LAPPEERANNAN TEKNILLINEN YLIOPISTO
Teknillinen tiedekunta
Energiatekniikan koulutusohjelma

Tomi Naukkarinen

# RADIAALIKOMPRESSORIN AERODYNAAMINEN SUUNNITTELU

Työn tarkastaja: Professori ja tekniikan tohtori Jari Backman
Työn ohjaaja: Tekniikan tohtori Ahti Jaatinen-Värri
Lappeenranta 9.12.2013

# Tiivistelmä

Lappeenrannan teknillinen yliopisto
Teknillinen tiedekunta
Energiatekniikka

Tomi Naukkarinen

**Radiaalikompressorin aerodynaaminen suunnittelu**

Diplomityö

2013

75 sivua, 19 kuvaa, 6 taulukkoa ja 4 liitettä.

Tarkastajat: Professori Jari Backman
TkT Ahti Jaatinen-Värri

Hakusanat: keskipakokompressori, radiaalikompressori, CFD, aerodynaaminen suunnittelu.

Tämän diplomityön tavoitteena on ollut suunnitella radiaalikompressori. Aluksi on tutustuttu radiaalikompressorissa tapahtuviin ilmiöihin, jonka jälkeen radiaalikompressori on suunniteltu. Reunaehtoina suunnittelussa olivat toimilaitteelta saatava teho 250 kW ja sen suurin pyörimisnopeus 500 Hz. Esisuunnittelu on tehty Virtaustekniikan laboratoriossa kehitetyllä CentriFlow-ohjelmalla. Juoksupyörän muoto on suunniteltu viskoosittomilla 2D-malleilla. Juoksupyörän muodon suunniittelussa on käytetty kaupallista AxCent-ohjelmaa. Juoksupyörän muoto on tarkistettu laskennallisen virtausdynamiikan avulla. Virtausmallinnuksessa käytettiin FinFlo-ohjelmaa. Suunnittelun ja mallinnuksen pohjalta valittiin kolme erilaista juoksupyörää valmistukseen.

# Abstract

Lappeenranta University of Technology
The faculty of technology
The department of energy technology

Tomi Naukkarinen

**The Aerodynamic Design of A Centrifugal Compressor**

The Master´s Thesis

2013

75 pages, 19 figures, 6 tables and 4 affixes.

Supervisors: Professor Jari Backman
Doctor of Science in Technology Ahti Jaatinen-Värri

Keywords: centrifugal compressor, CFD, aerodynamic design.

The aim of this study was design a centrifugal compressor. An author has studied the general behave of flow field in centrifugal compressors. A centrifugal compressor was designed with restrictions. An accessory equipment´s maximum power was 250 kW and maximum frequency was 500 Hz. The preliminary design was made with CentriFlow program. The CentriFlow program was made by the laboratory of Fluid Dynamics. The shape of impellers was designed with 2D-invicid solver which was the part of commercial AxCentprogram. The shape on the impellers was verified with the Navier-Stokes solver FinFlo. Three different impellers were ordered to manufacture.

# ALKUSANAT

Virtauskoneet ovat kiehtoneet minua jo nuorena. Osa syynä tämän diplomityön valintaan on ollut halu tutustua turboahtimien kompressorin suunnitteluun ja toimintaan. Tärkein syy tämän diplomityön valintaan on ollut CFD-laskenta. Halusin vaikeahkon mallinnettavan, sillä koin sen antavan eniten tulevaisuuteen.

Aloittaessani tämän diplomityön luulin, että 1D-suunnittelulla saatujen tuloksien jälkeen olisin käyttänyt pelkästään CFD-laskentaa. Todellisuudessa olen tutustunut ja käyttänyt neljää eri mallinnusmenetelmää. CFD-laskennan rakenne oli ainoa tuttu menetelmä, vaikka se onkin monimutkaisin muihin verrattuna.

Ahti Jaatinen-Värriä haluaisin kiittää siitä, että sain tehdä tätä työtä omassa rauhassa ilman suurempaa kontrollia tai ohjaamista. Oma-aloitteisuus on diplomityön tavoite. Olen saanut rauhassa epäonnistua itsekseni, selvittää epäonnistumisen syyn ja edetä kohti uutta epäonnistumista. Vaikka työhön on kuulunut epäonnistumista, en ole masentunut siitä. Koen tärkeäksi, että työ on rasittavaa henkisesti tai fyysisesti, sillä kehitystä saadaan harvoin toimimalla omalla mukavuusalueella.

Vaikka olen paininut fysikaalisten ilmiöiden ja matematiikan kanssa, suurin kehitys on tapahtunut kirjoittamisessa. Kirjoittaminen on vieläkin hidasta, mutta tekstin laatu on parantunut huomattavasti.

Haluaisin kiittää Eero Inkeriä ja Teemu Sihvosta, sillä ilman heitä opiskelu ei olisi edennyt yhtä nopeasti tai hyvin arvosanoin. Opiskelu on ollut myös hauskaa heidän seurassa ja mitä hullunkurisimpia ideoita on toteutettu heidän kanssa. Haluaisin myös kiittää Jonna Tiaista yhteistyöstä opiskelun aikana.

Viimeisenä kiittäisin Jonna Suutaria. Jonna on nähnyt minun hyvät ja huonot puoleni. Hän on ollut ymmärtäväinen ja tukenut, kun olen valvonut öitä miettien ratkaisua ongelmaan.

## Sisällysluettelo

**SYMBOOLI- JA LYHENNELUETTELO** **6**
**1 JOHDANTO** **9**
**2 RADIAALIKOMPRESSORIN PÄÄOSAT** **10**
2.1 Imukanava ja johdesiivet ... 13
2.2 Impelleri eli juoksupyörä ... 14
2.2.1 Johdeosa ... 15
2.2.2 Siipikanava ... 17
2.3 Diffuusori ... 19
2.3.1 Siivetön diffuusori ... 19
2.3.2 Siivellinen diffuusori ... 21
2.4 Spiraali ... 22
2.5 Virtauskoneiden dimensioanalyysi ... 23
**3 RADIAALIKOMPRESSORIN SUUNNITTELUN YLEISET PERIAATTEET** **26**
**4 RADIAALIKOMPRESSORIN ESISUUNNITTELU** **28**
4.1 Juoksupyörän johdeosa ... 28
4.2 Juoksupyörän jättöreuna ... 30
4.3 Siivetön diffuusori ... 37
4.4 Spiraali ... 39
4.5 Esisuunnittelu ja sen tulokset ... 43
**5 RADIAALIKOMPRESSORIN MERIDIONAALIPROFIILIN JA SIIVEN MUODON SUUNNITTELU** **47**
5.1 2D-viskoosittomat menetelmät ... 48
5.2 Meridionaaliprofiili sekä siipien muoto ... 51
**6 RADIAALIKOMPRESSORIN 3D-MALLINTAMINEN ELI LASKENNALLINEN VIRTAUSDYNAMIIKKA** **59**
6.1 Käytetyt menetelmät ... 59
6.2 Laskenta-alue ja laskentahila ... 60
6.3 Mallinnuksen tulokset ... 62
**7 VALMISTETTAVA RADIAALIKOMPRESSORI** **66**
**8 YHTEENVETO** **69**
**LÄHDELUETTELO** **70**
**LIITE I. CENTRIFLOW-OHJELMAN ANTAMAT TULOKSET**
**LIITE II. COMPAL-OHJELMAN ARVIOIMAT SUORITUSARVOT**
**LIITE III. ERI JUOKSUPYÖRIEN JÄTTÖREUNOJEN ENTROPIAT**
**LIITE IV. PAINEJAKAUMAT SIIVEN KÄRJESSÄ KOKONAISEN SIIVEN PITUUDEN FUNKTIONA**

# SYMBOOLI- JA LYHENNELUETTELO

## Roomalaiset aakkoset

| | | |
|---|---|---|
| $AR$ | Pinta-alasuhde | [-] |
| $C_M$ | Kitkakerroin | [-] |
| $C_p$ | Paineennousukerroin | [-] |
| $D$ | Karakteristinen mitta, halkaisija | [m] |
| $D_s$ | Ominaishalkaisija | [-] |
| $DR$ | Diffuusiosuhde | [-] |
| $K_p$ | Kokonaispainehäviökerroin | [-] |
| $L$ | Aksiaalipituus | [-] |
| $Ma$ | Machin luku | [-] |
| $N$ | Pyörimisnopeus | [rpm] |
| $N_s$ | Ominaispyörimisnopeus | [-] |
| $Re$ | Reynoldsin luku | [-] |
| $S$ | Suhteellinen pituus katteen pinnassa | [-] |
| $V$ | Bulkkinopeus | [m/s] |
| $W$ | Ominaistyö | [J/kg] |
| | | |
| $b$ | Korkeus, leveys | [m] |
| $c$ | Absoluuttinopeus | [m/s] |
| $c_f$ | Kitkakerroin | [-] |
| $c_p$ | Ominaislämpökapasiteetti vakio paineessa | [kJ/kgK] |
| $q_m$ | Massavirta | [kg/s] |
| $q_v$ | Tilavuusvirta | [$m^3$/s] |
| $h$ | Ominaisentalpia | [J/kg] |
| $k$ | vakio | [-] |
| $i$ | Kohtauskulma | [°,rad] |
| $u$ | Kehänopeus | [m/s] |
| $p$ | Paine | [Pa] |
| $r$ | Säde | [m] |
| $t$ | Siiven paksuus | [m] |
| $w$ | Suhteellinen nopeus | [m/s] |

| | | |
|---|---|---|
| $y$ | Etäisyys | [m] |
| $z$ | Siipiluku, etäisyys | [-] [m] |

**Kreikkalaiset aakkoset**

| | | |
|---|---|---|
| $\alpha$ | Absoluuttivirtauskulma | [°,rad] |
| $\beta$ | Suhteellisen nopeuden virtauskulma | [°,rad] |
| $\gamma$ | Siipikulma | [°,rad] |
| $\varepsilon$ | Ominaisdissipaatio | [$m^2/s^3$] |
| $\eta$ | Hyötysuhde | [-] |
| $\kappa$ | Turbulenttinen ominaisenergia | [$m^2/s^2$] |
| $\lambda$ | Pyörreparametri | [-] |
| $\mu$ | Viskositeetti | [$Ns/m^2$] |
| $\nu$ | Ominaistilavuus | [$m^3/kg$] |
| $\tau$ | Kärkivälys | [m] |
| $\pi$ | Painesuhde | [-] |
| $\rho$ | Tiheys | [$kg/m^3$] |
| $\sigma$ | Liukukerroin | [-] |
| $\varnothing$ | Virtauskerroin | [-] |
| $\varphi$ | Virtauskerroin | [-] |
| $\psi$ | Paineluku, kuormituskerroin | [-] |
| $\omega$ | kulmanopeus, Ominais dissipaationopeus | [1/rad] [1/s] |

**Yläindeksit**

| | |
|---|---|
| ´ | Tilapiste, eurooppalainen |
| * | Ideaali |
| - | Keskiarvo |

**Alaindeksit**

| | |
|---|---|
| b | Napa |
| c | Kärkivälys |
| dyn | Dynaaminen |
| g | Kaasu |
| i | Indeksi |

| | |
|---|---|
| id | Ideaalinen |
| m | Keski |
| p | Polytrooppii, juoksupyörän ja rungon välinen |
| r | Radiaalikomponentti |
| ref | Referenssi |
| sta | Staattinen |
| s | Isentrooppinen, spiraali |
| tip | Kärki, huippu |
| tot | Kokonais |
| u | Kehänopeuden komponentti |
| w | Kiekkokitka |
| x | Euler |
| 1→5 | Tilapisteet |

**Lyhenteet**

| | |
|---|---|
| CFD | Computational fluid dynamics |

# 1 JOHDANTO

Radiaalikompressori kuuluu kineettisiin eli jatkuva virtauksisiin kompressoreihin. Painesuhde on yleisemmin kahdesta kolmeen, mutta yli kahdeksan painesuhteen kompressoreita on mahdollista valmistaa yksivaiheisena. Radiaalikompressoria käytetään yleisesti yksivaiheisena, esim. autojen turboahtimissa ja jäteveden ilmauksessa ja monivaiheisena öljy- ja kaasuteollisuudessa. Radiaalikompressorin nimi ei ole täysin vakiintunut suomen kieleen, vaan radiaalikompressoria kutsutaan myös radiaaliahtimeksi, turbokompressoriksi ja keskipakokompressoriksi. Englanniksi radiaalikompressori on *centrifugal compressor*.

Tässä työssä suunnitellaan radiaalikompressori, jonka väliaineena on ilma. Suunnittelun reunaehdot tulevat toimilaitteeksi valitun sähkömoottorin perusteella, jolta saatava maksimiteho on 250 kW ja suurin mahdollinen pyörimisnopeus on 500 Hz. Diffuusorista haluttiin siivetön, sillä kyseinen radiaalikompressori liittyy siivettömän diffuusorin tutkimiseen. Painesuhteesta haluttiin, niin suuri kuin annetuilla reunaehdoilla on mahdollista, saavuttaen kuitenkin riittävä hyötysuhde.

Radiaalikompressori voidaan suunnitella monella eri tavalla, mutta tässä työssä on keskitetty yhteen tapaan suunnitella radiaalikompressori. Muita menetelmiä on havainnoitu, muttei tarkemmin selostettu.

# 2 RADIAALIKOMPRESSORIN PÄÄOSAT

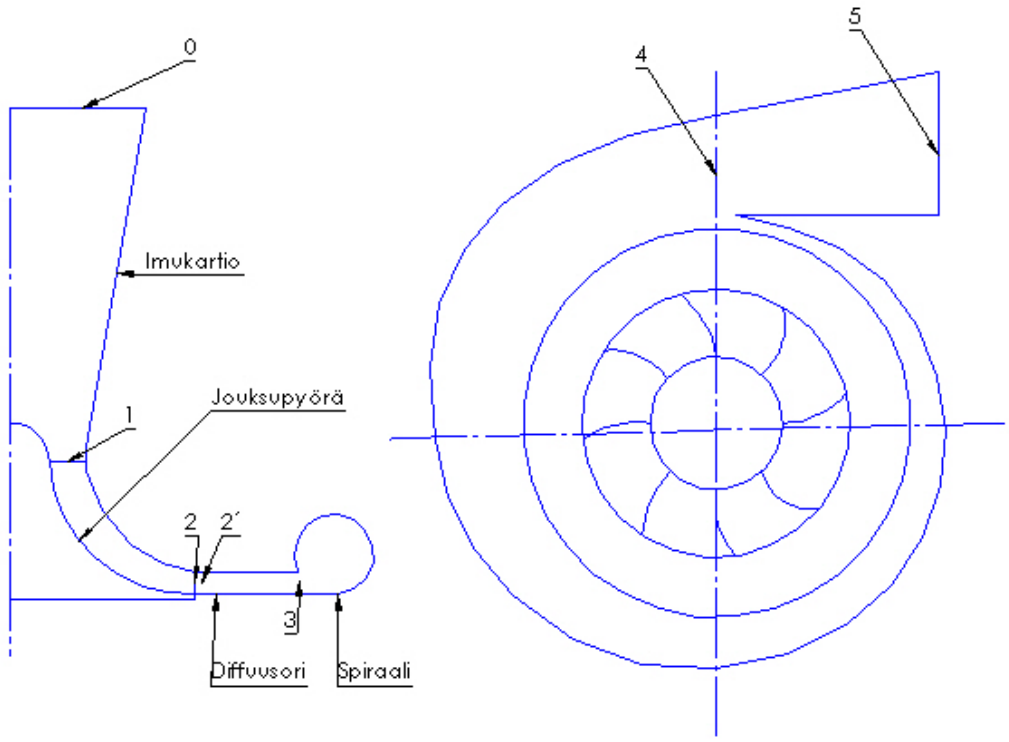
Radiaalikompressorin pääosat ovat imukartio, johdesiivet, impelleri eli juoksupyörä, diffuusori ja spiraali. Diffuusoria kutsutaan myös staattoriksi. Radiaalikompressorin pääosat ovat esitetty kuvassa 2.1. Kaasu kulkee kuvassa 2.1 olevan numeroinnin mukaisessa järjestyksessä. Kaasu virtaa imukartiosta juoksupyörään, josta se kulkeutuu diffuusoriin. Spiraali kerää diffuusorista poistuvan kaasun ja johtaa kaasun poistokanavaan. Radiaalikompressoriin kuuluu lisäksi tiivisteet ja laakerit. Tiivisteet ovat yleensä kosketusvapaita (Larjola 1988, s. 7).

Radiaalikompressorissa paineen nousu perustuu virtausnopeuden hidastumiseen kuten muissakin kineettisissä kompressoreissa. Jouksupyörässä suhteellinen nopeus hidastuu, vaikka absoluuttinopeus kasvaa ja diffuusorissa absoluuttinopeus hidastuu. (Japikse 1996, s. 2-3 ja 3-1) Juoksupyörässä myös keskipakoiskiihtyvyys nostaa painetta.

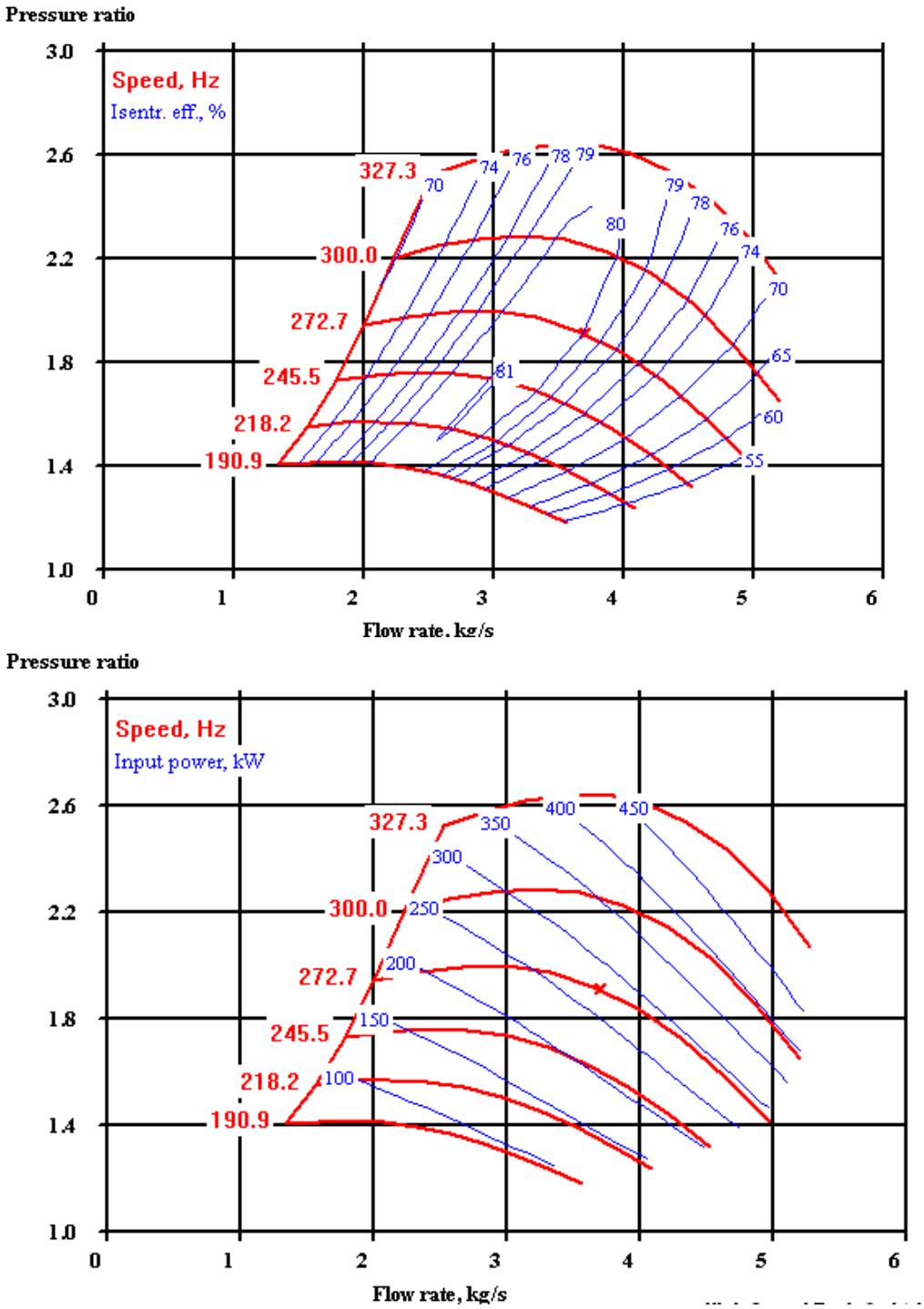
Kokoluokasta ja painesuhteesta riippumatta radiaalivirtauskoneen valmistaminen on halvempaa kuin samankokoisen ja painesuhteen antavan aksiaalisvirtauskoneen, mutta suurissa kokoluokissa radiaalisvirtauskoneet häviävät hyötysuhteissa. Radiaalikompressorin fyysinen koko on myös pienempi kuin aksiaaliskompressorin koko samalla painesuhteella. Hinta ja koko selittyvät tarvittavien vaiheiden määrällä. (Wilson 1984, s. 333.)

Radiaali- ja aksiaalikompressoreille yleinen piirre on kompressorin tunnuskenttä. Kuvassa 2.2 on esitetty kompressorin tunnuskenttä. Suunnittelupiste on merkattu punaisella rastilla kuvaan 2.2. Suunnittelupiste jää oikealle ylös parhaan hyötysuhteen alueesta, mikä on ominaista virtauskoneille. Kompressorin tunnuskentän vasemmassa laidassa on sakkausraja ja oikealla on tukkeutumisraja, joten kompressorin toiminta-alue rajoittuu näiden kahden rajan välille. Kompressorin sakatessa virtaus sykkii nopeasti edestakaisin ja sakkaus saattaa hajottaa juoksupyörän, jos laakerit tai siivet eivät kestä rasituksia. Tukkeutuminen johtuu äänen nopeuden saavuttamisesta juoksupyörässä tai diffuusorissa. Tukkeutuessa kompressori painesuhde ja hyötysuhde romahtavat, mutta tukkeutuminen ei aiheuta epästabiilista virtausta kuten sakkaus.

Kuvassa 2.2 ilmenee myös tehokäyrät, jotka laskevat oikealle alas. Kompressorin teho nousee nopeasti massavirran suurentuessa, jos painesuhde pysyy vakiona.




**Kuva 2.1:** Radiaalikompressorin pääosat sekä tilapisteiden numerointi.




**Kuva 2.2:** Kompressorin tunnuskenttä. Ylemmässä kuvassa näkyvissä hyötysuhdekorkeuskäyrät ja alemmassa kuvassa näkyy oikealle alas laskevat tehokäyrät.

Radiaalikompressorille, kuten muillekin virtauskoneille, voidaan määritellä hyötysuhde staattisten ja kokonaistilojen avulla. Hyötysuhde on isentrooppinen tai polytrooppinen. Yleisin tapa on käyttää isentrooppihyötysuhdetta, joka on painetasosta riippuvainen.

(Japiksen ja Baines 1997, s 2-11 – 2-21) Kompressorin on tarkoitus nostaa painetta, jolloin hyödyllisin tapa ilmoittaa kompressorin hyötysuhde on kokonaispaineesta staattiseen paineeseen. Tällöin oletetaan, että kompressorin jälkeistä kineettistä painetta ei saada hyödynnettyä, mikä pitää paikkansa monissa sovelluksissa. Yleensä paineistetaan levossa olevaa kaasua, jolloin kokonaispaine on sama kuin staattinen paine. Isentrooppihyötysuhde on määritetty yhtälössä (1)

$$\eta_{\mathrm{isen\,tot\rightarrow sta}} = \frac{h_{\mathrm{s\,sta\,2}} - h_{\mathrm{tot1}}}{h_{\mathrm{sta\,2}} - h_{\mathrm{tot1}}} \tag{1}$$

Radiaalikompressori on tilavuusvirtakone, joten imutila vaikuttaa kompressorin toimintapisteeseen. Tämä johtaa siihen, että samanlaisen radiaalikompressorin toimintapiste voi olla hyvin erilainen vuoristossa kuin lähellä meren pintaa tai lämpöisessä ja pakkasessa. Tietämällä mittaustila, voidaan muuttaa massavirta ja pyörimisnopeus referenssipisteeseen. Referenssitilaan muuttaminen tapahtuu yhtälöillä (2) ja (3). (Jaatinen et al. 2011) (Reunanen 2001, s. 17)

$$q_{\mathrm{m,ref}} = q_{\mathrm{m}} \frac{p_{\mathrm{tot1,ref}}}{p_{t1}} \sqrt{\frac{T_{\mathrm{tot1}} R}{T_{\mathrm{tot1,ref}} R_{\mathrm{ref}}}} \tag{2}$$

$$N_{\mathrm{ref}} = N \sqrt{\frac{T_{\mathrm{tot1,ref}} R_{\mathrm{ref}}}{T_{\mathrm{tot1}} R}} \tag{3}$$

Jos kompressorikartan imutilan arvot tiedetään, voidaan kompressorin toimintaa verrata kompressorikarttaan kompressorin toimiessa muissa olosuhteissa kuin kompressorikartan mittausolosuhteissa.

## 2.1 Imukanava ja johdesiivet

Imukanavasta puristettava kaasu kulkee juoksupyörälle, joten virtauksen pitäisi olla mahdollisemman tasaisesti jakautunut imukanavan ulostulossa. Juoksupyörälle tuleva virtaus täytyy myös olla pyörteetön. Jos imukanavassa on virtauksen muotoa häiritseviä tekijöitä, ne täytyy asettaa kauemmaksi juoksupyörästä tai tehdä virtausta tasoittavia elementtejä. (Larjola 1988, s. 14)

Imukanavan painehäviöt täytyy myös ottaa huomioon kompressoria tai kanavistoa suunnitellessa, sillä painesuhde nousee häviöiden kasvaessa, jos pidetään kompressorin jälkeinen paine vakiona. Olemassa olevaa imukanavistoa muutettaessa saattaa jäädä haluttu loppupaine saavuttamatta, jos uuden kanaviston painehäviö on suurempi ja kompressoria ei voida käyttää suuremmalla nopeudella. Painehäviötä aiheuttavia elementtejä ovat esimerkiksi suodattimet ja äänenvaimentimet. (Larjola 1988, s. 14)

Johdesiivillä muutetaan kompressorin toimintaa tai tasoitetaan kompressoriin saapuvaa virtausta (Larjola 1988, s. 14). Kääntämällä sisään tulevan virtauksen virtauskulmaa kompressorin tekemää työmäärää voidaan muuttaa Eulerin turbokoneyhtälön (4) mukaisesti. Kompressorin sisään tulevaa virtausta kääntämällä voidaan myös estää virtauksen irtoaminen johdeosassa (Japikse 1996, s. 2-7 - 6-7)

## 2.2 Impelleri eli juoksupyörä

Juoksupyörä on kompressorin tärkein osa. Kompressori lisää kaasun liikemäärää. Kompressorin tekemä työ voidaan esittää Eulerin turbokoneyhtälön mukaisesti (4). Japiksen (1996, s. 2-1) mukaan paineen nousu on jättöreunan kehänopeuden neliöön verrannollinen riippumatta johtoreunan virtauksen tasaisuudesta, sillä absoluuttinopeuden tangentiaaliskomponentti $C_{\mathrm{u2}}$ on verrannollinen kehänopeuteen. Johdesiivillä voidaan kääntää virtausta johdereunalla pyörimissuuntaan, jolloin tehtävä työ pienenee ja paineen nousu pienenee.

$$W_{\mathrm{x}} = u_2 c_{\mathrm{u2}} - u_1 c_{\mathrm{u1}} \tag{4}$$

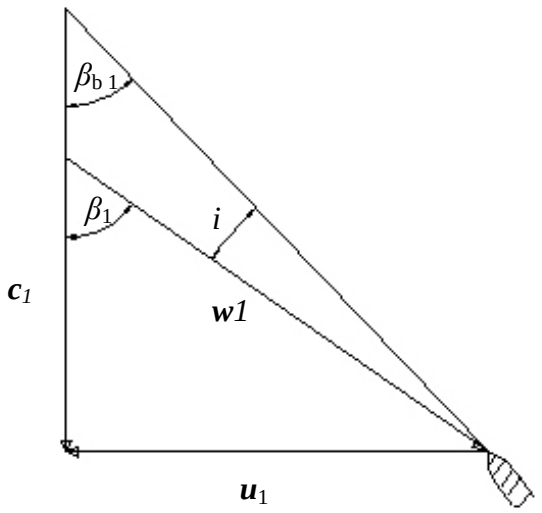
Radiaalikompressoria voidaan hyvällä tarkkuudella käsitellä adiabaattisena laitteena. Adiabaattioletuksen avulla ideaalinen kokonaisentalpian muutos voidaan lausua yhtälön (5) avulla.

$$\Delta h_{id} = u_2 c_{\mathrm{u2}} - u_1 c_{\mathrm{u1}} \tag{5}$$

### 2.2.1 Johdeosa

Johdeosaa voidaan tarkastella nopeuskolmioiden avulla kuten kuvassa 2.3. Kehänopeutta merkitään $u_1$:lla, absoluuttista nopeutta $c_1$:lla ja roottorin suhteellista nopeutta $w_1$:lla. Roottorin siiven kulma on $\beta_b$ ja virtauksen suhteellisen nopeuden kulma on $\beta$. Siiven kulman ja suhteellisen nopeuden kulman erotusta kutsutaan kohtauskulmaksi $i$ (6).

$$i = \beta_1 - \beta_{b1} \tag{6}$$




**Kuva 2.3:** Johdeosan nopeuskolmion suhteellinen nopeus $\boldsymbol{w}_1$ muodostuu kehänopeudesta $\boldsymbol{u}_1$ absoluuttisesta nopeudesta $\boldsymbol{c}_1$. Siipi ja suhteellinen nopeus muodostavat kohtauskulman $i$.

Kohtauskulma on tärkeä suunnitteluparametri sillä se vaikuttaa virtauksen kiinnittymiseen. Ideaalinen kohtauskulma on lähellä nollaa, sillä liian suurella tai pienellä kohtauskulmalla on negatiivisia ominaisuuksia. Itse kohtauskulman vaikutusta virtauksen irtoamiseen voidaan tutkia jo pelkästään siipiprofiileilla. Siipiprofiileilla huomataan, että kohtauskulma, jossa irtoaminen tapahtuu, on Machin luvun funktio. Machin luvun kasvaessa siipi sakkaa pienemmällä kohtauskulmalla. (Japikse 1996, s. 2-5 ja 2-6)

Virtauksen irtoaminen johtoreunalla voi tapahtua eri tavoin. Rajakerros voi irtautua osittain ja uudelleen energisoitua, jolloin irtaantuminen tapahtuu kuplana. Jos virtaus irtoaa täysin eli ei kiinnity takaisin, kompressorin suorituskyky huononee ja kompressori voi sakata kokonaan. Irtoavassa virtauksessa ilmenee takaisinvirtausta, jolloin osa virtauksesta kulkeutuu väärään suuntaan sisääntulossa. Virtauksen irtoamiseen vaikuttaa myös se, että suhteellinen nopeus saattaa ylittää äänen nopeuden paikallisesti. Äänen nopeuden ylittyminen saa aikaa tiivistysaallon, joka irrottaa virtauksen. Tiivistysaallon aiheuttama irronnut virtaus saattaa jäädä kiinnittymättä, jos siipikanavan diffuusio tai siiven kaarevuus on liian suurta. (Japikse 1996, s 2-6)

Johtoreunan paksuudella on vaikutusta paikalliseen suhteelliseen nopeuteen. Pienemmillä suhteellisilla nopeuksilla siipien johdereunan voi tehdä suhteellisen tylpäksi ja käyttää esimerkiksi ellipsiä pyöristyksenä johtoreunan muotona. Suuremmilla suhteellisilla nopeuksilla johtoreunan tukkiva vaikutus on suurempi, jolloin ohuempi johtoreuna on hyödyllisempi. (Japikse 1996, s 2-6 ja 2-7)

Osasiivet auttavat vähentämään johtoreunan tukkeuttavaa vaikutusta. Osasiipien alkamiskohta asetetaan sellaiseen kohtaan, jossa ne eivät enää aiheuta tukkeumaa virtaukseen. (Japikse 1996, s 2-14) Sovelluksissa, kuten turboahtimet, joissa pieni koko on tärkeää, osasiivet mahdollistavat pienemmän johtoreunan halkaisijan ja samalla laskevat johtoreunalla suhteellista nopeutta. (Flaxington ja Swain 1999)

Johdeosaan tulevan virtauksen avulla voidaan vaikuttaa kohtauskulmaan yhtälön (6) mukaisesti, muuttaa kompressorin tekemää työtä yhtälön (4) mukaisesti ja muuttaa massavirtaa, sillä nopeuden meridioanaalinen komponentti pienenee esipyörteen lisääntyessä. Esipyörteellä voidaan myös vaikuttaa kitkahäviöihin siipikanavissa ja kompressorikarttaan kompressorin toimiessaan eri toimintapisteessä kuin suunnittelupisteessä. Kompressorikartan siirtämisellä voidaan nostaa korkean hyötysuhteen aluetta lähemmäksi toimintapistettä. (Larjola et al.)

### 2.2.2 Siipikanava

Virtaus kehittyy monen eri tekijän vaikutuksesta kompressorin siipisolassa. Virtauksen kehitykseen vaikuttaa rajakerrosten kehittyminen kaikilla seinämillä. Rajakerroksiin ja päävirtaukseen vaikuttaa coriolisvoima ja keskipakoisvoima. Nämä voimat saavat aikaan nopeampien ja hitaampien virtausten erottumista, johtaen siihen, että hitaammin virtaava kaasu joutuu lähemmäksi katetta ja siiven imu puolta. Nopeammin virtaava päävirtaus ajautuu siiven painepuolelle ja navan pinnan lähelle. Virtauksen kehittymiseen vaikuttaa myös kärkivälys- ja vuotovirtaukset. (Japikse 1996, s 2-17) Coriolisvoima ja keskipakoisvoima ovat pseudo-voimia. Molemmat voimat ovat Newtonin toisen lain esiintymismuotoja, joten ne eivät ole todellisia fysikaalisia voimia. Näiden voimien avulla on kuitenkin helpompi hahmottaa radiaalikompressorissa tapahtuvia ilmiötä.

Eroavista virtauksista johtuen virtaus jaetaan usein päävirtaukseen ja toisiovirtaukseen. Selvä esimerkki pää- ja toisiovirtauksesta on Eckardt-juoksupyörä (Eckardt 1976). Eckardt-juoksupyörässä imupuolelle katteen läheisyyteen syntyy hitaan meridionaali nopeuden alue kun virtaus kääntyy aksiaalisesta radiaaliseen. Tämä hitaan virtauksen alue kasvaa kohti juoksupyörän ulostuloa. Toisiovirtauksen alue kasvaa myös massavirran suurentuessa. Eckardt-juoksupyörä on yleisesti käytetty esimerkki radiaalikompressorin juoksupyörän virtauksen kehittymisestä, sillä se kertoo selvästi toisiovirtauksen kehittymisestä. Toisaalta on muistettava, että Eckardtin tuloksia ei pidä ottaa itsestään selvyytenä etenkään verrattaessa hyvin suunniteltuihin moderneihin kompressoreihin (Cumpsty 1989, s. 227).

Krainin (1988) korkeahyötysuhteisen juoksupyörän mittauksista ilmenee, että siipisolaan muodostuu siipikanavan pituussuunnassa pyörteitä. Pyörteet ilmenevät katteen läheisyydessä sekä siiven imu- että painepuolella, kun aksiaalinen virtaus alkaa kääntyä radiaaliseksi. Ensiksi pyörteet voimistuvat ja siirtyvät katteen läheisyydessä lähemmäksi siipisolan keskustaa, tämän jälkeen heikkenevät kohti juoksupyörän ulostuloa. Kyseinen pyörteisyys vaikuttaa meridionaaliseen nopeusjakaumaan, sillä pyörteen kohdalla meridionaalinen nopeus on pienempi kuin muualla. Krain (1988) esittää, että ilmiö olisi liikkumattoman katteen ja liikkuvan juoksupyörän

yhteisvaikutuksen lopputulos. Selvä ero Eckardin mittauksiin on se, että toisiovirtaus pysyy lähellä katetta ja se ei siirry nurkkaan imupuolelle. (Cumpsty 1989, s. 229)

Kärkivälysvirtaus huonontaa radiaalikompressorin toiminta-arvoja. Kärkivälyksen suurentuessa häviöt suurentuvat melkein lineaarisesti, mutta häviöiden suurenemisnopeus on kompressorikohtaista ja suoraa korrelaatiota ei ole häviön ja perinteisten suunnitteluparametrien kanssa (esimerkiksi, suhteellinen kärkivälys tai Reynoldsin luku). Suuripainesuhteiset kompressorin ovat vähemmän herkkiä kärkivälyksen suhteen. (Turunen-Saaresti ja Jaatinen 2013)

Juoksupyörän kattaminen mahdollistaa suuret kärkivälykset, mutta massan lisääminen juoksupyörän ulkokehälle suurentaa pyörimisestä aiheutuvaa jännitystä ja pienentää suurinta mahdollista kehänopeutta. (Cumpsty 1989, s. 64 - 66) Kattamalla juoksupyörän ominaisuudet eivät välttämättä parane vaan saattavat jopa huonontua. Kärkivälysvirtaus voi tasoittaa juoksupyörästä poistuvan virtauksen virtausprofiilia ja parantaa sen takia kompressorin hyötysuhdetta. Juoksupyörän kattaminen tuo lisää myös kitkahäviötä, sillä siitä syntyy uusi kitkapinta kompressorin katteen ja juoksupyörän katteen välille. (Dalbert et al. 1998) Näistä syistä katettuja kompressoreita käytetään yleisesti monivaiheisissa kompressoreissa, jossa kärkivälys on jätettävä suureksi mahdollisen aksiaalisliikkeen takia. (Cumpsty 1989, s. 64 - 66)

Jättöreunan siipikulmalla on suuri merkitys radiaalikompressorin toimintaan, vaikka johdeosa on tärkeämpi. Vanhat radiaalikompressorin jättöreunat ovat radiaalisia jättöreunalta työstö- ja rakennesyistä. Kuitenkin siivillä, jotka kaartuvat pyörimissuuntaan nähden taakse, saavutetaan suuremmat hyötysuhteet ja toiminta-alue on suurempi (Came ja Robinson 1998) (Flaxington ja Swain 1999). Kompressorin painesuhde kuitenkin pienenee taakse kaartuvilla siivillä verrattuna radiaalisiin siipiin jättöreunalla. Tästä johtuen juoksupyörän sädettä täytyy suurentaa tai lisätä pyörimisnopeutta, jos halutaan saavuttaa sama painesuhde taaksepäin taivutetuilla siivillä kuin suorilla siivillä. Juoksupyörän koon suurentaminen tai pyörimisnopeuden suurentaminen lisää juoksupyörän rasituksia.

## 2.3 Diffuusori

Juoksupyörästä virtaus johdetaan diffuusoriin, jossa absoluuttinopeus hidastuu. Diffuusorin tarkoitus on muuttaa dynaamista painetta staattiseksi paineeksi hidastamalla virtausta. Paineennousukerroin määritellään staattisen paineen muutoksen suhteena dynaamiseen paineeseen sisääntulossa (7). Vain erittäin suotuisissa tapauksissa paineennousukerroin $C_p$ on yli 0,8 (Wilson 1984, s. 153). Paineennousukerroin hyvin suunnitelluissa radiaalikompressorissa on 0,7 siivellisissä diffuusoreissa ja 0,5-0,6 siivettömissä diffuusoreissa. Paineennousukertoimen kasvaessa roottorin tarvittava tehtävä työ pienenee ulostulopaineen pysyessä samana, joten diffuusorin suunnittelu on tärkeässä roolissa. (Dalbert et al. 1999) Paineennousukerroin (7) esitetään useasti kokonaispainehäviökertoimen (8) kanssa.

$$C_p = \frac{p_{\text{sta ulos}} - p_{\text{sta sisään}}}{p_{\text{tot sisään}} - p_{\text{sta sisään}}} \tag{7}$$

$$K_p = \frac{p_{\text{tot sisään}} - p_{\text{tot ulos}}}{p_{\text{tot sisään}} - p_{\text{tot ulos}}} \tag{8}$$

Radiaalikompressoreissa käytetään yleensä säteittäisdiffuusoreita. Säteittäisdiffuusorit ovat kaksi säteittäistä tasoa eri korkeuksilla. Kahden eri tason lisäksi diffuusorissa voi olla siipiä, jotka muodostavat virtauskanavat tai/ja ohjaavat virtausta. Säteittäisdiffuusori vastaa hyvin virtauksen asettamiin vaatimuksiin, sillä virtaus saapuu diffuusoriin yleensä yli 65° kulmassa radiaasuunnasta mitattuna, jolloin virtauksen tangentiaalikomponentti on kaksi kertaa suurempi kuin radiaalikomponentti. Kulman lisäksi virtaus on hyvin pyörteinen, sillä paine- ja imupuolen virtaukset sekoittuvat (Wilson 1984, s. 177-178) Pyörteisyyttä lisää myös pää- ja toisiovirtausten sekoittuminen diffuusorissa.

### 2.3.1 Siivetön diffuusori

Siivettömän diffuusori on yleisin käytetty diffuusori radiaalikompressoreissa, koska sen avulla voidaan saavuttaa hyväksyttävä paineen nousu ja se on yksinkertaisen geometrian

ansiosta halpa valmistaa. Siivekkeiden puuttuessa se ei voi käytännössä tukkeutua ja siivekkeistä ei synny värähtelyitä juoksupyörään.

Siivetön diffuusori voi olla kavennettu juoksupyörän korkeuteen nähden katteen, kompressorin aluslevyn tai molempien puolelta. On myös sovelluksia, joissa diffuusori on korkeampi kuin juoksupyörän jättöreuna. (Japikse 1996, s. 3-3) Kavennuksella tavoitellaan rajakerroksen energisoitumista radiaalisuunnassa, jolloin suurempi diffuusio on mahdollista (Wilson 1984, s. 179).

Siivettömän diffuusorin toimintaa voi yksikertaisimmillaan kuvata yhtälöillä (9), (10) ja (11). (Japikse 1996, s. 3-2)

$$rc_{\mathrm{u}} \approx vakio \tag{9}$$

$$\rho c_r 2\pi r b_2 = q_m \tag{10}$$

$$\tan\alpha = \frac{c_{\mathrm{u}}}{c_{\mathrm{r}}} \approx vakio \cdot \frac{\rho b}{q_{\mathrm{m}}} \tag{11}$$

Väliaineen ollessa puristumaton, virtaus muodostaa logaritmisen spiraaliradan diffuusorin läpi. Ilman edetessä diffuusorissa sen tiheys kasvaa ja samalla virtauskulma kääntyy enemmän tangentiaaliseksi Logaritminen spiraalirata pidentää virtauksen kulkemaa matkaa diffuusorissa, jolloin kitkahäviöt suurenevat. (Japikse 1996, s. 3-3) Yhtälöä (11) tarkastelemalla huomataan myös, että massavirran pienentyessä tai tiheyden suurentuessa on mahdollista, että virtaus kääntyy täysin tangentiaaliseksi, jolloin puhutaan siivettömän diffuusorin sakkaamisesta. Senoo ja Kinoshita (1978) tarkentavat, että diffuusori sakkaa vasta, kun diffuusoriin syntynyt takaisinvirtausalue saavuttaa diffuusorin ulostulon ja rajakerroksessa virtaus kääntyy sisääntuloon päin.

Diffuusoriin saapuvan virtauksen epätasaisuus on yhteydessä sakkaamiseen, sillä virtauksen ollessa enemmän epätasainen takaisinvirtausta havaitaan pienemmillä diffuusorin sädesuhteilla (Japikse 1996 s. 3-7). Senoon ja Kinoshitan (1978) tutkimus vahvistaa sen, että takaisinvirtausta ilmenee helpommin epätasaisessa diffuusorin sisääntulovirtauksessa, mutta korrelaatiota sakkaukseen ja vääntyneen virtausprofiilin kanssa he eivät löytäneet. Vahvistusta antaa myös Senoo:n ja Kinoshita:n (1977)

tutkimus, sillä he havaitsivat, että takaisinvirtauksen kehittyminen on huomattavasti herkempi radiaalinopeuseroille kuin tangentiaalisnopeuseroille. Tutkimus kokoaa myös takaisinvirtaukseen vaikuttavat tekijät. Rajakerrosten stabiiliosuuteen vaikuttavat diffuusorin leveyden suhde diffuusorin säteeseen $r'_2/b'$, diffuusorin sädesuhde $r'_2/r_3$, virtauksen epätasaisuus, Reynoldsin luku, diffuusorin sisääntulossa oleva rajakerroksen paksuus ja diffuusorin leveyden muutos säteen suunnassa. Nämä muuttujat eivät ole toisistaan riippumattomia. Senoo:n ja Kinoshita:n (1977) tutkimuksessa ilmenee myös, että virtauskulman täytyy olla pienempi, jos diffuusori on leveämpi tai Machin luku on suuri. Reynoldsin luvulla ja diffuusoriin tulevan rajakerroksen paksuudella ei ole suurta merkitystä.

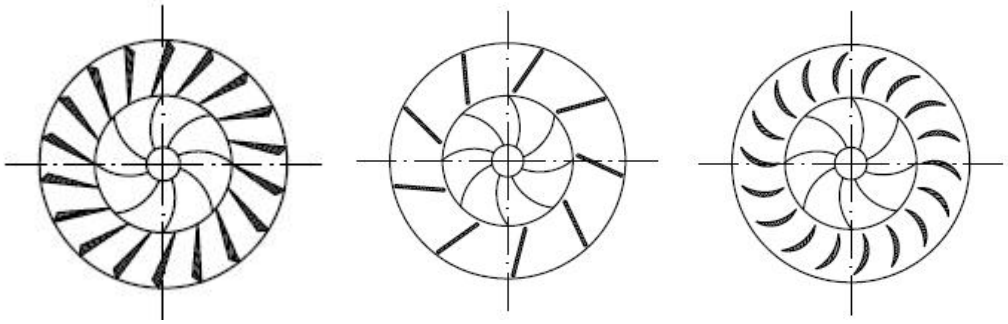
Senoon ja Kinoshitan (1977) tutkimus ei käsittele diffuusorin kavennuksen vaikutusta hyötysuhteeseen, mutta Turunen-Saaresti et al.(2006) tutkivat kavennuksen vaikutusta kokonaishyötysuhteeseen ja löysivät, että kavennus parantaa hyötysuhdetta. Jaatinen et al. (2012) tutkivat myös kavennetun siivettömän diffuusorin vaikusta kompressorin suorituskykyyn. Katteen puolelta tai molemmilta puolilta kavennetuilla diffuusoreilla huomattiin vähemmän takaisinvirtausaluetta katteen läheisyydessä verrattaessa kaventamattomaan diffuusoriin. Juoksupyörän hyötysuhde parani, vaikka diffuusorin hyötysuhde huononi. Jaatinen et al.(2012) esittivät, että katteen kavennus pienentäisi kärkivälysvirtausta ja kärkivälysvirtaus tekisi vähemmän epätasaiseksi juoksupyörän ulostulovirtausta. He esittävät, että kärkivälysvirtauksen pienentyminen perustuisi siihen, että virtaus kääntyy jo ennen kavennusta jolloin kärkivälysvirtaus pienenee.

### 2.3.2 Siivellinen diffuusori

Siivellisellä diffuusorilla on mahdollista päästä suurempiin diffuusiosuhteisiin ja samalla parempaan hyötysuhteeseen kuin siivettömällä diffuusorilla. Siivellisen diffuusorin huonona puolena on virtauksen kulmaherkkyys ja kurkun olemassa olo. Kompressorin hyötysuhde laskee nopeasti, jos diffuusoriin menevän virtauksen kulma poikkeaa suunnittelusta. Siivellinen diffuusori tukkeutuu, jos massavirtaa kasvatetaan tarpeeksi ja diffuusorin kurkussa saavutetaan äänen nopeus. Useimmissa tapauksissa siivellinen diffuusori sakkaa ennen juoksupyörää. Siivettömään diffuusoriin verrattuna

toiminta-alue näin ollen kapenee. Diffuusorin kohtauskulma ei ole pelkästään massavirran funktio, sillä myös pyörimisnopeus vaikuttaa kohtauskulmaan. (Cumpsty 1989, s. 287–288). Siivellisen diffuusorin parempi hyötysuhde johtuu siitä, että se kääntää virtausta radiaalisemmaksi, jolloin kitkamatka pienenee. Siivelliset diffuusorit ovat enemmän tai vähemmän pakollisia, jos painesuhde on yli 3 (Came ja Robinson 1998). Painesuhteen ollessa suuri virtaus on hyvin tangentiaalinen juoksupyörän jättöreunalla, mikä estää siivettömän diffuusorin tehokkaan käytön.

Siivellinen diffuusori voidaan toteuttaa monella eri tavalla. Diffuusiokäytävä voi olla muodoltaan kaareva tai suora (Came ja Robinson 1998). Diffuusorin siivet voivat olla myös siipiprofiileja, jotka ovat eripituisia ja muotoisia. Siipiprofiilien ei tarvitse olla samanpituisia, kuin diffuusori on. Siipiä on mahdollista laittaa peräkkäin niin, että ne toimivat erillisinä virtauksen ohjaajina. (Senoo et al. 1986) Kuvassa 2.4 on kolme erilaista siivellistä diffuusoria.



**Kuva 2.4:** Periaatekuva erilaisista siivellisistä diffuusoreista. Vasemmalla diffuusorin siivet muodostavat kiilamaisen kanavan, joka aukeaa ulospäin. Keskellä yksinkertaiset siivet ohjaavat vain virtausta enemmän radiaaliseksi. Oikealla on käytetty siipiprofiilin muotoisia diffuusorisiipiä. (Ahti Jaatinen-Värri/LUT)

## 2.4 Spiraali

Spiraalin tarkoitus on kerätä virtaus diffuusorista ja ohjata se poistokartioon, josta se johdetaan putkistoon. Voidaan puhua spriraaliosasta ja poistokartio-osasta, mutta ne muodostavat yhdessä kokonaisuuden, jota yleisesti kutsutaan spiraaliksi. Spiraalilla on tarkoitus kerätä virtaus niin, että virtausnopeus ja paine pysyy suunnittelupisteessä vakiona koko spiraalin ympyrän matkan. Staattisen paineen nousua tapahtuu vasta

poistokartiossa, joka on yleensä laajentuva, joten staattinen paine suurenee virtausnopeuden hidastuessa. Kohtaa, jossa spiraalin kierros saavuttaa itsensä ja virtaus poistuu poistokartioon, kutsutaan kielen alueeksi. Kielen alue aiheuttaa virtaukseen häiriöitä ja samalla häviötä (Reunanen 2001, s 17)

Tilavuusvirran ollessa eri kuin suunnittelupisteessä spiraaliin muodostuu positiivinen tai negatiivinen painegradientti. Tilavuusvirran ollessa suurempi kuin suunnittelupisteessä, virtaus kiihtyy spiraalin kiertosuunnassa, josta seuraa negatiivinen painegradientti. Tilavuusvirran suurentuminen voi johtua suuremmasta massavirrasta tai pienemmästä paineen noususta eli pienemmästä pyörimisnopeudesta. Toisaalta jokaisella painesuhteella on massavirtaa, jolloin painegradientti on nolla. Huonosti suunnitellussa spiraalissa voi ilmetä jo suunnittelupisteessä painegradientteja. Painegradientit vaikuttavat diffuusorin toimintaan kuten myös juoksupyörän toimintaan. (Reunanen 2001, s 17) (Sorokes et al. 1998)

Massavirran suureneminen yleensä lisää kokonaispainehäviötä. Massavirran suurentuessa pyörrettä aiheuttava virtauksen radiaalikomponentti suurenee ja virtausnopeus kiihtyy. Nämä tekijät yhdessä aiheuttavat suuremmat kitkahäviöt ja siten kokonaispainehäviön. Toisaalta, pienellä massavirralla on mahdollista virtauksen irtoaminen spiraalissa tai poistokartiossa, jolloin koko spiraalin suoritusarvo romahtaa. (Reunanen 2001, s 17)

## 2.5 Virtauskoneiden dimensioanalyysi

Dimensioanalyysin avulla voidaan tutkia ja vertailla virtauskoneita. Eri fysikaalisia ilmiötä voidaan pelkistää muuttujaryhmiin, jotka ovat dimensiomattomia. Näiden lukujen avulla voidaan suunnitella siipiprofiileja ja virtauskanavia, valita eri muuttujia perustuen hyötysuhteeseen tai paineen nousuun ja ennustaa skaalattujen mallien suoritusarvoja. (Boyce 1982, s. 68)

Yleisin dimensioton luku on Reynoldsin luku (12), joka on inertiavoimien ja viskoosien voimien suhdeluku. (Boyce 1982, s. 68)

$$R_e = \frac{\rho V D}{\mu} \tag{12}$$

Casey (1985) toi esiin tutkimuksessaan toisen tavan esittää Reynoldsin luvun (yhtälö 13).

$$R_e = \frac{u_2 b_2 \rho_2}{\mu} \tag{13}$$

Geometrisesti samanlaisilla virtauskoneilla ominaispyörimisnopeus $N_\mathrm{s}$ (14) kuvaa paineen nousun ja tilavuusvirran suhdetta eri pyörimisnopeuksilla. (Boyce 1982, s. 68) Amerikkalaisessa merkinnässä kulmanopeus on korvattu pyörimisnopeudella.

$$N_\mathrm{s} = \frac{\omega \sqrt{q_\mathrm{v1}}}{\Delta h_\mathrm{s}^{\ 0.75}} \tag{14}$$

Geometrisesti samanlaisilla virtauskoneilla ominaishalkaisija $D_\mathrm{s}$ (15) kuvaa paineen nousun ja tilavuusvirran suhdetta eri halkaisijoilla. (Boyce 1982, s. 68)

$$D_\mathrm{s} = \frac{d_2 \ \Delta h_\mathrm{s}^{\ 0.25}}{\sqrt{q_\mathrm{v1}}} \tag{15}$$

Ominaispyörimisnopeuden ja –halkaisijan lisäksi on kehitetty virtauskerroin ja painekerroin. Muuttujat ovat samat kuin ominaispyörimisnopeudessa ja –halkaisijassa, mutta muuttujaryhmät ovat valittu eri tavoin.

Virtauskerroin $\phi$ (16) ilmaisee tilavuusvirran dimensiottomana. (Boyce 1982, s. 69)

$$\phi = \frac{q_\mathrm{m}}{\rho_1 u_2 d_2^{\ 2}} \tag{16}$$

Toinen määritelmä virtauskertoimelle $\varphi$ (Lüdtke 2010, s. 37).

$$\varphi = \frac{q_\mathrm{v}}{\frac{\pi}{4} u_2 d_2^2} \tag{17}$$

Käytännössä sama kuin yhtälö (16), mutta yhtälö (17) on modifioitu vakiolla.

Paineluku tai kuormituskerroin $\psi$ (18) ilmaisee paineen nousun dimensiottomana. (Boyce 1982, s. 69)

$$\psi = \frac{\Delta h_{\text{tot } 0 \rightarrow 5}}{u_2^{\ 2}} \tag{18}$$

Edellä mainittujen dimensiottomien lukujen avulla voidaan arvioida virtauskoneiden hyötysuhdetta. Esimerkkinä voidaan sanoa, että radiaalikompressoreiden paras hyötysuhde saavutetaan, kun $N_s$ on 0,7-0,9.

Ominaispyörimisnopeus $N_s$ kertoo myös radialikompressorissa juoksupyörän johdeosan ja jättöreunan sädesuhteesta, sillä entalpian nousu on verrannollinen jättöreunan säteeseen ja massavirta melkein ainoastaan verrannollinen johdeosan säteeseen. (Cumpsty 1989, s. 21) Ominaispyörimislukua $N_s$ ei kuitenkaan voida korvata sädesuhteella, sillä pyörimisnopeus ja jättöreunan siipikulma vaikuttavat entalpian nousuun ja rikkovat suoran suhteen etureunan ja jättöreunan välillä.

# 3 RADIAALIKOMPRESSORIN SUUNNITTELUN YLEISET PERIAATTEET

Japikse (1996, s 1-2) esittää, että radiaali kompressori voidaan suunnitella kolmella eri tasolla. Ensimmäisellä tasolla skaalataan vanhoja kompressoreita, mikä on taloudellisesti halvin ratkaisu. Toisella tasolla suunnittelussa käytetään korrelaatiota, jotka ennustavat hyötysuhdetta ja toiminta-arvoja. Kolmannella, yksityiskohtaisemmalla tasolla kiinnitetään huomiota jokaiseen kompressorin komponenttiin, kuten tiivisteisiin, kärkivälyksiin, juoksupyörän eri osiin, juoksupyörän ja diffuusorin väliseen tilaan ja imukanavaan.

Radiaalikompressorin suunnittelussa on otettava huomioon virtauksen kehittyminen juoksupyörässä ja diffuusorissa. Virtauksen kehittymiseen vaikuttavat tekijät voidaan jakaa eri osiin. Japiksen (1996, s. 1-6) mukaan radiaalikompressoreista tulee hyvin optimoituja, jos suunnitellessa huomioidaan:

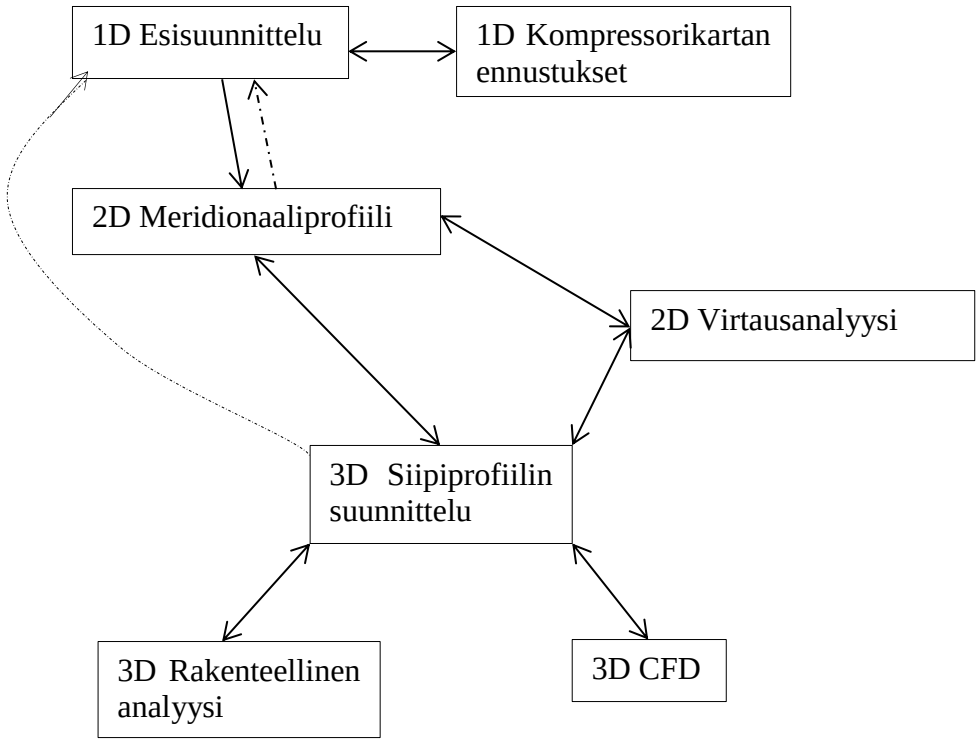
- Isentrooppinen virtaus
- Rajakerrosten vaikutus
- Toisiovirtaukset
- Kärkivälys
- Kiekkohäviöt
- Virtauksen sekoittuminen

Boyce (1982, s. 164–165) nostaa esille, että huomioitavia asioita suunnitellessa radiaalikompressoria ovat coriolisvoima, rajakerrosten kehittyminen, keskipakoisvoima, vuotovirtaus, siipien määrä ja siipien paksuus. Japikse ja Boyce tarkoittavat samoja asioita, sillä samat fysikaaliset tekijät ovat hallitsevia virtauskoneissa.

Lappeenrannan teknillisessä yliopistossa on kehitetty oma radiaalikompressorin esisuunnittelumenetelmä. Menetelmä hyödyntää dimensiottomia lukuja, korrelaatioita ja hyväksi tunnettuun suunnitteluun perustuvia muuttujien arvoja. Menetelmä antaa juoksupyörän, diffuusorin ja spiraalin päämitat.

Radiaalikompressorin suunnittelu tapahtuu kolmessa eri vaiheessa. Suunnitteluprosessin kaavio on esitetty kuvassa 3.1. Suunnittelu lähtee esisuunnittelusta ja arvioiduista kompressorikartoista. Esisuunnittelun tulokset tulevat nopeasti, mutta esisuunnitteluun

voi käyttää yli 30 % kokonaisajasta, sillä esisuunnitteluun jäävä virhe voi olla mahdoton korjata tai huomata myöhemmissä vaiheissa (Came ja Robinson 1998). Esisuunnittelussa on saatava kohtaamaan haluttu entalpian nousu, massavirta sekä hyötysuhde. Jos edellä olevat tavoitteet täyttyvät, haluttu paineen nousu tapahtuu (Came ja Robinson 1998). Esisuunnittelussa on myös kiinnitettävä huomiota rakenteelliseen kestävyyteen. Kompressorikartan avulla voidaan arvioida toiminta-aluetta, maksimitehoa sekä suorituskykyä. Toisessa vaiheessa määritetään virtauskanavan meridionaaliprofiili sekä siipien muoto. Meridionaaliprofiiliin vaikuttaa mahdollinen aksiaalipituus, sillä aksiaalipituus saattaa olla rajoitettu. (Came ja Robinson 1998).




**Kuva 3.1:** Radiaalikompressorin suunnittelun periaatepiirros.

Meridionaaliprofiilia ja siipien muotoa voidaan arvioida viskoosittomalla kaksiuloitteisella menetelmällä (Wu 1952). Kolmas ja viimeinen vaihe on kolmiulotteinen virtausanalyysi sekä rakenteellinen analyysi. Yksi eniten suunnittelua hidastava tekijä on palaaminen esisuunnitteluvaiheeseen ylemmiltä suunnittelutasoilta.

# 4 RADIAALIKOMPRESSORIN ESISUUNNITTELU

Radiaalikompressorin esisuunnittelu antaa kompressorin päämitat. Lähtöarvoina annetaan vähintään haluttu massavirta sekä painesuhde. Suunnittelussa on erilaisia rajoittavia tekijöitä, kuten kompressorin koko tai pyörimisnopeus.

Juoksupyörän esisuunnittelu jakautuu kahteen eri osaan. Johdeosassa mitoitetaan johtoreunan siipikulma, ulkohalkaisija $r_{1t}$ ja sisähalkaisija $r_{1h}$. Jättöreunan mitoitus antaa jättöreunan säteen $r_2$ sekä jättöreunan korkeuden $b_2$.

Diffuusorin mitoitus antaa diffuusorin päämitat eli ulko- ja sisäsäteen, arvioidun paineennousukertoimen $C_p$ sekä kokonaispainehäviökertoimen $K_p$. Valittaessa siivetön diffuusori maksimi hyötysuhde on pienempi, mutta toiminta-alue laajempi. Siivellisen diffuusorin paineennousukertoimen $C_p$ ollessa suurempi juoksupyörästä tulee pienempi.

Spiraalin esisuunnittelu antaa spiraalin päämitat valitulla spiraalin muodolla. Esisuunnittelu arvioi myös spiraalin paineennousukertoimen $C_p$ sekä kokonaispainehäviökertoimen $K_p$.

## 4.1 Juoksupyörän johdeosa

Johdeosan suunnittelussa yleensä minimoidaan suhteellinen nopeus, joka tapahtuu johdeosan virtauskulman $\beta_1$ ollessa noin 60 ° (Dixon 1975). Toinen tapa ilmaista sama asia on maksimoida virtauskapasiteetti (Shepherd 1956). Suhteellisen nopeuden minimiarvon saavuttaminen on riippuvainen johdeosan absoluuttivirtauksen virtauskulmasta $\alpha_1$. Absoluuttisen virtauskulman $\alpha_1$ muuttuessa optimi virtauskulma muuttuu (Japikse 1996, 2-16). Valitsemalla mahdollisemman pieni suhteellinen nopeus kompressori toimii suurella toiminta-alueella ja johdeosan häviöt ovat pienemmät (Japikse 1996, 2-15 – 2-16). Merkitsemällä $r_{1h} = k_1 r_{1t}$ saadaan yhtälö (21) johdeosan ulkosäteelle $r_{1t}$ (Larjola et al.).

$$u_{1t} = \omega r_{1t} \tag{19}$$

$$c_{\mathrm{n1}} = u_{1\mathrm{T}} \tan\beta_1 = \frac{q_{\mathrm{v1}}}{\pi r_{1\mathrm{T}}^2 (1 - k_1^2)} \tag{20}$$

$$\Rightarrow r_{1\mathrm{T}} = \left( \frac{q_{\mathrm{v1}}}{\pi\omega(1 - k_1^2)\tan\beta_1} \right)^{1/3} \tag{21}$$

Vakiolle $k_1$ sopiva arvo on välillä 0,3-0,5 (Osborne et al. 1974). Pieni $r_{1\mathrm{h}}$ / $r_{1\mathrm{t}}$ suhde suurentaa $r_{1\mathrm{t}}/r_2$ suhdetta, jolloin katteen kaarevuus suurenee ja diffuusio katteen läheisyydessä on helpompi hallita. Toisaalta $r_{1\mathrm{h}}$ / $r_{1\mathrm{t}}$ ei saa olla liian pieni, jotta juoksupyörä on mahdollista kiinnittää akseliin ja laakereille on tarpeeksi tilaa. Pieni $r_{1\mathrm{h}}$ / $r_{1\mathrm{t}}$ lisää myös kitkahäviötä juoksupyörässä pidentämällä yksittäistä juoksupyörän siipikanavaa.

Siipikulma $\beta_{\mathrm{b}}$ asetetaan lähes samaan kulmaan kuin $\beta$. Suositeltava kohtauskulma $i$ on 4° (Osborne et al. 1974). Kohtauskulma ei saa olla liian suuri, sillä kuten jo aikaisemmin on todettu, johdeosa on herkkä kohtauskulmalle etenkin suhteellisen nopeuden $w_1$ (22) lähestyessä äänen nopeutta (Japikse 1996, s. 2-5). Machin luku lasketaan johdeosan kärjessä $r_{1\mathrm{t}}$ (23).

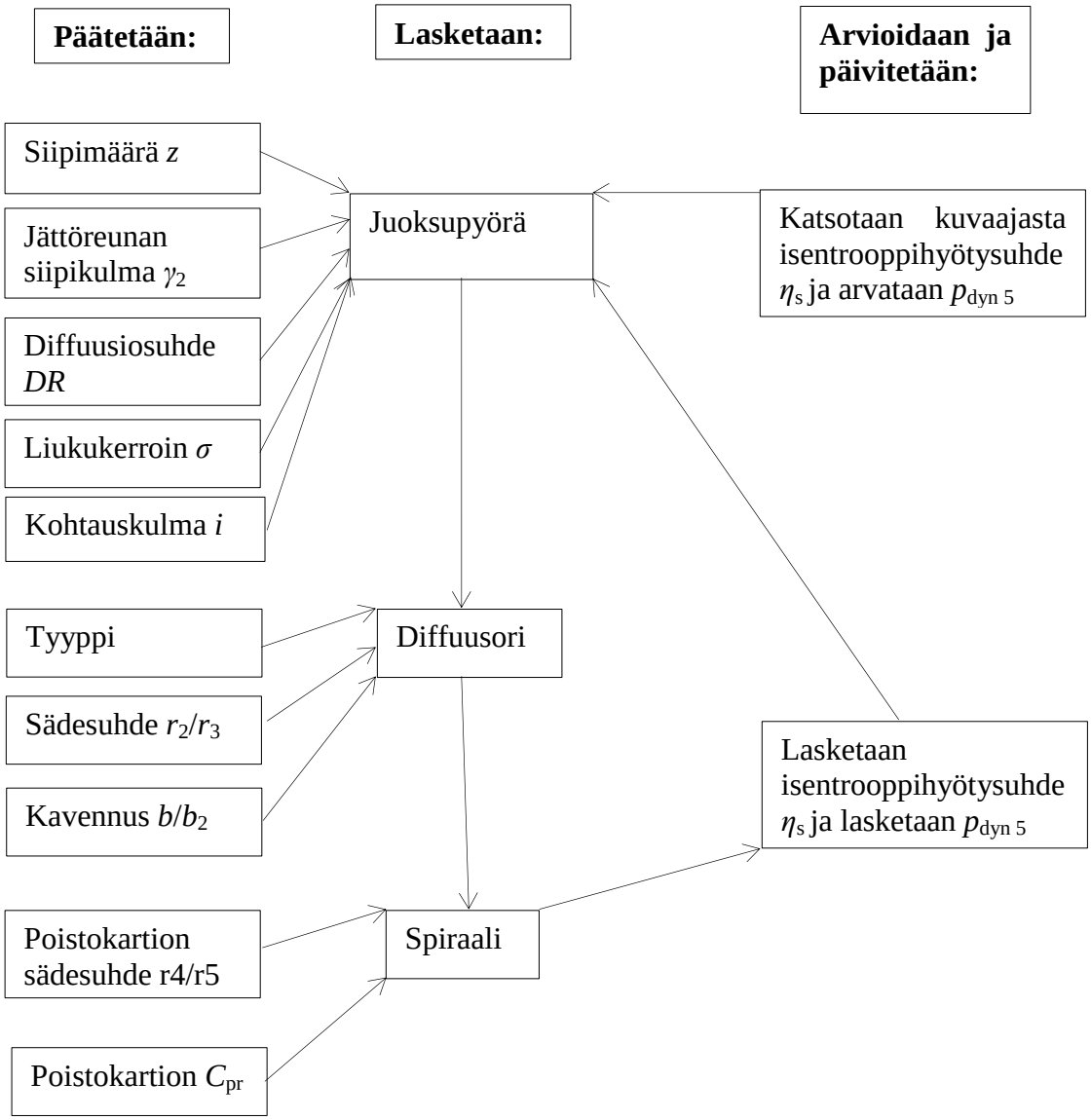
$$w_1 = \sqrt{(c_{\mathrm{u}} - u)^2 + c_{\mathrm{r}}^2} \tag{22}$$

$$Ma_1 = \frac{w_{1\mathrm{t}}}{a_1} \tag{23}$$

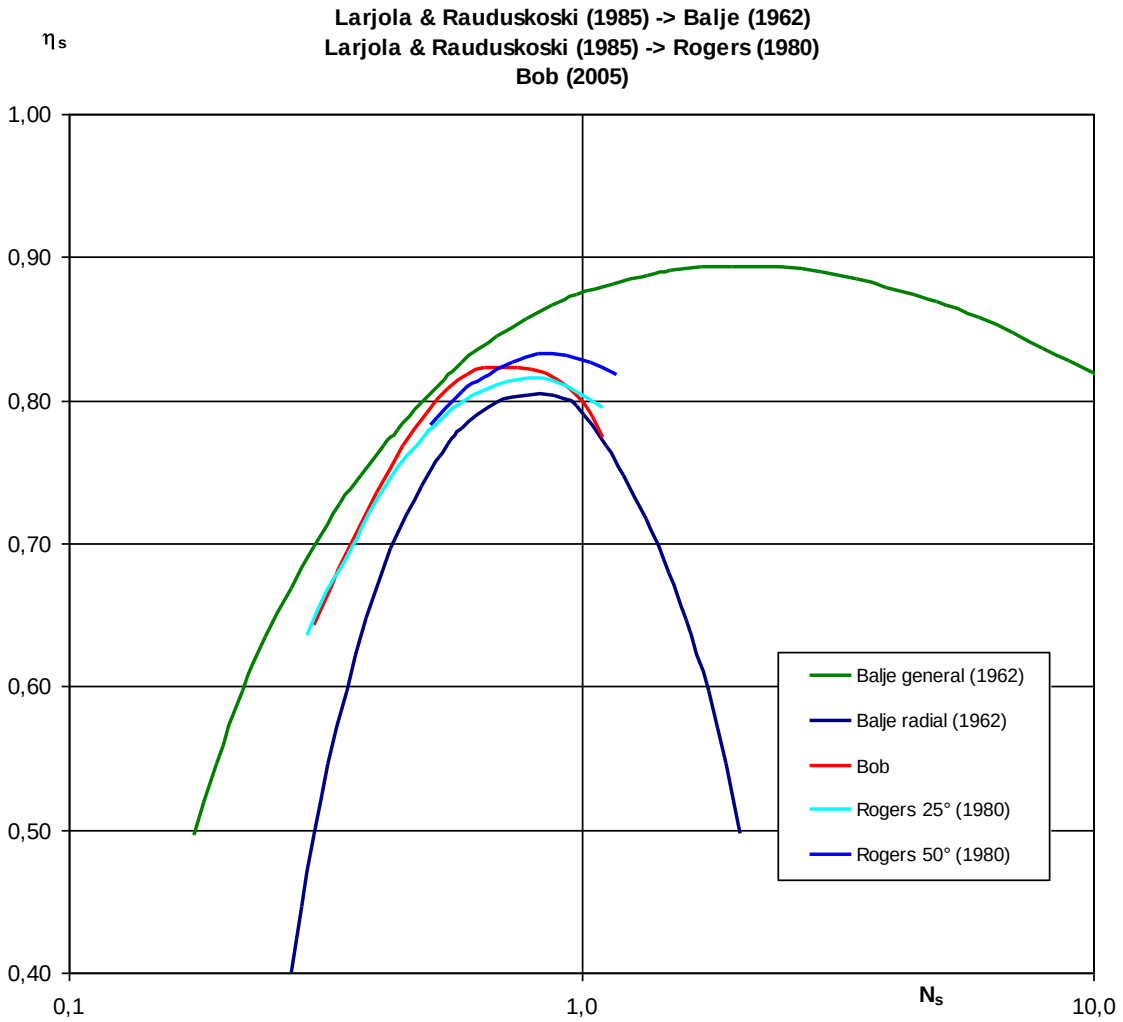
Jos $Ma_1$ on yli 0,7, täytyy huomioida, että heilahtelevan virtauksen takia paikallisesti äänen nopeus saattaa ylittyä. Äänen nopeuden ylittyessä muodostuu paikallinen tiivistysaalto, joka saattaa irrottaa rajakerroksen. (Japikse 1996, s. 2-6) Toisaalta hetkittäinen rajakerroksen irtoaminen ei saa aikaan kompressorin sakkaamista, ellei siitä tule itseään vahvistava ilmiö. Ylärajana Machin luvulle toimii kuitenkin 0,9 (Larjola et al.).

## 4.2 Juoksupyörän jättöreuna

Juoksupyörän jättöreunan säteen $r_2$ ja korkeuden $b_2$ laskentaan tarvitaan myös diffuusorin ja spiraalin laskenta, sillä niiden suoritusarvot vaikuttavat juoksupyörän mittoihin. Laskentaprosessi voi tapahtua kuvan 4.1 mukaisesti. Laskennan aloittamiseksi tarvitaan arvioitu isentrooppihyötysuhde $\eta_s$ sekä arvioitu dynaaminen paine poistokartiossa $p_{dyn\ 5}$. Isentrooppihyötysuhteen voi arvioida käyttämällä kuvaa 4.2. Kyseinen kaavio on yksi tapa suorittaa esisuunnittelu.




**Kuva 4.1:** Juoksupyörän jättöreunan laskennan iteraatio-silmukka.




**Kuva 4.2:** Isentrooppihyötysuhde nousee radiaalikompressoreilla kun ominaispyörimisnopeus $N_s$ lähestyy 0,8 arvoa. Suurilla ominaispyörimisnopeuksilla hyötysuhde laskee. (Larjola et al.)

Kokonaisentalpian $\Delta h_{\text{tot 1-> tot 5}}$ nousu saadaan yhtälöllä (24) (Larjoa et al.)

$$\Delta h_{\text{tot1}\to 5} = \frac{\Delta h_{\text{isen1}\to 5}}{\eta_{\text{isen1}\to 5}} = u_2 c_{\text{u2}} - u_1 c_{\text{u1}} + \Delta h_{\text{w}} + \Delta h_{\text{c}} \qquad (24)$$

Pyörrehäviö eli kiekkohäviö $\Delta h_{\text{w}}$ saadaan arvioitua yhtälöllä (25) (Dibelius et al. 1984)

$$\Delta h_{\text{w}} = \frac{0{,}5 \rho_2 \omega^3 r_2^5 C_M}{q_{\text{m}}} \qquad (25)$$

Kitkakerroin $C_{\text{M}}$ saadaan yhtälöllä (26). Huomaa juoksupyörän ja pohjalevyn välinen välys $\tau_{2\text{p}}$.

$$C_{\mathrm{M}} = \frac{0{,}134}{Re_2^{0.249}} \left( \frac{\tau_{2p}}{r_2} \right)^{0.0655} \tag{26}$$

Reynoldsin luku tässä yhteydessä on määritelty yhtälöllä (27)

$$Re_2 = \frac{\rho_2 \omega r_2^2}{\mu_2} \tag{27}$$

Hieman vanhempi tapa laske kiekkohäviö (28) (Daily ja Nece 1960)

$$\Delta h_{\mathrm{w}} = \frac{\rho_2 (\frac{u_2}{r_2})^3 r_2^5 C_{M,1}}{q_{\mathrm{m}}} \tag{28}$$

Kitkakerroin $C_{\mathrm{M},1}$ saadaan yhtälöllä (29), jossa Reynoldsin luku on sama kuin yhtälössä (27)

$$C_{\mathrm{M},1} = \frac{0{,}0402}{Re_2^{1/5}} \tag{29}$$

Kärkivälyshäviö $\Delta h_{\mathrm{c}}$ (30) (Larjola et al.)

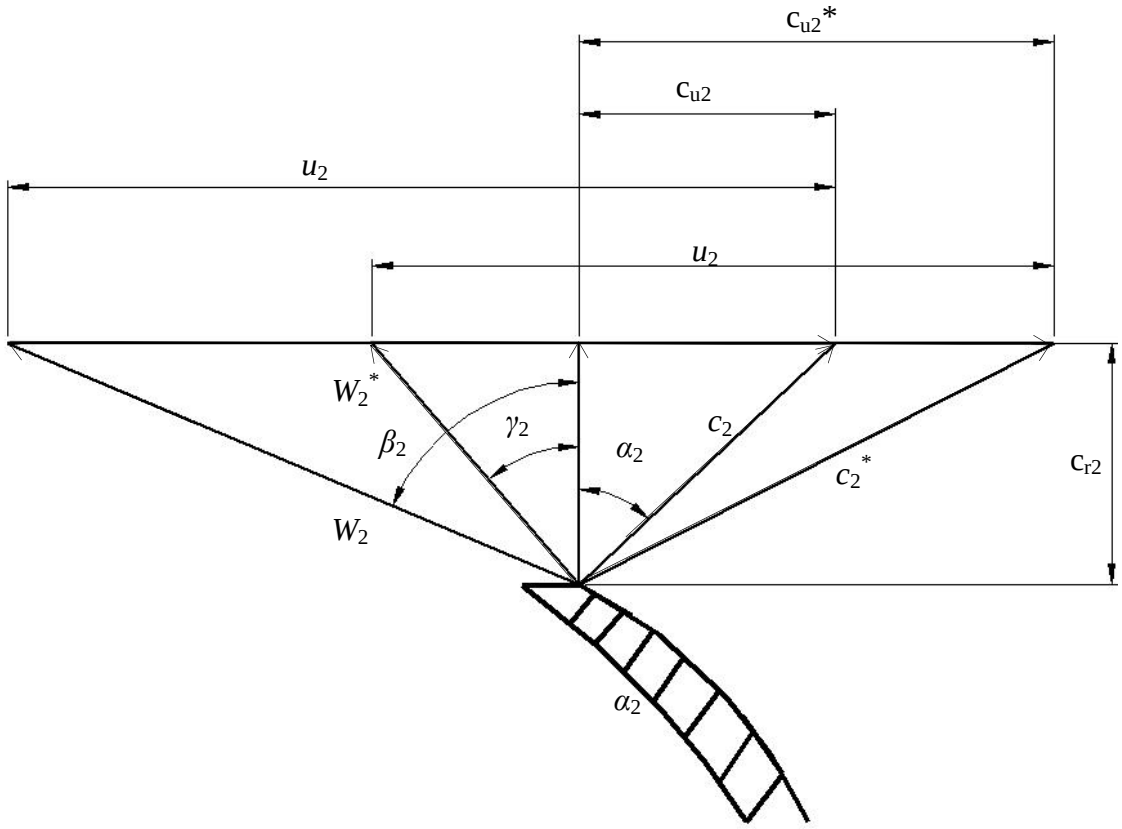
$$\Delta h_{\mathrm{c}} = \Delta h_{\mathrm{tot1 \to 5}} \frac{0.4 \tau_2}{\eta_{\mathrm{st1 \to 5}} b_2} \tag{30}$$

Olettamalla aluksi esimerkiksi $c_2$=0,7$u_2$ ja $c_{\mathrm{u2}}$=0,55$u_2$ saadaan laskettua $\rho_2$ ja $r_2$. Todellisen $c_2$ ja $c_{\mathrm{u2}}$ laskemiseksi täytyy määrittää jättöreunan siipikulma $\gamma_2$. Jättöreunan siipikulmaksi $\gamma_2$ valitaan yleensä ainakin 30° kulma stabiiliosuussyistä (Came ja Robinson 1998). Siipikulma voi olla myös suurempi, sillä 50 ° kulma antaa parhaan hyötysuhteen, jos ominaispyörimisnopeus $N_{\mathrm{s}}$ on parhaalla alueella (Rogers 1980).

Jättöreunan siipikulman $\gamma_2$ päättämisen jälkeen arvioidaan virtauksen liukukerroin $\sigma$ jättöreunalla. Virtaus ei irtoa siivestä siipikulman mukaisesti, sillä jättöreunalla siiven imu- ja painepuolella paineet ovat yhtä suuret. Virtausta kääntävä painegradientti puuttuu, joten virtaus poistuu suuremmassa kulmassa kuin siipikulma edellyttää. Liukukerroin voidaan määrittää eurooppalaisella (31) tai amerikkalaisella tavalla (32). Jättöreunan nopeuskolmion rakenne ilmenee kuvassa 4.3.

$$\sigma' = \frac{c_{u2}}{c_{u2^*}} \tag{31}$$

$$\sigma = 1 - \frac{c_{u2}^{*} - c_{u2}}{u_2} \tag{32}$$




**Kuva 4.3:** Jättöreunan korjaamaton nopeuskolmio (*) ja korjattu nopeuskolmio.

Liukukertoimen voi laskea monella eri tavalla (33-37) (Yadav and Misra 1973).

Wiesner: $$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\cos\beta_{b2}}}{z^{0,7}} \tag{33}$$

Stanitz: $$\sigma' = 1 - 0{,}315\left(\frac{2\pi}{z}\sin\phi_2\right) \tag{34}$$

Balje: $$\sigma' = \frac{z}{z + 6{,}2(\frac{r_1}{r_2})^{2/3}} \quad (35)$$

Pfleiderer: $$\sigma' = \frac{1}{1 + \frac{3{,}6}{z(1-(\frac{r_1}{r_2})^2)}} \quad (36)$$

Stechkin: $$\sigma' = \frac{1}{1 + \frac{2}{3}\frac{\pi}{z}\frac{1}{1-(\frac{r_{1m}}{r_2})^2}} \quad (37)$$

$$r_{1m} = \sqrt{r_{1t} - r_{1h}}$$

Wiesnerin yhtälö (33) on toimiva, jos $r_{1m}/r_2$ on pienempi kuin e^(-8,16cos($\beta_{b2}$/$z$). Lappeenrannan teknillisessä yliopistossa on modifioitu Dixonin (1978) liukukerrointa (38) suhteellisella kärkivälyksellä $\tau_2/b_2$ (39).

Dixon (1978) $$\sigma' = \frac{k_2 - \frac{c_{r2}}{u_2}\tan\gamma_2}{1 - \frac{c_{r2}}{u_2}\tan\gamma_2} \quad (38)$$

Muokattu Dixon (Larjola et al.) $$\sigma = \frac{k_2 - \frac{c_{r2}}{u_2}\tan\gamma_2}{1 - \frac{c_{r2}}{u_2}\tan\gamma_2}\left(1 - \frac{0.4\tau_2}{\eta_s b_2}\right) \quad (39)$$

Moni liukukertoimien yhtälöistä sisältää siipiluvun $z$. Siipiluku $z$ on yleensä välillä 16–24 ja siipiluku kasvaa ominaispyörimisluvun pienentyessä. Siipilukua voidaan arvioida myös yhtälöllä (40) (Came ja Robinson 1998).

$$\psi = \frac{\pi r_2}{zL} \quad (40)$$

Painesuhteella 6 kuormituskerroin $\psi$ saa arvoja läheltä 0,17, kun taas pienemmillä painesuhteilla 2-3 $\psi$ saa arvoja 0,25–0,35.

Diffuusiosuhde *DR* (41) täytyy päättää jättöreunan laskentaa varten.

$$DR = \frac{w_{1\mathrm{tip}}}{w_2} \tag{41}$$

Diffuusiosuhde *DR* on yleensä välillä 1,4-1,8 (Rogers 1980). Diffuusiosuhteen *DR* käänteisluku pitäisi olla alle 0,75 (Wilson 1984, s. 209). Pieni diffuusisuhde madaltaa jättöreunan korkeutta $b_2$ ja laskee virtauksen absoluuttikulma jättöreunalla $\alpha_2$. Jättöreunan nopeuskolmioiden laskennan aloittamiseksi täytyy arvioida $w_2/w_2^*$. Iteroimalla jättöreunan säde $r_2$ saadaan täsmäämään energiayhtälö (24) ja saadaan laskettua $\alpha_2$ sekä $c_{\mathrm{r}2}$.

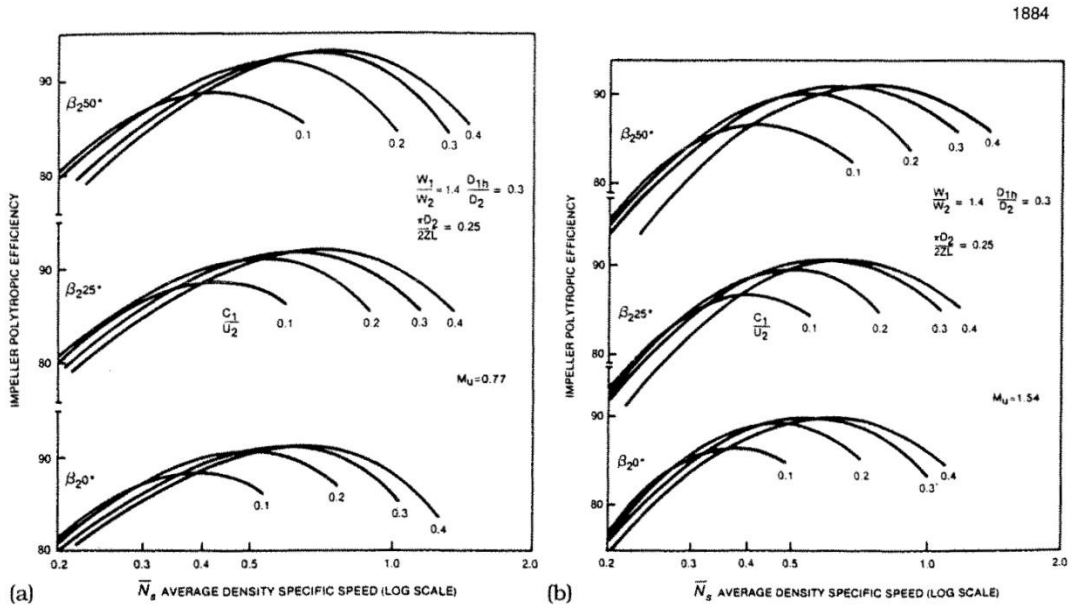
Puuttuva suure on jättöreunan korkeus $b_2$. Sen laskemiseksi täytyy arvioida juoksupyörän polytrooppihyötysuhde $\eta_p$, jonka avulla lasketaan kaasun ($p$,$T$) tila jättöreunalla. Energiayhtälö jättöreunalla (42)

$$h_2 = h_{\mathrm{tot}\,0} + \Delta h_{\mathrm{tot}\,1\to 5} - \frac{1}{2}c_2^2 \tag{42}$$

Jättöreunan paine saadaan laskettua yhtälöllä (43), joka ottaa huomioon kärkivälyshäviön $\Delta h_{\mathrm{c}}$ ja Reynoldsin luvun vaikutuksen $k$ (Larjola et al.).

$$\begin{gathered} h_{2\mathrm{s}} = h_1 + (h_2 - h_1)\eta_{\mathrm{s}1\to 2} \\ \eta_{\mathrm{s}1\to 2} \approx \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{R}{\bar{c}_{\mathrm{p}}}} - 1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{R}{\bar{c}_{\mathrm{p}}\eta_{\mathrm{p}1\to 2}}} - 1} k - \frac{\Delta h_{\mathrm{c}}}{\Delta h_{1\to 2}} \end{gathered} \tag{43}$$

Polytrooppihyötysuhteen voi arvioida kuvan 4.4 avulla, kunhan lasketaan apusuureet ja tehdään sovitteet kuvan käyrille.




**Kuva 4.4:** Kompressorin juoksupyörän polytrooppihyötysuhde keskimääräisen ominaispyörimisnopeuden funktiona (Rogers 1980).

Yhtälössä (43) oleva vakio $k$ arvioi Reynoldsin luvun vaikutuksen juoksupyörän hyötysuhteeseen. Vakion $k$ arviointiin voi käyttää Caseyn (1985) tekemää tutkimusta. Vaikka kompressorin ominaispyörimisnopeus $N_s$ olisi sama kuin kuvassa 4.4, Reynoldsin luku vaikuttaa hyötysuhteeseen. Hyötysuhde nousee Reynoldsin luvun (13) kasvaessa (Casey 1985).

Jättöreunan korkeus saadaan yhtälöllä (44), jossa vakio $k_3$ on rajakerroksen kaventava vaikutus ja $t_2$ on siiven jättöreunan paksuus (Larjola et al.).

$$b_2 = \frac{1}{1-k_3}\frac{q_m v_2}{c_{r2}(2\pi r_2 - z_2 t_2)} \tag{44}$$

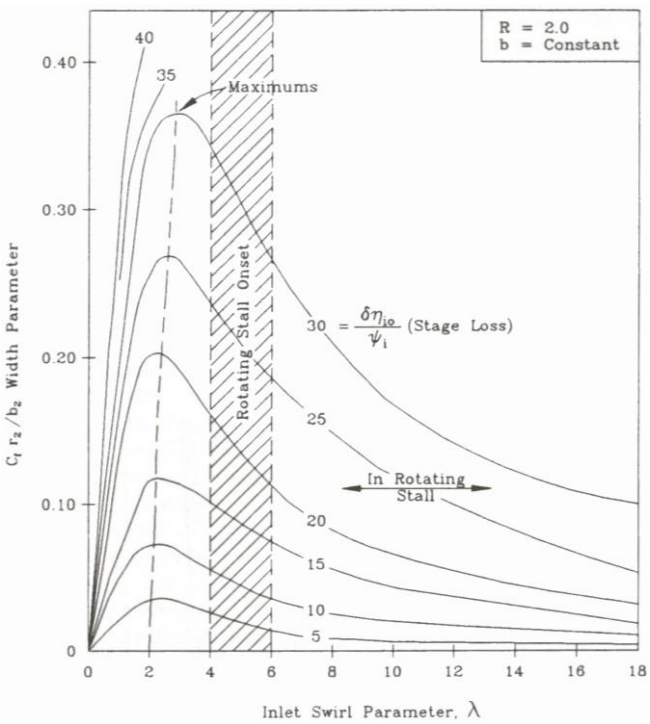
Iteroinnin päätyttyä on tarkistettava juoksupyörän jättöreunan arvot. Suuri suhteellinen kärkivälys $\tau_2/b_2$ pienentää huomattavasti hyötysuhdetta. Virtauksen poistumiskulman täytyy olla sopiva diffuusorille. Suuri Machin luku tuottaa myös ongelmia, jos diffuusori on siivellinen.

Juoksupyörän laskennan voi toteuttaa myös käyttämällä pää- ja toisiovirtausmallia ja erilaisia diffuusiomalleja. (Japikse 1996, s. 2-30 – 2-70)

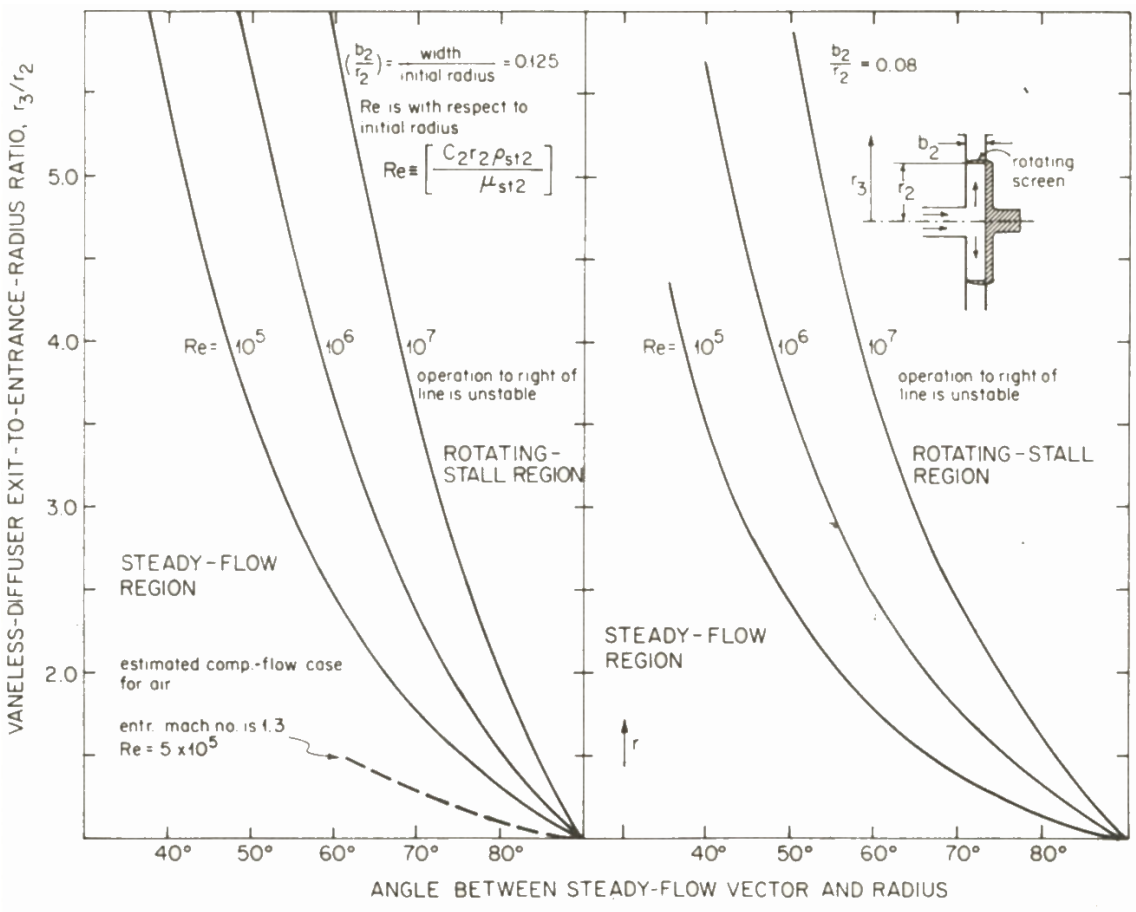
## 4.3 Siivetön diffuusori

Siivetön diffuusori on yksinkertaisimmillaan tasaleveä rako, jonka leveys $b_2'$ on $b_2+\tau_2$, juoksupyörän ja spiraalin välissä. Diffuusorin leveyden $b_2'$ valinta tapahtuu lähteestä riippuen, sillä juoksupyörää hiukan leveämmällä diffuusorilla on stabiloiva vaikutus (Osborne et al. 1974), mutta, kuten jo aikaisemmin on viitattu, kaventamalla diffuusorin korkeutta $b_2'$ saadaan parannettua kompressorin hyötysuhdetta. Kaventamalla saadaan myös laajempi toiminta-alue diffuusorin stabiiliosuuden lisääntyessä.

Diffuusorin stabiilisuutta ja häviöitä voi arvioida kuvan 4.5 ja kuvan 4.6 avulla. Paras arvo pyörreparametrille $\lambda$ on noin 2 ($\alpha_2 \approx 63°$), sillä häviöt ovat pienimmät virtauksen muuttuessa tangentiaalisemmaksi massavirran pienentyessä ja suuri toiminta-alue on mahdollinen. Virtauskulmalla $\alpha_2$ ( $\tan^{-1}\lambda$ ) on suuri vaikutus stabiilisuuteen, joten sen ei pitäisi ylittää 70°, ja suurta diffuusiota diffuusorissa tavoitellessa kulman pitäisi olla vielä pienempi (Wilson 1984, s. 209).




**Kuva 4.5:** Siivettömän diffuusorin häviöt pyörreparametrin $\lambda$ ja parametrin $C_f r_2/b_2$ funktiona. (Japikse 1996, s 6-21)




**Kuva 4.6:** Siivettömän diffuusorin stabilisuusraja virtauskulman, Reynoldsin luvun ja diffuusorin sädesuhteen $r_2/r_3$ funktiona. (Wilson 1984, s. 179)

Siivettömään diffuusoriin voi soveltaa pyörrevapaata virtausta (Osborne et al. 1974) (45-46). $k_3$ ja $k_5$ ovat vakioita, jotka huomioivat rajakerroksen virtausalan kaventavan vaikutuksen. (Larjoa et al.)

$$c_{u3} = c_{u2}\frac{r_2}{r_3} \tag{45}$$

$$c_{r3} = c_{r2}\frac{r_2 v_3(1-k_3)}{r_3 v_2(1-k_5)} \tag{46}$$

Diffuusorin polytrooppihyötysuhde saadaan laskettua kitkallisena virtauksena (47-48). (Stanitz 1952)

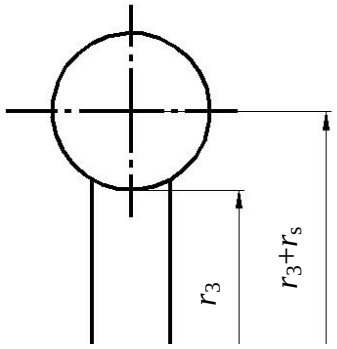
$$\eta_{\mathrm{p}} = 1 - \frac{k(Ma^2 - \sec^2\alpha)}{k(\gamma Ma^2 - \tan^2\alpha) - \cos\alpha\left(\frac{\mathrm{d}H}{\mathrm{d}R} + \frac{H\sec^2\alpha}{R}\right)} \tag{47}$$

$$\begin{aligned} k &= c_{\mathrm{f}}\frac{r_2}{b_2} \\ R &= \frac{r}{r_2} \\ H &= \frac{b}{b_2} \\ \gamma &= \frac{c_{\mathrm{p}}}{c_{\mathrm{p}} - R} \end{aligned} \tag{48}$$

Huomioitavaa yhtälössä (47) on $c_{\mathrm{f}} = f(\mathrm{Re})$, $\mathrm{Re} = f(c)$, $c = f(\frac{r}{r_2}, \nu_{\mathrm{i}})$ ja $\nu_{\mathrm{i}} = f(\eta_{\mathrm{p}})$, joten diffuusorin polytrooppihyötysuhde on laskettava osissa. Ominaistilavuudelle $\nu_{\mathrm{i}}$ täytyy tehdä alkuarvaus iterointia varten.

## 4.4 Spiraali

Spiraalin tärkein ominaisuus on kerätä virtaus ja poistaa se kompressorista. Spiraali voidaan suunnitella pyörrevapaan virtauksen -oletuksella, jolloin $c_{\mathrm{u}}$ ~ 1/r. Ominaistilavuus voidaan arvioida muuttumattomaksi. Pyöreän ja symmetrisen spiraalin säde kiertymän funktiona voidaan laskea yhtälöstä (49). (Larjola et al.) Kuva 4.7 on poikkileikkaus pyöreästä spiraalista, joka on symmetrisesti diffuusoriin nähden.




**Kuva 4.7:** Pyöreän ja symmetrisen spiraalin poikkileikkaus.

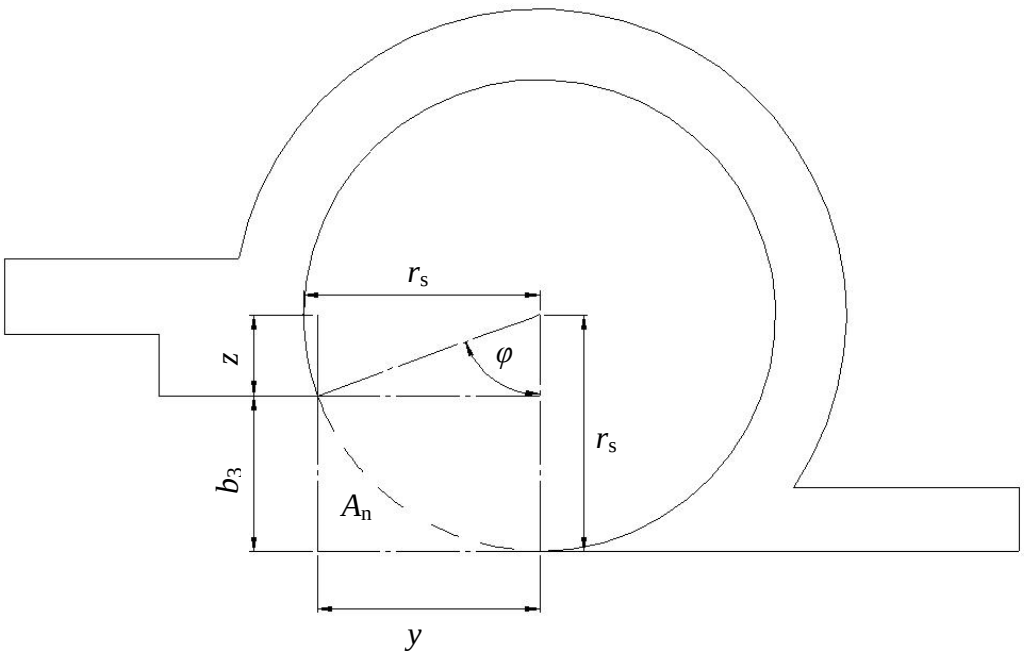
$$r_s = \sqrt{\frac{1}{\pi} q_m v_3 \frac{r_3 + r_s}{c_{u3} r_3} \frac{\varphi}{360^\circ}} \tag{49}$$

Yhtälöön (49) on mahdollista lisätä vakio $k_7$, joka ottaa huomioon rajakerroksen vaikutuksen virtaukseen.

Spiraali joudutaan usein rakenteellisista tai tila syistä asettelemaan eri tavalla kuin kuvassa 4.7. Spiraalin muodolla on pieni vaikutus spiraalin häviöihin, mutta spiraalissa, jolla on neliskulmainen poikkileikkaus, on suuremmat häviöt (Reunanen 2001, s. 28). Spiraalin poikkileikkauksen keskipisteen ollessa pienemmällä säteellä kuin diffuusorin ulostulo, virtaus kiihtyy uudelleen spiraalissa, jolloin häviöt lisääntyvät ja staattinen paine pienenee. Edellä mainitut muutokset ovat häviötä lisääviä, mutta symmetrisen spiraalin sisääntulon vaihtamalla tangentiaaliseksi suoritusarvot paranevat (Reunanen 2001, s. 29 ja 31)

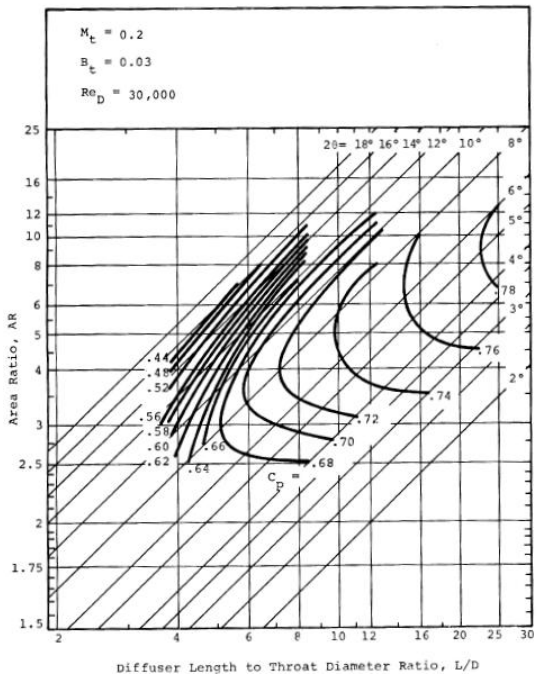
Hyödyntämällä yhtälön (49) antamaa pinta-alaa kiertokulman funktiona, voidaan laskea pyöreän tangentiaalisen spiraalin säde (50). Pyöreä tangentiaalinen spiraali on esitetty Kuva 4.8. Spiraalin poikkileikkauksen keskipiste ei ole sama kuin alkuperäisessä, joten yhtälön (49) $r_s$ olisi korvattava spiraalin poikkileikkauksen keskipisteen ja diffuusorin jättöreunan radiaalisella matkalla.

$$
\begin{aligned}
r_s &= \sqrt{\frac{A_0 - A_n}{\pi}} \\
A_n &= (b_3 + z)y - (\frac{\pi - \varphi}{2\pi}\pi r_s^2 + \frac{1}{2}yz), \text{ jos z} < 0 \\
A_n &= y(b_3 - z) - (\frac{\varphi}{2\pi}\pi r_s^2 - \frac{1}{2}yz), \text{ jos z} > 0, \\
z &= r_2 - b_3 \\
y &= \sqrt{r_s^2 - z_2} \\
\varphi &= \cos^{-1}\frac{z}{r_s}
\end{aligned}
\tag{50}
$$




**Kuva 4.8:** Pyöreä tangentiaalinen spiraali

Spiraalin poistokartiolle (4-5) pituutta ja poistohalkaisija voidaan arvioida käyttämällä esimerkiksi kuvaa 4.9.




**Kuva 4.9:** Diffuusorin paineennousukertoimen $C_p$ kertoimen arviointi pituuden ja halkaisijan perusteella. (Dolan ja Runstadler 1973, s. 41)

Spiraalin toiminta-arvot voidaan arvioida kirjallisuuslähteiden avulla. Olettamalla virtaus kokoonpuristumattomaksi ja virtauksen meridionaalikomponentti menetettäväksi spiraalissa, saadaan muodostettua yksinkertainen malli koko spiraalin toiminta-arvoille (81) (82) (Japikse ja Baines 1997, s. 4-28 – 4-29).

$$
\begin{aligned}
K_\mathrm{p} + C_\mathrm{p} &= 1 - \frac{1}{AR^2(1-\lambda^2)} \\
K_\mathrm{pr} &= \frac{1}{1+\lambda^2} \\
K_{pu} &= \frac{(\lambda - 1/AR)^2}{1+\lambda^2} \\
C_\mathrm{p} &= \frac{2(\lambda - 1/AR)}{AR(1+\lambda^2)}, \text{ jos } AR\lambda > 1 \\
C_\mathrm{p} &= \frac{\lambda^2 - 1/AR^2}{1+\lambda^2}, \text{ jos } AR\lambda < 1
\end{aligned}
\tag{81}
$$

$$
AR = \frac{A_5}{A_3} = \frac{\pi r_5^2}{2\pi r^3 b_3} \tag{82}
$$

## 4.5 Esisuunnittelu ja sen tulokset

Imutilaksi on arvioitu $T_0$ = 288 K ja $p_0$=100300 Pa. Paineessa on otettu huomioon korkeusasema, vaikka se ei ole tässä tapauksessa oleellinen. Esisuunnittelu suoritettiin CentriFlow-ohjelmalla. Kompressorin suunnittelumassavirraksi $q_m$ on valittu 1,8 kg/s ja painesuhteeksi π 2,5. Diffuusoriksi on valittu siivetön diffuusori ja juoksupyörän joka toinen siipi on katkaistu. Muut suunnitteluarvot ovat taulukossa 4.1. Käsin laskemalla on tarkistettu, että Wiesnerin liukukertoimen toimintaehto täyttyy.

**Taulukko 4.1:** Valitut esisuunnitteluarvot.

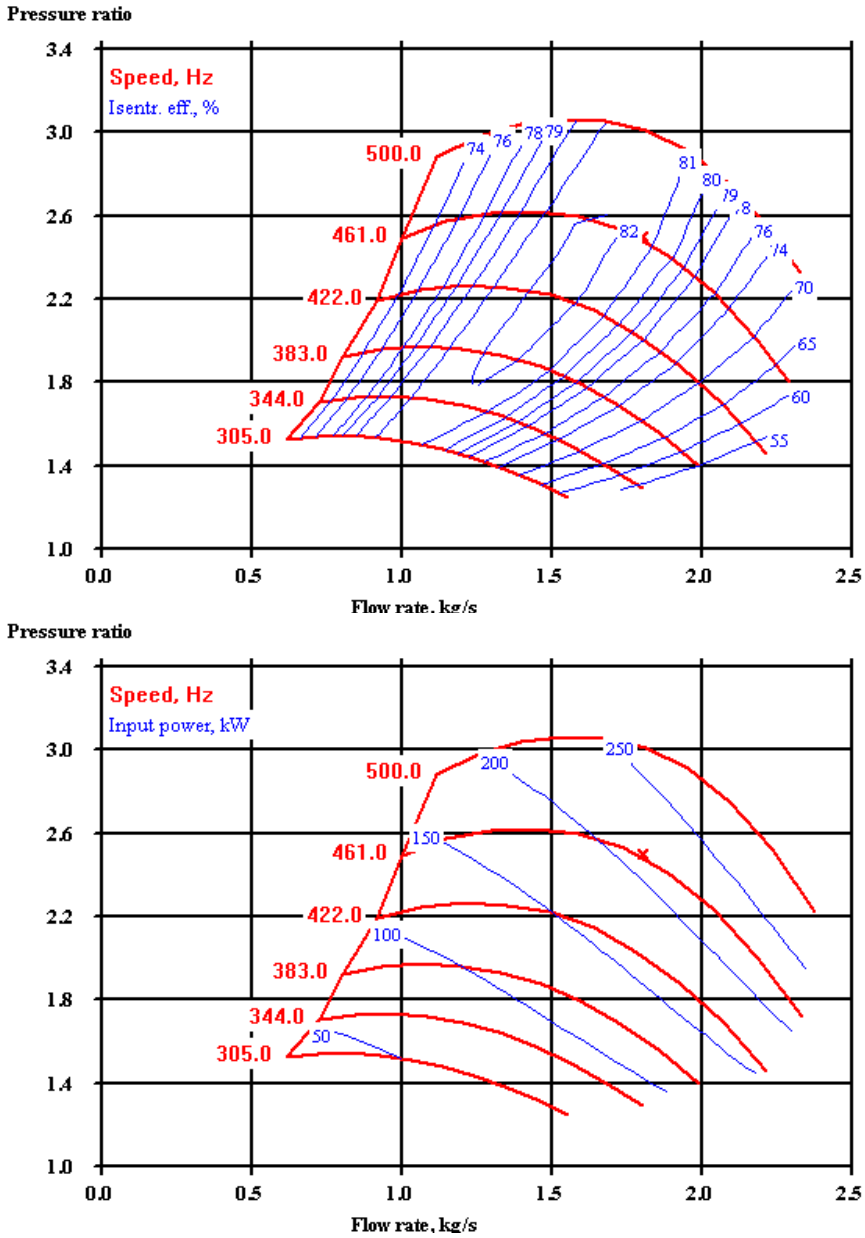
| | | | |
|---|---|---|---|
| $z$ | 18 | $\tau_{2p}$ | 0,8 mm |
| $r_{1b}/ r_{1t}$ | 0,3 | $\tau_2$ | 0,233 mm |
| $\beta_1$ | 58° | $r_2/ r_3$ | 2 |
| $i$ | 4° | $b'_2/ b_2$ | 0,85 |
| $\gamma_2$ | 40° | $C_{p\ 4->5}$ | 0,5 |
| $DR$ | 1,4 | $k_3$ ja $k_5$ | 0,1 |
| $\sigma$ | Wiesner | | |

CentriFlow:n antamat päätulokset ovat taulukossa 4.2 ja kaikki tulokset ovat liitteessä I. Ominaispyörimisnopeus $N_s$ on 0,7, joka on hyvän hyötysuhteen alueella. Arvioitu hyötysuhde on myös realistinen. Machin luku on selvästi alle 0,9 johdeosassa, joten tiivistymisaallot eivät aiheuta ongelmia. Johdeosan tyven halkaisija $d_{1h}$ mahdollistaa akselin kiinnityksen. Jättöreunankin Machin luku on alle 1. Jättöreunalla virtauskulma $\alpha_2$ on alle 70°, mikä ei vielä altista diffuusoria sakkaamaan. Jättöreunan virtauskulma ei kuitenkaan ole ihanteellinen ($\lambda_2$=2,56) verrattuna kuvan 4.5 parhaimpaan arvoon. Jättöreunan korkeus $b_2$ ei ole liian matala, jotta kärkivälyshäviöt olisivat liian suuret. Diffuusorin paineennousukerroin ei ole epärealistisen suuri.

**Taulukko 4.2:** Tärkeimmät CentriFlow-ohjelman antamat tulokset.

| $n$ | $P_g$ | $N_s$ | $\eta_{s,\ tot \rightarrow sta}$ |
|---|---|---|---|
| 461 rps | 190 kW | 0,7 | 0,817 |
| $C_{p\ diff}$ | 0,562 | | |
| | Geometriset mitat | | |
| $d_{1h}$ | 40,5 mm | $d_{1t}$ | 134,9 mm |
| $d_2$ | 270,9 mm | $b_2$ | 12,16 mm |
| $d_3$ | 541,9 mm | $b'_2$ | 10,33 mm |
| $d_4$ | 96,5 mm | $d_5$ | 193,1 mm |
| $\beta_{b1}=\gamma_1$ | 64° | | |
| | Nopeuskolmiot | | |
| $c_1$ | 122,2 m/s | $u_{1t}$ | 195,6 m/s |
| $w_1$ | 230,6 m/s | $Ma_1$ | 0,69 |
| $c_2$ | 283,1 m/s | $u_2$ | 392,8 m/s |
| $w_2$ | 164,7 m/s | $Ma_2$ | 0,75 |
| $\beta_2$ | 51,7° | $\alpha_2$ | 68,9° |

Kuvassa 4.10 on esitetty arvioitu hyötysuhde sekä arvioitu sähköteho kompressorin tunnuskentässä. Punainen rasti osoittaa suunnittelupisteen. Suunnittelupiste on selvästi alle maksimipyörimisnopeuden, joten kompressoria pystytään ajamaan myös suuremmilla nopeuksilla ilman, että sähkömoottori rajoittaa toiminta-aluetta liikaa. Sähkömoottorin toimintapiste on maksimitehon alapuolella, mutta kuitenkin maksimiteho on mahdollista ajaa pienemmällä massavirralla ja maksimipyörimisnopeudella.




**Kuva 4.10:** Esisuunnittelun antama arvio kompressorin tunnuskentästä. Suunnittelupiste on merkattu punaisella rastilla. Ylemmässä kuvassa on arvioitu hyötysuhde ja alemmassa kuvassa on arvioitu sähköteho.

CentriFlow:sta saadut arvot syötettiin Compal-ohjelmaan, jotta voitaisiin verrata tuloksia eri ohjelmien välillä. Compal-ohjelmaa käytettiin myös kompressorin kolmiulotteisten muotojen muodostamiseen. Jättöreunan halkaisija $d_2$ kuitenkin muutettiin tasaluvuksi eli 270 mm ja pieneksi ilmennyt kärkivälys suurennettiin 0,5 mm. Compal-ohjelman antamat tulokset ovat liitteessä II. Painesuhteeksi Compal-ohjelma antaa hieman suuremman kuin CentriFlow, mutta hyötysuhteeksi Compal

arvioi hieman pienemmäksi, mikä voi johtua kärkivälyksen kasvatuksesta. Molemmat ohjelmat antavat kuitenkin lähes samat arvot ja erot eivät ole merkittäviä.

Kompressoria suunniteltiin myös käyttäen Compal-ohjelmaa, mutta ongelmia ilmeni diffuusiomallien kanssa, mikä sai aikaan yli 100 % hyötysuhteita. Kyseisessä vaiheessa todettiin turvallisemmaksi käyttää Centriflow:ta. Vaikka esisuunnittelu on tärkeimmässä roolissa, ajallisesti siihen ei kulunut 30 % kokonaisajasta (vrt. kappale 3). Esisuunnittelussa eniten aikaa vievä osa oli Compal:n eri diffuusiomallien ja jättöreunan pää- ja toisiovirtausmallin sisäistäminen sekä eri merkintöjen ymmärtäminen.

# 5 RADIAALIKOMPRESSORIN MERIDIONAALIPROFIILIN JA SIIVEN MUODON SUUNNITTELU

Esisuunnittelu antaa johdeosalle ja jättöreunalle geometriset suureet, mutta siipien muoto on esisuunnittelun ulottamattomissa. Esisuunnittelun ulottumattomissa on myös katteen ja navan meridionaaliprofiilien suunnittelu.

Etenkin katteen puolelta meridionaaliprofiilin täytyy olla tasaisesti kaartuva ja jatkuva. Tasaisesti kaartuvalla katteen profiililla saavutetaan tasainen diffuusio johdeosasta jättöreunalle katteen läheisyydessä. Tasaisella diffuusiolla vähennetään rajakerroksen irtoamismahdollisuutta epäsuotuisessa painegradientissa. Samalla vältytään virtauksen tarpeettomalta kiihdyttämiseltä ja hidastamiselta, sillä tarpeeton virtauksen kiihdyttäminen tai hidastaminen lisää häviötä. Fysikaalisesti mahdollinen kaarevuussäde on yhteydessä kompressorin johdeosan halkaisijan ja jättöreunan halkaisijan suhteeseen eli myös ominaispyörimisnopeuteen $N_s$. Pienemmän ominaispyörimisluvun omaavassa kompressorissa on suurempi kaarevuussäde, ja diffuusio tapahtuu pitemmällä matkalla. Tästä johtuu, että parhaat hyötysuhteet saavutetaan ominaispyörimissuhteen ollessa lähellä 0,7. (Cumpsty 1989, s. 20 - 21 ja 230 – 236) Ominaispyörimisluvun pienentyessä reilusti alle 0,7 virtauksen kitkahäviöt ja kiekkokitkahäviöt suurenevat, hallitumman diffuusion etu hävitään kitkahäviössä ja kokonaishyötysuhde pienenee. Kaarevuussäde on myös yhteydessä juoksupyörän pituuteen, sillä suurempi kaarevuussäde pidentää juoksupyörää.

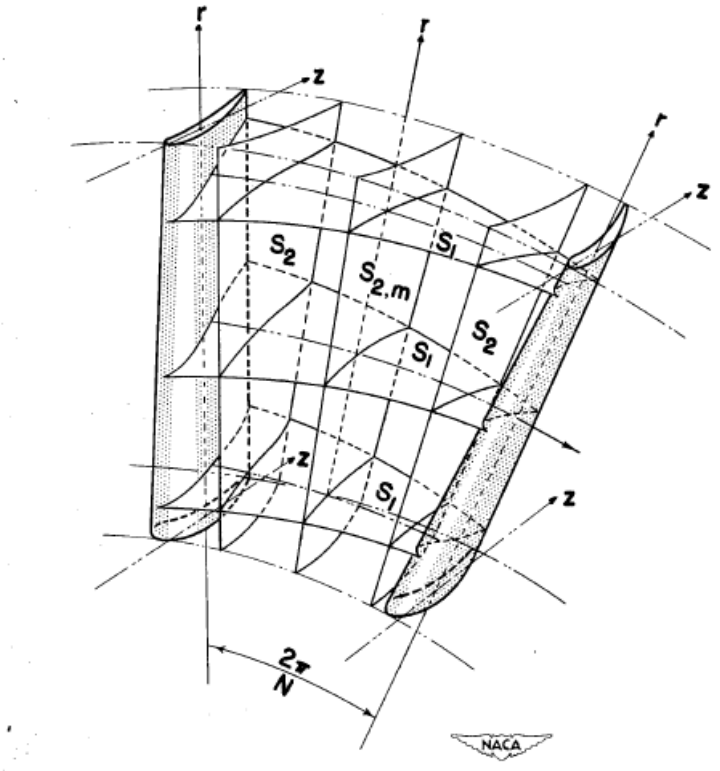
Meridionaaliprofiilien kuten siiven muodon piirtämistä varten on kehitetty eri menetelmiä. Yleinen menetelmä niiden piirtämiseksi ovat Bezier-kaaret, joiden muunnelmilla on mahdollista tehdä melkein minkä muotoiset siivet tahansa, ja saattaa muodot valmistukseen tai numeeriseen laskentaan. (Casey 1983)

Lappeenrannan teknillisessä yliopistossa käytetään Herbert:n (1980) julkaisemaa tapaa tehdä meridionaaliprofiili radiaalikompressoriin. Navan muoto perustuu ympyrään, joka tehdään jättöreunan ja johdeosan välille. Katteen meridionalimuoto tehdään kahden ympyrän avustuksella. Aksiaalipituus määräytyy katteen kaarien avulla.

Siiven kulman muutoksen johdeosasta jättöreunalla voi tehdä lineaarisesti tai käyttämällä sovitetta.

## 5.1 2D-viskoosittomat menetelmät

Wu (1952) esitti puristuvan ja viskoosittoman virtauksen virtausyhtälöt sylinterikoordinaatistossa, jonka jälkeen hän redusoi yhtälöt S1 ja S2 -pinnoille. S2-pinta on navan ja katteen välillä ja muodoltaan siiven muotoinen. S1-pinta on kahden siiven välissä aksiaalissymmetrisesti. Kuva 5.1 havainnollista pintoja S1 ja S2. Pinnat voivat muotoutua ratkaisun kehittyessä tai kohdissa, jossa virtaus ei seuraa siipien muotoa. S1 ja S2 -pinnoilla olevat yhtälöt ovat mahdollista ratkaista eri menetelmillä. Lopputuloksena on kvasi-kolmidimensionaalinen viskoositon menetelmä (engl. *Q3D-method*).




**Kuva 5.1:** S1 ja S2 pinnat aksiaalivirtauskoneen siipisolassa (Wu 1952).

Katsanis (1964) esitti yhtälöille ratkaisun käyttämällä virtaviivan kaarevuus -menetelmää (engl. *streamline curvature*). Virtauksen virtaviivat toimivat hilaviivoina, joiden paikka iteroituu laskennan edetessä. Alkuperäistä liikemääräyhtälöä ei ratkaista, mutta ensimmäisen kertaluvun differentiaaliliikemääräyhtälö nopeusgradientille on asetettu kvasi-ortogonaalisille linjoille, jotka muodostavat oman pinnan. Kvasi-ortogonaaliset linjat ovat suoria viivoja siipikanavassa, jotka ovat asetettu kohtisuoraan virtaviivoja vastaan. Liikemääräyhtälö ratkaistaan yhtä aikaa jatkuvuusyhtälön kanssa. Virtaviivojen muodostamien virtauskanavien massavirta pakotetaan olemaan kokonaismassavirta. Menetelmä pystyy käsittelemään ylisoonisia virtauksia, kunhan niissä ei ilmene tiivistymisaaltoja tai kanavan tukkeutumista. Menetelmä on herkkä virtaviivojen asemoinnille, mutta se on yleisesti käytössä. (Japikse ja Baines 1997, s 8-36)

S1 ja S2 pinnoilla olevat yhtälöt ovat myös mahdollista ratkaista käyttämällä virtafunktiota tai potentiaalivirtausta. Virtaviivafunktiomenetelmään voidaan liittää empiirisiä häviöitä. Virtaviivafunktiomenetelmä rajoittuu vain alisoonisiin virtauksiin. Potentiaalivirtausmenetelmän etuna on nopeus, mutta se rajoittuu vain isentrooppisiin ja pyörteettömiin virtauksiin. (Japikse ja Baines 1997, s 8-37)

Radiaalikompressorin siipien muodon suunnittelussa voidaan käyttää Q3D-menetelmää. Suunnittelussa käytetään aerodynaamista rasitusta *BL*, joka on määritelty yhtälön (83) mukaisesti. (Lűdtke 2010, s 208)

$$BL = \frac{\Delta w}{w_{\mathrm{m}}}$$
$$w_{\mathrm{m}} = \frac{w_{\mathrm{ss}} - w_{\mathrm{ps}}}{2} \tag{83}$$

Aerodynaamisen rasituksen voi myös laskea S2-tasolla, jolloin yhtälössä (83) käytetään suhteellisia nopeuksia navalla ja katteella (engl. *hub-to-shroud*). Kuvassa 5.2 on esimerkki aerodynaamisesta siipirasituksesta.

Katteen kaarevuudella on suuri vaikutus siipikanavan suhteelliseen nopeuteen, mutta pieni vaikutus aerodynaamiseen siipirasitukseen. Siipien kulman muutoksella on puolestaan pieni vaikutus suhteelliseen nopeuteen, mutta suuri vaikutus

aerodynaamiseen siipirasitukseen. Näillä tiedoilla on mahdollista muokata suhteellisen nopeuden ja aerodynaamisen siipirasituksen jakauma halutuksi. (Came ja Robinson 1998) (Cumpsty 1989, s. 106-114) Katteen ja navan pinnalla yleensä tutkitaan aerodynaamisia siipirasituksia, vaikkakin katteen rooli onkin merkittävämpi.

Dallenbach (1961) muotoili empiirisiä sääntöjä suhteelliselle nopeudelle sekä aerodynaamiselle rasitukselle radiaalikompressorissa käyttämällä rajakerrosteoriaa ja mittaustuloksia. Säännöt voidaan kiteyttää muutamaan kohtaan: (Dallenbach 1961) (Japikse 1996, s. 6-35) (Lűdtke 2010, s. 208)

- Kohtalaisen nopea suhteellisen nopeuden hidastuvuus olisi saavutettava juoksupyörän johdeosassa, jonka jälkeen hidastuvuus pysyisi vakiona keskiosassa. Loppuosassa hidastuvuutta ei olisi.
- Kohtalainen aerodynaaminen rasitus olisi saavutettava johdeosassa, jonka jälkeen aerodynaaminen rasitus saavuttaisi maksiminsa keskikohdan jälkeen ja sitten pienentyisi kohti jättöreunaa.
- Takaisinvirtausalueita on vältettävä juoksupyörän navan läheisyydessä.
- Maksimi aerodynaaminen rasitus $BL_{max}$=0.7-1 ei saisi ylittyä kuin pienessä osassa siipeä.

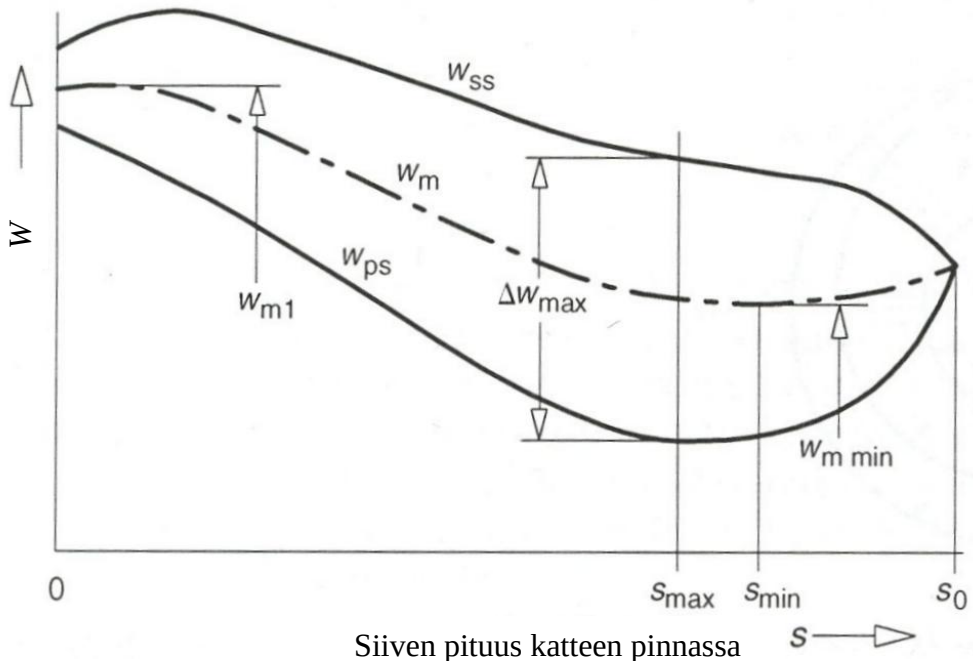
Mishina ja Nishida (1983) mallinsivat ja mittasivat erilaisia juoksupyöriä. Mittauksien yhteenvetona voidaan sanoa: (Lűdtke 2010, s. 209)

- Katteen läheisyydessä tapahtuvalla diffuusiolla on selvä merkitys kompressorin suoritusarvoihin.
- Jos diffuusio on liiallista, jättöreunan meridionaalinopeusprofiili on epätasainen, mikä huonontaa juoksupyörän ja diffuusorin hyötysuhdetta, ja herkistää diffuusorin aikaiseen sakkaamiseen.
- Aerodynaamisen rasituksen maksimikohdalla tai maksimilla on vain pieni vaikutus kompressorin suorituskykyyn

Suunnittelija on vapaa valitsemaan keskimääräisen Machin luvun jakauman juoksupyörässä, kunhan Machin luku on esisuunnittelun johdeosan ja jättöreunan antamien Machin lukujen välissä. Karkeasti jakaen on olemassa kolme eri tapaa suunnitella Machin luvun jakauma: (Came ja Robinson 1998)

- Pieni Machin luvun muutos alussa. Diffuusiota lisätään myöhemmin.
- Lineaarinen Machin luvun muutos koko juoksupyörässä
- Suuri Machin luvun muutos alussa, mutta pieni muutos siipisolan kääntyessä aksiaalisesta radiaaliseen.

Kolmas tapa suunnitella Machin luvun jakauman on Dallenbach:n (1961) suosittama. Sitä kutsutaan etupainotteiseksi menetelmäksi, joka voi toimia hyvin matalapainesuhteisissa radiaalikompressoreissa. Menetelmän toimivuus perustuu siihen, että diffuusio ja kanavan kääntyminen tapahtuvat eri paikassa sekä johdeosassa olevien ohuiden rajakerrosten ansiosta suuri määrä diffuusiota on mahdollista tehdä johdeosassa. Korkeapainesuhteisissa radiaalikompressoreissa kolmas tapa ei toimi, sillä siiven imupuolen Machin luku voi nousta suureksi, joka voi aiheuttaa tiivistymisaallon. Tiivistymisaallosta seuraa häviötä ja pahimmassa tapauksessa rajakerroksen irtoaminen (Came ja Robinson 1998)

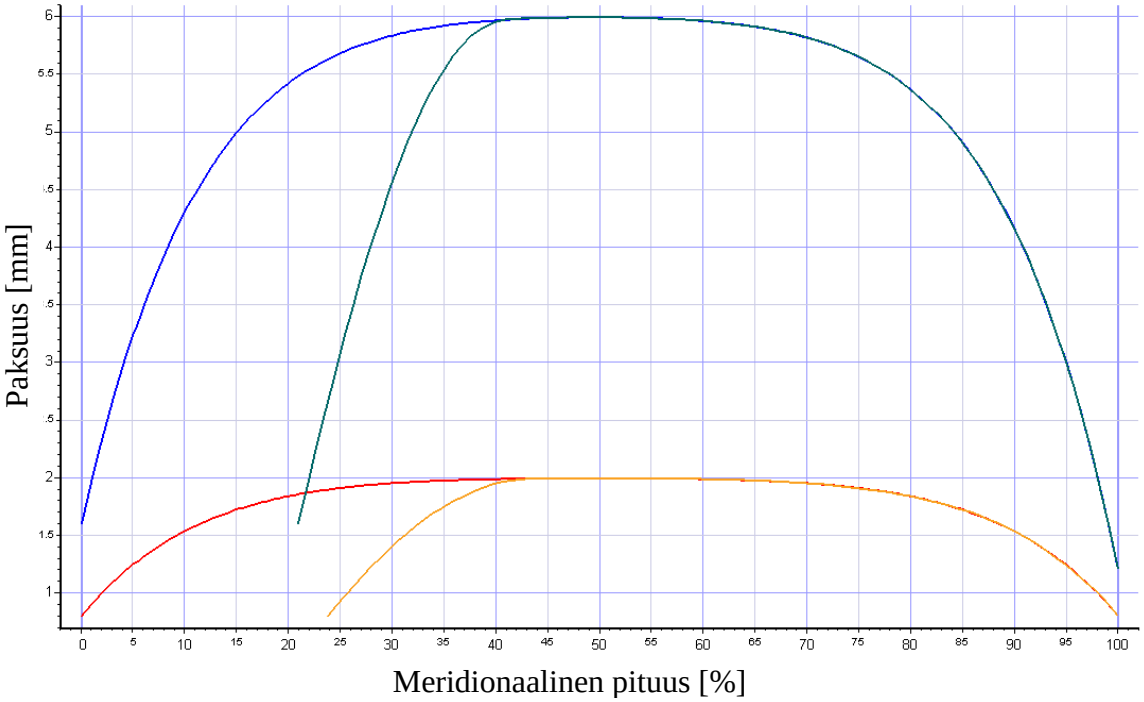



**Kuva 5.2:** Periaatteellinen diagrammi aerodynaamisesta rasituksesta katteen virtaviivalla. $S_{max}$ on maksimi aerodynaamisen rasituksen paikka ja $S_{min}$ on minimi suhteellisen nopeuden paikka. (Alkuperäinen kuva: Lűdtke 2010, s. 208)

## 5.2 Meridionaaliprofiili sekä siipien muoto

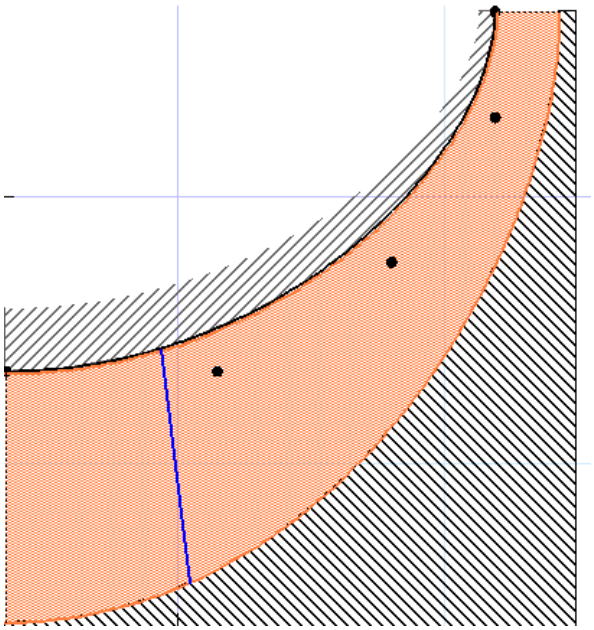
Meridionaaliprofiilin ja siipien muodon tekeminen vaati aksiaalipituuden määräämisen sekä siipien paksuuden määräämisen AxCent-ohjelmassa. Aksiaalipituus määräytyi AxCent-ohjelman käyttämän $N_s$ sovitteen mukaan. Aksiaalipituus $L$ on 114.75 mm.

Aksiaalipituuden $L$ suhde juoksupyörän halkaisijaan $D_2$ on välillä 0,32-0,37, mikä on aerodynaamisesta näkökulmasta katsottuna hyvä (Came ja Robinson 1998). Siipien maksimi paksuudeksi valittiin siiven tyveen 6 mm ja katteen tuntumaan 2 mm. Siiven paksuuksien näkökulmaksi on valittu jäykkyys, mutta ohuutta on tavoiteltu siiven katteen läheisyyteen. Kuvassa 5.3 on esitetty siiven paksuusjakauma meridionaalipituuden funktiona.



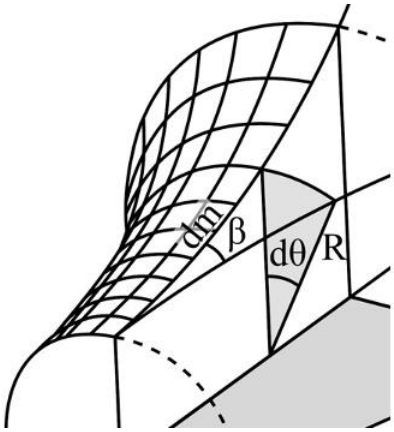

**Kuva 5.3:** Siiven paksuusjakauma siiven meridionaalipituuden funktiona. Punainen ja keltainen käyrä ovat katteella siiven paksuus. Sininen ja turkoosi käyrä ovat navalla siiven paksuus navalla. Punainen ja sininen käyrä ovat kokosiiven käyriä. Turkoosi ja keltainen ovat puolikkaan siiven käyriä.

Meridionaaliprofiilin rajoitteena oli kate, sillä tarkoitus oli tilata 2-3 juoksupyörää mutta yksi kate. AxCent-ohjelman automaattinen meridionaaliprofiili todettiin riittäväksi ja täytti kappaleen 5 alussa ilmenevät hyvän meridionaaliprofiilin ominaispiirteet, joten meridionaaliprofiilia ei muutettu. Kuvassa 5.4 on esitetty suunnitellun juoksupyörän meridionaaliprofiili.



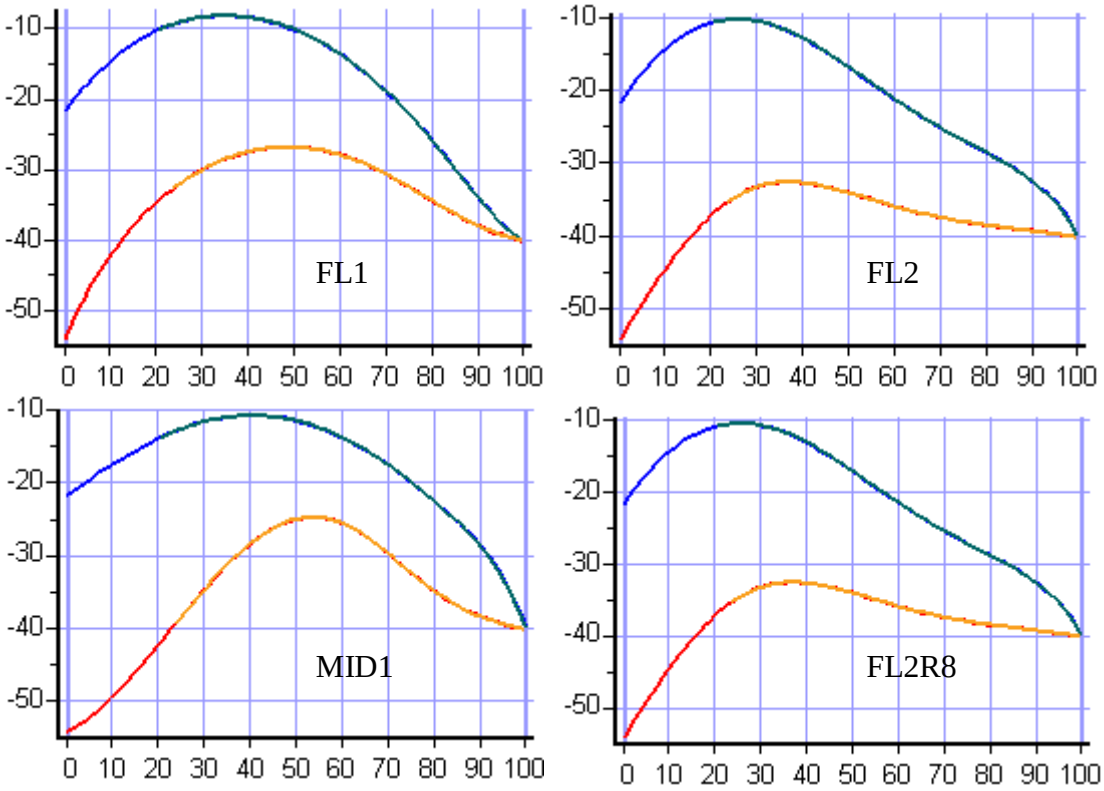
**Kuva 5.4:** Suunnitellun kompressorin meridionaaliprofiili.

Siipien muoto on suunniteltu käyttäen AxCent-ohjelmaa ja käyttäen virtaviivan kaarevuus -menetelmää. Siipien aerodynaamista rasitusta ohjaavana tekijänä on ollut artikkelit Zangeneh et al. (2004) (a) ja Zangeneh et al. (2004) (b). Siipien muotoa suunnitellessa on tavoiteltu suurehkoa aerodynaamista rasitusta johdeosalle alkuun. Liiallista aerodynaamista siipirasitusta on pyritty välttämään juoksupyörällä etenkin katteella. Aerodynaaminen rasitus on pääasiassa alle 0,7. Suunnittelussa on huomioitu myös kokonaiskertymä $\theta$. Kuva 5.5 havainnollistaa kokonaiskertymän määritelmää. Kokonaiskertymän $\theta$ rajoitteena on pidetty noin 60°. Siipikanavan pituutta on näin rajoitettu. Yhdessä suunnitelluista juoksupyörässä siipi ei ole kohtisuoraan pystyssä jättöreunalla, vaan siipi on kallistettu pyörimissuuntaan (engl. *rake*). Siiven imupuolen ja juoksupyörän välisen kulman kääntämisellä yli 90° kulmaan on jättöreunan virtausta tasoittava vaikutus (Van den Braembussche 2006) (Oh et al. 2011).




**Kuva 5.5:** Kokonaiskiertymä $\theta$ on siipikulman ja meridionaalipituuden funktio.

Suunniteltuja siiven muotoja on neljä ja nimettynä FL1, FL2, MID1 ja FL2R8. Suunnitellut kulmajakaumat ovat esitetty kuvassa 5.6. Suunnitteluiden yhteisenä piirteenä on, että siipi ensiksi lähenee radiaalisempaa suuntaa, mutta sitten lähenee kohti jättöreunalle asetettua kulmaa. FL2- ja FLR8-suunnittelujen ero on jättöreunan siiven asennolla, sillä FLR8-suunnitelmassa siiven imupuolen ja juoksupyörän välinen kulma on 98°. Kulma voi olla sovelluksesta riippuen 90-135° välillä (Came ja Robinson 1998).




**Kuva 5.6:** Siiven kulman jakauma meridionaalisen pituuden funktiona. Pystyakselilla siiven kulma, joka on mitattu radiaalisuunnasta. Vaaka-akseli on meridionaalinen pituus [%]. Värikoodi on sama kuin kuvassa 5.3.

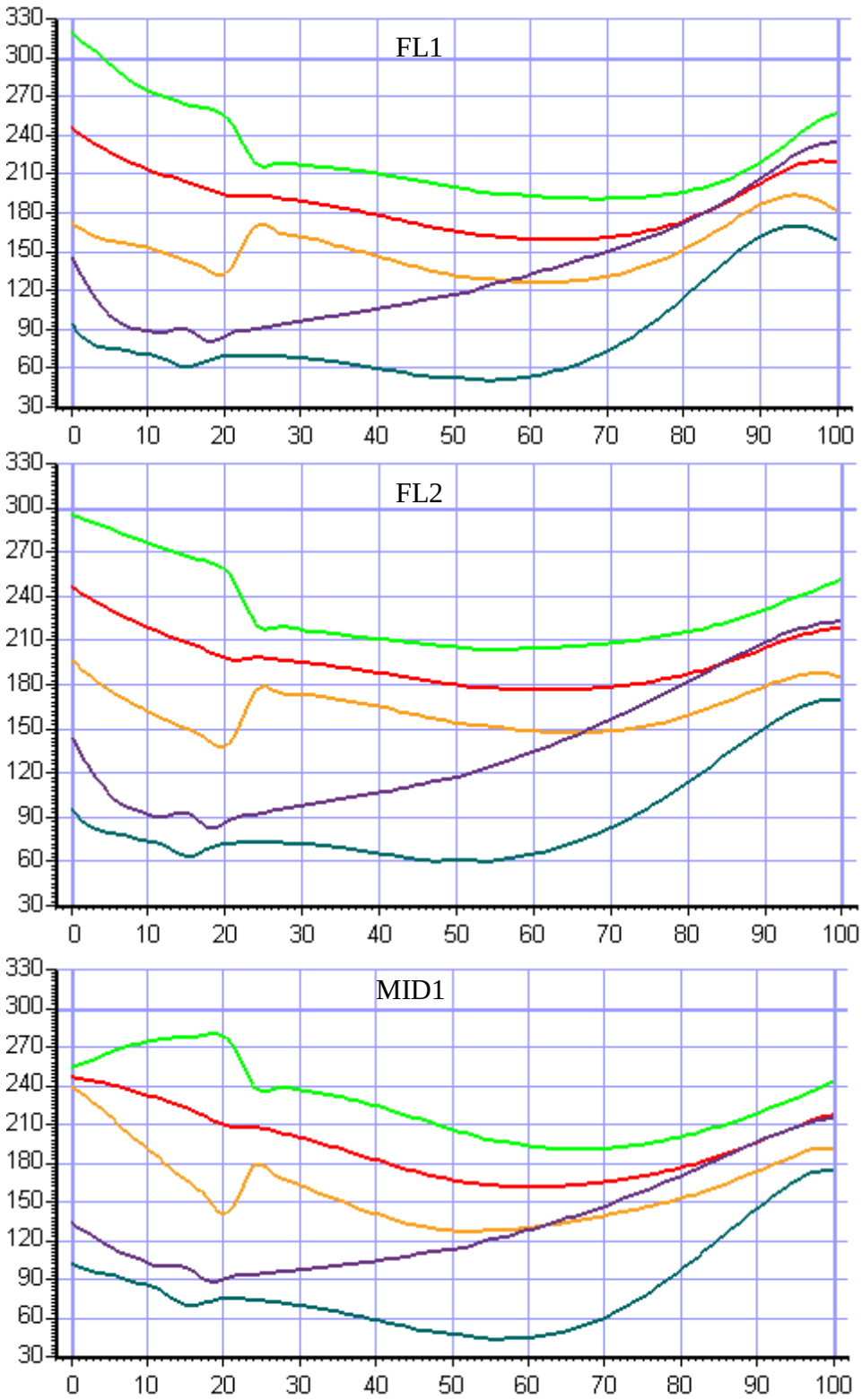
Erilaiset siiven muodot tuottavat erilaiset nopeusjakaumat sekä siipirasitukset. Siipien muotojen suunnittelua vaikeuttivat puolikkaat siivet, sillä artikkelit, jotka käsittelevät aerodynaamista siipirasitusta, sisältävät vain täyssiipisiä juoksupyöriä. Puolikas siipi saa aerodynaamisen siipirasituksen laskemaan katteella. Kuvassa 5.7 on eri siipien suhteelliset nopeudet ja kuvassa 5.8 on eri siipien aerodynaamiset siipirasitukset. Kuvassa 5.7 vihreä väri on suhteellinen nopeus siiven imupinnalla lähellä katetta, keltainen väri on suhteellinen nopeus siiven painepinnalla lähellä katetta ja punainen väri on suhteellisen nopeuden keskiarvo siipisolassa lähellä katetta. Kuvassa 5.7 violetti on suhteellinen nopeus siiven imupinnalla lähellä napaa ja turkoosi on suhteellinen nopeus painepinnalla lähellä napaa. FL2R8-suunnittelu on jätetty huomiotta, sillä virtaviivan kaarevuus -menetelmä on viskoositon ja huonoimmillaan jättöreunalla, jossa toisiovirtaus vaikuttaa eniten.

FL1- ja FL2-suunnitelmissa kohtalainen aerodynaaminen siipirasitusta esiintyy katteella heti siiven alussa ja suurin diffuusiokin on siiven alussa. Keskiosassa on pyritty hallitsemaan aerodynaamista siipirasitusta navan läheisyydessä sekä pitämään katteen

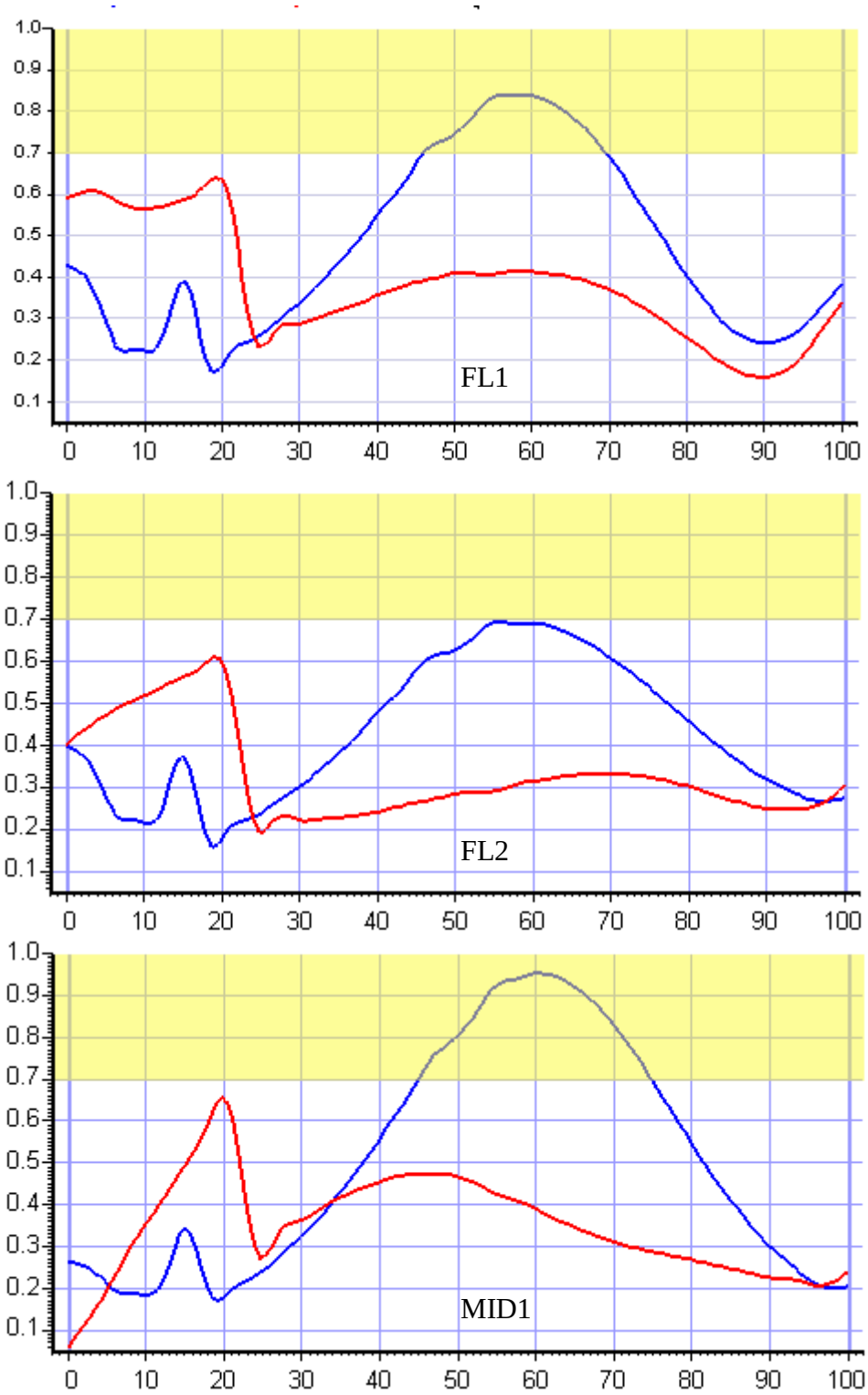
läheisyydessä aerodynaaminen siipirasitus pienenä. FL2-suunnitelma on jalostettu FL1-suunnitelman pohjalta. Johdeosassa siiven imupuolella olevaa nopeutta laskettiin suuren Machin luvun takia. Lisäksi jättöreunalla selvä kiihtyminen ja sen jälkeinen hidastuminen poistettiin. FL2-suunnittelussa kokonaiskertymä on 65°, joka on 7° enemmän kuin FL1-suunnittelussa.

MID1-suunnittelussa on tarkoituksella haluttu hyvin pieni aerodynaaminen rasitus johdeosaan, jonka jälkeen aerodynaamista siipirasitusta on lisätty katteen läheisyydessä. Keskiosassa siipien aerodynaaminen rasitus on pidetty katteen läheisyydessä korkeammalla, mutta rajoittavana tekijänä on ollut aerodynaaminen siipirasitus navan läheisyydessä. Lisäksi on vältetty kiihtymistä ja hidastumista jättöreunalla. Kokonaiskertymä on 63°.

Aerodynaamista siipirasituksen lisäksi on mahdollista tutkia aerodynaamista rasitusta navan ja katteen välillä, mutta näin ei ole tehty tässä suunnittelussa. Yhteinen piirre kaikille suunnitelmille on, että navan pinnalla ei ole negatiivisia nopeuksia. Negatiiviset nopeudet ovat varma merkki virtauksen irtoamisesta.




**Kuva 5.7:** Suhteellinen nopeus *w* meridionaalipituuden funktiona. Y-akseli on suhteellinen nopeus [m/s], ja abskissaon prosentuaalinen meridionaalipituus [%]. Vihreä: kate, ss. Oranssi: kate, ps. Punainen: kate, keskiarvo. Violetti: napa, ss. Turkoosi: napa, ps.




**Kuva 5.8:** Aerodynaaminen siipirasitus meridionaalipituuden funktiona. Pystyakselilla on aerodynaaminen siipirasitus *BL* [-] (siivestä siipeen). Abskissalla on prosentuaalinen meridionaalipituus [%]. Punainen: kate. Sininen: napa.

# 6 RADIAALIKOMPRESSORIN 3D-MALLINTAMINEN ELI LASKENNALLINEN VIRTAUSDYNAMIIKKA

Kompressorin 3D-laskennan numeriikka, turbulenssi, hilan generointi, tulosten todenmukaisuus ja tulosten analysointi on kokonaisuutena työlästä ja tulosten epävarmuus voidaan osoittaa vain kokeellisten mittausten avulla. Tästä syystä tässä työssä esitetään ja kommentoidaan lyhyesti käytetyt menetelmät.

Numeeriseen virtauslaskentaan on käytetty eniten aikaa. Alun perin oli tarkoitus mallintaa 20 - 30 erilaista juoksupyörää, mutta konvergointi haasteiden sekä rajallisen laskentakapasiteetin takia mallinnettuja kompressoreiden juoksupyöriä on vain seitsemän.

## 6.1 Käytetyt menetelmät

3D-mallintaminen on suoritettu Finflolla, joka on Aalto-ylipistossa kehitetty Navier Stokes -ratkaisija. Finflo pystyy käsittelemään rakenteellisia monilohkoja. Ratkaisija käyttää äärellistä tilavuusmenetelmää (engl. *finite-volume method*) paikan diskretointiin. Ominaislämpökapasiteetti on mallinnettu vakioksi ja ilma ideaalikaasuksi.

Vuot ovat laskettu kahdessa eri osassa. Viskoosittomiin voihin on käytetty Roe:n vuon jako menetelmää (engl. *Roe´s difference splitting method*) (Roe 1981). Vuon viskoosiin osaan on käytetty ohut-kerros approksimaatiota (engl. *thin-layer approximation*). Toisen kertaluvun dikretointia vuon rajoittimella on käytetty virtausta kuvaavien suureiden sekä pysyvien turbulenttisuureiden laskennassa (Siikonen 1995).

Virtausalueeseen tulevan (imukartio) virtauksen liikemäärä ja entalpia on määritetty koko pinnalle samansuuruiseksi. Liikemäärä ja entalpia yhdessä määräävät laskenta-alueeseen virtaavan aineen massavirran ja kokonaislämpötilan. Paine sisääntulossa on interpoloitu laskenta-alueesta. Virtauksen poistumispintaan (diffuusorin jättöreuna) on staattinen paine asetettu vakioksi.

Ratkaisun konvergoituminen on havainnoitu liikemäärä-, energia- ja massaresiduaaleista. Ratkaisu on todettu konvergoituneeksi, kun residuaalit ovat olleet muuttumattomat.

Turbulenssi on mallinnettu käyttämällä *k-ω-SST* (Menter 1993) ja Chien *k-ε* (Chien 1982) turbulenssimalleja. Molempien mallien pohjalla on Boussinesq-approksimaatio ja molemmat ovat kaksiyhtälömalleja. Primitiivisempiin turbulenssimalleihin verrattuna ne pystyvät mallintamaan virtauksia, joissa ilmenee vanavesi ja seinämien aiheuttama rajakerros. Turbulenssimallit, joiden perustana on Boussinesq-approksimaatio, ovat kykenemättömiä kuvaamaan tarkasti virtauksia, jos: (Wilcox 2004, s. 122, 274)

- Virtauksen pääjännitykset muuttuvat äkillisesti
- Virtaus kulkee kaarevan pinnan yli
- Virtauksessa ilmenee toisiovirtauksia
- Virtaus pyörii
- Virtaus on kolmidimensionaalinen
- Rajakerros irtoaa pinnalta

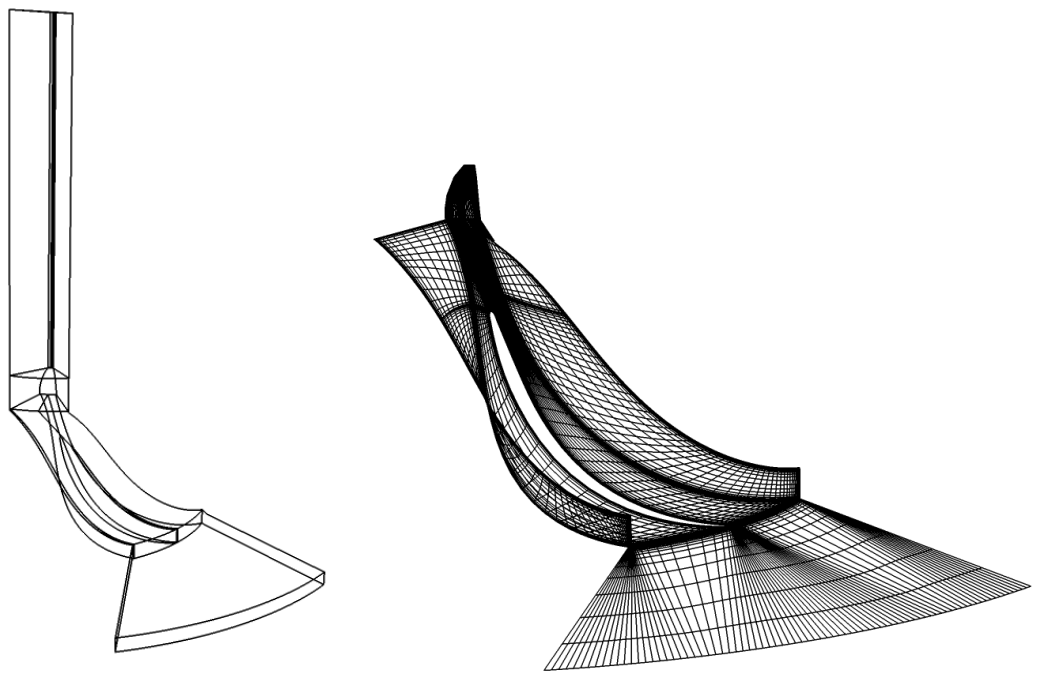
Toisiovirtauksista yksinkertainen esimerkki on nelikulmainen kanava, jossa on täydellisesti kehittynyt virtaus.

Pysäytetyn roottorin mallia (engl. *frozen rotor*) on käytetty ottamaan huomioon liikkuvien ja liikkumattomien osien vuorovaikutusta. Tätä kvasi-liikkuvaa mallia käyttämällä saadaan kohtalaisen hyviä tuloksia (Röyttä et al. 2009) (Jaatinen et al. 2011), vaikka vanaveden paikka ei muutu niin kuin oikeassa kompressorissa.

## 6.2 Laskenta-alue ja laskentahila

Laskenta-alueeksi on valittu yksi kokonainen siipisola ja sitä vastaavat imuosa- ja diffuusorisegmentit. Tarkoitus on ollut tarkastella virtauksen kehittymistä juoksupyörässä, tarkastaa, että painesuhde ja hyötysuhde eivät ole kaukana esisuunnittelun antamista arvoista, sekä tutkia diffuusorin stabiilisuutta. Kuvassa 6.1 on esitetty laskenta-alue. Kärkivälys on myös mallinnettu, sillä se vaikuttaa selvästi juoksupyörän virtauksen kehittymiseen. Virtausalueeseen tuleva reunaehto on jätetty ylemmäksi, jotta se ei vaikuttaisi juoksupyörän virtauskenttään. Virtausalueesta lähtevän virtauksen reunaehto on diffuusorin ulostulossa. Reunaehdon paikan voisi

muuttaa kauemmaksi vakiopinta-alaisella jatkeella, jolloin reunaehto olisi kauempana tutkittavasta alueesta. Laskenta-alueen reunoille käytetään symmetristä reunaehtoa.



**Kuva 6.1:** 3D-mallintamista varten valittu laskenta-alue (vasemmalla). Osa laskentahilan pinnoista on esitetty (oikealla). Joka toinen hilaviiva sekä lyhennetty siipi on poistettu hilakuvasta kuvan selkeyttämiseksi.

Osa laskentahilasta on esitetty kuvassa 6.1. Laskennoissa on käytetty 1,9 miljoonaa koppia ja $y^+$ on pääasiassa alle 1, sillä seinämäfunktiota ei ole käytetty. Joissa kohdissa siipien johdeosassa $y^+$ on yli 1, mutta alle 5.

Hilatarkastelun tulokset eri koppimäärillä näkyvät Taulukko 6.1. Koppimäärällä ei ole suurta vaikutusta hyötysuhteeseen. 1,9 miljoonaan, 263 000 ja 36000 välisten laskentojen hyötysuhteilla ei ole selvää korrelaatiota koppimäärään, joten voidaan sanoa, että 1,9 miljoonan kopin laskenta on hilariippumaton. Jollain tasolla ratkaisu on aina hilariippuvainen, kunnes hilakopin koko on differentiaalisen pieni.

**Taulukko 6.1:** Koppimäärän vaikutus hyötysuhteisiin ja painesuhteisiin.

| FL1 *k-ω-SST* | $\Pi_{tot \rightarrow tot}$ | $\eta_{isen,\ tot \rightarrow sta}$ |
|---|---|---|
| 1,9 miljoonaa | 2,52 | 0,83 |
| 263 000 | 2,53 | 0,84 |
| 36000 | 2,46 | 0,82 |

## 6.3 Mallinnuksen tulokset

3D-mallinnuksen antamat hyötysuhteet ja painesuhteet ovat esitetty taulukossa 6.2. Hyötysuhteet ja painesuhteet ovat esitetty kokonaistilasta-kokonaistilaan sekä kokonaistilasta-staattiseen tilaan, sillä pieni osa paineen noususta tapahtuu diffuusorin jälkeen, muttei kuitenkaan häviöttömästi. 3D-mallinnus antaa yleensä ylioptimistisia tuloksia, mutta trendit on ennustettu oikein (Came ja Robinson 1999). On myös tapauksia, jolloin hyötysuhde on reilusti aliennustettu. Tässä tapauksessa hyötysuhteet eivät ole ainakaan aliennustettuja, sillä ennusteet ovat yli 80 %. Lähellä 90 % hyötysuhteet ovat varmasti yliennustettuja, mutta tuloksista voidaan sanoa, että esisuunnittelu on onnistunut hyvin, ja siipien ja meridionaaliprofiilin suunnittelu on onnistunut ainakin kohtalaisesti. FL-alkuisten hyötysuhteet ovat verrannollisia niihin käytettyyn aikaan eli FL1-suunnittelulla on matalampi hyötysuhde kuin pitempää suunnitellulla FL2R8 suunnittelulla. Verrokkisuunnittelu MID1 näyttää antavan paremman hyötysuhteen kuin tarkemmin suunniteltu FLR8. Hyötysuhde-erot FL2- ja FLR8-suunnittelussa turbulenssimallien välillä johtuu siitä, että *k*-*ε*-mallilla ulosvirtaava massa jäi vähän pienemmälle tasolle kuin sisään virtaava massa. FL1- ja MID1-suunnitelmissa *k*-*ε*-malli antaa paremmat hyötysuhteet, mikä on suunnittelijan asiantuntemuksen mukainen tulos.

**Taulukko 6.2:** 3D-mallinnuksen arvioimat painesuhteet ja hyötysuhteet.

| | $\Pi_{tot\rightarrow sta}$ | $\Pi_{tot\rightarrow tot}$ | $\eta_{isen,\ tot\rightarrow sta}$ | $\eta_{isen,\ tot\rightarrow tot}$ |
|---|---|---|---|---|
| FL1 | | | | |
| *k-ω-SST* | 2,34 | 2,52 | 0,83 | 0,84 |
| *k-ε* | 2,34 | 2,49 | 0,85 | 0,86 |
| FL2 | | | | |
| *k-ω-SST* | 2,4 | 2,59 | 0,86 | 0,87 |
| *k-ε* | 2,36 | 2,51 | 0,81 | 0,82 |
| FL2R8 | | | | |
| *k-ω-SST* | 2,41 | 2,59 | 0,87 | 0,88 |
| *k-ε* | 2,38 | 2,5 | 0,82 | 0,82 |
| MID1 | | | | |
| *k-ω-SST* | 2,44 | 2,63 | 0,87 | 0,88 |
| *k-ε* | 2,41 | 2,57 | 0,9 | 0,9 |

Juoksupyörän jättöreunan virtauksen tasaisuudella on vaikutusta sekoitushäviöihin, jotka tapahtuvat diffuusorissa, sekä diffuusorin stabiilisuuteen. Jättöreunan virtauksen tasaisuutta voidaan tarkastella virtauskulman, meridionaalinopeuden, tangentiaalinopeuden tai entropian avulla. Entropia on johdannaissuure, joka tuo hyvin esille toisiovirtauksen, mutta hankala tai mahdoton mitata.

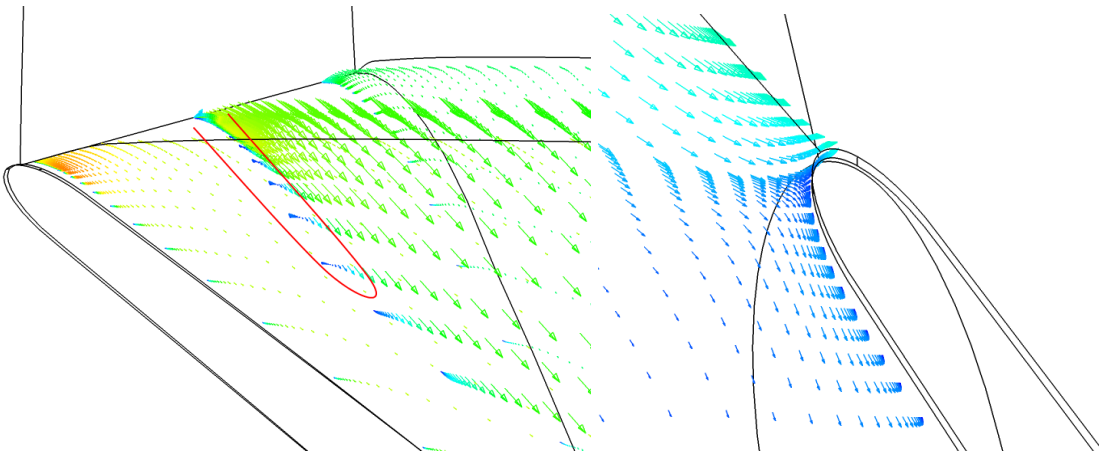
Liitteessä III on eri juoksupyöräsuunnitelmien jättöreunojen entropiat. *k-ω-SST*-malli antaa suuremman toisiovirtausalueen kuin *k-ε*-malli. *k-ε*-malli antaa suuremmat häviöt katteen läheisyyteen kuin *k-ω-SST*-malli. Vaikka eri turbulenssimallit antavat erikokoisen toisiovirtauksen alueen, niiden ennustamat trendit eri suunnittelujen keskuudessa ovat vertailukelpoisia keskenään. FL1-suunnittelussa toisiovirtauksen alue on suuri ja keskittynyt siiven imupuolen katteen puoleiseen nurkkaan. Lyhyen siiven takana oleva siiven imupuoli on selvästi huonompi kuin täyden siiven imupuoli. Toisiovirtauksen alue on melkein puolet pinta-alasta. FL2-suunnittelussa toisiovirtauksen alue on pienempi kuin FL1 suunnitelmassa ja toisiovirtauksen keskus on siirtynyt kohti keskustaa. Lyhyen siiven imupuolikin on parempi. FL2R8-suunnitelma omaa tasaisimman jättöreunan profiilin, mutta ero ei ole suuri verrattuna FL2-suunnitteluun, ehkä suurempi jättöreunan kallistus olisi parempi. Lyhyen siiven imupuoli on kuitenkin hiukan parempi. MID1-suunnittelussa toisiovirtauksen alue on yhtä suuri kuin FLR8-suunnittelussa, mutta se on ajautunut enemmän lähemmäksi siiven imupuolen pintaa. MID1-suunnittelussa toisiovirtausta pystyisi luultavasti tasoittamaan kääntämällä jättöreunan siipeä kohti pyörimissuuntaa.

Taulukossa 6.3 on virtauskulma diffuusorin kavennuksen alkamissäteellä. Suuria eroja virtauskulmissa ei ole. Ainoa poikkeus on FL2 *k-ε*-mallilla, mikä johtuneen aikaisemmin esitetystä massaepätasapainosta. Virtauskulman on kaikissa tapauksissa siedettävä, sillä se on alle 70°, joten diffuusorin sakkaaminen ei pitäisi olla ongelma. Diffuusoreissa ei myöskään havaittu takaisinvirtausalueita.

**Taulukko 6.3:** Virtauskulma jättöreunan jälkeen diffuusorin kavennuksen kohdalla.

| | $\alpha'_2$ | | $\alpha'_2$ |
|---|---|---|---|
| FL1 | | FL2 | |
| *k-ω-SST* | 68 | *k-ω-SST* | 67 |
| *k-ε* | 66 | *k-ε* | 61 |
| FL2R8 | | MID1 | |
| *k-ω-SST* | 67 | *k-ω-SST* | 66 |
| *k-ε* | 67 | *k-ε* | 67 |

Kaikissa suunnitelmissa ilmenee kuvan 6.2 esittämät virtauksen piirteet. Johdeosassa siiven keskikohdan ja kärjen välissä on virtauksen irtoamiskupla. Kupla on havaittavissa molemmilla turbulenssimalleilla. Irtoamiskupla luultavasti johtuu siipien kohtauskulmasta ja kuplalla on kompressorin stabiilisuteen negatiivinen vaikutus. Toinen yhteneväinen piirre on lyhennetyn siiven kohtauskulma. Kulma ei ole optimi etenkään *k-ω-SST*-mallia käyttäessä, mutta se on myös huomattavissa *k-ε*-mallilla. Lyhennetyn siiven kohtauskulmaa voisi korjata taivuttamalla siiven kärkeä pyörimissuuntaa kohti (Came ja Robinson 1999).



**Kuva 6.2**: Siiven johdeosassa imupinnalla on havaittavissa virtauksen irtoamiskupla (vasemmalla). Lyhennetyn siiven kohtauskulma ei ole optimi (oikealla).

Siiven kärjessä oleva staattiset paineet on esitetty liitteessä IV. Paineet ovat *k-ω-SST*-mallin antamia eri juoksupyöräsuunnitteluissa. Paineet ovat imu- ja painepinnoilta pituusjakaumana on kokonaisen siiven pituus. Selviä eroavaisuuksia eri suunnitteluiden kesken on vain MID1-suunnittelun ja muiden suunnitteluiden välillä. MID1-suunnittelussa lyhyen siiven etureunaan ei synny reilusti pienemmän paineen aluetta. MID1-suunnittelussa paineen nousu on tasaisempaa koko siiven pituudella verrattuna muihin. Ottamalla eri tuloksia siipien kärjestä on ehkä mahdollista tehdä suunnittelua varten ohje, jonka voi yhdistää 2D-laskentaan ja nopeuttaa kompressorin suunnittelua.

3D-mallinnuksen tuloksista päätellen parhaat juoksupyörät ovat FL2R8- ja MID1-suunnittelut. FLR8-suunnittelun antaa tasaisimman jättöreunan virtauksen, mutta MID1-suunnitelu antaa parhaimman hyötysuhteen. MID1-suunnittelua ehkä pystyisi parantamaan kallistamalla siipeä jättöreunalla.

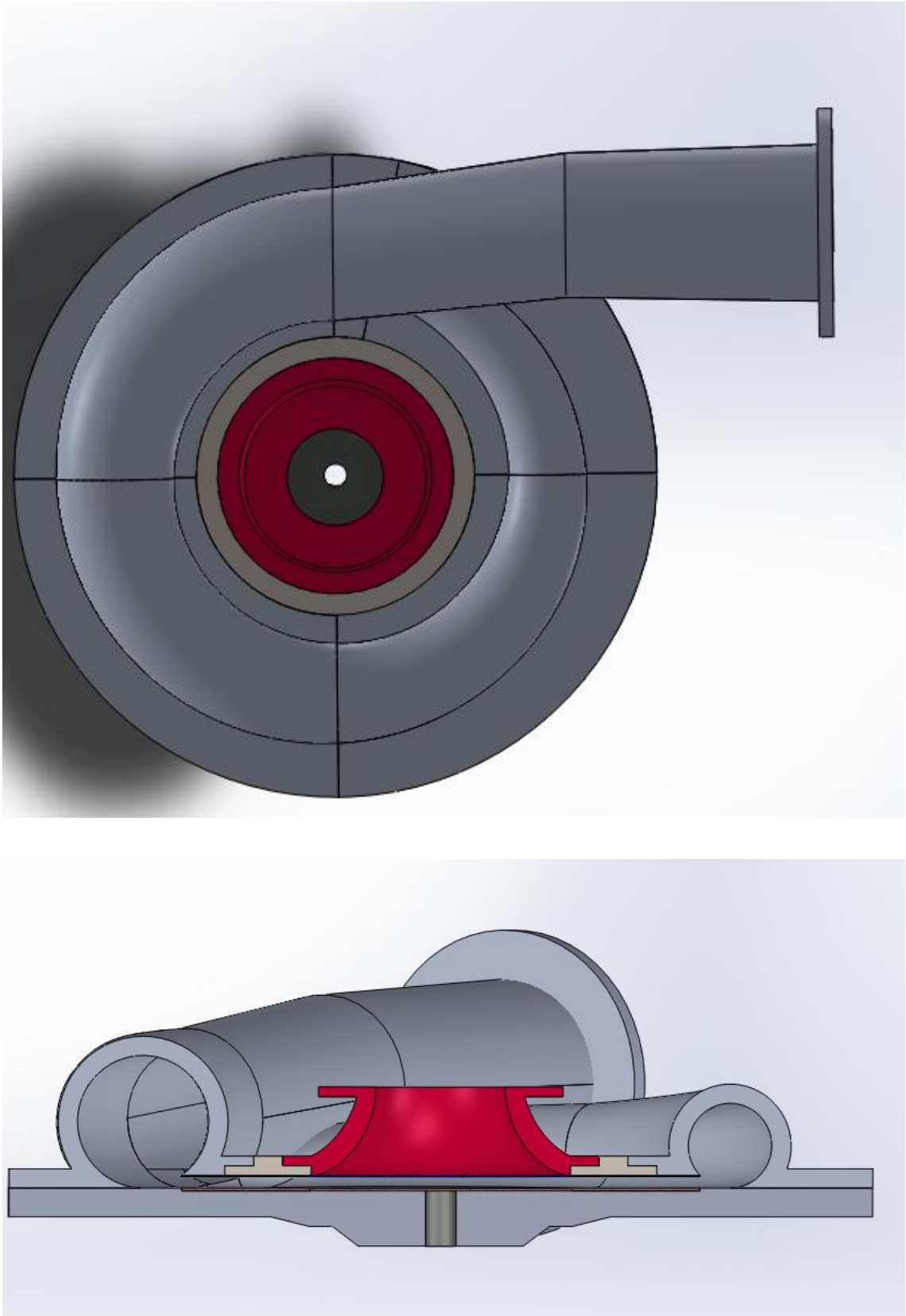
# 7 VALMISTETTAVA RADIAALIKOMPRESSORI

Valmistettavan radiaalikompressorin päämitat ovat taulukossa 7.1. Mitat ovat muuten saamat kuin taulukossa 4.1, mutta kärkivälyksen (1 mm) takia diffuusori on leveämpi. Kärkivälys nostettiin 1 mm, sillä rakenneanalyysi antoi 0,5 mm taipuman juoksupyörän jättöreunalle. Diffuuusoriin valmistetaan myös kavennuslevyjä, joita voi tarvittaessa vaihtaa. Kompressorin designpisteen massavirta on 1,8 kg/s ja painesuhde on 2,5. Kompressorin ominaispyörimisluku $N_s$ on 0,7. Virtauskerroin $\phi$ (yhtälö 16) on 0,055. Design pisteen kokonaistehoksi on arvioitu hieman yli 200 kW.

**Taulukko 7.1:** Valmistettavan radiaalikompressorin päämitat.

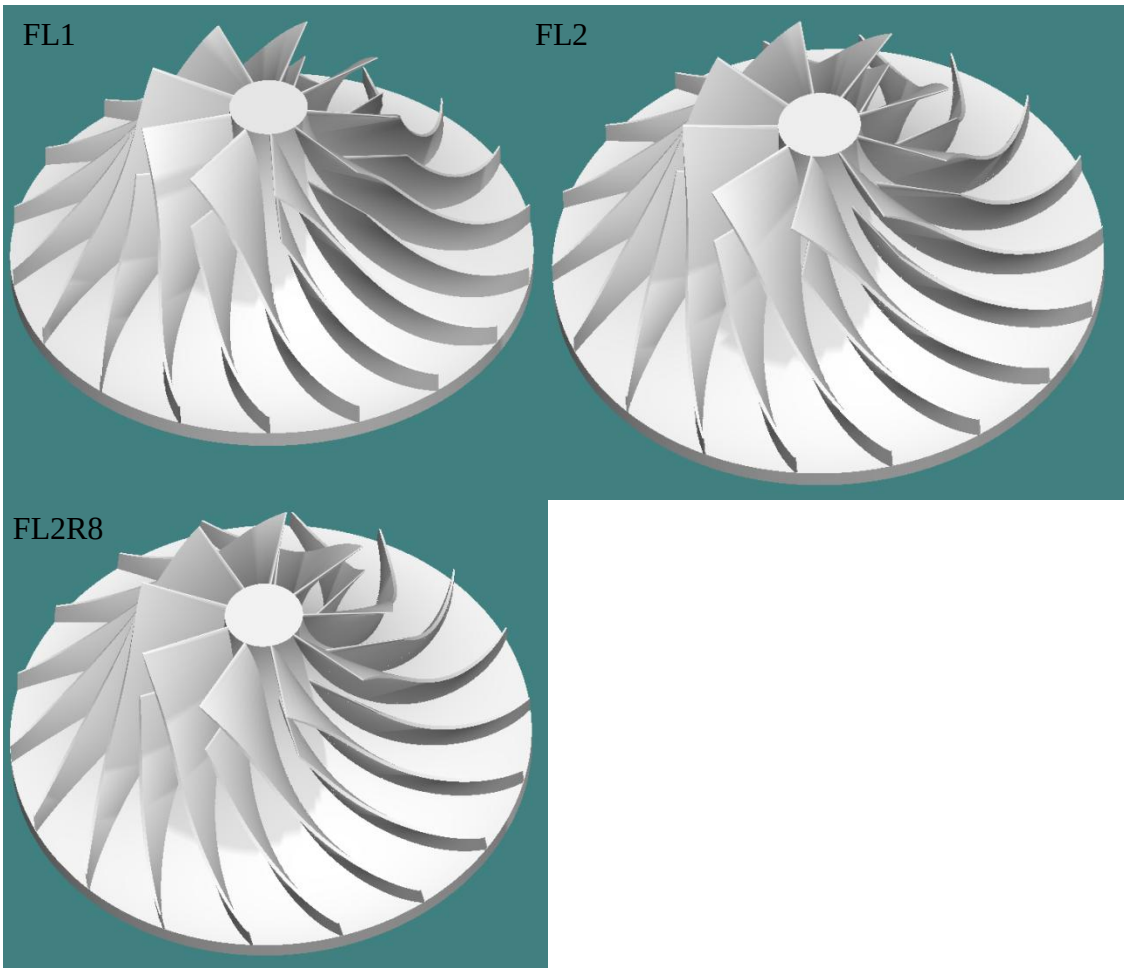
| | | | |
|---|---|---|---|
| $d_{1h}$ | 40,5 mm | $d_{1t}$ | 134,9 mm |
| $d_2$ | 270,9 mm | $b_2$ | 12,16 mm |
| $d_3$ | 541,9 mm | $b'_2$ | 13,16 mm |
| $d_4$ | 96,5 mm | $\beta_{b1h}$ | 21.6° |
| $\beta_{b1t}=\gamma_1$ | 54° | $\gamma_2$ | 40° |

Spiraali on piirretty yhtälön (50) mukaisesti. Poistokartio aukeaa 180mm halkaisijaan 700 mm matkalla. Poistokartio ei aukea täysin suoraan spiraalin 360° suunnassa, sillä on haluttu välttää spiraalin ja poistokartioiden päällekkäisyyttä. Kuvassa 7.1 on kompressori kokoonpanokuva ilman juoksupyörää. Spiraali on tilavuudellisesti hallitseva tekijä. Kuvassa on myös kiinnityslaipat ja kohdistamista varten on tehty spiraalin ulkoreunalle levennys.



**Kuva 7.1:** Kompressori koottuna ilman juoksupyörää.

Juoksupyöriä on päätetty valmistaa kolme erilaista. Suunnitellut mallit FL1, FL2 ja FL2R8 ovat valittu valmistettavaksi, sillä samantyyppisten mutta pienien erovaisuuksien ansiosta niiden suoritusarvoja on mahdollista vertailla toisiinsa. Kuvassa 7.2 on valmistettavat juoksupyörät. Juoksupyörän pohja on liioitellun paksu kuvassa, oikea pohjan paksuus on 3mm. Silmämääräisesti juoksupyörien eroa on vaikeahko huomata. Huomattavia seikkoja FL1 suunnitelmassa oleva jättöreunan nopeahko kääntyminen, joka muodostaa koukkumaisen kaaren. FL2 suunnittelusta puuttuu koukkumainen kaari ja FLR8 suunnittelusta on havaittavissa, että siivet eivät ole kohtisuorassa ylöspäin jättöreunalla.




**Kuva 7.2**: Valmistettavat juoksupyörät suunnittelujärjestyksessä.

# 8 YHTEENVETO

Tässä diplomityössä suunniteltiin radiaalikompressori, jonka suunnittelumassavirraksi valittiin 1,8 kg/s ja painesuhteeksi 2,5. Lisäksi työssä tutustuttiin yleisellä tasolla virtauskoneissa tapahtuvaan energian ja liikemäärän muuttumiseen ja radiaalikompressorin eri osiin, niiden tärkeyteen, niissä tapahtuviin virtausilmiöihin ja niiden suunnitteluperiaatteisiin. Lisäksi työssä tutustuttiin erilaisiin kompressorin suunnitteluohjelmiin.

Radiaalikompressori suunniteltiin sähkömoottorin toimintakyvyn. Sähkömoottorin maksimisyöttöteho on 250 kW ja taajuus 500 Hz.

Esisuunnittelu tehtiin CentriFlow-ohjelmalla ja esisuunnittelu todennettiin Compal-ohjelmalla. Siipien muodon suunnittelu ja meridionaaliprofiilin suunnittelu tapahtui AxCent-ohjelmalla. Siipien muoto suunniteltiin käyttäen kaksidimensiosta viskoositonta ratkaisijaa. Siipien suunnittelu tehtiin niin, että siipien aerodynaaminen rasitus on johdeosapainotteinen lähellä katetta.

Alun perin tarkoitus oli optimoida suunnittelua CFD:n avulla, mutta ongelmien vuoksi CFD:tä käytettiin eri AxCent-ohjelmalla saatujen siipien muotojen vertailuun sekä suunnittelun onnistumisen todentamiseen.

Suunnitelmista piirrettiin valmistuskuvat, joiden pohjalta radiaalikompressori tilataan ja testataan.

Päätepiste, mihin tässä diplomityössä päästiin, on hyvä aloituskohta radiaalikompressorin suunnittelulle. Ymmärrys radiaalikompressorin virtauksen kehittymisestä sekä menetelmien hioutuminen mahdollistaa suunnittelun vaikeampiinkin suunnittelukohteisiin. Työlle alun perin asetetut tavoitteet saavutettiin. Työn aikana suunniteltiin valmistettava kompressorigeometria, joka toteuttaa esisuunnittelun mukaan hyvän hyötysuhteen.

## LÄHDELUETTELO

Boyce, M. P. 1982. Gas turbine engineering handbook. Gulf Publishing Company, Houston. s. 603. ISBN 0-87201-878-4

Came, P. M ja Robinson, C. J. 1998. Centrifugal compressor design. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. vol 213, s. 139-155.

Casey, M. V. 1983. A Computational Geometry for the blades and internal flow channels of centrifugal compressors. Journal of Engineering for Power. vol. 105, s. 288-295

Casey M. V. 1985. The effect of Reynolds number on the efficiency of centrifugal compressor stages. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. vol. 107, s. 541-548.

Chien H.-C. 1982. Predictions of channel and boundary-layer flows for a low-Reynolds-number turbulence model. AIAA Journal. vol. 20 s. 33-38.

Cumpsty, N. A. 1989. Compressor aerodynamics. Longman Scientific & Technical, London. s. 509. ISBN: 0-582-01364-X

Daily J. W. ja Nece R. E. 1960. Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed rotating disks. Journal of Basic Engineering, vol. 82, s. 217-232.

Dalbert, P., Ribi, B. Kmeci T. ja Casey, M. 1999. Radial compressor design for industrial compressors. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C, Journal of Mechanical Engineering Science. vol. 213, s. 71-8.

Dallenbach F. 1961. The Aerodynamic Design and Performance of Centrifugal and Mixed-Flow Compressors. The American Society of Mechanical Engineers. Technical Paper 610160.

Dibelius, G., Radtke, F ja Ziemann, M. 1984. Experimental on friction, velocity and pressure distribution of rotating discs. Heat and Mass Transfer in Rotating Machinery (A86-24451 09-34). s. 117-130

Dixon S. L. 1978. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. Pergamon press, Oxford. s. 263.

Dolan, F. X ja Runstadler, P. W. 1973. Pressure recovery performance of conical diffusers at high subsonic Mach numbers. NASA. Technical Report, Report No. NASA-CR-2299; ID: 19730022195

Eckardt, DD. 1976. Detailed Flow Investigations Within a High-Speed Centrifugal Compressor Impeller. Journal of Fluids Engineering. vol. 98, s. 390-399.

Flaxington, D ja Swain, E. 1999. Turbocharger aerodynamic design. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. vol. 213 1, s. 43-57.

Herbert M.V. 1980, A method of centrifugal compressor performance prediction. The American Society of Mechanical Engineers, Proceedings of Symposium Performance Predictions of Centrifugal Pumps and Compressor, New Orleans.

Jaatinen, A., Grönman, A., Turunen-Saaresti, T. ja Backman, J. 2011. Effect of high negative incindence on the performance of a centrifugal compressor stage with conventional vaned diffusers. Springer, Journal of Thermal Science. vol. 20, s. 97-10

Jaatinen-Värri, Ahti, Röyttä, Pekka, Turunen-Saaresti, Teemu. ja Grönman, Aki-Pekka. 2013. Experimental study of centrifugal compressor vaneless diffuser width. Journal of Mechanical Science and Technology. vol. 27, s. 1011-1020

Japikse, D. 1996. Centrifugal compressor design and performance. Concepts ETI. Inc, Vermont. s. 500. ISBN 0-933283-03-2

Japikse, D. ja Baines, N. 1997. Introduction to Turbomachinery. Concepts ETI. Inc, Oxford. s. 460. ISBN 0-933283-10-5

Krain, H. 1988. Swirling impeller flow. Journal of Turbomachinery. vol. 110, s. 122-128.

Larjola, J. 1988. Radiaalikompressorin suunnittelun perusteet. Lappeenranta. ISBN 951-763-505-2

Larjola J., Backman J. Reunanen A., Turunen-Saaresti T., Sallinen P., Punnonen P., Honkatukia J., Tang J. ja Jaatinen-Värri A. Radiaalikompressorin suunnittelu ja laskenta. Julkaisematon.

Lűdtke K. H. 2010. Process Centrifugal Compressors. Springer, Berlin. s. 323. ISBN 978-3-642-07330-4

Menter F. R. 1993. Zonal two equation $k - \omega$ turbulence models for aerodynamic flows-24th AIAA Fluid Dynamics Conference. AIAA Paper 93-2906.

Mishina H. ja Nishida H. 1983. Effect of relative velocity distribution on efficiency and exit flow of centrifugal impellers. The American Society of Mechanical Engineers, Gas Turbine Conference. ASME paper 83-GT-74

Oh J., Buckley C. W. ja Agrawall G. L. 2011. Numerical Study on the Effects of Blade Lean on High-Pressure Centrifugal Impeller Performance. The American Society of Mechanical Engineers, Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. vol. 7, s. 1957-1969.

Osborne C., Runstadler P. W. ja Stacy W. D. 1974. Aerodynamic and mechanical design of an 8:1 pressure ratio centrifugal compressor. NASA. Technical Report. Report No. NASA-CR-134782; CREARE-TN-204.

Reunanen A. 2001. Experimental and Numerical Analysis of Different Volutes in a Centrifugal Compressor. Acta Universitatis Lappeenrantaensis 118, Lappeenranta. s. 150. ISBN: 951-764-607-0

Rodgers C. 1980. Specific speed and efficiency of centrifugal impellers. Performance prediction of centrifugal pumps and compressors. The American Society of Mechanical Engineers, Proceedings of Symposium Performance Predictions of Centrifugal Pumps and Compressor, New Orleans.

Roe, P. I. 1981. "Approximate Riemann Solvers, Parameter Vectors and Difference Schemes. Journal of Computational Physics. vol. 43, s. 357–372.

Röyttä P., Gröman Ak., Jaatinen A., Turunen-Saaresti T. ja Backman J. 2009. Effects of Different Blade Angle Distributions on Centrifugal Compressor Performance. International Journal of Rotating Machinery. vol. 2009. Article ID 537802.

Senoo, Y. ja Kinoshita, Y. 1977. Influence of inlet flow conditions and geometries of centrifugal vaneless diffusers on critical flow angle for reverse flow. Journal of Fluids Engineering. vol. 99, s. 98-103

Senoo, Y ja Kinoshita, Y. 1978. Limits of rotating stall and stall in vaneless diffuser of centrifugal compressor. The American Society of Mechanical Engineers, ASME Paper No. 78-GT-19

Senoo, Y., Hayami H. ja Ueki H. 1986. Low-Solidity cascade diffusers for wide-flow-range centrifugal blowers, International Journal of Turbo and Jet Engines. vol 3, s. 33-41

Shepherd, D. G. Principles of Turbomachinery. MacMillan, New York. 1956.

Siikonen, T. 1995. An Application of Roe's Flux-Difference Splitting for the k-ε Turbulence Model". International Journal for Numerical Methods in Fluids. Vol. 21, s. 1017–1039.

Sorokes, J, M., Borer, J. C. ja Koch, J. M. 1998. Investigation of the Circumferential Static Pressure Non-Uniformity Caused by a Centrifugal Compressor Discharge Volute. The American Society of Mechanical Engineers, ASME Paper No. 98-GT-326.

Stanitz J. D. 1952. One-dimensional compressible flow in vaneless diffusers of radial- and mixed-flow centrifugal compressors, including effects of friction, heat transfer and area change. NACA. Technical Note 2610.

Turunen-Saaresti T. ja Jaatinen A. 2013. Influence of the Different Design Parameters to the Centrifugal Compressor Tip Clearance Loss. Journal of Turbomachinery. Vol. 135.

Wilcox D. C. 2004. Turbulence Modeling for CFD. DCW Industries. Inc, California. s. 540. ISBN 1-928729-10-X

Van den Braembussche R. A. 2006. Optimization of Radial Impeller Geometry. VON KARMAN INST FOR FLUID DYNAMICS RHODE-SAINT-GENESE. Meeting paper, public release.

Wilson, D. G. 1984. The design of high-efficiency turbomachinery and gas turbines. MIT, London. s. 496. ISBN 0-262-23114-X

Wu C. 1952. A General Theory of Three-Dimensional Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial-, Radial-, and Mixed-Flow Types. NACA. Technical Note 2604.

Yadav R. ja Misra S. S. 1973. Journal, Part M.E. Institution of Engineers. vol. 53. Issue ME5.

(a) Zangeneh M., Roduner C., Ribi B., Pløger F. ja Abhari R. S. 2004. Investigation of an Inversely Designed Centrifugal Compressor Stage - Part I: Design and Numerical Verification. Journal of Turbomachinery. vol. 126, s. 82-90.

(b) Zangeneh M., Roduner C., Ribi B., Pløger F. ja Abhari R. S. 2004. Investigation of an Inversely Designed Centrifugal Compressor Stage - Part I: Experimental Investigation. Journal of Turbomachinery. vol. 126, s. 72-81.

# LIITE I. CENTRIFLOW-OHJELMAN ANTAMAT TULOKSET

**Results**

| Mass flow | Speed | Pressure ratio (p5/pt0) | Gas power | Number of blades | Specific speed |
|---|---|---|---|---|---|
| 1.800 kg/s | 461 rps | 2.50 | 190.67 kW | 18 | 0.700 |

| STATE | p | T | h | v | cm | d1t | d1h |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | kPa | K | kJ/kg | m3/kg | m/s | mm | mm |
| Compressor inlet 00 | 100.30 | 288.0 | 14.89 | 0.82 | | | |
| Impeller inlet 1 | 91.22 | 280.6 | 7.42 | 0.88 | 122.2 | 134.9 | 40.5 |
| 01 | 99.96 | 288.0 | 14.89 | | | | |

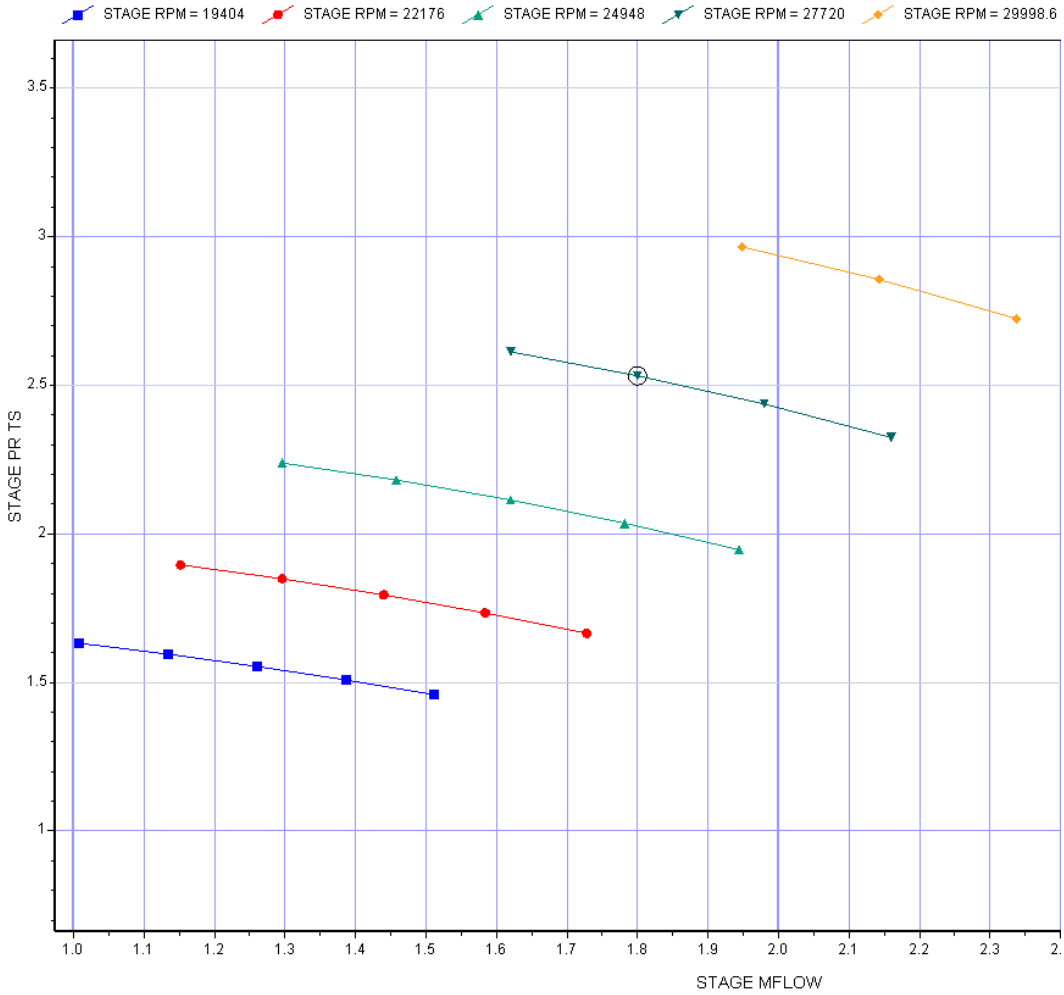
| STATE | p | T | h | v | c | d | b | η | Cpr | p/pt0 | N2 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | kPa | K | kJ/kg | m3/kg | m/s | mm | mm | | | | |
| Impeller outlet 2 | 192.05 | 353.4 | 80.75 | 0.53 | 283.1 | 270.9 | 12.16 | 0.557 | | 1.91 | 18 |
| 02 | 279.27 | 392.8 | 120.82 | | | | | 0.928 | | 2.78 | |
| Diffuser outlet 3 | 241.07 | 382.9 | 110.76 | 0.46 | 141.8 | 541.9 | 10.33 | 0.777 | 0.562 | 2.40 | |
| 03 | 263.85 | 392.8 | 120.82 | | | | | 0.869 | | 2.63 | |
| Volute outlet 4 | 243.85 | 386.7 | 114.55 | 0.46 | 111.9 | 96.5 | | 0.789 | 0.122 | 2.43 | |
| 04 | 257.62 | 392.8 | 120.82 | | | | | 0.844 | | 2.57 | |
| Compressor outlet 5 | 250.74 | 392.5 | 120.43 | 0.45 | 27.6 | 193.1 | | 0.817 | 0.500 | 2.50 | |
| 05 | 251.58 | 392.8 | 120.82 | | | | | 0.820 | | 2.51 | |

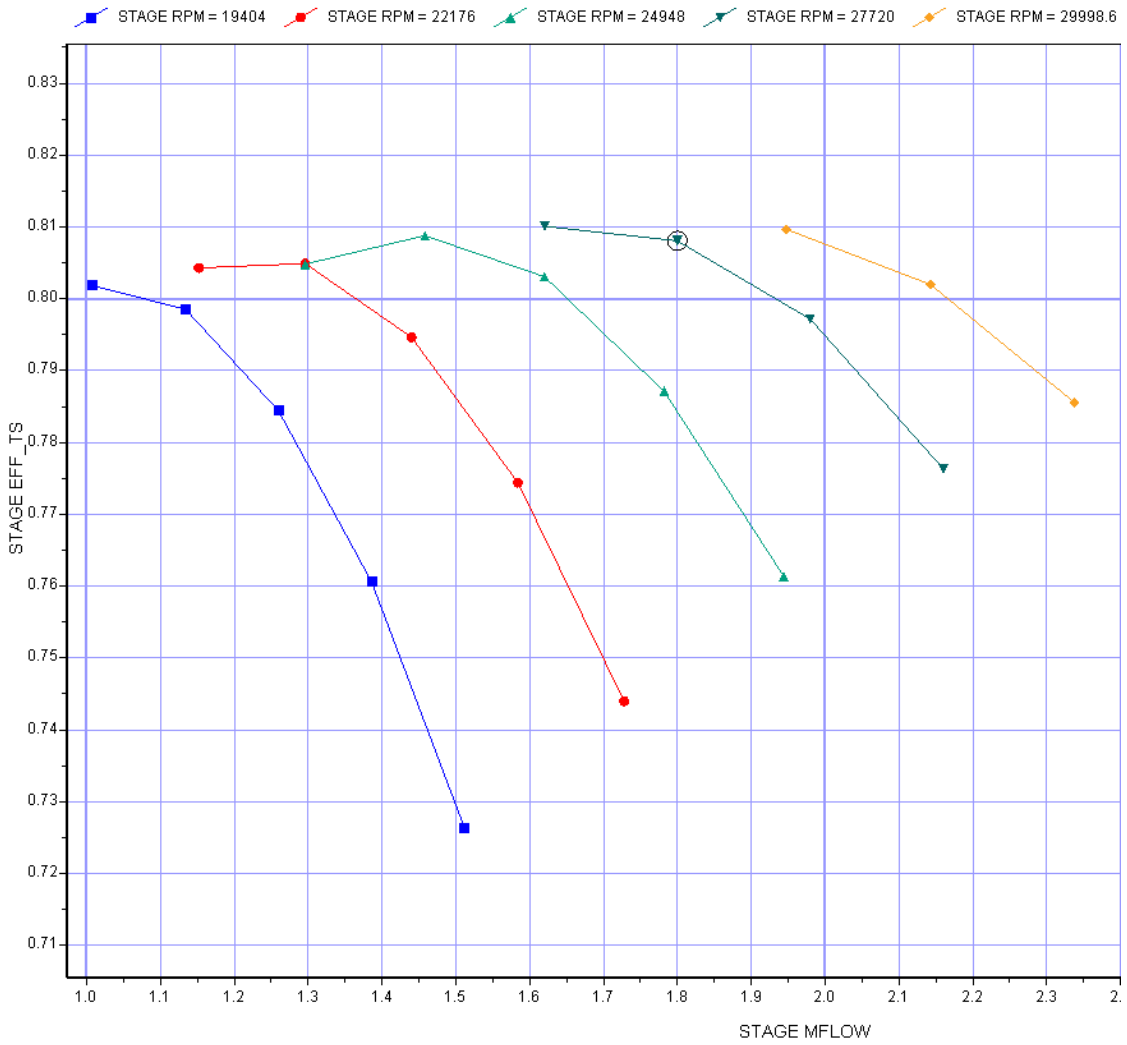
Detail

| Triangle | c | cu | cr | w | u | α | β | γ | ι | Mach |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1t | 122.2 | 0.0 | 122.2 | 230.6 | 195.6 | 0.0 | 58.0 | 54.0 | 4.0 | 0.69 |
| 2 | 283.1 | 264.0 | 102.1 | 164.7 | 392.8 | 68.9 | 51.7 | 40.0 | -11.7 | 0.75 |
| 3 | 141.8 | 132.0 | 51.9 | | | 68.6 | | | | |

**Kuva I.1:** CentriFlow-ohjelman antamat esisuunnittelut tulokset eri kompressorin komponenteille sekä koko kompressorille.

# LIITE II. COMPAL-OHJELMAN ARVIOIMAT SUORITUSARVOT

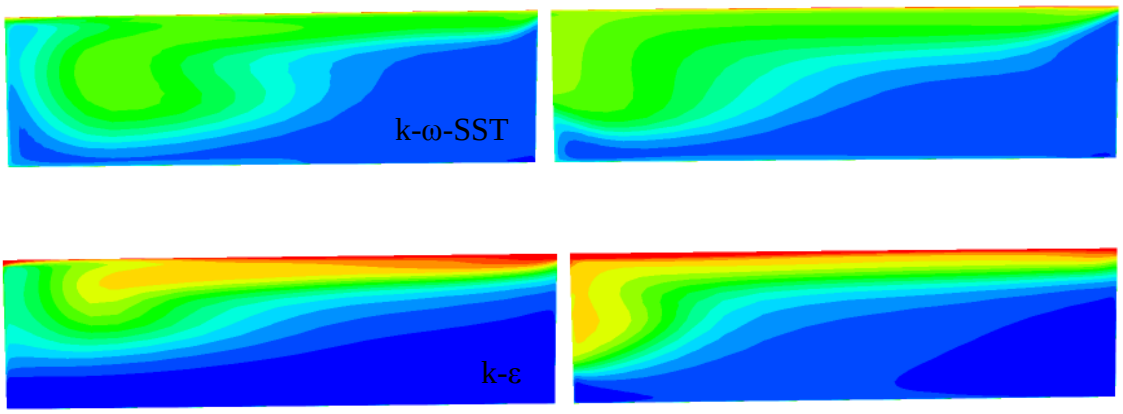




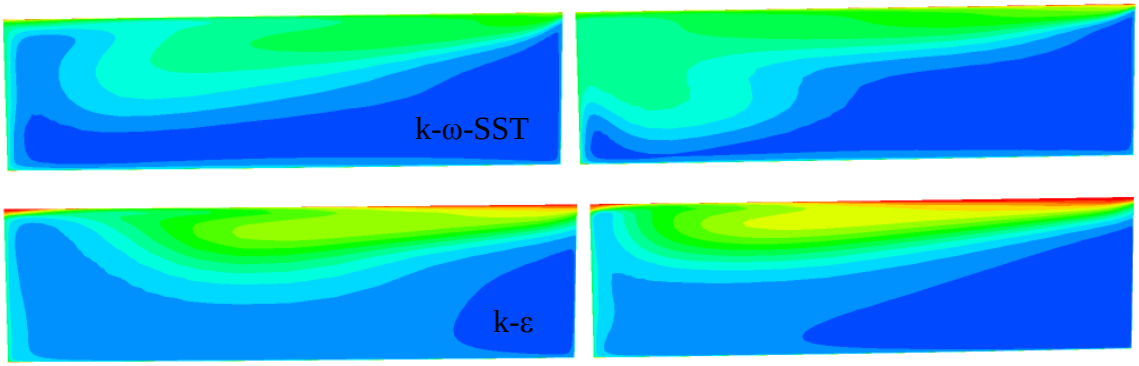

**Kuva II.1:** Compalin CentriFlown antamille geometrisille mitoille arvioimat painesuhteet ja hyötysuhteet eri toimintapisteissä.

# LIITE III. ERI JUOKSUPYÖRIEN JÄTTÖREUNOJEN ENTROPIAT

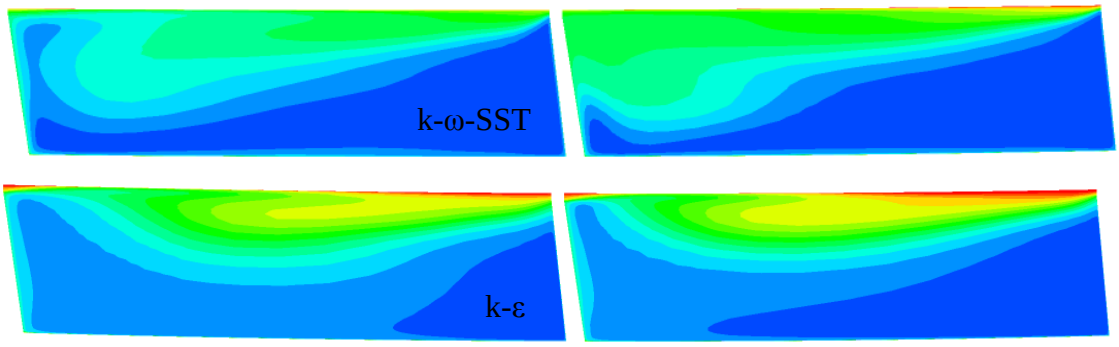
FL1



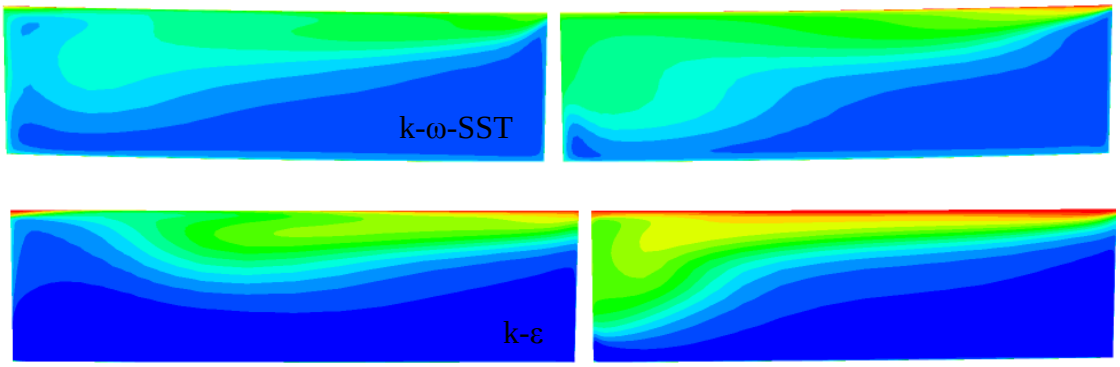

FL2




FL2R8

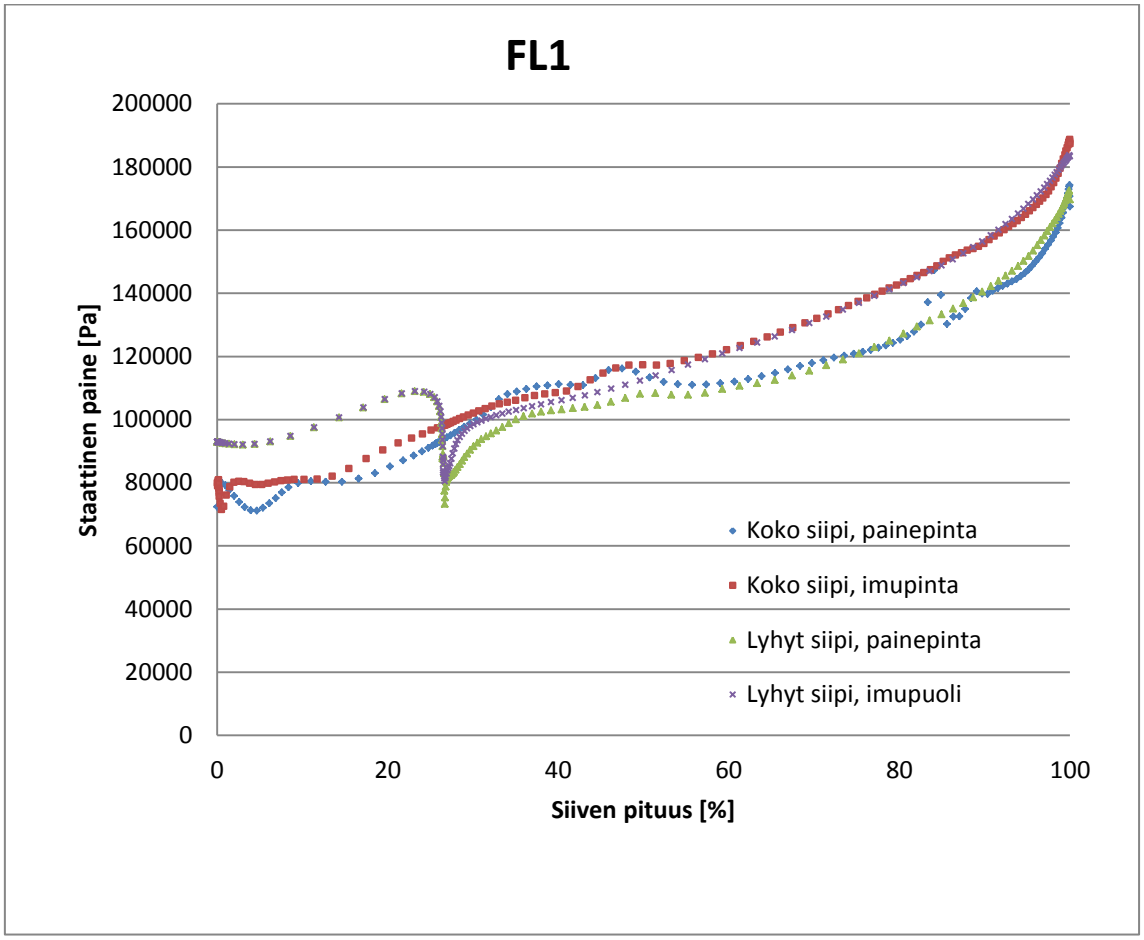


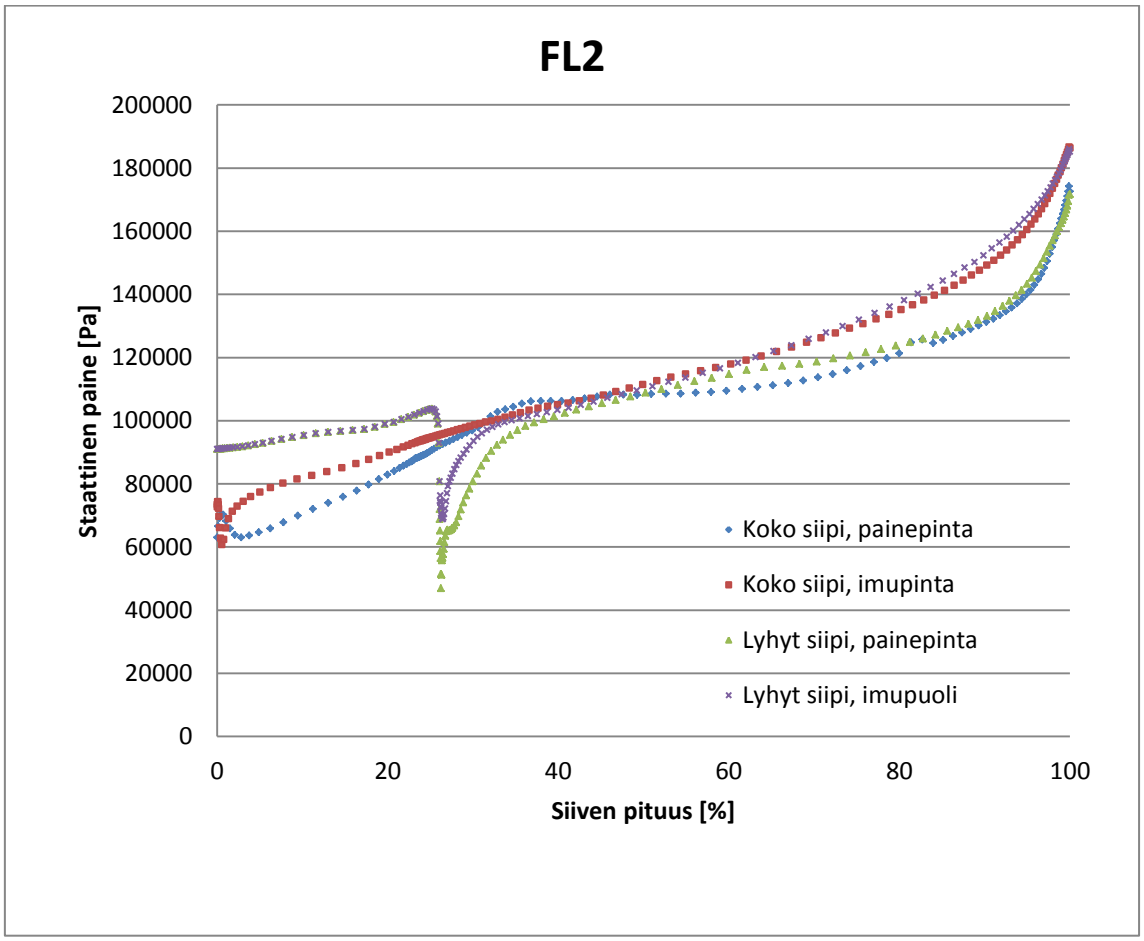
MID1

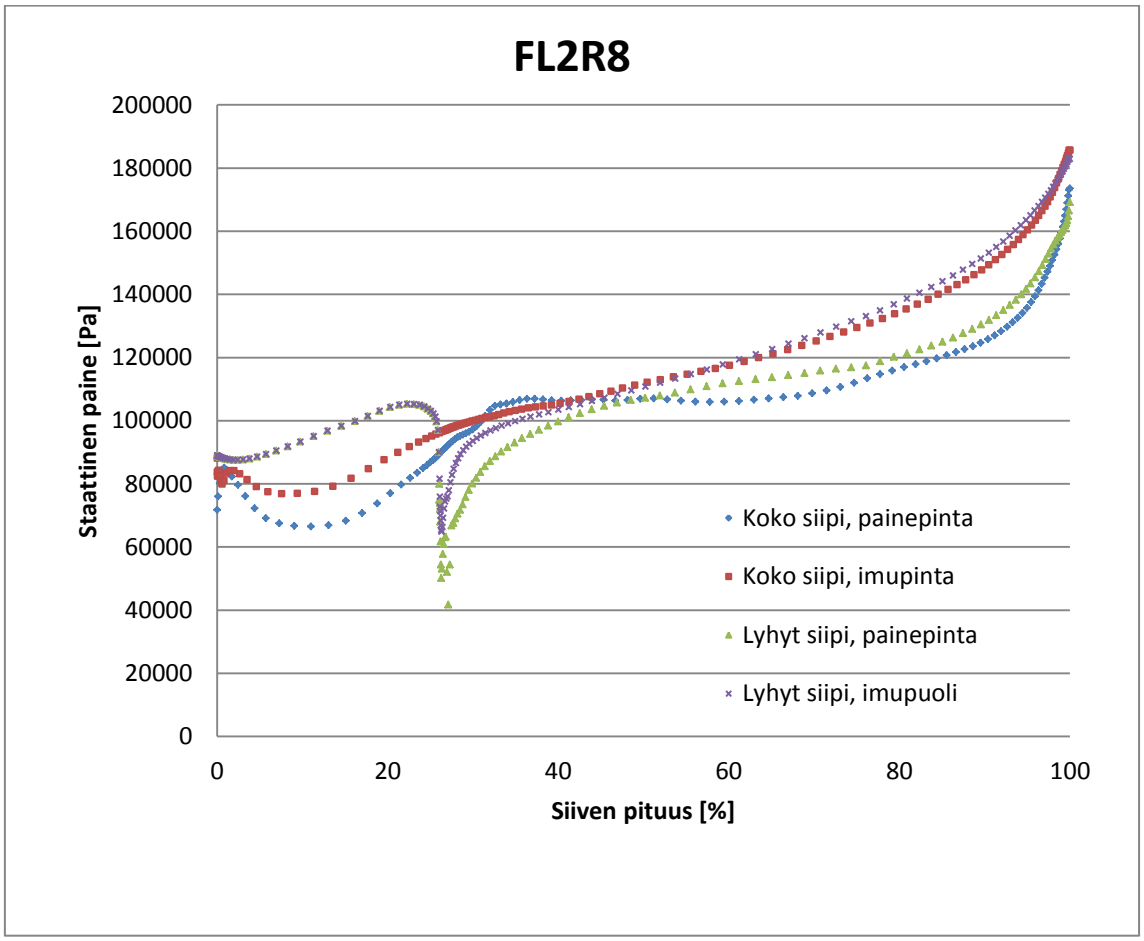


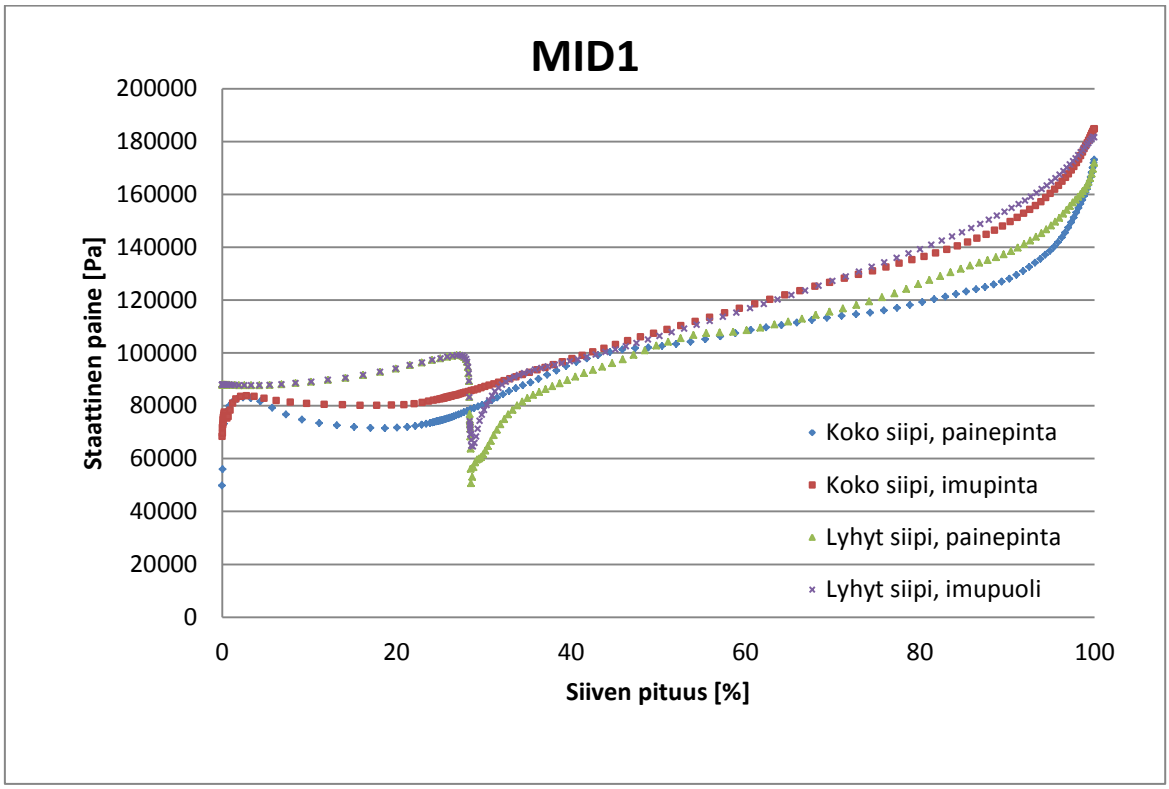

**Kuva III.1:** Suunniteltujen juoksupyörien jättöreunan entropia. *k- ω -SST*-mallin ja *k-ε*-mallin tulokset ovat huomattavasti erilaiset, mutta vertailukelpoiset toisiin juoksupyörän suunniteluihin.

# LIITE IV. PAINEJAKAUMAT SIIVEN KÄRJESSÄ KOKONAISEN SIIVEN PITUUDEN FUNKTIONA




FL2
200000
180000
160000
140000
120000
100000
80000
60000
40000
20000
0
Staattinen paine [Pa]
0
20
40
60
80
100
Siiven pituus [%]
Koko siipi, painepinta
Koko siipi, imupinta
Lyhyt siipi, painepinta
Lyhyt siipi, imupuoli


FL2R8
Staattinen paine [Pa]
200000
180000
160000
140000
120000
100000
80000
60000
40000
20000
0
0
20
40
60
80
100
Siiven pituus [%]
Koko siipi, painepinta
Koko siipi, imupinta
Lyhyt siipi, painepinta
Lyhyt siipi, imupuoli


MID1
Staattinen paine [Pa]
200000
180000
160000
140000
120000
100000
80000
60000
40000
20000
0
0
20
40
60
80
100
Siiven pituus [%]
Koko siipi, painepinta
Koko siipi, imupinta
Lyhyt siipi, painepinta
Lyhyt siipi, imupuoli