännityksen arvo, jota materiaali kestää äärettömän määrän toistoja. Jos materiaalilla ei ole vaihtolujuutta, ajatellaan sen oleva jännityksen arvo, jota materiaali kestää  $10^8$  jaksoa.  $\sigma_{1000}$  on jännityksen arvo, jolla materiaali kestää 1000 jaksoa vaihtojännitystä ja  $\sigma_a$  on jännityksen amplitudi, jolle halutaan selvittää kestävyysluku  $N$ . (Salmi, Lujuusoppi, 361)

Moottorin kuormituksen vaihtelu aiheuttaa vain pienen lämpötilan ja jännitystilän muutoksen. Lyhyt kiihdytys ei vielä muuta juurikaan pakosarjan lämpötilaa. Tarpeeksi pitkiä kuormitusjakson muutoksia merkittävän lämpötilan muutoksen aiheuttamiseen arvioidtiin olevan alle 10 per maatalouskoneen käyttökerta. Lyhyttä siirtoajoa ei oteta huomioon, koska pakosarjan lämpötila on silloin pienempi ja näitä oletetaan esiintyvän harvoin aktiivisimmassa käytössä. Myös pieni vaihtojännityksen amplitudi vaikuttaa kestolukuun logaritmisesti, jolloin pienemmän jännityksen merkitys samoilla syklimäärillä on marginaalista. Näiden oletuksien perusteella jätettiin pienemmät vaihtojännitykset huomiotta, ja keskityttiin suurimpaan jännitysvaihteluun, eli kylmän ja maksimilämpötilassa olevan pakosarjan vaihtojännitykseen.

Plastisesta ilmiöstä johtuva pakosarjan väsyminen voitaisiin mallintaa tarkasti elementtimenetelmää käyttäen. Ongelmaksi kuitenkin muodostuu se, että kyseisestä käyttämässämme kuumien käyttökohteiden erikoispallografiitti valuraudasta ei ole saatavilla femanalyysiin tarvittavia plastisien ominaisuuksien tietoja. Valurautojen väsymisestä, ja plastisen muodonmuutoksen alueesta tiedetään ylipäättään vähän.

Murtumiseen liittyvä vetojännitys esiintyy kappaleen jäähtyessä, eikä suinkaan puristuksen maksimijännityksellä maksimilämpötilassa. Korkeissa lämpötiloissa tapahtuu virumista, josta voidaan olettaa pakosarjan tyssäntymisen johtuvan. Pakosarjan ollessa uusi, siinä ei matalassa lämpötilassa esiinny korkeita lämpöjännityksiä. Käyttöään karttuessa pakosarja viruu puristusjännityksen ja korkean lämpötilan alla. Lämpötila vaikuttaa ratkaisevasti virumiseen. Korkeassa lämpötilassa viruminen on moninkertaista. Virumisesta johtuvan plastisen muodonmuutoksen myötä lämpölaajenemisesta johtuva venymä pienenee ajan kuluessa. Koska venymä on suoraan verrannollinen jännitykseen, tämä laskee myös pakosarjan lyhentyessä, ja aiheuttaa yhä hitaampaa virumista. Toisaalta lämpötilan laskiessa pakosarja tulee vetojännitykselle. Pakosarjan jännitysneutraali lämpötila muodostuu ajan myötä yhä lähemmäksi käyttölämpötilaa, kuin huoneenlämpöä, koska viruminen on nopeampaa korkeammassa lämpötilassa. Neutraalin lämpötilan kohotessa esiintyy kylmässä pakosarjassa yhä suurempaa vetoa.

Väsymistilannetta päädyttiin tarkastelemaan perinteisesti Wöhler-käyrän ja lujuusominaisuuksiltaan samankaltaisen pallografiittivaluraudan empiirisesti mitattujen vaihtolujuuden perusteella. Kun edeltävä virumisen tarkastelu tulkitaan väsymisen termein, voi-

daan asia esittää siten, että vaihtojännityksen amplitudi pysyy vakiona, koska lämpötilaero ei muutu. Keskijännitys sen sijaan vaihtuu ajan myötä puristuksesta vedoksi. Koska malli siitä, miten keskijännitys jakautuu ajan suhteen, on vaikea muodostaa, yksinkertaistetaan malli niin, että keskijännitys on 80 % jännityksen amplitudista vedon puolella. (Lähdeniemi & Mäkinen 2012. 21–33)

Pakosarjan kestävä syklimäärä voidaan muuntaa käyttöiksi, kun arvioidaan kuinka monta sykliä jonkun ajan sisällä tapahtuu. Arvioin moottorin ajettavan lämpimäksi tehokkaassa käytössä keskimäärin kerran päivässä myös viikonloppuisin. Pakosarjan käyttöikä olisi hyvä olla sama kuin koko maatalouslaitteen käyttöikä. Maatalouskoneiden käyttöiksi aktiivisessa käytössä määritettiin tässä tapauksessa noin 30 vuotta. Tämä on 10 680 jaksoa.

### **6.3 Lujuusominaisuuksien vaikutus suunnitteluun**

Lämpöjännityksien minimoimiseksi täytyy pakosarjan kiinnitys suunnitella siten, että se pääsee elämään jonkin verran sylinterikanteen nähden. Pakosarjan kuumentuessa ja jäähtyessä kiinnityslaippojen täytyy saada liukua kannen pinnassa paikallisesti jopa yli millimetrin matkan. Toisaalta myös kiinnittämättömään pakosarjaan tulee lämmitettäessä jännityksiä, kun esimerkiksi taivutetun putken ulkokehä laajenee pidemmän matkan, kuin sisäkehä. Jännityspiikit esiintyvät jyrkissä muodoissa, esimerkiksi kohdissa, joissa putket yhdistyvät toisiinsa tai putki yhdistyy laippaan. Pakosarjan ollessa ontto rakenne, eivät suuremmat pyöristykset pienennä lämpöjännityksiä, koska niiden lisääminen lisää seinämävahvuuden vaihtelua. Materiaalivahvuuden lisääminen ei myöskään ratkaise jännityspiikkejä. Materiaalivahvuuden vaihdellessa jännityshuiput siirtyvät vahvemmas- ta ja jäykemmästä kohdasta ohuempaan. Vahvan kohdan lisäjäykkyys lisää helposti jännityspiikin suuruutta.

Pakosarjan rakenne on hyvä sellaisessa muodossa, joka on taipuisa kiinnityslaippoja yhdistävän akselin suunnassa. Tätä ominaisuutta voidaan lisätä pidentämällä pakosarjaa liitospintaan nähden kohtisuoraan ulospäin ja pystysuoraan, ennen putkien yhdistämistä. Kuitenkin hyvin mutkikkaat kanavat lisäävät pakosarjan vääntelyä, joka aiheuttaa suurempia muodonmuutoksia. Suuremmat muodonmuutoksen taas lisäävät helposti jännitystä, jollei pidemmällä muodolla ole saatu rakennetta taipuisammaksi. Myös ahtimen



kiinnityksen ja moottorin ulkoisen värinän aiheuttama taivutusvärähtely saa suuremman vääntövarren jos ahdin asennetaan kauemmaksi pakosarjan kiinnityskohdista. Pakosarja vaatii myös enemmän tilaa, kun taas asiakkaat tahtoisivat kompaktimman rakenteen.

Optimaalisen rakenteen luominen onkin haastavaa, kun virtausominaisuuksienkin, jotka ovat pakosarjan suunnittelun lähtökohta, pitäisi pysyä riittävän hyvinä. Tästä syystä on kehitetty materiaaleja, jotka kestävät hyvin korkeita lämpötiloja. Niissä on pienennetty korkean lämpötilan vaikutusta myötö-, ja erityisesti murtorajaan lisäämällä valurautaan piitä ja molybdeeniä.

Myöskään lujuuden laskenta käsin ei onnistu näin mutkikkaalle geometrialle ja kuormitustapaukselle kunnolla. Jos tapaus yksinkertaistettaisiin esimerkiksi lämpökuormitetuksi sauvaksi, joka on jäykästi kiinnitetty lyhyiden palkkien välityksellä sylinterikanteen, olisi tilanne ylituettu, joka johtaisi monimutkaisiin laskuihin. Myöskään tällaisen mallin laskenta ei antaisi kovin käyttökelpoisia tuloksia pakosarjan kestämisen arviointiin, eikä siitä saataisi toivottua tietoa pakosarjan muotoiluun. Staattista lujuutta päätettiin tarkastella ainoastaan tietokoneavusteista numeerista elementtimenetelmää käyttäen. Fem-analyysit ovat melko vaivattomia muodostaa suoraan cad-mallista hyvällä ohjelmistolla ja niiden perusteella saadaan tarkkoja ja monipuolisia tuloksi, mikäli analysoitava kuormitustilanne ja materiaali on määritetty riittävällä tarkkuudella.

## 7 PAKOSARJAN MALLINNUS

### 7.1 Kanavien muotoilu

Työn tekemisen työläin osuus oli cad-mallien rakentaminen. Kanavien poikkipinta oli pidettävä mahdollisimman muuttumattomina kohtalaisen jyrkistä mutkista huolimatta. Cad-ohjelmistossa oli käytettävissä useita eri työkaluja, joilla voitiin luoda kanavan pintoja erimuotoisilla poikkipinnoilla. Geometria oli luontevin aloittaa reunaehtojen määrityksellä. Koordinaatisto määritettiin pisteeseen, joka ei muutu suunnittelun aikana. Tällainen piste löytyi sylinterikannen keskeltä kiinnitystasosta. Määrittämällä koordinaatisto näin voidaan tulevaisuudessa pakosarja paikoittaa sylinterikanteen helposti määrittämällä koordinaatistot yhteneviksi. Seuraava askel oli määrittää reunaehdot tasoin akselein ja pistein. Tasoilla määriteltiin pakosarjan kiinnityspinta, pakokanavien liitoskohdat ja suunniteltu ahtimen kiinnityslaipan sijainti. Pakosarjan virtauskanavien alku ja loppupisteet merkittiin geometrisin pistein, jotta niiden välille voitiin piirtää käyriä.

Pyyhkäisy ratojen määrittämisen jälkeen luotiin pakosarjan sisäpinnat. Kaikki käyttökel-  
poiset työkalut olivat pyyhkäisy- tai sulauttamistyökaluja. Piirrettäessä tuli ensin määri-  
tellä pyyhkäisy rata pakokanavasta haluttuun päätepisteeseen. Rata määritettiin käyrillä,  
jotka piti kiinnittää ennalta sijoitettuihin pisteisiin. Käyriä pystyi piirtämään vakiosäteil-  
lä ja suorilla tai jatkuvan kaarevuuden omaavilla spline-viivoilla. Käytin spline viivoja  
paljon sulavan pyyhkäisy radan aikaan saamiseksi. Spline viivojen ratoja oli myös ha-  
vainnollista ohjata, koska ne määriteltiin kulkemaan yksinkertaisesti pisteiden kautta.  
Pisteissä voitiin myös määritellä käyrälle side-ehtoja, kuten asettaa se normaaliksi tai  
tangentiksi tasolle

Pyyhkäisten tehtävien kanavien poikkileikkaus vääristyy helposti, jos mutka on liian  
jyrkkä poikkileikkauksen kokoon nähden. Toiset työkalut olivat nopeampia käyttää, kun  
taas toisilla sai tehtyä jyrkempiä mutkia ilman seinämän kurttaantumista. Jyrkemmät  
muodot pystyttiin luomaan määrittämällä ohjausratoja poikkipintoja jakavien saman-  
kohtaisten pisteiden välille. Hyvin varhain huomattiin ympyrän muotoisen poikkipinta-  
alan olevan helpoin hallita. Myöhemmin kuitenkin paljastui, että ympyrän muotoisien  
kanavien yhdistyskohtaan piirrettävä pyöritys tuli hyvin jyrkäksi ja piikkimäiseksi tie-  
tyssä kohdassa. Virtaavuuden kannalta tällä ei ollut merkitystä, mutta lujuusanalyysit  
paljastivat näissä pyörityksessä esiintyvä suuria jännityspiikkejä, koska taivutusta jäy-

kistävä osa oli hyvin ohut. Toimivin tapa ratkaista nämä hankaluudet, oli litistää poikkeikkausta elliptiseksi, jolloin pyöristyksestä tuli sulavampi. Pyöristykset ovat välttämättömiä muotoja valetussa kappaleessa.

Sisäpinta laajennettiin ulkopinnaksi käyttämällä offset-työkalua, jolloin saavutettiin tasainen seinämävahvuus materiaalille, joka on raudan valamisen ja lujuusominaisuuksien kannalta tärkeää. Ulkopinta ja sisäpinta suljettiin tekemällä päätyihin pinnat, minkä jälkeen suljetusta ulkopintamallista tehtiin solidi. Seuraavaksi päästiin mallintamaan pakosarjan kiinnityslaipat ja mahdolliset muut valmistusta ja lujuutta parantavat lisäpiirteet. Pakosarjan ulkokuoren valmistuttua siitä leikattiin virtaustilavuus pois, jolloin jäljelle jäi putkimainen rakenne lisäpiirteineen. Tässä vaiheessa oltiin mallinnettu kappale valamittoihin. Kappaleesta poistettiin vielä koneistettava materiaali, kuten ruuvien reiät ja liitospinnan tasaus.

Malli pyrittiin tekemään mahdollisimman joustavaksi, ja piirteet sitomaan pakosarjan reitittämiseen liittyviin piirteisiin, jolloin sitä olisi helppo muuttaa. Pyyhkäisyrajojen muuttamiseen liittyy aina kuitenkin mutkien muuttuminen, joka saattoi aiheuttaa epäpuhtaita pintoja, jotka eivät enää olleet käyttökelpoisia esimerkiksi offset-työkalussa. Mallin valmistuttua sen lujuus analysoitiin elementtimenetelmällä, jonka pohjalta sitä muutettiin. Analyysi ja muutos toistettiin useita kertoja, jolloin saatiin pakosarjasta poistettua monia jännityspiikkejä.

## 7.2 Laippojen muotoilu

Kiinnityslaippojen suunnittelussa suurin paino oli sillä, että pakosarja voidaan kiinnittää sylinterikanteen helposti käyttämättä erikoistyökaluja. Laipan asemointi, muoto ja paksuus olivat myös hyvin tärkeitä tekijöitä, ettei pakosarjaan muodostunut teräviä muotoja laipan juureen. Tällaisien muotojen syntyessä lujuuslaskenta osoitti selvästi jännityspiikin kohdan, jolloin saatiin selvä tieto muutoksen tarpeellisuudesta.

Kiinnityslaipan täytyy muodostaa myös kaasutiiviin liitoksen sylinterikannen kanssa. Liitoksen suunnittelussa käytettiin lujuuslaskennan tuloksia, joita esitellään myöhemmin. Monen uuden ja monimutkaisinkin laipanmuodon kokeilun jälkeen päädyttiinkin siihen, että kahdella kiinnitysvaarnalla kiinnitettävä pakosarja jää aina epätiiviksi jol-

tain sivulta kuuman, laajentuneen pakosarjan aiheuttaman väännön takia. 3-vaarnainen kiinnitys taas vaikeutti liian paljon pakosarjan kanavien reititystä. Päädyttiinkin käyttämään perinteisempää laipan muotoa tiivisteiden kanssa, joka täyttää pienen raon pakosarjan vääntelehtiessä. Muita laipan muotoiluun vaikuttavia tekijöitä oli ahtimen aiheuttaman vääntävän värinän vastaanottaminen.

Ahtimen turbiinipesän sisääntulokanavan muoto pidettiin nykyisellään. Kiinnityslaipan kokoa sen sijaan kasvatettiin, jotta ahtimen kiinnitys olisi nykyistä helpompaa. Riittävän tilan luonti kiinnitysvaarnojen ympärillä takaa sen, ettei kiinnittämiseen tarvitse käyttää useita erilaisia työkaluja. Ihanteellista olisi, jos kaikki mutterit voitaisiin kiristää automaattisella momenttivääntimellä ilman esteitä.

### **7.3 Valettavuus**

Pakosarja valmistetaan hiekkavaluna. Valettavuuden kannalta olennaista on ottaa huomioon muottien ja keurnojen valmistettavuus. Muotin purettavuutta valun ympäriltä ei sinänsä tarvitse miettiä, koska hiekkamuotti rikotaan, jolloin valukappale voidaan poistaa estotta. Kuitenkin, jos muotti pystytään purkamaan hajottamatta, tulee siitä helposti sellainen, että se on yksinkertainen valmistaa. Muottien määrä on myös syytä minimoida valun yksinkertaistamiseksi.

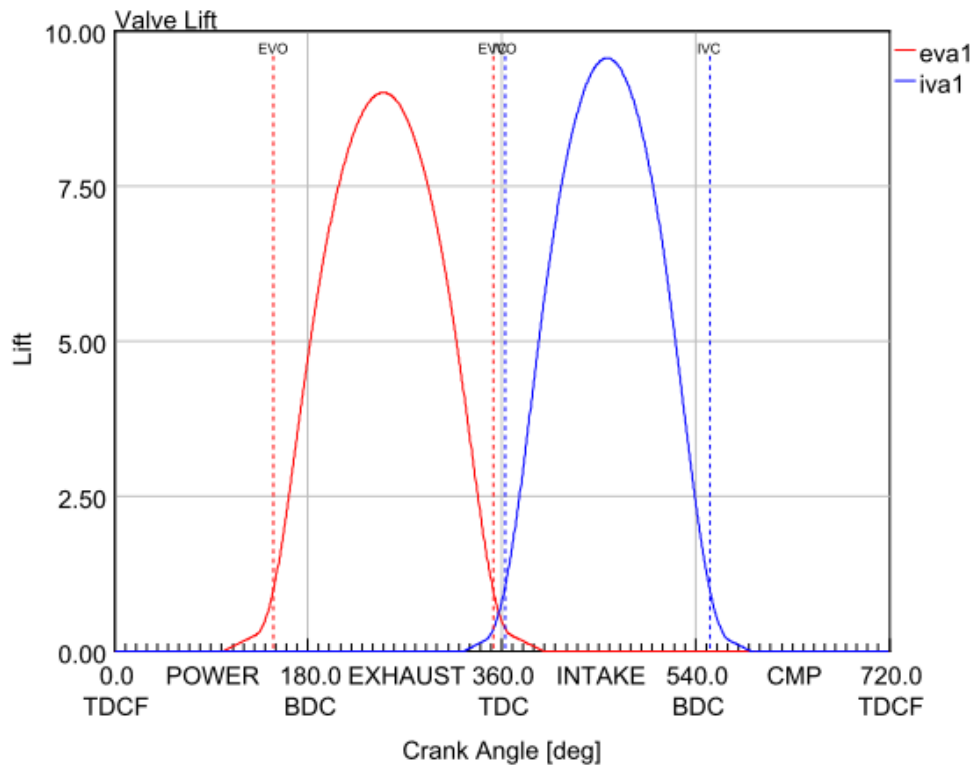
Pakosarjan tapauksessa virtaavuus ja lujuus ovat niin kriittisiä piirteitä, että pakosarjan valettavuus on monelta osin toisarvoista. Laippojen osalta valaminen voidaan kuitenkin ottaa vahvasti huomioon, koska laippojen alueella esiintyy lähinnä ruuvivoimien aiheuttamaa jännitystä, jota on huomattavasti lämpöjännityksiä helpompi hallita.

## 8 OPTIMAALISEN VIRTAUSTILANTEEN LUONTI

Muuttuva syöttöpaine luo monimutkaisuutta pakosarjan virtauslaskelmille. Tämä on monimutkaisen kanavan muodon ohella siihen, että tehtävässä tarvitaan numeerista tietokoneavusteista laskentamallia. Käsien laskemalla voidaan yksiulotteisella mallilla selvittää paineen ja tiheyden eteneminen ajan funktiona jos pidetään paikallisen äänennopeuden laskemisen perustana pakosarjan keskimääräisiä olosuhteita. Yksiulotteinen malli ei anna tässäkään aivan tarkkoja tuloksia lyhyen ja mutkikkaan pakosarjan tapauksessa. Kuitenkin keskimääräinen äänennopeus on käyttökelpoinen suure, kun lasketaan paineaallon etenemistä yhden pakotahdin aikana, mistä selviää joitain virtauksen luonteen piirteitä ja voidaan selvittää minkä pituisia kanavia olisi hyödyllistä suunnitella. Aiemmin esitetystä virtauksen matemaattisesta tarkastelusta opittiin virtauksen luonnetta, jota voidaan käyttää hyväksi pakosarjan kanavien hahmottelussa. (Winterbone & Pearson 1999. 34)

### 8.1 Painepulssin etenemisen laskeminen

Painepulssien etenemistä putkiston läpi tutkittiin määrittämällä pulssin eteneminen erään pakosarjamallin kanavien välillä. Painepulssi heijastuu osittain takaisin erilaisista poikkipinta-alojen muutoskohdista. Muutoskohdan muoto ja muuttumisen määrä heijastaa pulssin takaisin tulosuuntaansa itseisarvoltaan erisuuruisena yli tai alipaineena. Kun poikkipinta-ala laajenee, heijastuu pulssi alipaineena, ja poikkipinta-alan pieneneminen tai jokin este kanavassa heijastaa ylipaineen. Ahdin on pakosarjan suurin virtausta haittaava tekijä, joten sen heijastama pulssi laskettiin ensimmäisenä.



KUVIO 2: Imu ja pakoventtiilien aukeaminen millimetreissä kampikulman funktiona. Pakoventtiili on esitetty punaisella ja imuventtiili sinisellä. (Marko Vallinmäki, Kehitys-insinööri, AGCO Power. 2014)

Kuviosta 2 havaitaan, että kyseisessä moottorissa eivät venttiilit aukea käytännössä katsoen päällekkäin. Katkoviivat osoittavat venttiilien ajoituksen, kun paraabelit ovat manipuloitu simulaatiota varten käyttökelpoiseen muotoon. Se helpottaa pakosarjan suunnittelua, koska pakopulssi ei voi karata imupuolelle asti heijastuessaan takaisin pakosarjan epäjatkuvuuskohdista. Haluttiin selvittää voitaisiinko pakoventtiiliin läheisyyteen saada aikaiseksi alipaine, juuri ennen venttiilin sulkeutumista, jotta sylinteri saataisiin puhdistumaan pakokaasusta mahdollisimman tehokkaasti. Sitä varten täytyi laskea pakosarjan sisällä keskimääräinen äänennopeus aiemmin esitetyn kaavan mukaan. Pulssin haittaaminen sytytysjärjestyksessä edellisen pakopulssin lopun virtausta voitiin jättää huomiotta, koska käyttämällä twin scroll -ahdinta eivät sytytysjärjestyksessä peräkkäiset pulssit vaikuta toisiinsa oleellisesti. Viereisillä sylintereillä ei pakoventtiili ole yhtä aikaa auki, jolloin näiden pulssienkaan päällekkäisyyttä ei tarvitse laskea.

TAULUKKO 1: Äänennopeuden laskeminen pakosarjassa, kun pakokaasun lämpötila on 578 °C. Lämpötila saatiin simuloidusta moottorimallista, jonka tulokset on esitetty liitteessä 1. Pakokaasun koostumus saatiin teoksesta Motor Vehicle Exhaust Emissions [http://www.volkspage.net/technik/ssp/ssp/SSP\\_230.pdf](http://www.volkspage.net/technik/ssp/ssp/SSP_230.pdf). Moolinen kaasuvakio ja adiabaattinen kaasuvakio saatiin Tekniikan kaavastosta.

$\gamma$	1,37		
R	8,31	J/mol K	
T	851	K	
Pakokaasun koostumus	sisältö (%)	M (kg/mol)	M (kg/mol)
N <sub>2</sub>	67	28	0,01876
CO <sub>2</sub>	12	48	0,00528
H <sub>2</sub> O	11	18	0,00198
O <sub>2</sub>	10	32	0,0028
			0,02882
V	571	m/s	

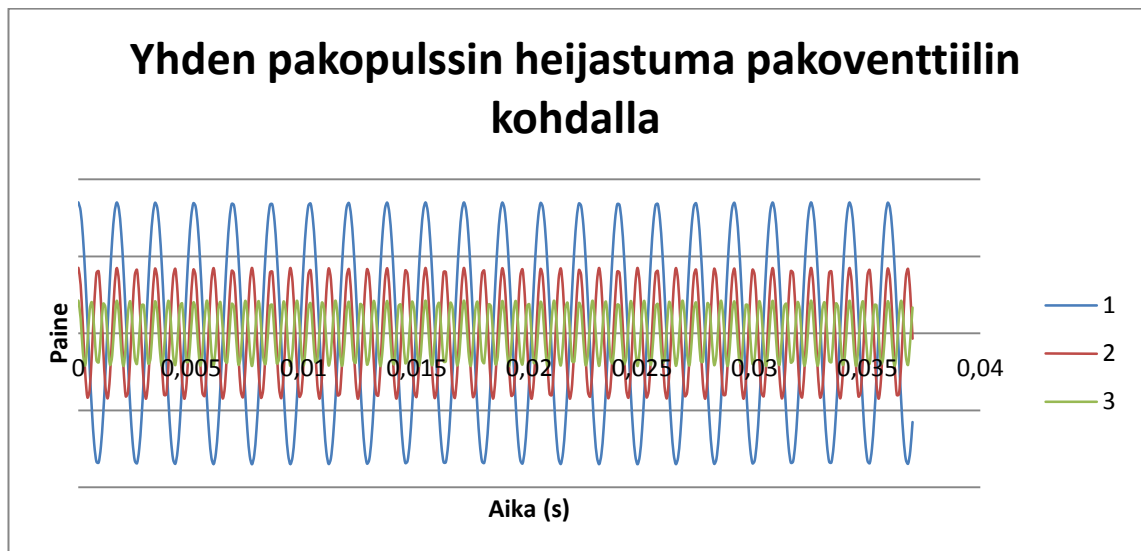
Virtausnopeuteen liittyvät suureet saatiin moottorin simulaatiosta, jonka relevantit osat on esitelty liitteessä 1. Pakosarjassa äänennopeus saavuttaa parhaimmillaan noin 571 m/s nopeuden (taulukko 1). Aluksi virtausnopeus on hyvin suuri kun pakoventtiilin aukaisuhetkellä eri painetasot sisältävät tilavuudet yhdistyvät. Virtauksen suurin liikenopeus muuttuu pakosarjassa hyvin nopeasti paineeksi ja lämmöksi, ja nopeus laskee murto-osaan äänennopeudesta. Todellinen painepulssin etenemisnopeus on virtausnopeuden ja paikallisen äänennopeuden summa. Toisin sanoen pulssi etenee alavirtaan nopeammin kuin ylävirtaan, koska ylävirtaan virtausnopeus on negatiivinen. Tosin analysoitaessa pulssin heijastumista toiseen sylinteriin, voidaan kaasun nopeus jättää huomioimatta, mikäli ensiö-putket ovat yhtä pitkiä. Vastavirtaan etenevän pulssin nopeus vähenee saman verran mitä myötävirtaan etenevän kasvaa kaasuvirran vaikutuksesta. Tarkastelun perustana oleva pakosarja, joka on esitelty liitteessä 2 (hahmotelma 1), on symmetrinen jolloin voitiin tarkastelu suorittaa vain toiselle puolelle.

TAULUKKO 2: Pakosarjan kanavien kokonaispituudet ja painepulssin etenemisaika näistä ahtimelle ja takaisin

Sylinterin numero	1	2	3
Kanavan pituus (m)	0,596	0,484	0,408
Kanavan pituus edestakaisin (m)	1,192	0,968	0,816
Painepulssin heijastumisaika (s)	0,00209	0,001694	0,00143

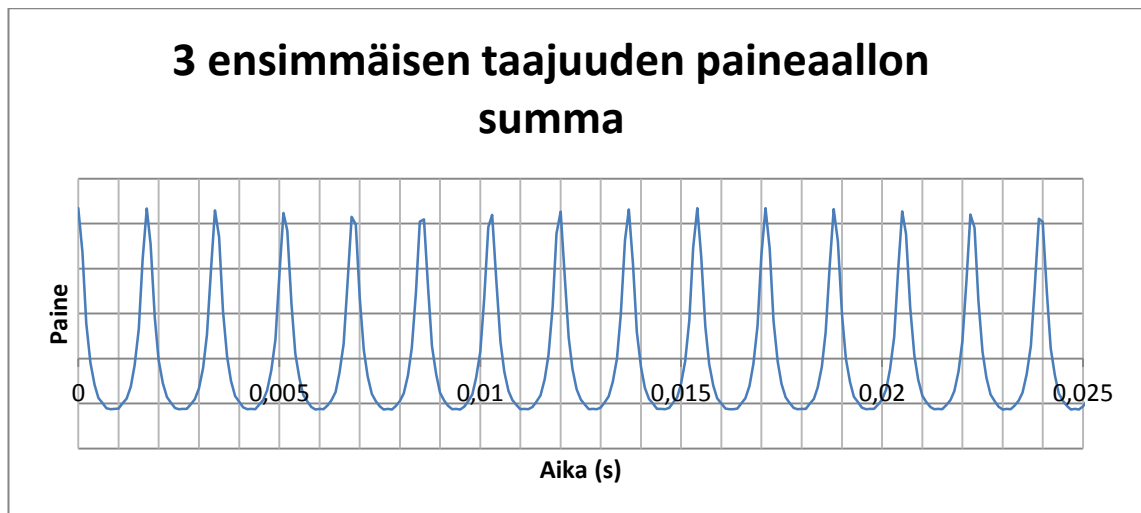
TAULUKKO 3: Tarkastelu kyseisen 6-sylinterisen rivimoottorin tahtien ajanjaksoja, kun kierrosluku on 1800 kierrosta minuutissa.

Pulssien ajoitus		
Moottorin kierrosnopeus	1800	RPM
Kierrosaika	0,03333	s
Jaksonaika	0,06667	s
Pakoventtiili on auki	240	°
Aika, jossa pakokaasu poistuu	0,022222	s
Vier. Pakotahtien päällekkäis.	0	°
Venttiilien päällekkäisyys	0	s
Aika/1°	0,000093	s
Koko pakosarjan pakotaht. Pää.	120	°
Päällekkäisyyden kesto	0,01111	s



KUVIO 3: Paineaallon heijastumasta johtuvan kolmen ensimmäisen ominaisvärähtelytaajuuden kuvaajat ajan funktiona. Heijastumapisteenä on ahtimen sisääntulo ja tarkastelupisteenä pakoventtiilin läheisyys. Kuvaajan tarkoituksena on ainoastaan tarkastella värähtelyn aikasidonnaisuutta. Värähtelyn amplitudit eivät ole todelliset.





KUVIO 4: Kolmen ensimmäisen paineaaltovärähtelytaajuuden summa kuvion 3 taajuuksien perusteella.

Kuviota 4 vertaamalla taulukkoon 3 (joka perustuu liitteen 1 pohjalta tehtyihin laskuihin) voidaan nähdä paineen heijastuvan edestakaisin 13 kertaa. Todellisuudessa värähtelyn amplitudi pienenee ajan kuluessa. Varsinkin paineaallon heijastuessa suurin osa aallosta jää heijastumatta. Kuvaajassa on käytetty taulukossa 2 esitettyjen heijastumisajan keskiarvoa. Todennäköisesti painepulssista häviää niin suuri määrä energiaa näin monen heijastumisen jälkeen, että se ei ole enää tarpeeksi voimakas aiheuttamaan oleellista alipainetta sylinteritilan puhdistamiseen. Alipainealueen leveys on noin 0,001 sekuntia ja osuu juuri sopivasti 1800 r/min vastaavalle pakovoventtiilin sulkeutumishetkelle. Otetaan käyttöön  $\Delta t_{pako}$  joka on 0,0005s Tarkastellaan kierrosnopeuden muuttumista. Pakovoventtiilin aukioloajan voi laskea kierrosluvun ja tämän aukioloajan perusteella:

$$t_{pako} = \frac{120s}{r/min} \cdot \frac{eva}{720^\circ}, \quad (16)$$

$$t_{pako} \pm \Delta t_{pako} = \frac{120s}{r/min \pm \Delta r/min} \cdot \frac{eva}{720^\circ}, \quad (17)$$

$$\pm \frac{\Delta r}{min} = \frac{120s}{t_{pako} \pm \Delta t_{pako}} \cdot \frac{eva}{720^\circ} - r/min, \quad (18)$$

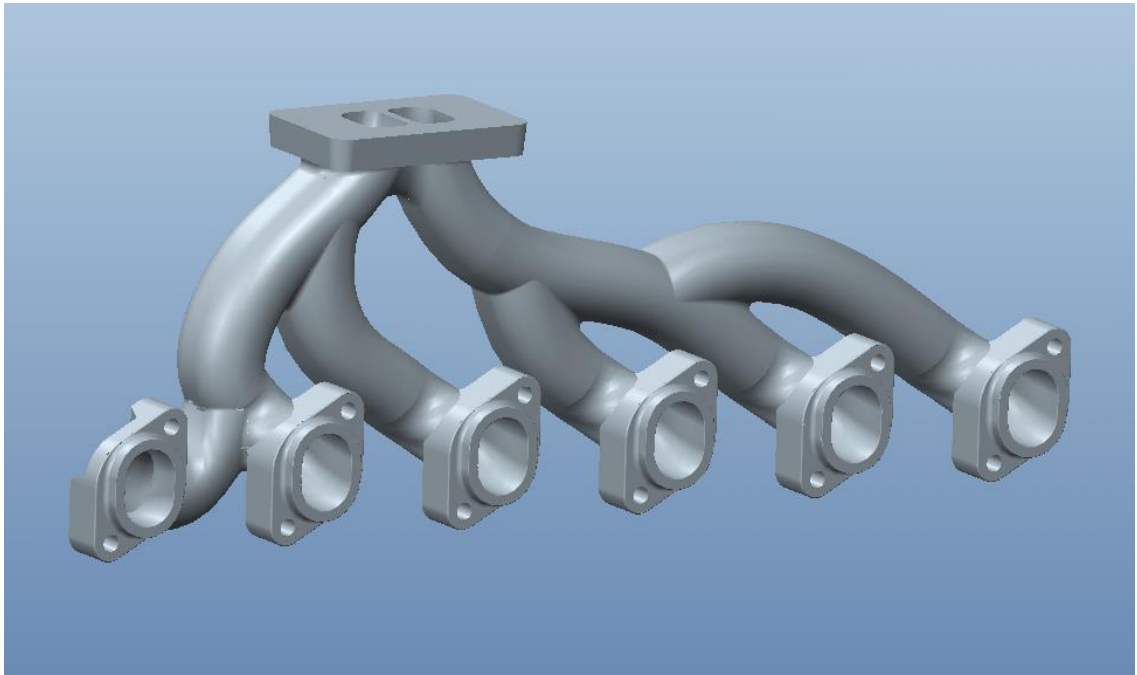
jossa  $eva$  on pakovoventtiilin aukiolokulma. Sijoittamalla alipainealueen leveyden ja pakovoventtiilin aukiolo kulman yhtälöön 7, voimme sanoa kierroslukuvälin, jolla alipaine syntyy oikeaan aikaan pakovoventtiilille, olevan 1760...1841. 81 r/min kierrosalue, jolla alipaine esiintyy venttiilin läheisyydessä, on niin kapea, että siitä on hyvin vaikea saada

todellista hyötyä. Pakosarja, johon nämä laskut perustuivat, oli hahmotelma 1, joka on esitelty liitteessä 1. Se oli kanavien pituuksiltaan pisin mallinnetuista pakosarjoista. Voimme siis jättää muut pakosarjat tarkastelematta, koska niiden optimoitava kierros-alue tulisi olemaan vielä kapeampi. Pakosarjan lyhyt muoto ja moottorin verrattain alhainen pyörimisnopeus estää pulssien ajoittamisen siten, että saataisiin sylinterille alipaine kaasun paineallolla.

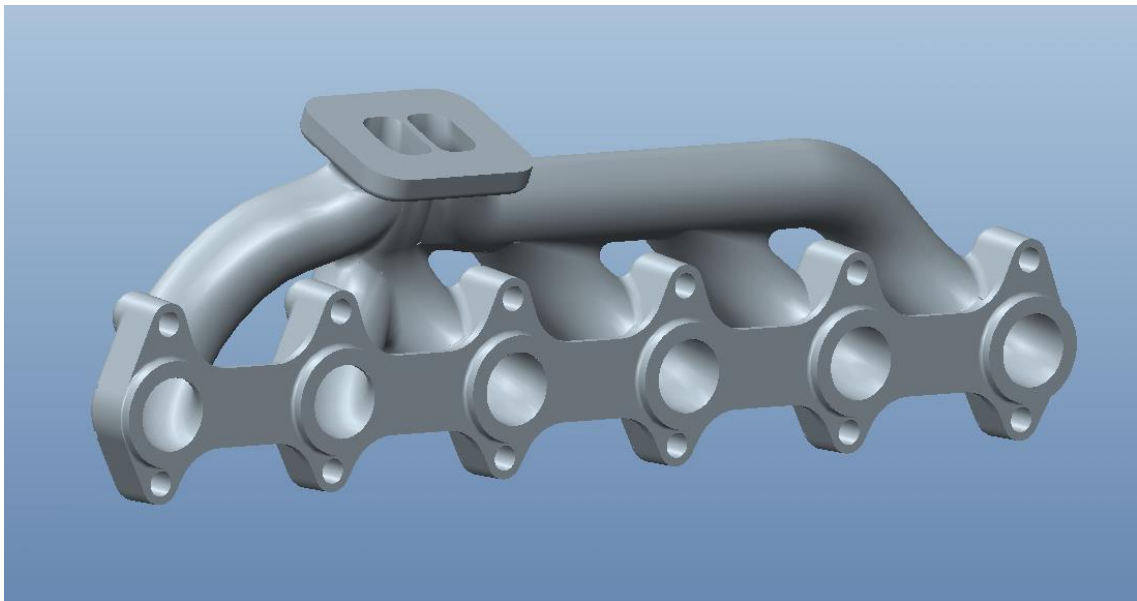
Pulssien ajoituksen sijaan mielenkiinto kohdistuu kaasun epätasaiseen virtaamiseen putkiston läpi. Ideaalissa tapauksessa kaikilta sylintereiltä tulevat pulssit osuisivat ahtimen kompressorin siipiin tasaisella vaihe-erolla ja muuttamalla sopivan määrä alkunopeutta paineeksi ilman energiahäviötä. Suuntaa antavien virtauslaskujeni tulokset antoivat tehtävääni lähinnä sen tiedon, että kiinnostavien ilmiöiden klassinen yksiulotteinen mallintaminen käyttökelpoisella tarkkuudella oli mahdotonta. Diskreetit virtauslaskelmat eivät sovellu tilanteisiin, joissa kaasun paine, nopeus ja lämpötila vaihtelevat radikaalisti putkiston matkalla ja pakokaasua syöttävä paine vaihtelee. Suuntaa antavia arvoja yksityiskohtiin, kuten putkien liitoskulmaan voidaan kuitenkin ottaa virtausopin kaavojen häviökertoimista. (VDI Heat Atlas 1993. Lc5–Lc7) Päätelmiä liittymiskulmien vaikutuksesta virtaukseen voidaan myös tehdä tarkastelemalla 3d-mallia ja siinä erityisesti äkkinäisiä poikkipinta-alan muutoksia ja kaasuvirran pakotettuja käännöskohtia. Arvaukset voidaan arvostella perusteellisesti cfd-analyysin perusteella, mikä olikin suunnittelutyön kulmakivi. Hieman kattavampi käsinlasku virtauksesta olisi voitu suorittaa käyttämällä kokeellisesti muodostettuja laskentamenetelmiä. Nähtiin kuitenkin järkeväksi olla kuluttamatta sen enempää aikaa virtauksen käsin laskuun, ja keskittyä hyvien 3d-malleiden luomiseen cfd-analyysejä varten, joista saadaan selville paljon enemmän.

## 8.2 Virtausanalyysit ja niiden vaikutus suunnitteluun

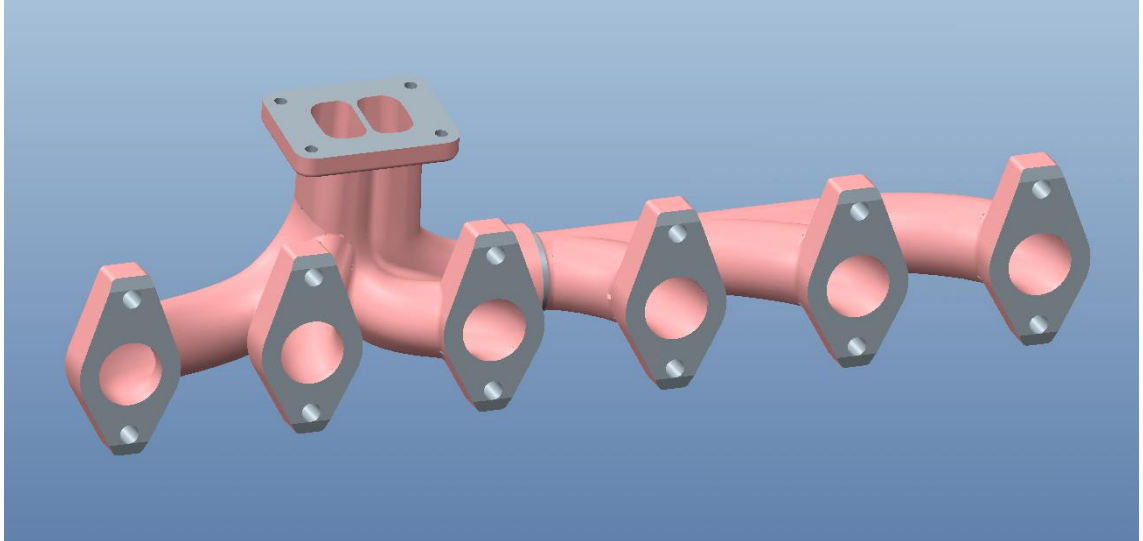
Virtausanalyysit tehtiin neljästä pakosarjamallista. Nämä neljä valittiin tilan tarpeen ja silmämääräisesti tarkasteltuna putkiston sulavuuden perusteella. Mahdollisuutta ei ollut kaikkien mallien laskemiseen, eikä se olisi ollut ajan käytön kannalta järkevääkään. Seuraavaksi on esiteltyinä virtauslaskelmiin päätyneet mallit.



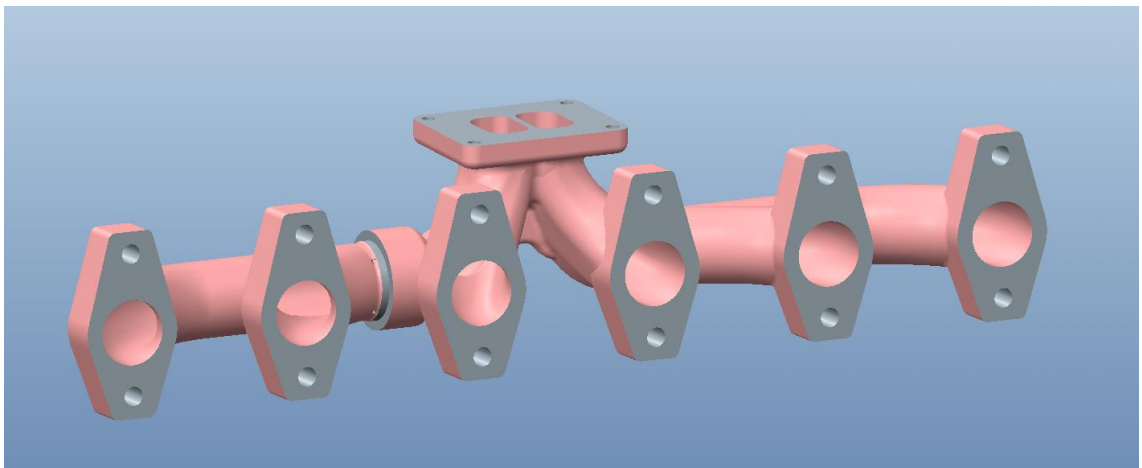
KUVA 7: Pakosarjamalli 1



KUVA 8: Pakosarjamalli 2



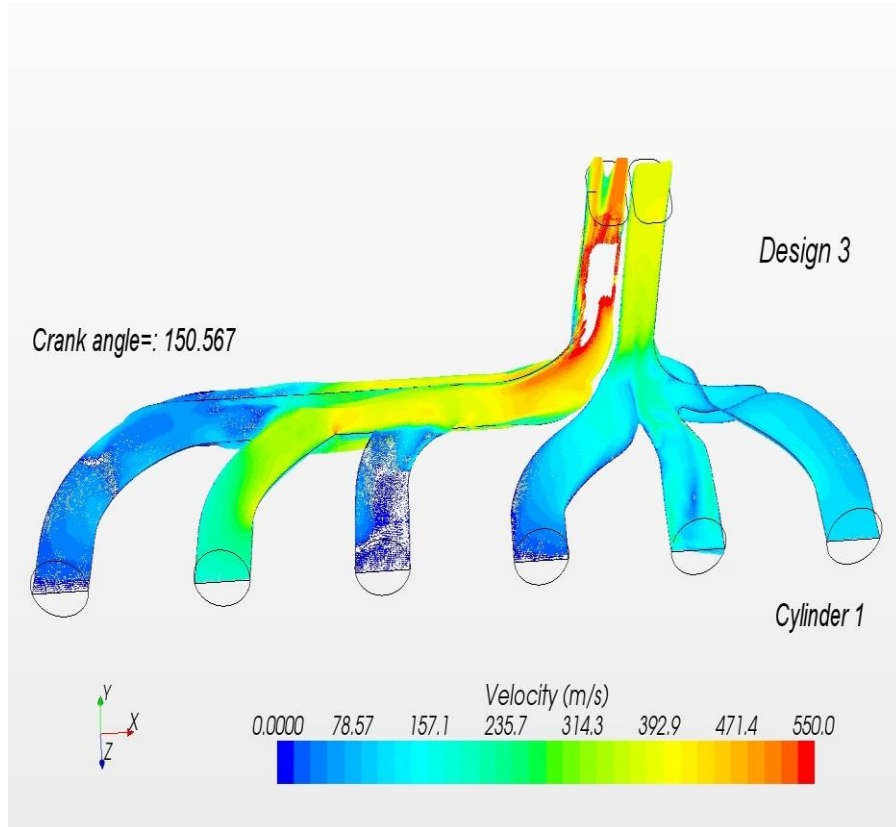
KUVA 9: Pakosarjamalli 3



KUVA 10: Pakosarjamalli 4

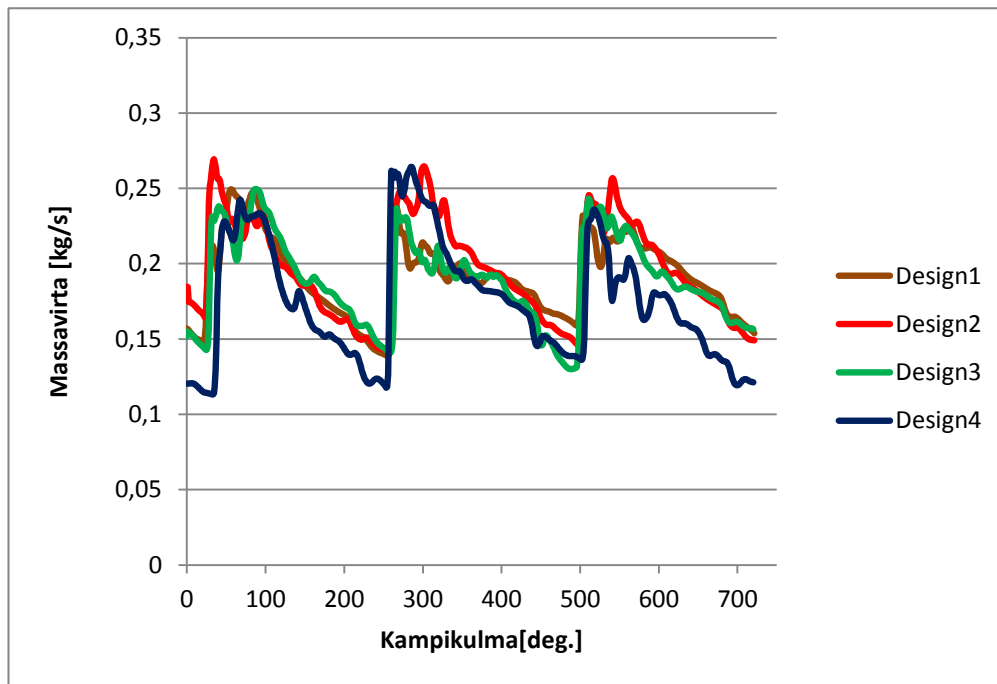
Numeerista virtauslaskentaa eli cfd-laskentaa (computational fluid dynamics) käytetään fluidien, eli kaasun ja nesteen virtauksen analysointiin. Siinä lasketaan fluidin käyttäytymistä äärellisen eron tai äärellisen tilavuuden mallia käyttäen. cfd- laskennan teoriaa ei laajemmin esitellä tässä opinnäytetyössä. Analyysissa käytettiin mallia, jossa pakosarjan sylinterin päässä oli sylinterin tavoin käyttäytyvä painetila. Ahtimen päässä oli ahdinta kuvaava vastapaine. Analyysissa laskettiin pakosarjan läpi virtaava kaasumäärä sekä kaasun liikemäärä. Mallinnettavana geometriana oli pakosarjan sisätilavuus, joka oli määritelty kopioimalla pakosarjan sisäpinnat cad-ohjelmassa. Virtaustilavuuden malli laskettiin kahdessa eri osassa, koska pakosarja on jaettu kahteen eri osaan, jossa sylinterit 1...3 virtaavat ahtimen toiseen kammioon, kun 4...6 virtaavat toiseen. Sylinte-

ristä tulevat painepulssit oli määritetty samaan järjestykseen kuin oikeassa moottorissa (sytytysjärjestys 1-5-3-6-2-4), jolloin pulssien sekoittuminen saadaan mitattua. Pussit eivät kuitenkaan etene pakosarjassa juurikaan päällekkäin, twin-entry -muodon ansiosta. (Gretar Tryggvason 2010. Kurssimateriaali. <http://www3.nd.edu/~gtryggva/CFD-Course/2011-Lecture-1.pdf>)

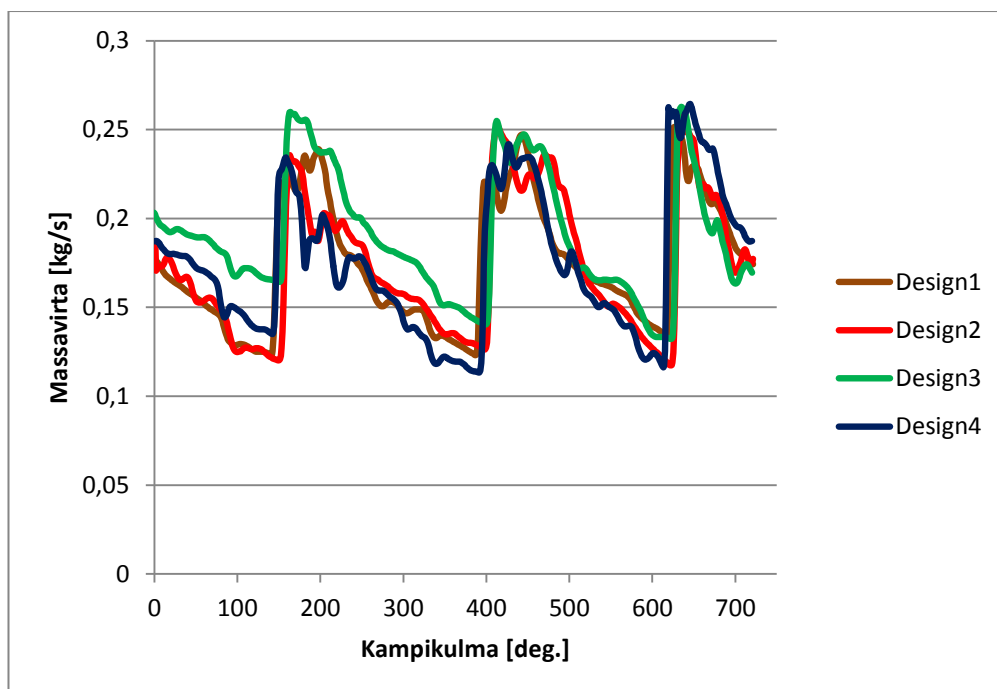


KUVA 11: Cfd-laskelmien tuloksista voidaan tulostaa erilaisia suureita kuvaava 2-ulotteinen kuvaaja. Tässä esitellään pakosarjamallin 3 liikemäärää tietyllä kampikulmalla. Lähde: Tutkimusinsinööri Pertti Taskinen, AGCO Power

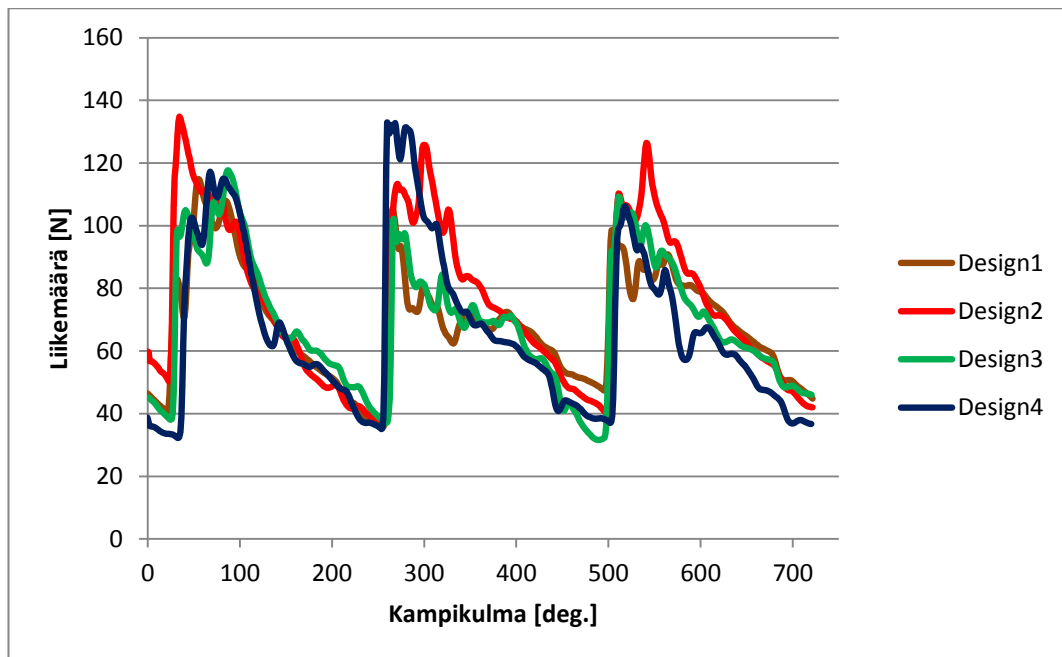
Kuva 11 esittää pakokaasun nopeusvektorin värikarttana pakosarjassa. Kuva ei ole 3-ulotteinen, vaan se on kasattu kahdesta 2-ulotteisesta leikkauksesta. Kuvasta näkyy, että kyseisellä ajanhetkellä suurin osa kaasun liikkeestä tapahtuu viidennen sylinterin ja ah-timen kollektorin välissä. Kollektorin toisessa kanavassa näkyy vielä edellisen pakokaasupulssin ”häntä”. Tuloksista koottiin myös videoita, jotka havainnollistivat kuvia paremmin kaasun käyttäytymistä. Niiden perusteella voitiin tehdä virtauskanavien muotoihin muutoksia.



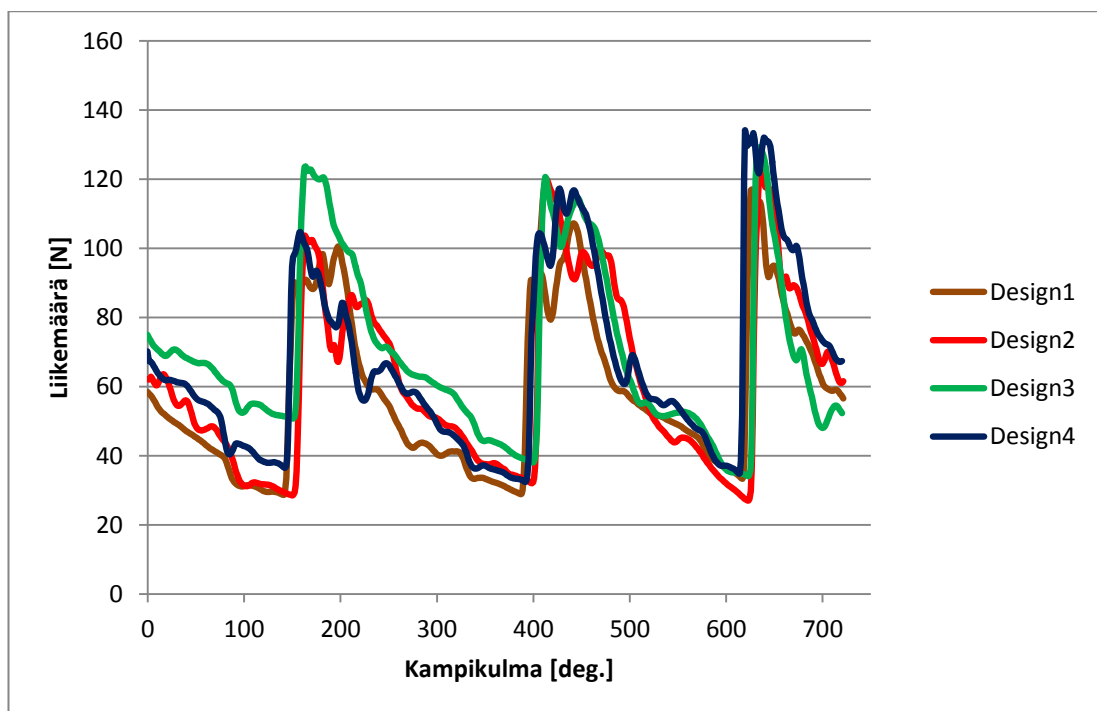
KUVIO 5: Massavirta kollektoriin ensimmäisen kolmen sylinterin kanavasta. Lähde: Tutkimusinsinööri Pertti Taskinen, AGCO Power



KUVIO 6: Massavirta kollektorin viimeisen kolmen sylinterin kanavasta. Lähde: Tutkimusinsinööri Pertti Taskinen, AGCO Power



KUVIO 7: Pakokaasun liikemäärä kollektorin ensimmäisen kolmen sylinterin kanavassa. Lähde: Tutkimusinsinööri Pertti Taskinen, AGCO Power



KUVIO 8: Pakokaasun liikemäärä kollektorin viimeisen kolmen sylinterin kanavassa. Lähde: Tutkimusinsinööri Pertti Taskinen, AGCO Power

Kuvioita 5,6,7 ja 8 käytettiin pakosarjan ja sen eri kanavien arviointiin videoiden ohella. Kuvioita tulkitessa täytyy pitää mielessä moottori sytytysjärjestyksen: 1-5-3-6-2-4. Todetaan siis pakosarjan etupään kuvaajien huippujen olevan pakokaasupulsseja sylinteristä järjestyksessä 1-3-2 ja takapään 5-6-4. Kuvioista nähdään pakosarjamallin 3 kaasuvirtauksen piikin olevan keskimäärin muita korkeammalla viimeisen kolmen kanavan

osalta. Viides sylinteri virtaa tässä mallissa selvästi muita malleja paremmin. Mallin 2 liikemäärien huiput näyttävät olevan koko pakosarjan alueella hyvin kilpailukykyiset. Varsinkin mallin 2 etuosa näyttää lupaavalta. Tällaisia havainnot vaikuttivat pakosarjamallien muutoksiin, joista osa laskettiin päivityksen jälkeen uudestaan.

Kerrottakoon pakosarjasta 3 kehityksestä sen verran, että pakosarjassa oli alun perin ongelmallinen kohta sylinterin 2 kohdalla. Sylinteriltä 2 tuleva kaasu ei ohjautunut liityessään ensimmäiseltä sylinteriltä tulevaan putkeen kunnolla ahtimelle päin. Tästä aiheutui sylinteriltä 2 tulevan kaasun liikemäärän olevan hyvin vähäinen, mikä oli nähtävissä kuvioita 5 ja 7 vastaavissa aiemmissä tuloksissa. Putken reititystä ja poikkileikkausta muutettiin hieman, jolloin saatiin kuvioiden 5 ja 7 mukaiset tulokset.



## 9 VIRTAUSLASKENNAN POHJALTA TEHDYT ARVIOT

Analyysistä saadusta numerodatasta muodostettiin integroimalla koko moottorin yhden työtahdin aikana tapahtuneen virtauksen arvot. Numeerisessa integroinnissa käytettiin puolisuunnikkasääntöä. Analyysin datan resoluutio oli noin 670 arvoa työtahtia kohti, joten puolisuunnikkasäännön arvioitiin antavan riittävän tarkka vastaus. Näiden arvojen tarkoituksena oli laittaa pakosarjat paremmuusjärjestykseen.

TAULUKKO 4: Tulodatasta integroitu pakokaasun massavirta

	Virrannut massa / 720° (kg/720°)			
	etuosa	takaosa	yhteensä	vertausluku
malli 1	0,0128	0,0116	0,0244	0 %
malli 2	0,0132	0,0117	0,0249	2,0 %
malli 3	0,0126	0,0126	0,0252	3,3 %
malli 4	0,0117	0,0116	0,0233	-4,4 %

TAULUKKO 5: Tulodatasta integroitu pakokaasun kokonaisliikemäärä

	Liikemäärä/720° (kg m/s /720°)			
	etuosa	takaosa	yhteensä	vertausluku
malli 1	4,59	3,90	8,50	0 %
malli 2	5,04	4,18	9,23	9 %
malli 3	4,59	4,60	9,19	8 %
malli 4	4,46	4,44	8,91	5 %

Taulukoista 4 ja 5 nähdään mallin 1 olevan heikko kuljettamaan kaasumassaa lävitseen ja selkeästi muita heikompi säilyttämään sen kineettisen energian. Malli 4 omaa sen verran vastapainetta, että se ei ole niin hengittävä, kuin muut pakosarjat. Lyhyen muotonsa ansiosta se kuitenkin säilyttää ahdistavaan virtaavuuteensa nähden varsin hyvin kaasun liikemäärän. Mallit 2 ja 3 ovat hyvin samanveroiset. Toinen päästää kaasun virtaamaan lävitseen hiukan pienemmillä vastapaineilla, kun taas toinen säilyttää hiukan paremmin liikemäärän.

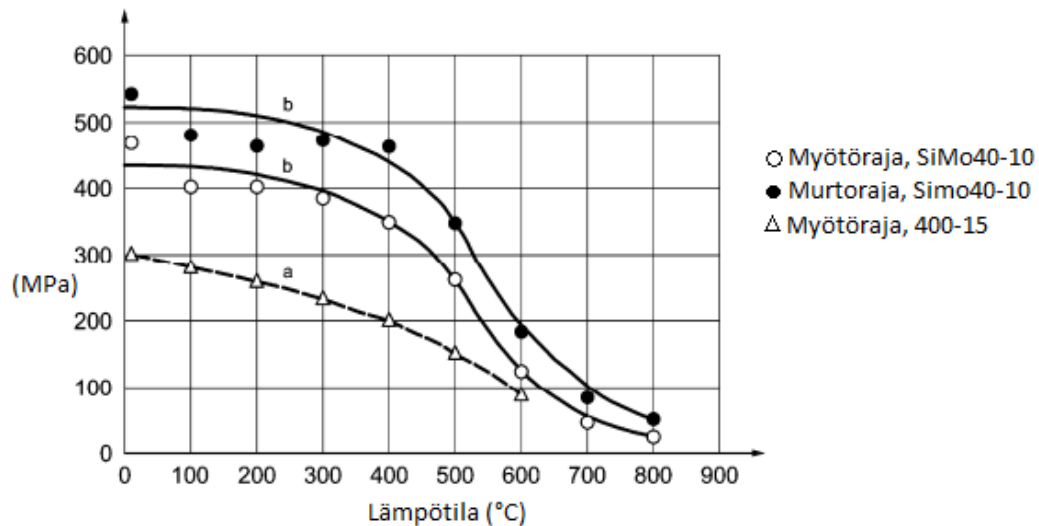
Malli 1 hylättiin tässä vaiheessa, koska siinä ei ollut mikään piirre erityisen vahva. Pakosarjaa suunnitellessa tehtiin nopeita suuntaa-antavia fem-analyysejä ja lujuuden kannaltakaan malli ei ollut muihin verrattuna kovin hyvä. Mallin jatkokehittäminen ei vaikuttanut järkevältä.

Malli 4 ei ole kovin hengittävä, mutta säilyttää hyvin kaasun liikemäärän. Liikemäärä on yleensä sidoksissa massavirtaan. Pieni massavirta ja korkea liikemäärä ovat selitettävissä sillä, että pakosarjan poikkipinta-ala on hieman muita malleja ahtaampi. Pienempi poikkipinta-ala aiheuttaa suuremman virtausnopeuden, mutta vastapaine myös kasvaa. Tällöin, kaasun määrän alentava vaikutus liikemäärään on heikompi, kuin nopeuden kasvattava vaikutus.

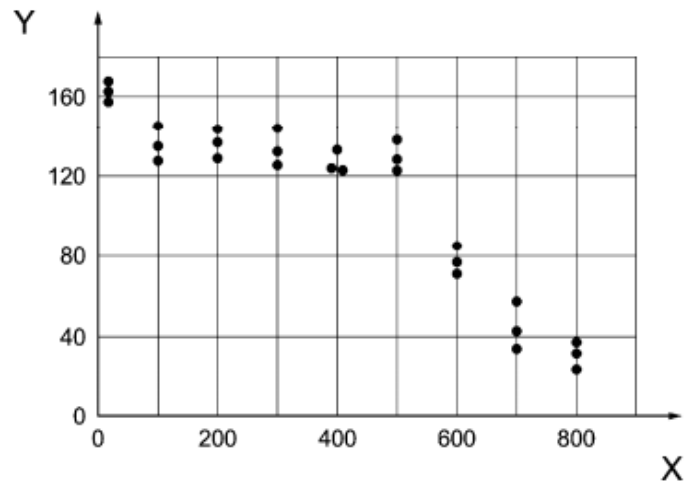
## 10 LUJUUSANALYYSI

### 10.1 Analyysin määrittely ja materiaaliarot

Lujuusanalyysi aloitetaan materiaaliominaisuuksien määrittelyllä. Tarvittavia suureita olivat: lämpölaajeneminen ja elastiset ominaisuudet. Lämpöjännityksiä laskiessa nämä suureet piti tietenkin määrittellä lämpötilan funktiona. Mikään yllä olevista ominaisuuksistahan ei ole riippumaton lämpötilasta, vaikka niistä yleensä käytetään vakiota laskuissa, joissa lämpötilan ei oleteta muuttuvan. Pakosarja suunniteltiin tehtäväksi HGZ-Simo5.1, jonka rakenne ja mekaaniset ominaisuudet ovat erittäin lähellä SFS-EN 16124 standardissa määriteltyä valurautaa EN GJS-SiMo40-10.



KUVIO 9: Kuvaajasta näkee, että EN-GJS-SiMo40-10 on selvästi lujempaa korkeissa lämpötiloissa kuin tavallinen pallografiittivalurauta EN GJS-400-15. (SFS-EN 16124)

**Key**

X temperature (°C)

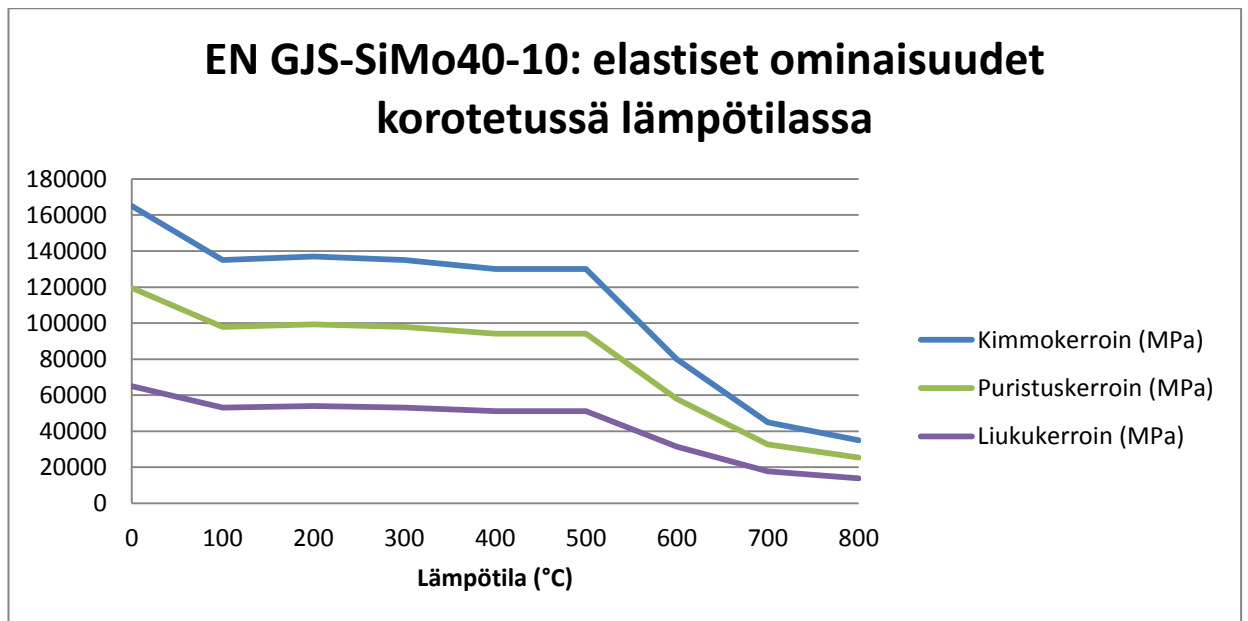
Y elastic modulus (GPa)

KUVIO 10: Kimmokertoimen lämpötilariippuvuus valuraudalla, jossa on 4,2% piitä ja 0,75% molybdeeniä. (SFS-EN 16124)

TAULUKKO 6: Fem-analysissä käytetyt lämpötilasta riippuvat materiaaliarvot.

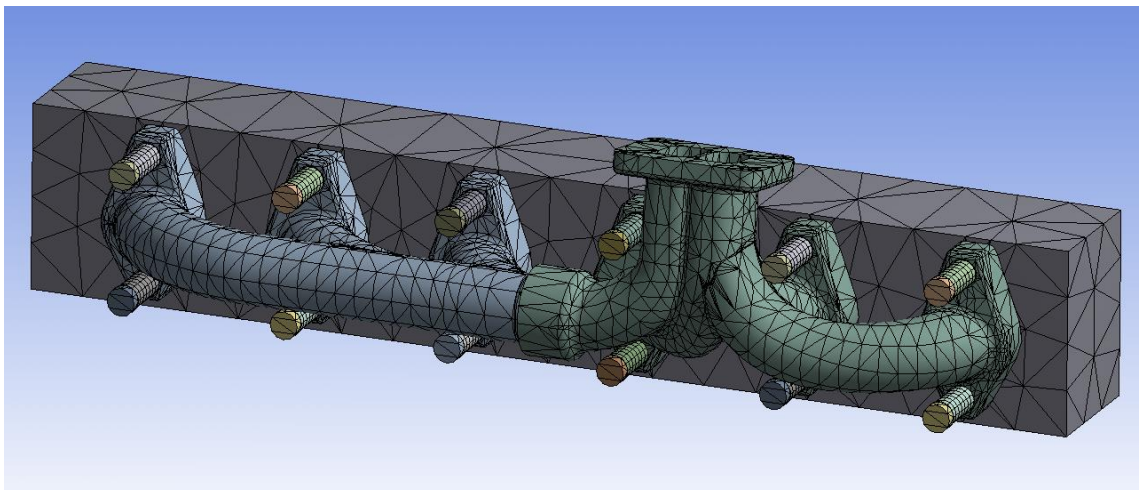
Lämpötila (T)	Kimmokerroin (MPa)	Poissonin luku	Puristuskerroin (MPa)	Liukkerroin (MPa)
0	165000	0,27	119565,2174	64960,62992
100	135000	0,27	97826,08696	53149,6063
200	137000	0,27	99275,36232	53937,00787
300	135000	0,27	97826,08696	53149,6063
400	130000	0,27	94202,89855	51181,10236
500	130000	0,27	94202,89855	51181,10236
600	80000	0,27	57971,01449	31496,06299
700	45000	0,27	32608,69565	17716,53543
800	35000	0,27	25362,31884	13779,52756

Ansykseen määritellään materiaalin ominaisuudet taulukoina. Ohjelma interpoloi lineaarisesti puuttuvat arvot annettujen pisteiden välillä, ja esittää ne karttana.



KUVIO 11: EN GJS-SiMo40-10 pallografiittivaluraudan elastiset ominaisuudet lämpötilan funktiona.

Geometrian voi tuoda ulkoisesta CAD-ohjelmasta. Agco Powerilla on käytössä lisäohjelma, jonka avulla saattoi kaapata geometrian suoraan auki olevasta Creo-mallista. Pienet muutokset oli hyvin helppo ja nopea testata Ansyskellä, koska, geometriaan kytketyt kuormat pysyivät pääsääntöisesti paikallaan, mikäli siihen liitettyä piirrettä ei ollut poistettu tai muutettu oleellisesti.

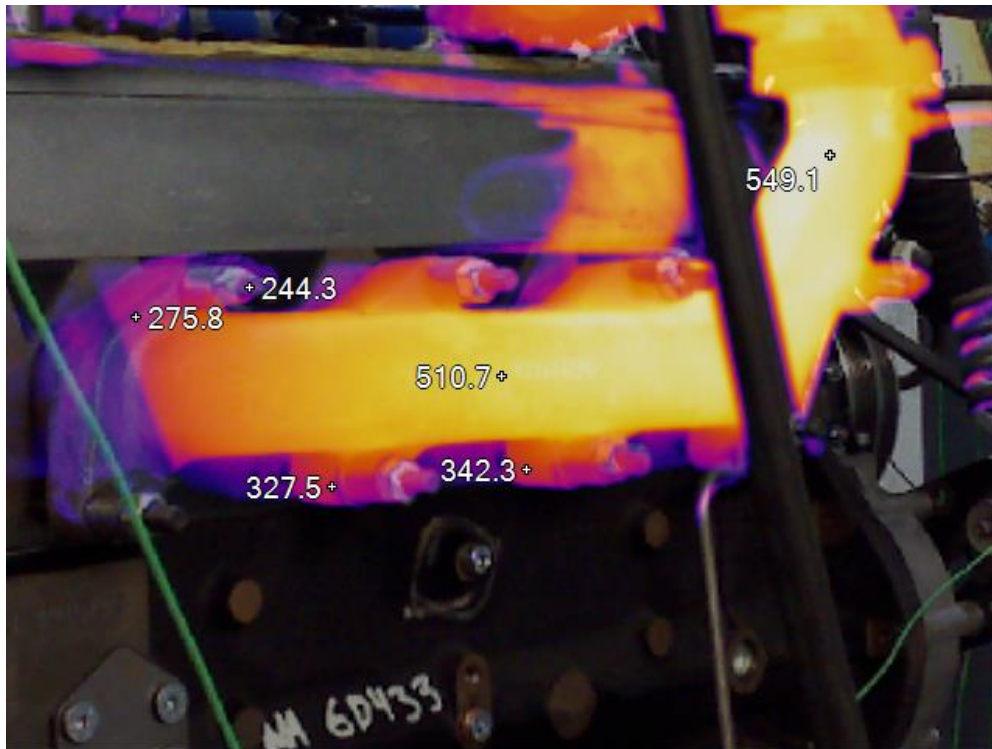


KUVA 12: Verkotettu fem-analyysin geometria. Kuvassa kaksiosainen pakosarja, kiinnitysruuvit välikappaleineen ja sylinterikansi

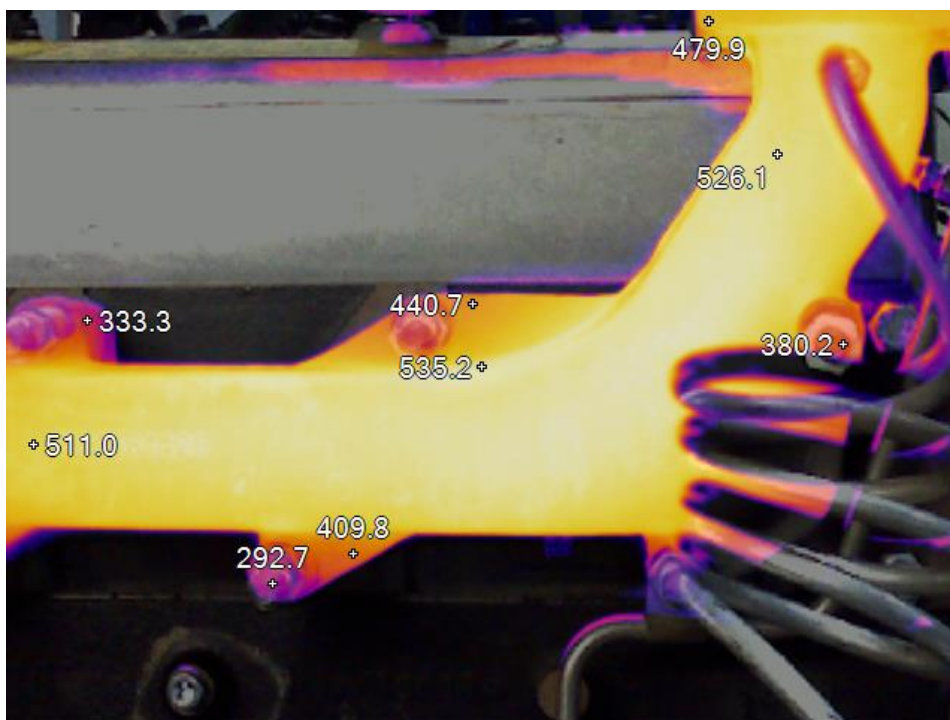
Verkon tiheyden vaikutusta tuloksiin tutkittiin. Tihein verkko, jolla lasku suoritettiin, sisälsi elementtejä, joiden sivut olivat maksimissaan 2 mm pituisia ja tiheimmissä kohdissa ne olivat noin 1mm. Huippujännityksissä huomattiin vain noin 1% muutos verrattuna oletusverkkotiheyteen, jolla elementin sivun pituus vaihteli suuresti geometrian muodosta riippuen. Kuvassa 12 nähdään oletusverkon elementtien koon vaihtelut. Tasaissa muodoissa elementit ovat hyvin suuria (jopa yli 10 mm), kun taas esimerkiksi pyöristyksissä elementit olivat yhtä pienet tiukimman määritellyn verkon kanssa. Automaattinen verkko määrittyi niin hyvin, että tyydyttiin käyttämään karkeampaa oletusverkkoa laskenta-ajan lyhentämiseksi, koska se ei vaikuttanut analyysin tarkkuuteen olennaisesti. Karkean sylinterikannen verkon tihentäminen ei vaikuttanut pakosarjan simulointiin. Harva verkko aiheutti ainoastaan sen, että pakosarjan liitoksen pintapainetta ei voitu tarkastella sylinterikannen puolelta. Newtonin kolmannen lain mukaan pintapaine on sama liitoksen molemmiin puolin, jolloin pintapainetta voitiin tarkkailla pakosarjan tiheämmästä verkosta. Pintapaineen arvot eivät muuttuneet oleellisesti sylinterikannen verkkoa tihentämällä.

Lämpökuorman olisi voinut määrittää pakosarjaan cfd-laskelmilla, joilla voidaan simuloida pakokaasun lämmön vaihtelua pakosarjaa pitkin ja sitä kautta lämmön johtuminen pakosarjaan. Ulkopuoliset resurssit eivät kuitenkaan riittäneet tähän lähestymistapaan. Lämpötilajakauma piti mallintaa jollain muulla tavalla. Päädyttiin soveltamaan rasisajo-koetta ajavien moottoreiden pakosarjan lämpötiloja. Rasisustestissä pakolämpötilat nousevat korkeimmiksi, ja sen takia ne valittiin hyväksi mitoituksilähtökohdaksi.

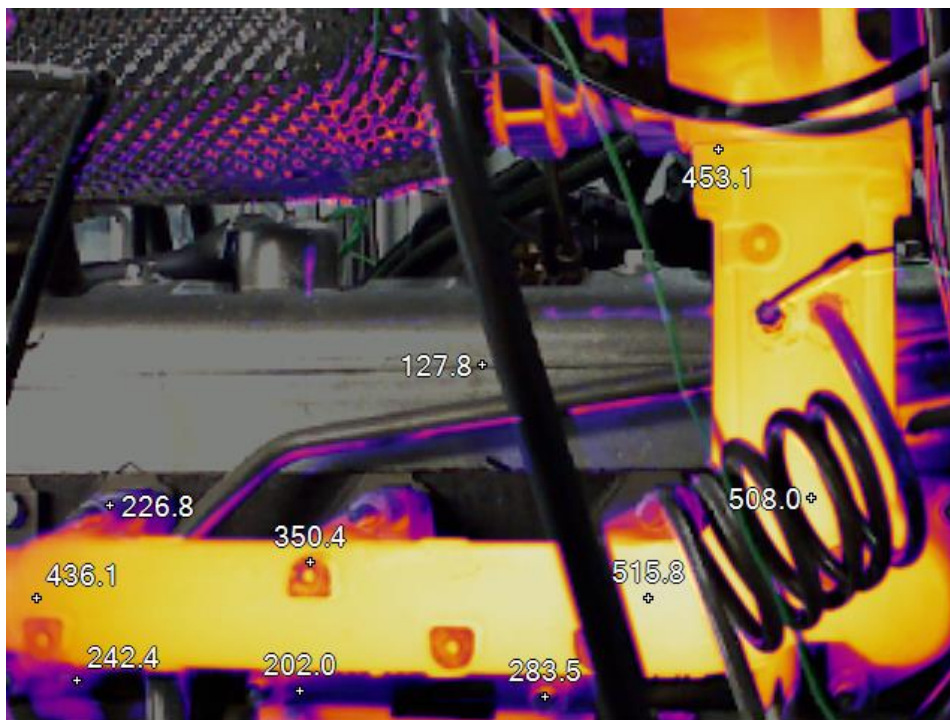
Mittaukset suoritettiin Fluke Ti3 lämpökameralla. Kuvat 13, 14 ja 15 ovat lämpökameralla otettuja kuvia, joihin on merkitty lämpötilat joihinkin pisteisiin. Lämpökameralla mitattaessa mitataan kappaleen lähettämää lämpösäteilyä. Lämpösäteilyn määrä riippuu kappaleen emissiivisyydestä ja lämpötilasta. Näin ollen tulokset riippuvat kuvaan määritetystä emissiivisyyskertoimesta, joten erilaiset ja eriväriset kappaleet eivät anna keskenään vertailukelpoisia tuloksia suoraan infrapunakuvasta. Onneksi kaikki tarkasteltavat kohteet olivat maalaamatonta valurautaa, jolloin sylinterikannen ja pakosarjan lämpötilat ovat verrattavissa toisiinsa. Emissiivisyyskertoimen sain Engineering Toolboxista ([http://www.engineeringtoolbox.com/emissivity-coefficients-d\\_447.html](http://www.engineeringtoolbox.com/emissivity-coefficients-d_447.html)) jonka tarkistin sylinterikannen lämpötilan mukaan, joka on tietävästi kyseisessä moottoriympäristössä noin 120 °C, kun moottori on käyttölämpötilassaan.



KUVA 13: Pakosarja kuvattuna lämpökameralla rasisusajoa ajettaessa.



KUVA 14: Pakosarja kuvattuna lämpökameralla rasisusajoa ajettaessa.

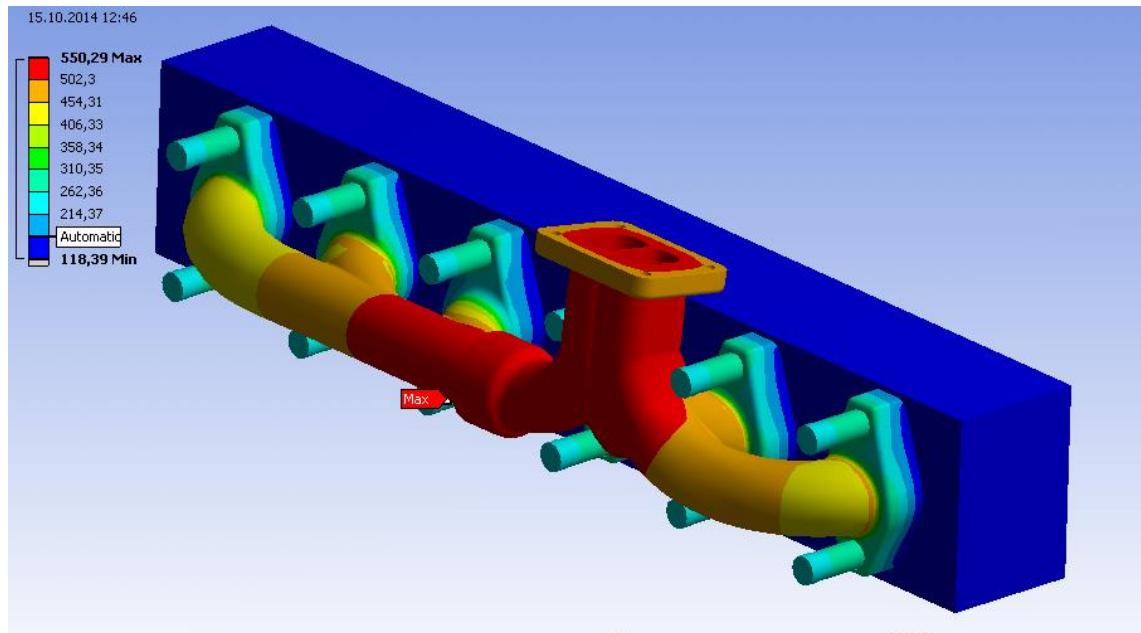


KUVA 15: Pakosarja kuvattuna lämpökameralla rasisajoa ajettaessa.

Lämpökamera otti yhtäaikaan kuvan infrapuna-alueelta ja näkyvän valon alueelta. Säädin infrapuna-alueen näkymään kuvissa ainoastaan 200 °C ylöspäin, jolloin näkyviin jää ainoastaan kiinnostava, eli pakosarjan lämpötila. Jaoin pakosarjan osiin niin, että primääri- ja kokoojaputkessa on omat lämpötilansa. Myös näiden välissä on eri lämpötilavyöhykkeitä, jotka portautuvat osittain sen mukaan kuinka monesta primääristä kaasu on yhdistynyt samaan putkeen.

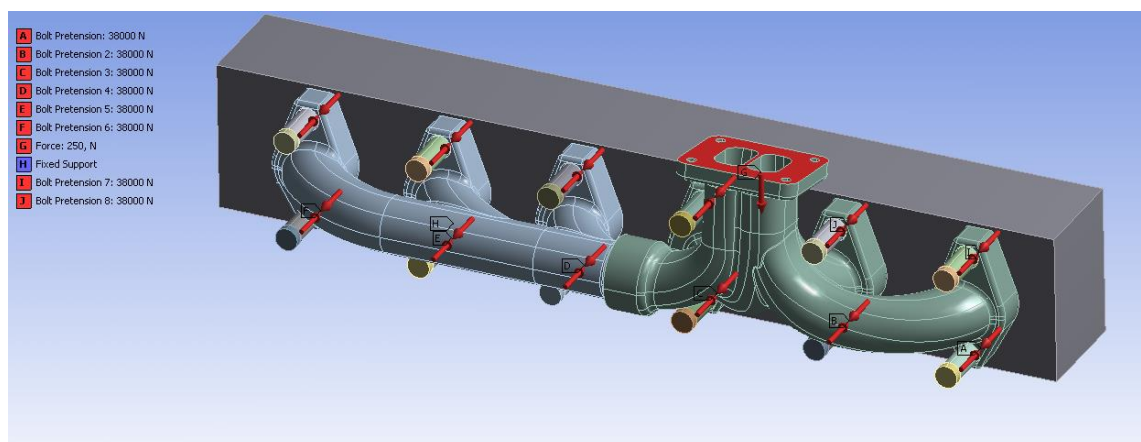
Ansyksen staattiseen lämpötila-analyysiin rakensin siten, että kiinnitin pakosarjan sylinterikantta esittävään palaan niin että näiden välillä tapahtuu lämmön johtumista. Otin malliin mukaan samalla tapaa myös kiinnitysruuvit ja niiden välikappaleet. Annoin pakosarjan eri osille, kiinnitysruuveille ja sylinterikannelle niiden lämpötilat. Ohjelma laski lämpötilajakauman johtumisen perusteella sille geometrialle, jolle lämpötila oli määrittämätön. Tämä vaihe antoi lämpötilajakauman koko geometrialle. Laskettu lämpöjakauma on esitelty kuvassa 16.





KUVA 16: Lämpötila jakauma

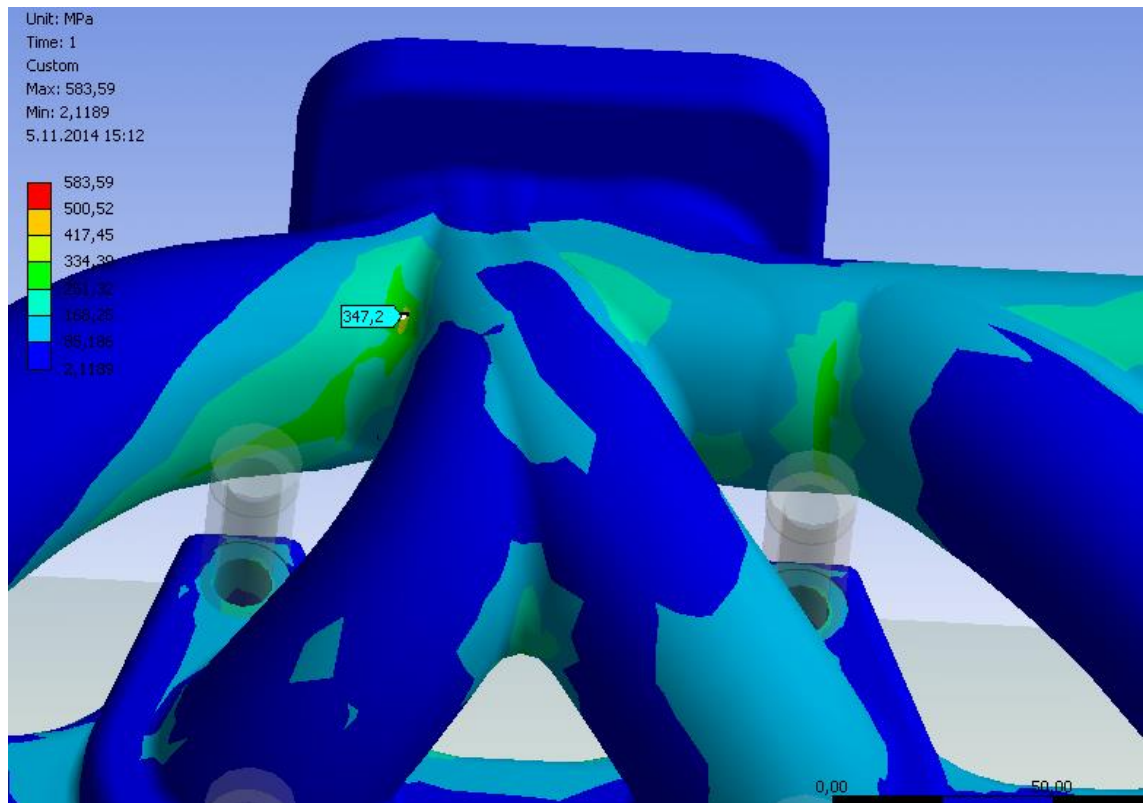
Lämpötilan määrittämisen jälkeen täytyi kiinnittää malliin muut kuormat. Kuvassa 17 näkyy ruuvien kiristysvoimat, ahtimen paino ja sylinterikannen kiinnitys. Ruuvivoimat ovat Ansyskässä kätevä ominaisuus, jolla voidaan määrittää sylinterimäiselle kappaleelle esikiristysvoima. Mallissa muuten levossa oleva ruuvia esittävä lieriö saadaan ”venytettyä” esikiristysvoiman verran. Ruuvi käyttäytyy kimmoisasti, niin kuin muukin geometria. Ruuvit olivat kiinnitetty jäykästi sylinterikanteen ja ruuvivoimaksi määritettiin 36 kN. Kaikki muut kontaktit olivat kitkallisia. Valurauta-valurauta ja teräs-valurauta kitkakerroin oli määritelty arvoon 0,3. Teräs-teräs kitkakerroin oli 0,2. Sylinterikannen alasivu tuettiin jäykästi.



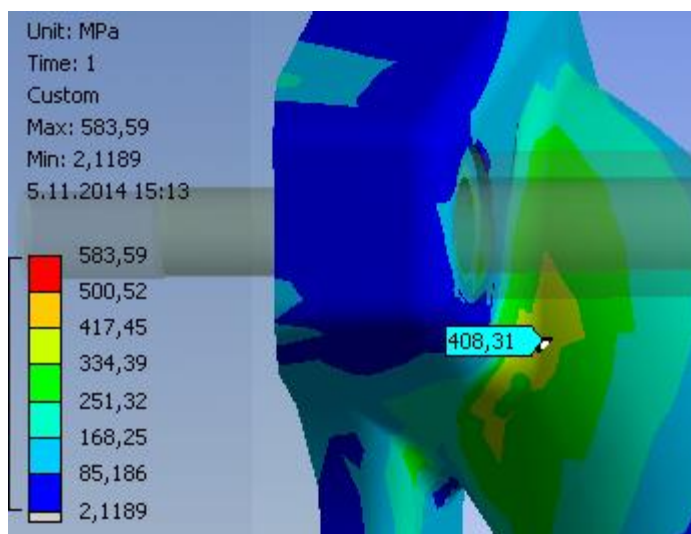
KUVA 17: Mallin kuormat: kiinnitysruuvien ruuvivoimat ja ahtimen paino sekä sylinterikannen alatahkon kiinnitys

## 10.2 Jännityshuippujen esiintymiskohdat ja suuruudet

Vertailujännitys muodostettiin von Misesin lujuushypoteesin mukaan. Von Mises- jännityksien huiput luettiin jännityskuvasta. Tuloksia käytettiin jännityspiikkien minimoimiseen ja myöhemmin esitettävään väsymisanalyysiin.

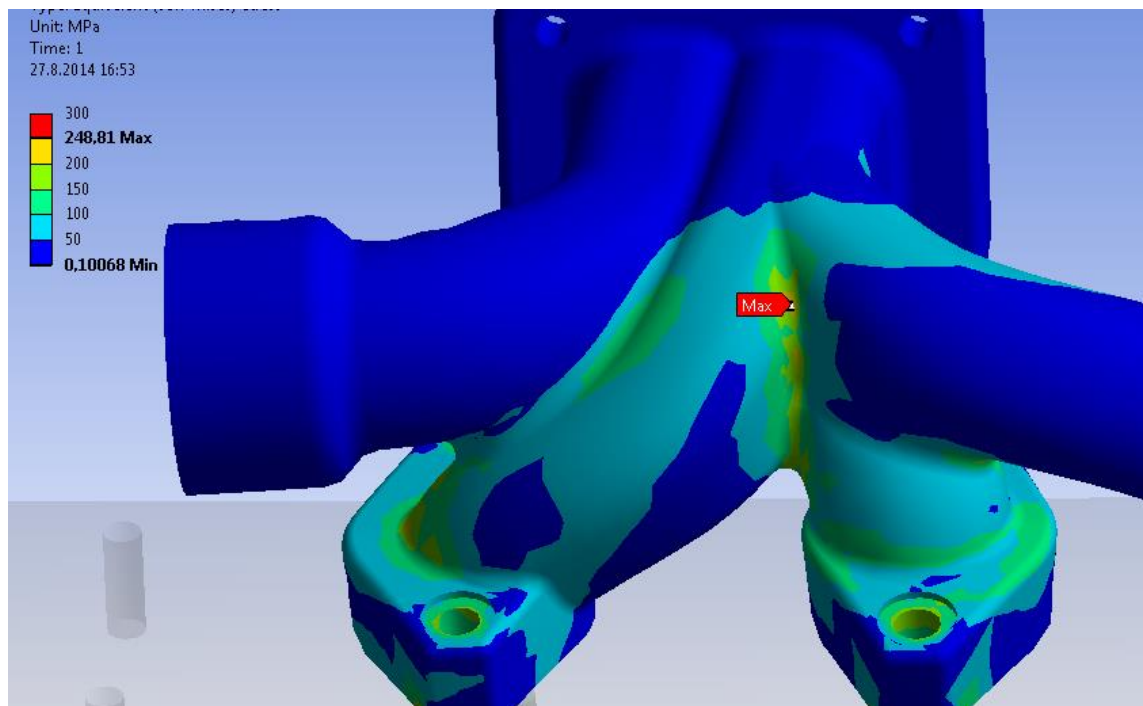


KUVA 18: Pakosarjamallin 2 vertailujännityskuva

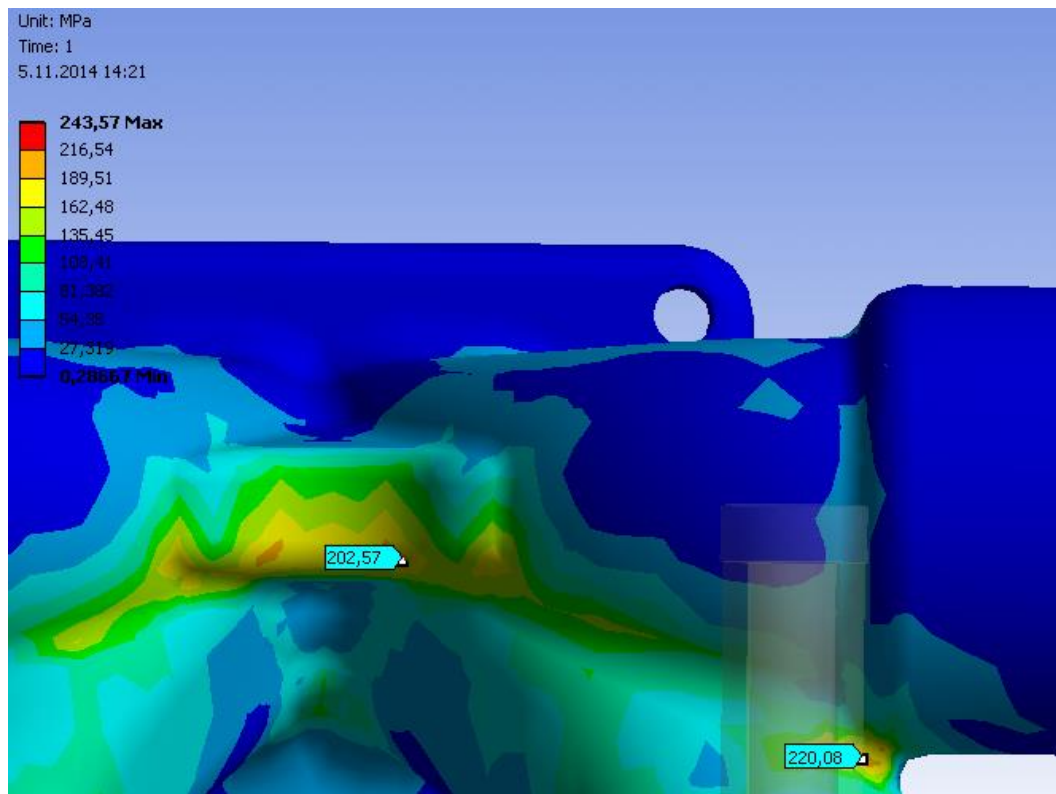


KUVA 19: Pakosarjamallin 2 vertailujännityskuva laipan juuresta

Vertaamalla pakosarjamallin 2 vertailujännityskuvia (kuvat 18 ja 19) materiaalin lujuusominaisuuksiin (kuvio 9KUVIO 9), huomataan vertailujännityksen ylittävän materiaalin noin 450 °C lämpötilaa vastaavan murtorajan. Jännityspiikki on suoraan putken pinnassa, jolloin riski siihen, että materiaali murtuu kaasukanavaan asti, on huomattavan suuri. Mallia yritettiin muokata paremmin käyttäytyväksi suuren lämpökuorman alla, mutta tätä pienempää vertailujännitystä ei saavutettu. Mallille ei kannata tehdä väsymislaskuja, koska on ilmeistä, että se ei tule kestäämään tällä materiaalilla.

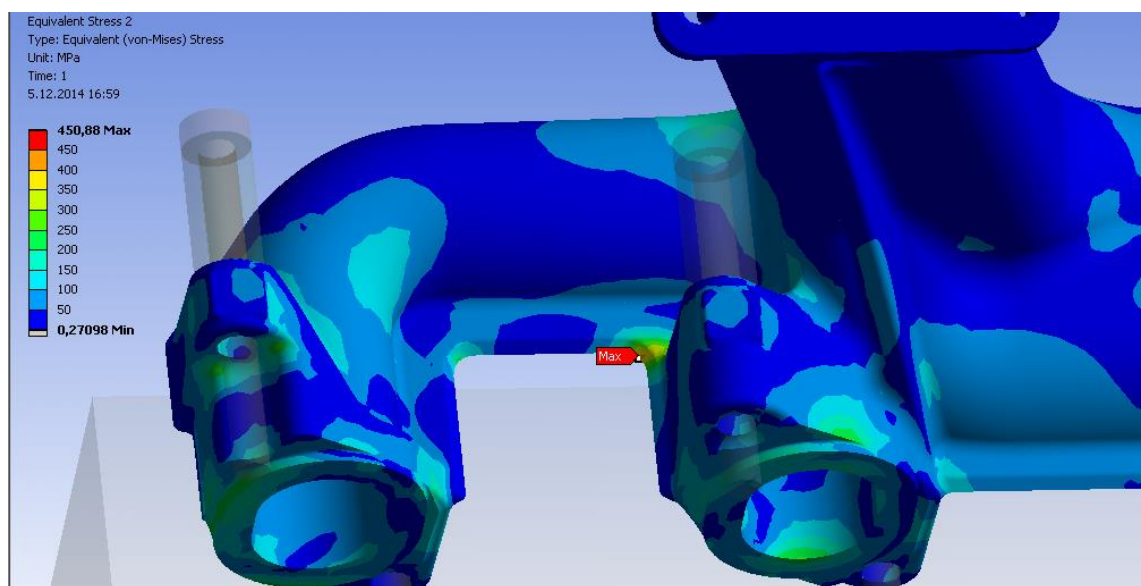


KUVA 20: Pakosarjamallin 3 vertailujännityskuva



KUVA 21: Pakosarjamallin 4 vertailujännityskuva

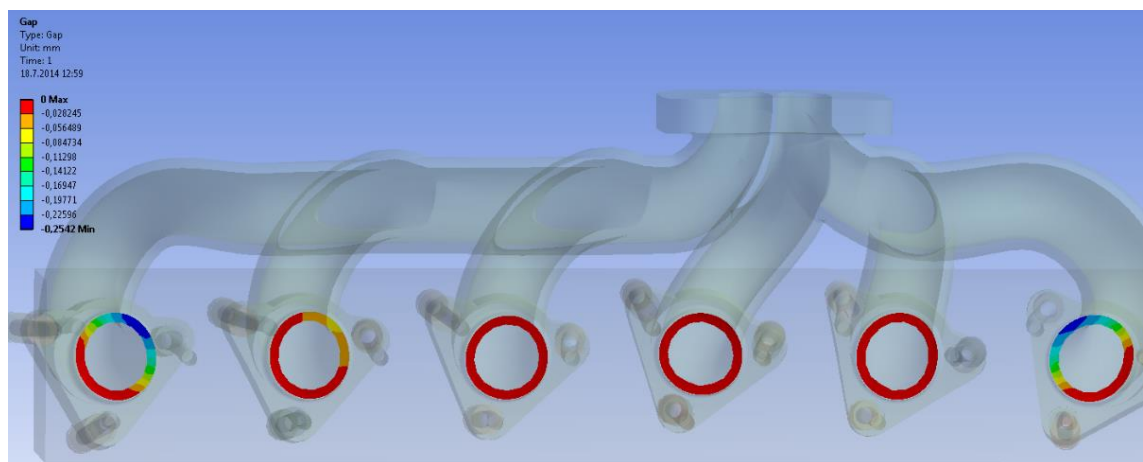
Pakosarjamallien 3 ja 4 (kuvat 20 ja 21) vertailujännitykset pysyvät reilusti materiaalin murtolujuuden alapuolella. Vertailuksi otettiin eräs olemassa oleva pakosarjamalli, jonka vertailujännitykset on esitelty kuvassa 22. Uusissa malleissa päästiin hieman olemassa olevan mallin jännityksien alapuolelle. Malleista 3 ja 4 tehtiin vielä väsymisanalyysi, jotta elinikä voitiin määrittää.



KUVA 22: Olemassa olevan pakosarjan lujuusanalyysi. Jännityshuippu esiintyy vahvikkeessa, jonka tarkoitus on ottaa suurimmat kuormat vastaan.

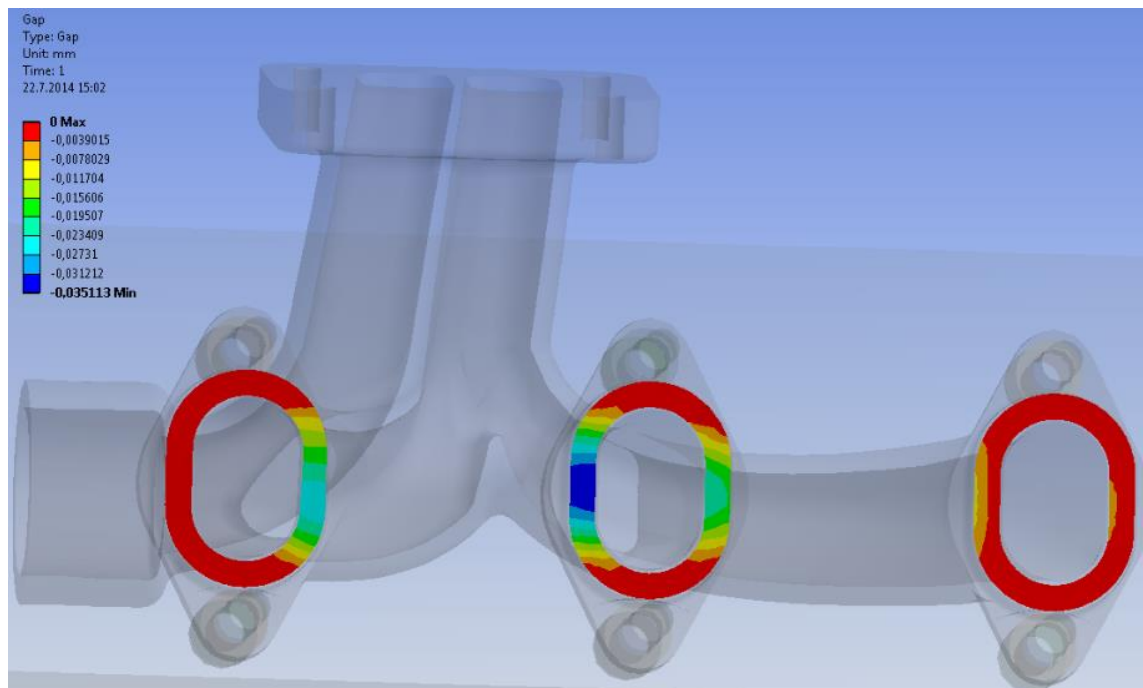
### 10.3 Sylinterikannen liitoksen tiiviys

Pakosarjan kiinnitys sylinterikanteen ilman tiivistettä vaatii tasaisen puristusvoiman tiivistepintaan. Erilaisia laipan muotoja tutkittiin fem-laskujen perusteella tarkastelemalla kitkallisen pakosarjan liitoksen pintapainetta ja lämpölaajenemisesta syntyvää rakoa. Pakosarjan lämmitessä pitäisi tiivistepinnan paine pysyä mahdollisimman tasaisena pinnan alueella. Väistämättä kuitenkin käy niin, että joku reuna pinnasta irtoaa, ja kaasua pääsee virtaamaan läpi. Liitospinnan analyysin perusteella tehtiin päätöksiä laipan muotoon ja siihen, tarvitseeko pakosarja tiivistettä ensiasennuksen yhteydessä.



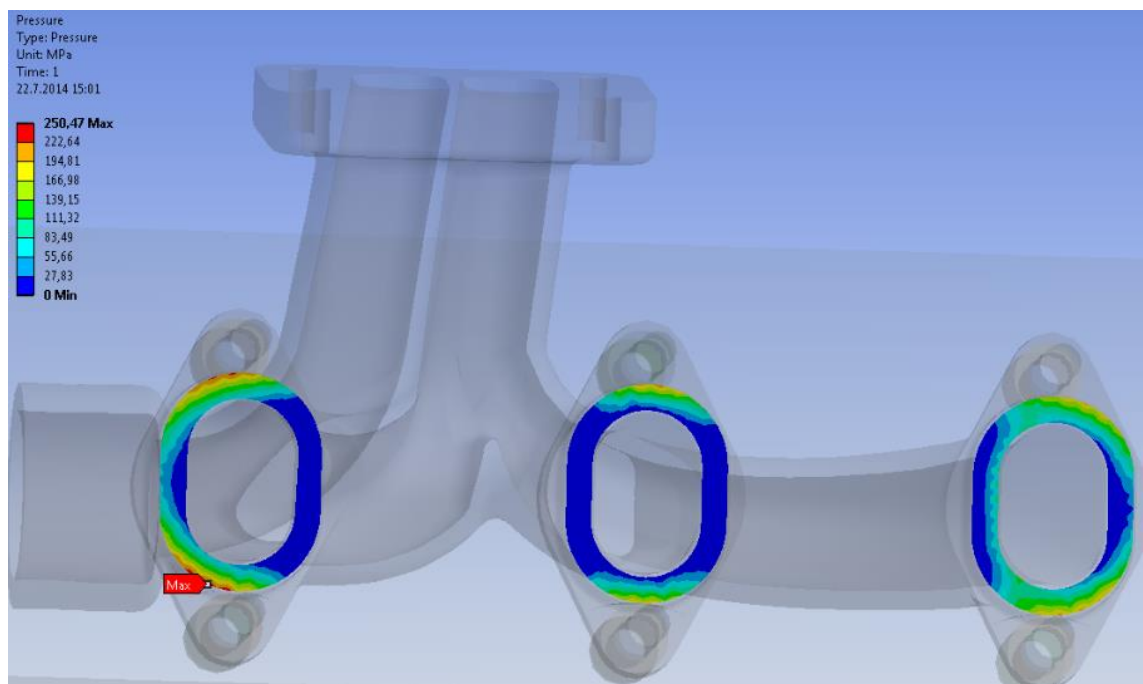
KUVA 23: Kolmevaarnaisen laipan tiivistyspinnan kiinnipysyminen sylinterikanne pinnassa. Analyysissä käytettiin pakosarjamallin 2 aikaisempaa versiota, johon oli hahmoteltuna 3-vaarnainen laippa.

Kolmevaarnainen laippa (kuva 23) näyttää tiivistyvän hyvin. Reunimmaisten laippojen tiivistyspinta irtoaa kuitenkin kokonaan sylinterikannesta. Irtoaminen johtuu kyseisen pakosarjan yksi-osaisesta muodosta, joka aiheuttaa suuria siirtymiä reunimmaisiiin kanaviin. Kolmen vaarnan käyttämisen ongelmana olivat sylinterikanteen tarvittava tila kierreleijalle ja se, että pakosarjan kanavien täytyy kiertää kiinnitysvaarnat.



KUVA 24: Kahden vaarnan laippaan syntyvä rako pakosarjan lämmitessä.

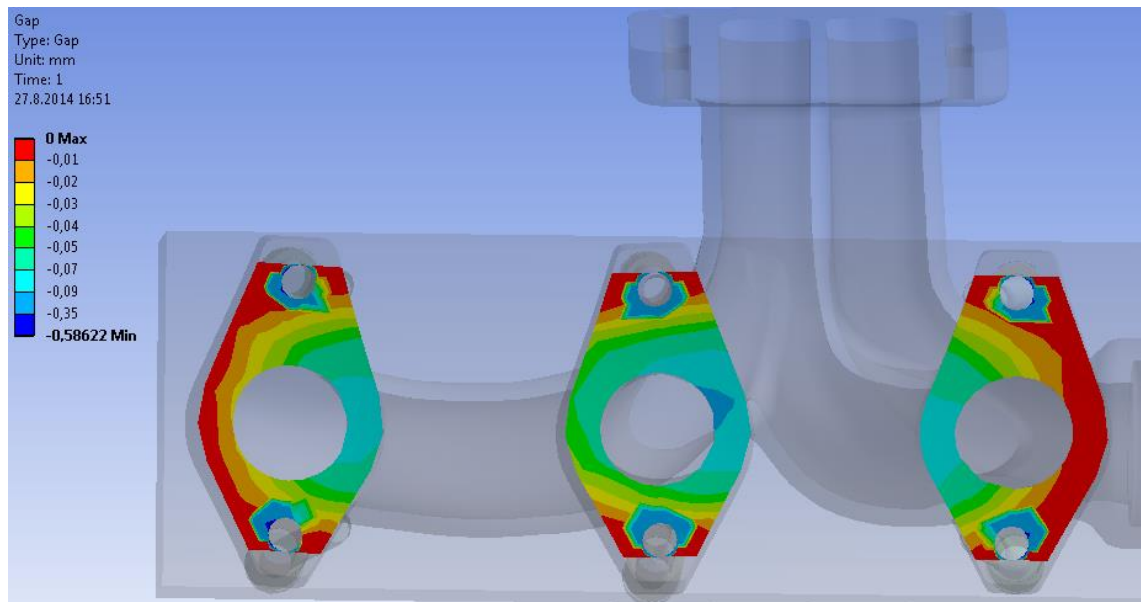
Kyseisen kaksi-osaisen pakosarjan (kuva 24) laippojen tiivistyspinnan käyttäytyminen on vertailukelpoinen edellisen yksiosaisen ja kolmen vaarnan mallin keskimmäisiin tiivistyspintoihin. On huomattava että värikoodin skaalaus on kuvissa erilaiset. Edellisen mallin päätyjen irtoilu sylinterikannesta aiheuttaa suuremman maksimivälkyksen mallissa, jonka takia skaalaus on erilainen.



KUVA 25: Kiinnityspinnan pintapaine kuva laipasta jossa on kaksi vaarnaa.

Pintapaineen epätasaisen jakauman on huomattu olemassa olevissa pakosarjoissa aiheuttavan joissain tapauksissa niin suuria paineen arvoja tiivistepinnan reunalle, että se tekee sylinterikanteen painauman. Tällainen painauma voi estää pakosarjan tiivistyspinnan liukumisen sylinterikantta pitkin, joka aiheuttaa myös suurempia jännityksiä kanalien seinämiin. Samoissa pakosarjoissa on havaittavissa vuotamista.

Erilaisia laipan muotojen vaikutusta pakosarjan tiivistävään pintapaineeseen kokeiltiin. Kuvan 25 perusteella, joka esittää onnistuneimman muodon, voitaisiin sanoa, ettei pakosarja tiivisty kunnolla ilman tiivistettä. Käytön myötä vuotavaan tiivistyspintaan keräytyvä noki ja karsta vaikuttavat liitokseen tiivistävästi. Tiiviiden aikaansaaminen ei tapahdu kuitenkaan hetkessä, ja tiivistymistä joudutaan odottamaan, eikä sitä voida ennustaa tarkasti.



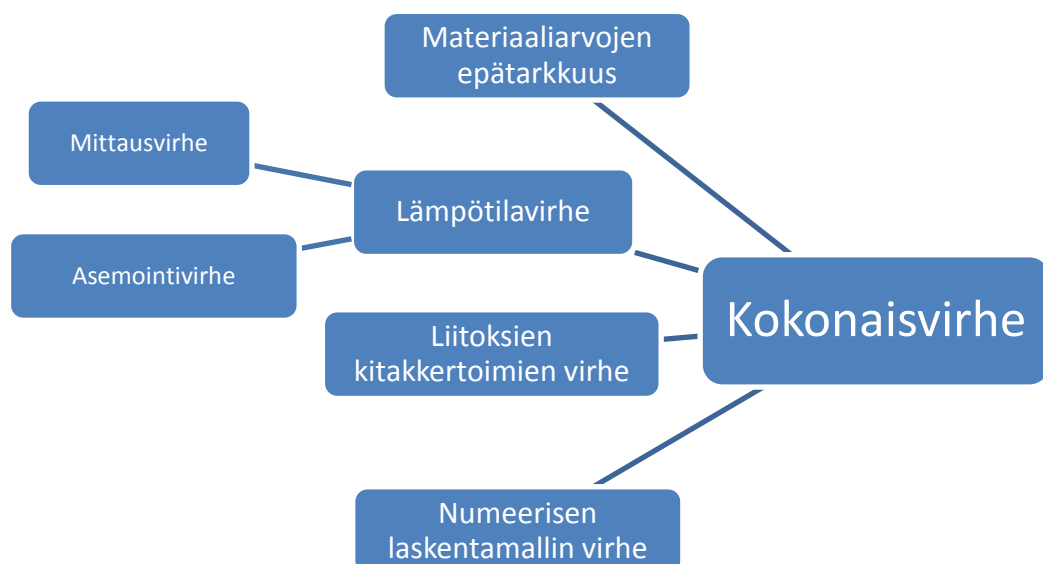
KUVA 26: Tiivisteellisen pakosarjan kiinnityslaippa

Pakosarjan tiivistykseen käytetään yleensä metallisia lamellitivistettä, jotka kestävät korkeita lämpötiloja ja antavat suotuisat kitkaominaisuudet liitokseen. Itse tiivisteiden suunnittelu jätettiin sen alan asiantuntijoiden käsiin. Tiivistettä käyttämällä saadaan pienet raot pysymään ummessa. Pakosarjan tiivisteet on suunniteltu siten, että se sisältää elastisen kokoon puristuvan kehän pakokanavan ympärille. Tämä kehä pääsee laajenemaan kun tiivistyspinnan pintapaine heikkenee. Tiivisteiden elastisuus ja kokoonpuristaminen pitää yllä pintapainetta, joka tiivistää liitoksen. Käyttämällä tiivistettä voidaan myös pakosarjan laipasta tehdä yksinkertaisemmän muotoinen, koska tiiviste luo kontaktipinnan muodon (kuvat 26 ja 9).

Tiivisteiden käytön haittapuolia ovat liitoksen suurempi kustannus ja asennuksen monimutkaistuminen. Jos tiivisteelliselle pinnalle syntyy niin suuri rako, että tiiviste ei kykene sitä täyttämään, se voi palaa pakokaasun virratessa sen ohi. Tällöin syntyy epätoivottu runsas vuoto liitoksessa. (Gocmez, T. Deuster, U. Designing Exhaust Manifolds Using Integral Engineering Solutions 10) Tiivisteellistä liitosta toivottiin asiakasyrityksessä aiemmin havaittujen ongelmien valossa, jonka takia mallinsin viimeisimpien pakosarjojen laipat yksinkertaisiksi tiivistettä varten.

#### 10.4 Virhetarkastelu

Lujuuslaskuissa virhettä aiheuttavat materiaaliarvojen epätarkkuus, lämpötilan virheet, liitoksien kitkakertoimien määrittäminen ja numeerisen laskentamallin likimääräinen tulos (kuvio 12). Virheanalyysiä kyseisille muuttujille oli vaikea määrittää, joten päädyin keskittymään absoluuttisten tulosten sijaan vertaamaan uutta rakennetta jo olemassa olevaan pakosarjaan. Määrittelin olemassa olevan pakosarjan fem-analyysin lähtöarvot samoin, kuin uusien rakenteidenkin. Näin voimme jättää huomiotta muut paitsi lämpötilan asemoinnin geometriaan ja numeerisen laskentamallin virheet. Tavoitteena oli saavuttaa matalammat jännitykset ja tasaisempi liitospinnan paine.



KUVIO 12: Virheen aiheuttajat analyysiin.

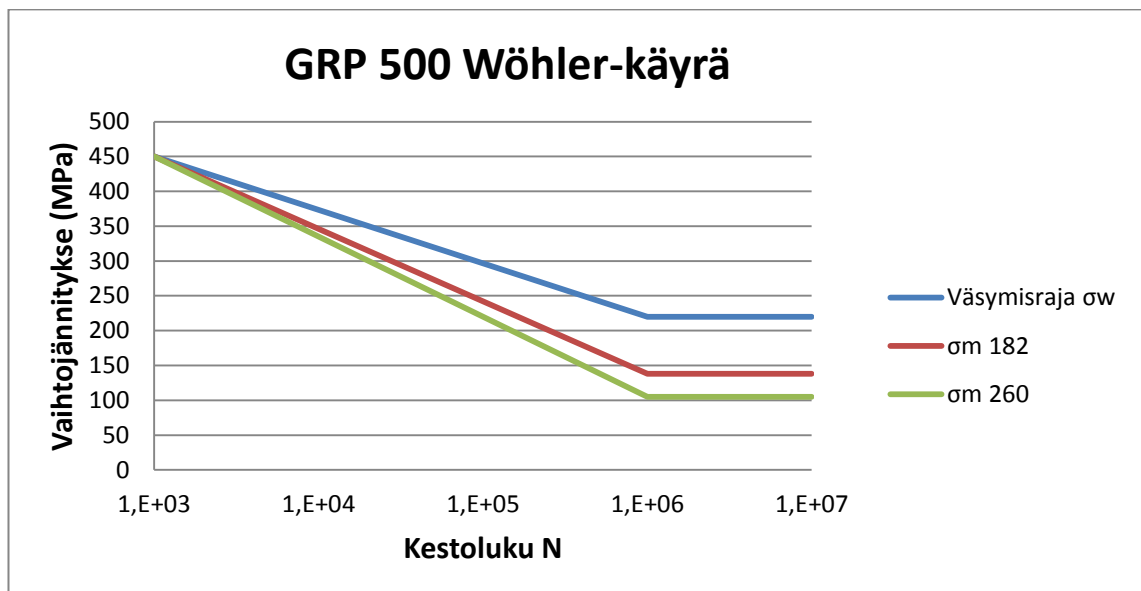


## 11 VÄSYMISANALYYSI

TAULUKKO 7: SiMo40-10 kemiallisen koostumuksen vertailu GRP500 kanssa. (ISO 1083, SFS-EN 16124)

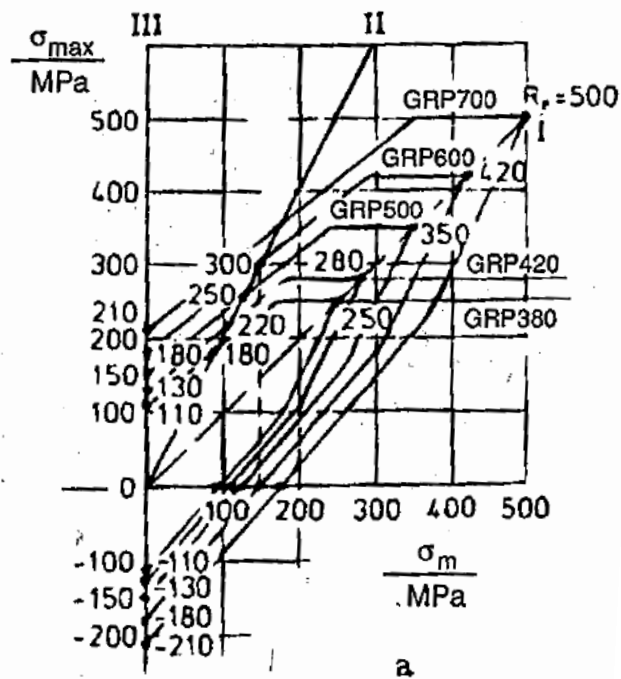
	GRP 500	SiMo40-10	
C	2,7...3,7		%
Si	0,8...2,9	3,8...4,2	%
Mn	0,3..0,7		%
P	≤0,1		%
S	≤0,02		%
Mo		0,8...1,1	%

Väsymisanalysissä sovellettiin GRP 500 ja 380 /ISO 1083 pallografiittivaluraudan väsymisominaisuuksia, joista ensimmäistä Gary Marquis ja Jussi Solin olivat tutkineet Valtion tieteellisessä tutkimuskeskuksessa julkaisussaan ”Long-life fatigue design of GRP 500 nodular cast iron components” (ESPOO 2000. 1999. 366.). VTT oli määrittänyt mittavilla väsytykskokeilla kyseisen valuraudan vaihtolujuuden erilaisin keskijännityksen ollessa 0, 182 ja 260 MPa (kuvio 13). Tulokset ovat hyvin lähellä Karhusen GRP-valurautojen väsymislujuuspiirroksien tuloksia.

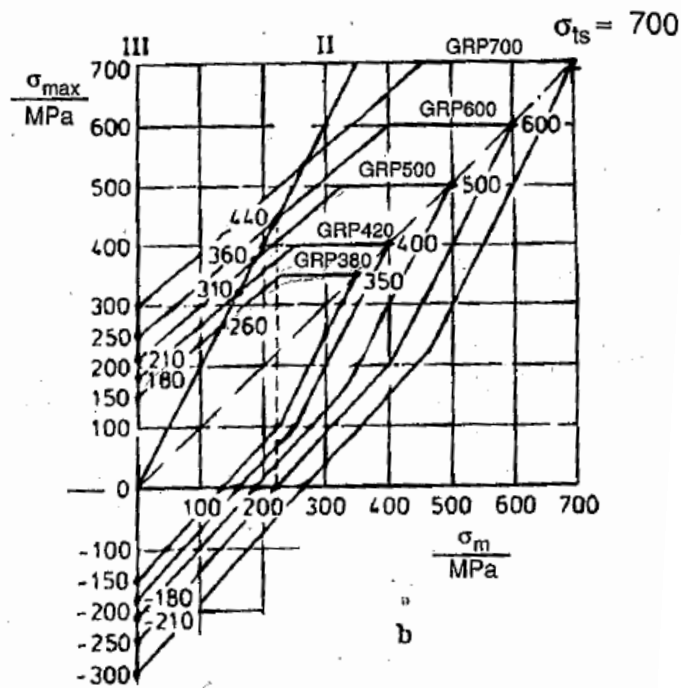


KUVIO 13: Wöhler-käyrä GRP 500/ISO 1083 valuraudasta VTT:n mittaustuloksiin perustuen.

Vaihtolujuuden suhdetta murtolujuuteen käytettiin hyväksi SiMo5.1 vaihtolujuuden määrittämiseen. Tällä tavoin määritettiin vaihtolujuus SiMo5.1 pallografiittivaluraudalle 500 °C lämpötiloissa. Otimme mitoitusarvoksi 500 °C lämpötilan ollaksemme laskuissa turvallisella puolella. Murto- ja vaihtojännityksen suhteen oletettiin olevan sama myös korkeissa lämpötiloissa. 500 °C vastaava murtolujuus saatiin SFS-EN 16124 2012 standardista, jossa on määritelty kemialliselta koostumukseltaan SiMo5.1 vastaavaa pallografiittivalurautaa EN GJS-SiMo40-10.

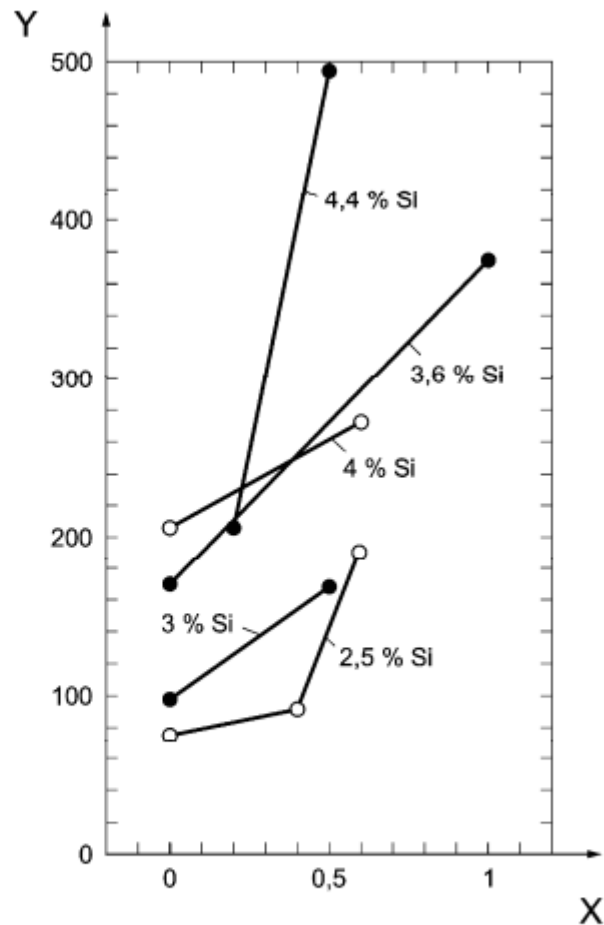


KUVIO 14: Smithin piirros GRP valurautojen normaaliväsymislujuudesta. (Karhunen 1999. 366)



KUVIO 15: Smithin piirros GRP valurautojen taivutusväsymislujuudesta. (Karhunen 1999. 366)

Kuviosta 14 ja 15 voidaan lukea väsymislujuuksia pallografiittivalurautoille. GRP valuraudat ovat suomalainen nimitys EN-GJS valurautoille. Pakosarjassa käytetty SiMo5.1 on murto- ja myötölujuudeltaan lähellä GRP500 valurautaa. Molybdeeni lisätään valurautaan nimenomaan kuumalujuuden kasvattamiseksi. Toisaalta GRP380 vastaa suoraan murtolujuudeltaan melko hyvin kuumaa SiMo5.1. Vaihtolujuuden tiedetään olevan kytköksissä murtolujuuteen. Koska vaihtolujuuksia ei kuumille valurautoille tiedetty, jouduttiin olettamaan murtorajan ja vaihtolujuuden olevan toisiinsa verrannollisia. (Outinen & Salmi 2004. 361)



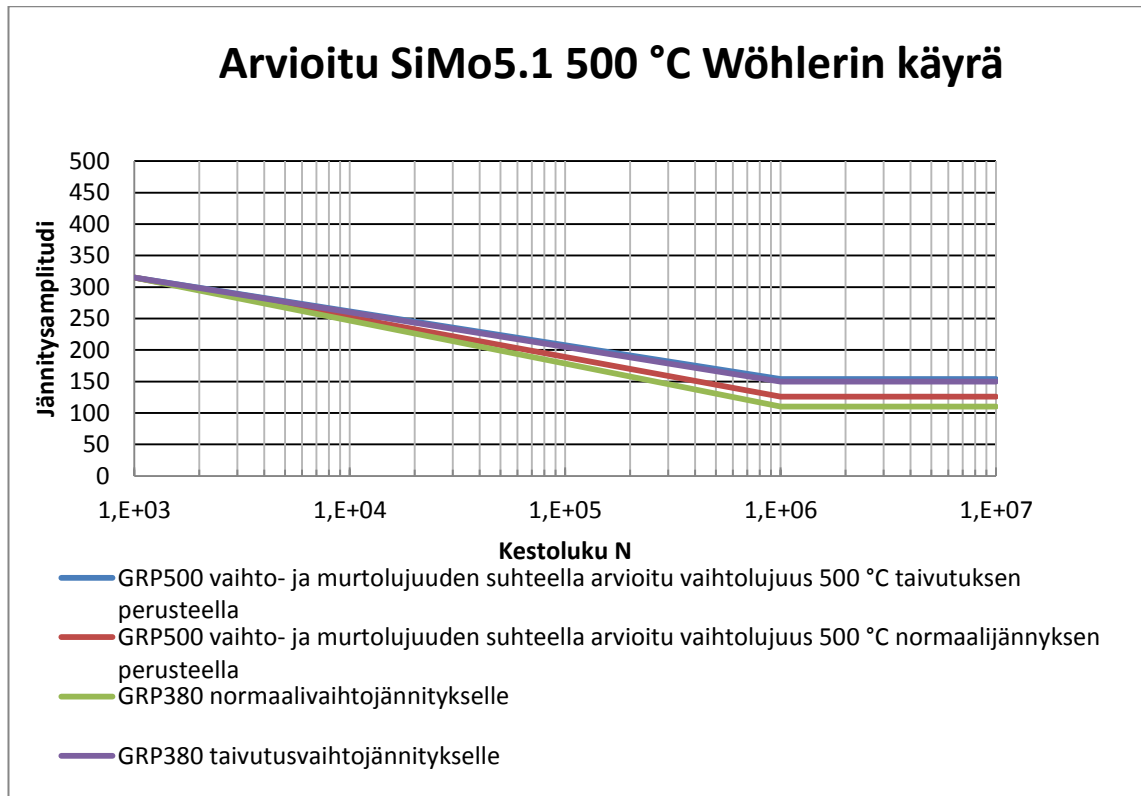
### Key

X molybdenum content (mass fraction, %)

Y number of thermal cycles to failure

KUVIO 16: Molybdeeni- ja piipitoisuuksien vaikutus väsymiseen. Lisäämällä piitä ja molybdeeniä kestää pallografiittivalurauta suuremman määrän kuormitusjaksoja. (SFS-EN 16124)

SiMo40-10 sisältää tavallista pallografiittivalurautaa selvästi enemmän molybdeeniä, jonka ansiosta materiaali kestää tavallista pallografiittivalurautaa paremmin kuumuutta. Myös väsymisominaisuudet ovat vähemmän seostettua pallografiittivalurautaa paremmat (kuvio 16). Tämä tekee oletuksen siitä, että murtolujuuden suhde vaihtolujuuteen ei ole lämpötilariippuvainen turvallisemmaksi. (SFS-EN 16124, 2012, 29)



KUVIO 17: SiMo5.1 valuraudalle määritetty Wöhler-käyrä

Kuuman SiMo5.1 valuraudan vaihtolujuus arvioitiin neljällä eri tavoilla (kuvio 17). Ensimmäisen ja toisen vaihtolujuuden määrittämisen perustana oli oletus, että vaihtolujuuden suhde murtolujuuteen pysyy samana 500 °C SiMo5.10 kuin GRP500 huoneenlämmössä. Kolmas ja neljäs tapa oli ottaa vaihtolujuus suoraan GRP380, jonka murtolujuus on samaa luokkaa 500 °C SiMo5.10 kanssa. Tavat 1 ja 3 olettavat kuormituksen olevan taivuttavaa ja 2 ja 4 olettavat kuormituksen olevan normaalikuormitus.

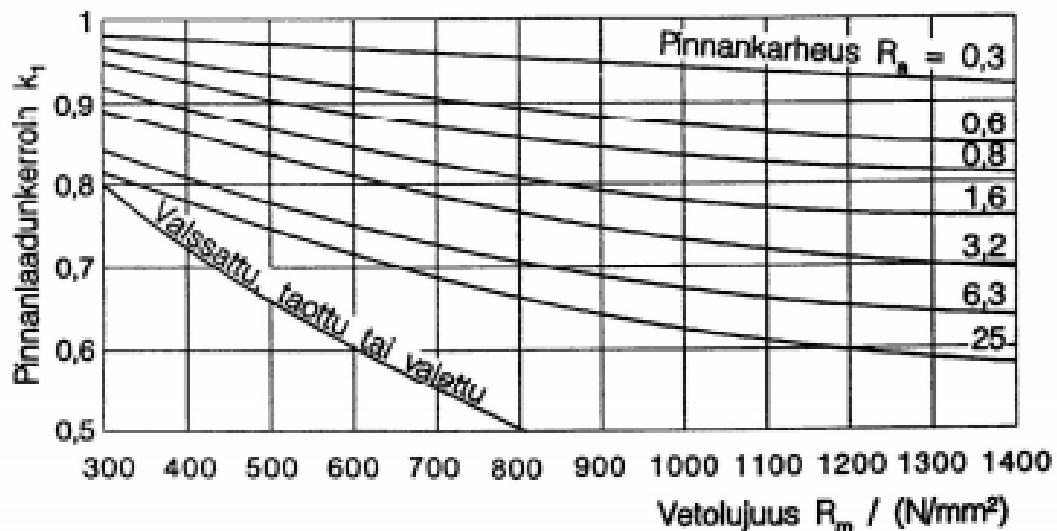
Oikean keskijännityksen huomioon ottamiseksi päädyttiin käyttämään suosittua Goodmanin menetelmää. (Outinen & Salmi 2004.):

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_N \cdot k} + \frac{\sigma_m}{R_m} = 1, \quad (19)$$

jossa  $\sigma_a$  on väsyttävän jännityksen amplitudi,  $\sigma_N$  on vaihtojännitys,  $\sigma_m$  on keskijännitys,  $k$  on materiaalin pinnan laadun korjauskerroin ja  $R_m$  on materiaalin murtolujuus. Ratkaisemalla yhtälöstä vaihtojännitys, ja sijoittamalla lasketut suureet voidaan saatu arvoa verrata vaihtolujuuden Wöhler-käyrään (kaava 20).

$$\sigma_N = - \frac{\sigma_a}{k * \left(\frac{\sigma_m}{R_m} - 1\right)}, \quad (20)$$

Luvussa 6.2 päädyttiin arvioimaan keskijännitys niin, että se on 80 % jännityksen amplitudista vedon puolella. Pakosarjamallissa 3 lämpökuorman aiheuttama jännitys on noin 250 MPa, jolloin jännityksen amplitudi on noin 125 MPa, ja keskijännitys on alun perin 62.5 MPa puristuksen puolella. Pakosarjan lyhentyessä jännitysamplitudi pysyy samana, mutta keskijännitys siirtyy vedon puolelle. Keskijännitykseksi arvioitiin siis noin 100 MPa vetoa. Tällöin kylmänä pakosarja altistuu 225 MPa ja lämpimänä -25 MPa jännitykseen.



KUVIO 18: Pinnanlaadun kertoimia rautamalleille, joiden murtolujuus on tiedossa (Airila ym. 1995. 30)

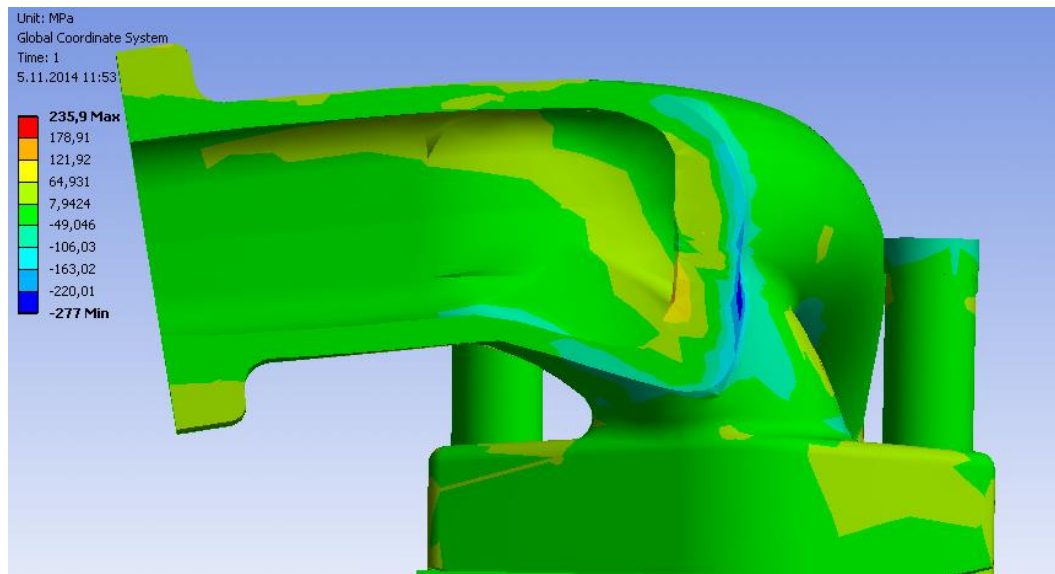
Pinnanlaadun kertoimeksi valittiin valetun pinnanlaadun käyrältä 350 MPa murtolujuutta vastaava arvo 0,75. Näillä laskelmilla päädyimme vertaamaan kunkin pakosarjamallin vaihtokuormitukseksi redusoitua väsytystapausta eritavoin määriteltyihin Wöhler-käyriin. Taulukossa 9 tavat 1 — 4 perustuvat kuviossa 17 esitettyihin materiaalin väsymislujuuden määrittäytapoihin. Taulukoon taulukko 8 on koottu analysoitavien mallien mitoitusjännitykset kaavan 20 mukaan.

TAULUKKO 8: Keskijännityksestä ja jännitysheilahduksesta redusoitu vaihtojännitys.

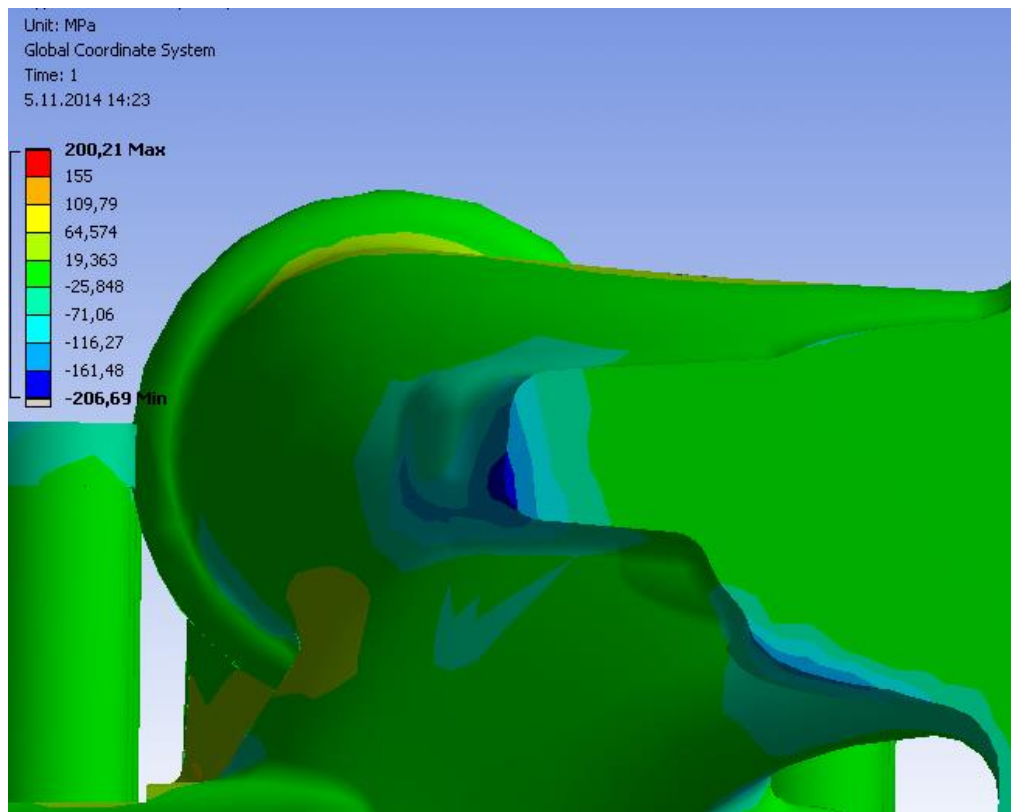
	Redusoitu vaihtojännitys
Malli 3	232 Mpa
Malli 4	196 MPa

TAULUKKO 9: Pakosarjojen väsymisen kestoarvot kaavan 4 mukaan

	Vaihtolujuus (Mpa)	Malli 3 Kestoluku	Malli 4 Kestoluku
Tapa 1	154	1,9E+04	9,8E+04
Tapa 2	126	1,0E+04	3,6E+04
Tapa 3	110	7,4E+03	2,3E+04
Tapa 4	150	1,7E+04	8,3E+04



KUVA 27: Normaalijännityskuva. Leikkaus pakosarjamallista 3



KUVA 28: Normaalijännityskuva. Leikkaus pakosarjamallista 4

Kuvista 27 ja 28 nähdään jännityksen maksimiarvojen esiintymismuodon vastaavan enemmän taivutusta kuin puhdasta vetoa. Väsyminen etenee pieninä halkeamina. Halkeamien eteneminen liian pitkälle aiheuttaa väsymismurtuman. Murtuman etenemisen on havaittu olevan erilainen normaali-, taivutus- ja vääntöjännityksillä. Kuvioita 14 ja 15 vertaamalla näemme taivutuksen väsyttävän rakennetta normaalijännitystä vähemmän. Kestoluvut ovat esitelty taulukossa 9.

Otimme käyttöön varovaisemman taivutuksen perusteella arvioiduista vaihtolujuuksista. Pakosarjamalli 3 kestää siis noin 17 000 ja malli 4 noin 83 000 jaksoa. Tämä voidaan kääntää mallin 3 osalta noin 47 ja mallin 4 osalta 227 käyttövuoteen. Laskentamallimme ei ottanut huomioon pakosarjassa tapahtuvaa korroosiota. Korroosio on ajasta ja käyttöympäristöstä riippuvainen ilmiö, joka haurastuttaa materiaalia. Todennäköisesti ainakin pakosarjan 4 voidaan sanoa rikkoutuvan näin pitkällä aikavälillä laskettua paljon aikaisemmin. Toisin sanoen väsyminen ei ole pakosarjan 4 osalta käyttöiän määrittävä tekijä.



## 12 JOHTOPÄÄTÖKSET JA POHDINTA

Pakosarjan suunnittelussa käytettiin hyödyksi kaikki saatavilla oleva tieto. Asiasta keskusteltiin suunnittelijoiden ja tutkijoiden kanssa. Kyselemällä erilaisten asiantuntijoilta pakosarjan suunnittelussa huomioon otettavia asioita saatiin hyvä kokonaisymmärrys. Osa tiedosta oli ristiriitaista keskenään, mutta kaikki otettiin huomioon ja arvioitiin tiedon oikeellisuutta. Yksi suurimmista ristiriidoista oli cfd-laskujen tuloksien pätevyys todelliseen tilanteeseen. Kysymys oli ahtimen mallinnuksen sopivuudesta virtauksien laskelmissa. Simuloinnissa onkin kysymys todellisuuden ennustuksesta, eikä siinä voida missään tapauksessa päästä absoluuttiseen tarkkuuteen. Numeeristen virtauslaskelmien perusteella oltiin kuitenkin pakosarjaa parannettu entisiin malleihin nähden, mikä oli tavoitteena.

Virtauksien analyttisen laskennan hankaluus yllätti. Oli ajateltu yksinkertaistettuja malleja olevan kehitetty enemmän virtauksen ratkaisemiseksi. Ilman kunnollista virtauslaskennan koulutusta oli varsin työlästä ottaa selvää virtauksen ilmiöiden selvittävästä matemaattisesta tarkastelusta. Pakosarjojen virtausteknisessä arvioinnissa jäätiinkin pitkälti asiantuntijan armoille.

Pakosarjan mallinnusvaiheessa suosin alun perin yksi-osaisen pakosarjan muotoa yksinkertaisuutensa takia. Lujuuslaskelmissa kuitenkin kävi ilmi rakenteen haastavuus. Oli järkevää suunnitella pakosarjaan liitoskohta, josta se pääsisi antamaan periksi laajentuessaan, jolloin saatiin pakosarjan murtumista vastaan varmuutta. Mikäli jostain syystä pakokaasun lämpötila vielä nousee nykyisestä arviosta, ei pakosarjaa tarvitse suunnitella uudelleen. Kaksiosaisen pakosarjan muotoilussa jouduttiin sijoittamaan johonkin kanavan kohtaan liitos, joka rajoitti jonkin verran kanavien linjausta.

Pakosarjan kanavia luotaessa yllätyttiin siitä, kuinka paljon kiinnityslaipan muoto ja ruuvikuvio rajoittavat kanavien reittejä, kun kovin äkkinäisiä mutkia ei voida luoda. Sylinterikannen suunnittelijan kanssa käydyt neuvottelut kiinnitysvaarnojen paikoituksesta olivat hyvin haastavia, koska sylinterikannelle asetetut kokorajoitteet olivat tiukat. Alun perin suunniteltu kolmen pultin kiinnitys hylättiin kanavoiden reitityksen rajoittavuuden takia. Mikäli pakokanavien lopullista poikkipinta-alaa päädytään pienentämään, tulee pakosarjan kiinnitykseen enemmän vartenotettavia vaihtoehtoja.

Opinnäytetyön tuloksena oli 2 erilaista pakosarjahahmotelmaa, joista voidaan kehittää tulevaisuudessa todellinen versio yksityiskohtia tarkentamalla. Proto-vaiheessa saadaan selville sen todellinen suoriutuminen. Pakosarjan kokonaistilavuuden vaikutus virtaukseen jäi cfd-analyysin perusteella odotettua pienemmäksi. Tuleekin olemaan mielenkiintoista nähdä kuinka hyvin virtausanalyysit pitävät paikkaansa. Virtausanalyseissä kanavien yhdistyskohdat olivat hyvin kriittisiä virtauksen kannalta. Kanavien kohtaamiskulman pienellä muutoksella saadaan aikaan iso muutos pakokaasun ahdinta pyörittävään liikemäärään.

Kaiken kaikkiaan pakosarjan suunnittelu oli erittäin työläs, mutta mielenkiintoinen aihe opinnäytetyöksi. Työ olisi käynyt huomattavasti jouhevammin, jos olisin omannut laajemman ymmärryksen virtausopista. Jos olisin pystynyt itse tekemään cfd-analyysijä, olisin voinut tehdä niiden perusteella useampia iteraatioita, ja vielä optimaalisempaan tulokseen olisi todennäköisesti päädytty.

## LÄHTEET

Airila, M., Ekman, K., Hautala, P., Kivioja, S., Kleimola, M., Martikka, H., Miettinen, J., Niemi, E., Ranta, A., Rinkinen, J., Salonen, P., Verho, A., Vilenius, M. & Välimaa, V. 2003. Koneenosien suunnittelu. 4. painos. Helsinki. Wsoy.

BMW mainosmateriaali. 2010. <http://www.bmwblog.com/2010/01/07/column-spark-plugs-who-needs-them/> Tulostettu 12.11.2014

Douglas, F., Gasiorek, J., Swaffield, J. & Jack, L. 2005. Fluid Dynamics Englanti, Harlow, Pearson Education Limited.

Garrett, T., Newton, K. & Steeds, W. 2001. The Motor vehicle. 13. painos. Oxford. Butterworth-Heinemann

Honeywellin Garret turboahdin esite [http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/log\\_style\\_vs\\_equal\\_length\\_manifolds](http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/log_style_vs_equal_length_manifolds). Tulostettu 13.11.2014)

John Deeren mainosmateriaali. [http://www.deere.com/en\\_US/products/engines\\_and\\_drivetrain/industrial/tier\\_3/powertech\\_e/6068\\_series/6068HF285\\_J.page](http://www.deere.com/en_US/products/engines_and_drivetrain/industrial/tier_3/powertech_e/6068_series/6068HF285_J.page) Tulostettu 12.11.2014

Karhunen, J. 1997. Lujuusoppi. Espoo. Otatieto.

Lähdeniemi & Mäkinen Rakenteiden Mekaniikka Vol. 45, Nro 1, 2012, s. 21–33 Väsymislaskenta taajuustasossa

Marquis, G. & Solin, J. 2000 Long-life fatigue design of GRP 500 nodular cast iron components. Espoo. Valtion tieteellinen tutkimuskeskus.

New Hollandin mainosmateriaali. <http://www.wnif.co.uk/2010/02/new-holland-adblue-engines-chosen-to-meet-stage-iiib-emissions/> Tulostettu 12.11.2014

Numerical Analysis of Flow Erosion on Sand Discharge Pipe in Nitrogen Drilling, Advances in Mechanical Engineering, 2013. <http://www.hindawi.com/journals/ame/2013/952652/> Tulostettu 13.11.2014

Salmi, T. 2004. Lujuusopin perusteet. Tampere. Pressus.

SFS-EN 16124 2012: Founding. Low-alloyed ferritic spheroidal graphite cast irons for elevated temperature applications.

23.1.2012. Suomen Standardisoimisliitto SFS ry, Helsinki, 22.

Smith, P. & Morrison, J. 2006, Scientific design of exhaust & intake systems. 3. painos Michiganin yliopisto. Robert Bentley Inc.

Tekniikan kaavasto. 2005. Tampere. Tammertekniikka

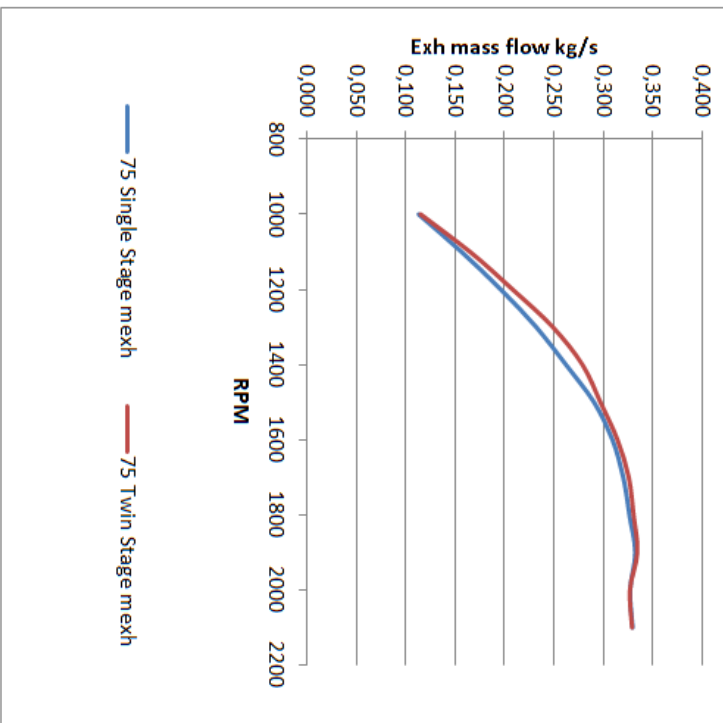
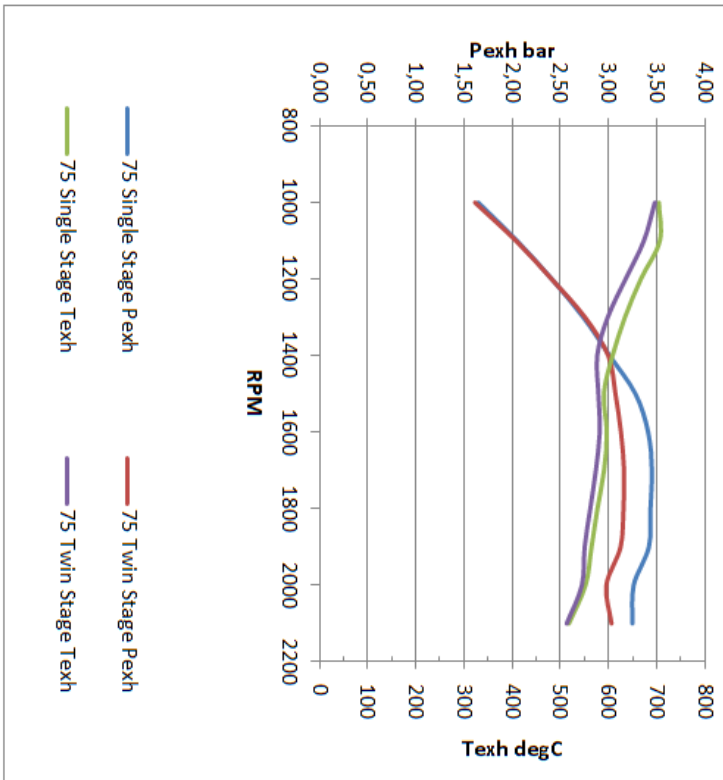
VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen 1993. VDI Heat Atlas. Chambridge. Woodhead Publishing.

Winterbone, D. & Pearson, R. 1999. Design Techniques for Engine Manifolds London. Professional Engineering.

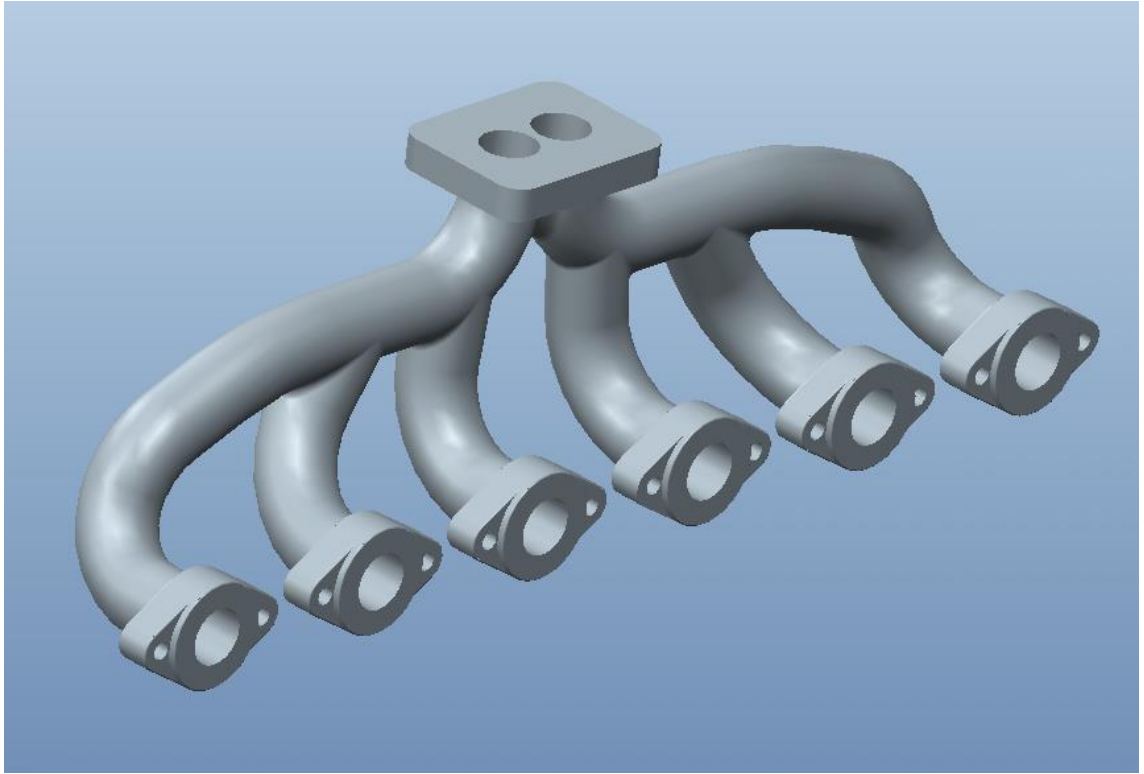
## LIITTEET

Liite 1. Pakosarjaan liittyvän moottorin simuloitut pakokaasuominaisuudet

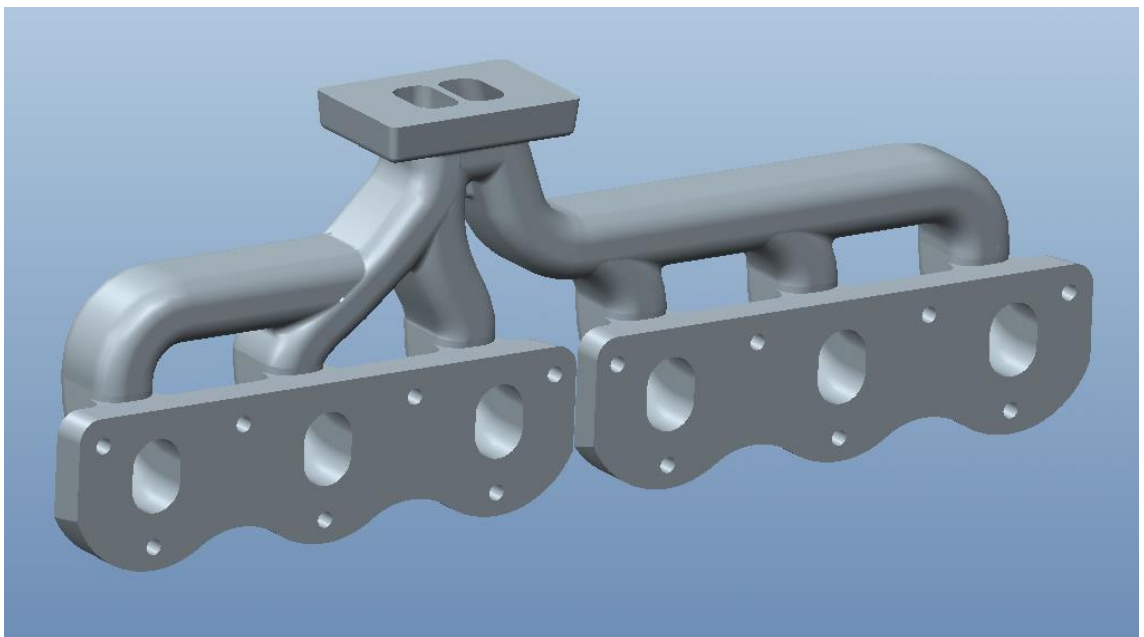
Exhaust Flow Parameters	
Engine Speed (cycle average)	RPM
Average Pressure	bar
Mass Averaged Temperature	C
Ave Mass Flow Rate	kg/s
	2100
	2000
	1900
	1800
	1700
	1600
	1500
	1400
	1300
	1200
	1100
	1000
	3,25
	3,26
	3,42
	3,44
	3,45
	3,42
	3,28
	3,02
	2,74
	2,42
	2,06
	1,65
	519
	553
	566
	578
	592
	597
	591
	609
	635
	668
	707
	705
	0,330
	0,328
	0,333
	0,327
	0,321
	0,310
	0,291
	0,262
	0,232
	0,197
	0,157
	0,113



Liite 2. Kuvat pakosarjoista, joille ei suoritettu virtausanalyysiä.



Hahmotelma 1



Hahmotelma 2