

MUISTIO No CFD/TERMO-10-96

pvm 4 lokakuuta, 1996

## OTSIKKO

Pumppukäyrän konstruointi Ahlströmin pumpulle

## LAATIJA(T)

Juha Ojala

## TIIVISTELMÄ

Tämän laskennan tarkoituksena on tutkia Ahlströmin keskipakopumpun nostokorkeuden riippuvuutta massavirrasta. Tuloksista voidaan konstruoida pumppukäyrä eli pumpun nostokorkeus massavirran funktiona.

## PÄÄKOHDAT

Pumppukäyrä

## SIVUJA

17

## AVAINSANAT

FINFLO, keskipakopumppu, Ahlström, pumppukäyrä

## TARKASTANUT

Timo Siikonen Kesäkuu 6, 1996

## 1 Johdanto

Tässä muistiossa esitetään Teknillisessä korkeakoulussa kehitetyllä FINFLO-virtausratkaisijalla konstruoitu pumppukäyrä Ahlströmin valmistamalle pumpulle. Tätä kyseistä keskikakopumppua on laskettu aiemminkin FINFLO:lla [3]. Pumppukäyrä on muodostettu ratkaisemalla virtaustilanne usealla eri massavirralla. Laskentahila on sama kuin aiemmissa laskelmissa [3].

## 2 Laskentamenetelmä

### 2.1 Laskennan perusteet

FINFLO-koodi perustuu alla esitettyjen Navier-Stokesin yhtälöiden numeeriseen ratkaisuun.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial(F - F_v)}{\partial x} + \frac{\partial(G - G_v)}{\partial y} + \frac{\partial(H - H_v)}{\partial z} = Q \quad (1)$$

missä  $U$  on riippumattomien muuttujien muodostama vektori,  $F, G, H$  ja  $F_v, G_v, H_v$  ovat vuovektoreiden kitkattomat ja kitkalliset osat.  $Q$  on lähde-termi, joka pyörivällä laskentahilalla on

$$Q = [0, 0, \rho\Omega w, -\rho\Omega v, 0]^T \quad (2)$$

Kontrollitilavuusmuodossa esitettynä Navier-Stokesin yhtälöt saavat seuraavan muodon:

$$V_i \frac{dU_i}{dt} = \sum_{\text{seinät}} -S(\hat{F} - \hat{F}_v) + V_i Q_i \quad (3)$$

missä  $V_i$  on laskentakopin tilavuus. Summa lasketaan laskentakopin kaikkien seinien yli.

Laskenta etenee siten, että ensin määritetään eksplisiittisesti reunaehdot. Seuraavaksi lasketaan kitkattomat ( $\hat{F}$ ) ja kitkalliset ( $\hat{F}_v$ ) vuotermit ja suoritetaan summaus yli laskentakopin seinien. Koska tämä virtaustapaus on kokoonpuristumaton, käytetään näennäiseen kokoonpuristuvuuteen perustuvaa painepohjaista ratkaisua tiheyden intergroinnin asemesta (parametri IFLX saa arvon 'INCO' FINFLO:n ohjaustiedostossa INPUT). Ratkaisumenetelmässä tiheys voi olla vakio, tässä kuitenkin tiheys lasketaan. Erot lasketun ja reunaehtona annetun tiheyden välillä näkyvät kolmannessa desimaalissa. Vaikka ratkaisu on painepohjainen, se perustuu yhtälön (1) aikaintegrointiin. Yhtälöstä (3) lasketaan eksplisiittinen residuaali  $\Delta U_i = [\Delta p, \Delta u, \Delta v, \Delta w, \Delta e]^T$ . Tämän jälkeen ratkaisua haetaan implisiittisesti jokaisessa lohkoissa erikseen käyttämällä LU-hajotelmaan perustuvaa menetelmää. Tässä käytetään apuna monihilatasoja laskennan nopeuttamiseksi. Lohkojen väliset reunaehdot ja lopullinen ratkaisu esitetään aina kuitenkin tarkimmalla hilatasolla.

### 2.2 Turbulenssimalli

Laskennassa on käytetty Baldwin-Lomax algebrallista turbulenssimallia [2] (FINFLO:n turbulenssimalli numero 1). Tässä turbulenssimallissa turbulenttinen viskositeetti on ainoastaan paikallisten muuttujien funktio. Turbulenttiset suureet eivät siirry virtauksen mukana, eikä virtauksen historia vaikuta turbulenssisuureisiin. Virtauksen kinemaattinen viskositeetti lasketaan kaavasta

$$\mu = \mu_L + \mu_T = \mu_L + \rho\epsilon \quad (4)$$

missä

$$\epsilon = \begin{cases} \epsilon_i, & \text{kun } y' \leq y_x \\ \epsilon_o, & \text{kun } y' \geq y_x \end{cases} \quad (5)$$

Tässä  $y'$  on kohtisuora etäisyys pinnasta ja  $y_x$  on määritelty siten että  $y' = y_x$  kun sisä- ja ulkokerroksen viskositeetikertoimet ovat yhtäsuuret. Eli  $y_x$  on sisä- ja ulkokerroksen rajan

etäisyys pinnasta. Käytännössä FINFLO käyttää pienempää yllälasketuista arvoista  $\epsilon_i$  ja  $\epsilon_o$ . Sisäkerroksessa lähellä pintaa  $\epsilon_i$  lasketaan Prandtl-van Diestn yhtälöllä

$$\epsilon_i = l^2 \left| \frac{\partial V_t}{\partial y'} \right| \quad (6)$$

missä  $V_t$  on tangentialinen nopeus,

$$l = ky' \left( 1 - e^{-y^+/A^+} \right) \quad (7)$$

ja

$$y^+ = y' \frac{\rho u_\tau}{\mu_w} = y' \frac{\sqrt{\rho \tau_w}}{\mu_w} \approx y' \left[ \frac{\rho |\nabla \times \vec{V}|}{\mu} \right]_w^{1/2} \quad (8)$$

Vakiot  $k$  ja  $A^+$  saavat arvot 0,4 ja 26. Ulkokerroksen viskositeetti lasketaan joko kaavasta

$$\epsilon_o = \alpha C_1 F_{Kleb} y'_{max} F_{max} \quad (9)$$

tai

$$\epsilon_o = \alpha C_1 F_{Kleb} C_2 V_{t,diff} \frac{y'_{max}}{F_{max}} \quad (10)$$

Ulkokerroksen viskositeetiksi valitaan kaavoista 9 ja 10 saatu pienempi arvo. Näissä kaavoissa esiintyvät vakiot  $\alpha$ ,  $C_1$  ja  $C_2$  saavat arvot 0,0168, 1,6 ja 0,25 vastaavasti. Suuret  $y'_{max}$  ja  $F_{max}$  määritetään yhtälöstä

$$F = y' \left| \frac{\partial V_t}{\partial y'} \right| \left( 1 - e^{-y^+/A^+} \right) \quad (11)$$

Suure  $F_{max}$  on suurin arvo suurelle  $F$ , joka esiintyy nopeusprofiilissa etäisyydellä  $y'_{max}$  seinämän pinnasta. Suure  $V_{t,diff}$  on suurimman ja pienimman tangentialinopeuden välinen ero nopeusjakaumassa. Miniminopeus seinämällä on nolla. Pyörivillä seinillä pinnan nopeus vähennetään nopeusprofiilista. Niinpä turbulenssin laskenta suoritetaan koordinaattis-  
tossa, jossa mahdollisesti absoluuttisesti pyörimisliikkeessä olevat seinät ovat paikallaan. Yhtälöissä 9 ja 10 esiintyvä  $F_{Kleb}$  lasketaan kaavasta

$$F_{Kleb} = \frac{1}{1 + 5,5(C_3 y' / y'_{max})^6} \quad (12)$$

vakio  $C_3$  saa arvon 0,3.

FINFLO:n suorittamassa turbulenssin laskennassa etäisyydet pinnasta lasketaan hila-  
viivoja pitkin. Koska hilaviivat eivät ole viivasuoria, eivätkä ne ole tarkasti kohtisuoraan  
pintaa vastaan, aiheutuu tästä pientä epätarkkuutta turbulenssin laskentaan. Sisäpuolisissa  
virtauksissa turbulenssin laskenta vaikeutuu, koska virtauskenttää rajoittaa kiinteät seinät.  
Tällöin turbulenssin viskositeetit lasketaan jokaiselle koordinaattisuunnalle erikseen ja ite-  
raatiokierroksen aikana käytetään turbulenssin viskositeetille arvoa, joka saadaan eri  
koordinaattisuuntien viskositeettien vektorisummana.

$$\mu_T = \sqrt{\mu_{T_I}^2 + \mu_{T_J}^2 + \mu_{T_K}^2} \quad (13)$$

missä  $\mu_{T_I}$ ,  $\mu_{T_J}$  ja  $\mu_{T_K}$  ovat turbulenssin viskositeetit laskettuna  $I$ -,  $J$ - ja  $K$ -suuntiin  
vastaavasti.

## 2.3 Numeerisia näkökohtia

Laskennassa on käytetty toisen kertaluvun ylävirtapainotteista diskreetointimenetelmää (second-order upwind) ilman vuonrajoitusta. Kuvassa 1 on esitetty eräitä tarkimman hilatason ratkaisun konvergenssihistorioita ja kuvassa 2 on esimerkki massavirran kehittymisestä. Massavirta tasoittui melko nopeasti lopulliselle tasolle, muut suureet konvergoivat hitaammin. Suurilla massavirroilla Courantin luvut olivat 2,5. Kun massavirtaa pienennettiin alle 60%:iin suunnittelupisteen arvosta, laskenta muuttui epästabiiliksi. Tällöin pienennettiin Courantin lukuja jopa 0,5:een. Lisäksi uutta laskentatapausta aloitettaessa hilatasaalla 3, piti monihilatasejen määrä pudottaa yhteen. Tämä näkyy kasvaneena iteraatiokierrosten määränä.

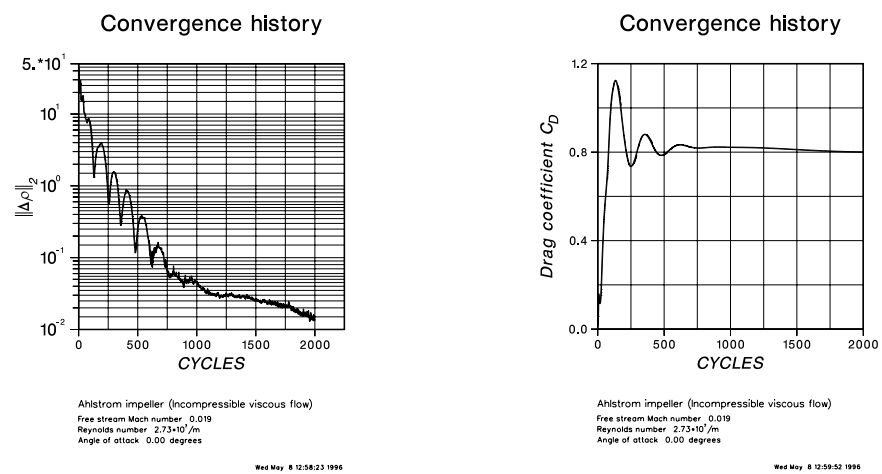


Fig. 1: Eräitä konvergenssihistorioita suunnittelupisteessä tasolla 1

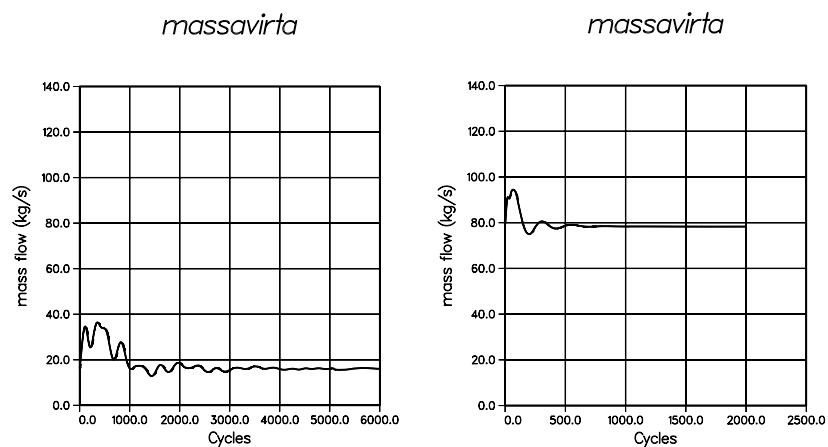


Fig. 2: Massavirran kehittyminen 20 % ja 100 % suunnittelupisteen massavirroilla (taso 1)

### 3 Laskentahila

Laskentahila on 3-ulotteinen 1-lohkoinen, kooltaan  $49 \times 113 \times 49$  kappa, eli hilakoppien kokonaismäärä on 258048 kpl.  $J$ -koordinaatti kasvaa alavirran suuntaan,  $I$ -koordinaatti kasvaa säteen suuntaan ja  $K$ -koordinaatti poikkipinnan tangentin suuntaan. Siiven tulo- ja lähtöreunat ovat hilapinnoilla  $j = 33$  ja  $j = 97$ . Laskentahila, josta on poistettu joka toinen hilaviiva (hilataso on 2) on esitetty kuvassa 3.

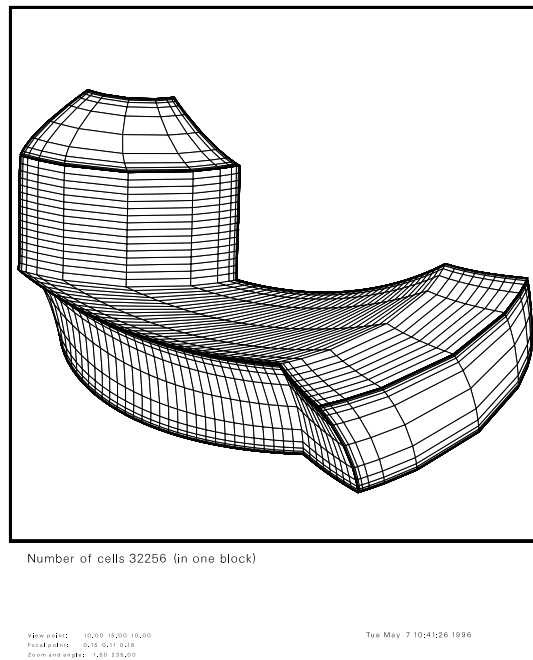


Fig. 3: laskentahila tasolla 2

### 4 Reunaehdot

Juoksupyörä on seitsemänsolainen ja sen halkaisija on  $355,528 \text{ mm}$ . Pumpun pyörimisnopeus on  $1480 \text{ rpm}$  ( $\omega = 154,985 \text{ rad/s}$ ) ja suunnittelupisteen tilavuusvirta on  $544 \text{ l/s}$ . Tällöin nostokorkeudeksi on oletettu  $40 \text{ metriä}$ . Meridiaaninopeus  $c_m$  on pumppujen yhteydessä yleisesti käytetty nopeuskomponentti. Se lasketaan seuraavasta yhtälöstä.

$$c_m = \sqrt{V_r^2 + u^2} \quad (14)$$

missä

$$\begin{aligned} V_r &= \frac{\vec{r}}{|\vec{r}|} \cdot \vec{V}_{yz} \\ u &= V_x \text{ (x-akselin suuntainen nopeuskomponentti)} \end{aligned} \quad (15)$$

$\vec{r} = y\vec{j} + z\vec{k}$  on pisteen paikkavektori ja  $\vec{V}_{yz} = v\vec{j} + w\vec{k}$  on karteellinen nopeusvektori tarkastelupisteessä. Suunnittelupisteessä sisäänvirtausreunalla meridiaaninopeus on  $7,461 \text{ m/s}$ .

FINFLO-ohjelman sisään- ja ulosvirtausreunaehdoissa määritetään tiheys, liikemäärät sekä kokonaissisäenergia. Massavirran varionti pumppukäyrän konstruoinniseksi on tehty

skaalaamalla liikemääriä. Suunnittelupisteen sisään- ja ulosvirtausreunaehdot on saatu valmiina muistiosta CFD/TERMO-4-95 [3]. Lohkojen muut reunaehdot ovat seuraavat: Roottorin pohja (seinä 3) on pyörivä kiinteä seinä (ROT), kanavan seinät (siivet) ovat myös pyöriviä seinä (seinät 2 ja 5 välillä  $i = 33-97$ ). Seinien 2 ja 5 reunaehdot ennen siipiä ja niiden jälkeen ovat periodiset (PER). Staattinen paine laskenta-alueen ulosvirtausreunalla on asetettu kiinteästi arvoon  $6 \text{ bar}$ .

## 5 Laskennan tulokset

Virtaustilanne juoksupyörässä ratkaistiin yhdeksällä eri massavirralla. Sisään- ja ulosvirtausnopeudet vaihtelivat 20%–180% välillä suunnittelupisteen molemmin puolin. Tuloksena saatiin nostokorkeuden muuttuminen massavirran funktiona sekä hilatason vaikutus nostokorkeuteen. Lisäksi saatiin kuvaajat, jotka kertovat paineen nousun kanavan suunnassa ja painesuhteen riippuvuus massavirrasta. Kappaleessa 5.4 on esitetty oilflow-kuvat kolmella massavirralla. Tämän jälkeen esitetään kanavan suuntaisen nopeuden jakautuminen juoksupyörän etu- ja jättöreunalla sekä hyötysuhde massavirran funktiona. Lopuksi esitetään vielä meridiaaninopeusprofiilit viidessä leikkauksessa kanavan suunnassa muutamilla massavirroilla (Liite 1). Alla olevaan taulukkoon 1 on koottu eri reunaehdoilla lasketut yhden solan massavirrat kolmella lasketulla hilatasolla (hilataso 1 on tarkin). Ensimmäisessä sarakkeessa on suhteellinen massavirta verrattuna muistiosta [3] esitettyyn suunnittelupisteen massavirtaan.

**Table. 1:** Lasketut massavirrat eri reunaehdoilla ja hilatasoilla [kg/s]

suhteellinen massavirta (%)	taso3	taso2	taso1
20	28,67	15,84	15,67
40	35,48	33,48	33,80
60	46,81	49,72	47,88
80	62,02	62,50	62,40
100	77,16	77,75	77,78
120	92,14	93,01	93,35
140	107,17	108,34	108,61
160	122,42	123,77	124,36
180	137,67	139,24	139,61

### 5.1 Nostokorkeus

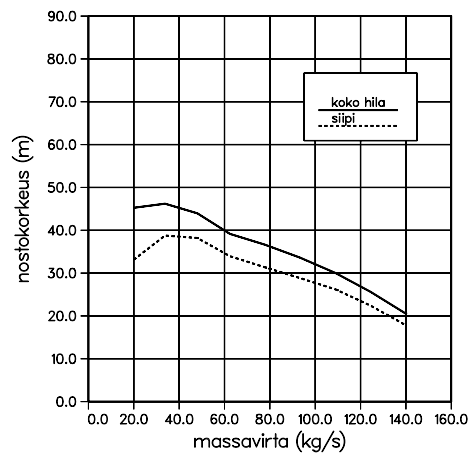
Nostokorkeus määritetään eri lähteissä hieman eri tavoilla. Joskus puhutaan pelkästä staattisesta nostokorkeudesta, toisinaan taas nostokorkeudesta, johon on laskettu mukaan kaikki kokonaispaineen komponentit. Lisäksi löytyy näiden variaatioita. Seuraava nostokorkeus on määritelty ottaen huomioon kaikki kokonaispaineen komponentit. Nostokorkeus saadaan, kun pumpun yli oleva kokonaispaineen muutos jaetaan tiheydellä ja painovoiman kiihtyvyydellä.

Kun oletetaan, että potentiaalienergian muutos on nolla, saadaan nostokorkeudelle  $H$  lauseke

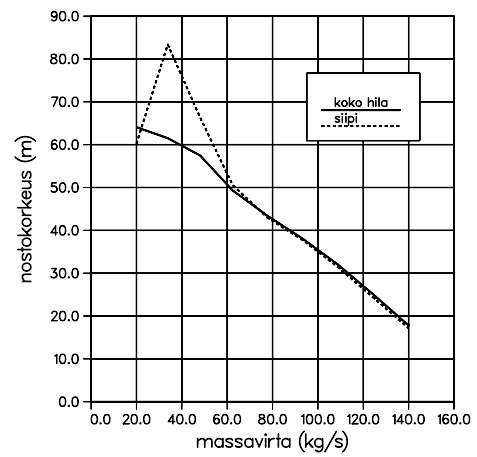
$$H = \frac{1}{\rho g} (p_2 - p_1) + \frac{1}{2g} (c_2^2 - c_1^2) = h_{p\infty} + h_{c\infty} \quad (16)$$

missä  $h_{p\infty}$  on staattinen nostokorkeus ja  $h_{c\infty}$  on dynaaminen nostokorkeus. Kun virtaus on hidastuvaa,  $h_{c\infty}$  on negatiivinen.  $c_1$  ja  $c_2$  ovat absoluuttiset nopeudet reunoilla. Alaindeksi 2 tarkoittaa pumpun ulosvirtausarvoa ja 1 sisäänvirtausarvoa.

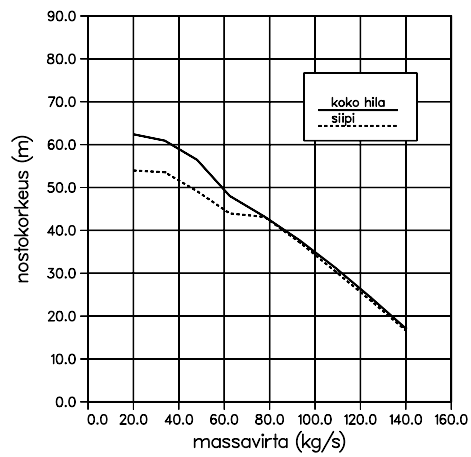
Nostokorkeus 1



Nostokorkeus 2



Nostokorkeus 3



Nostokorkeus 4

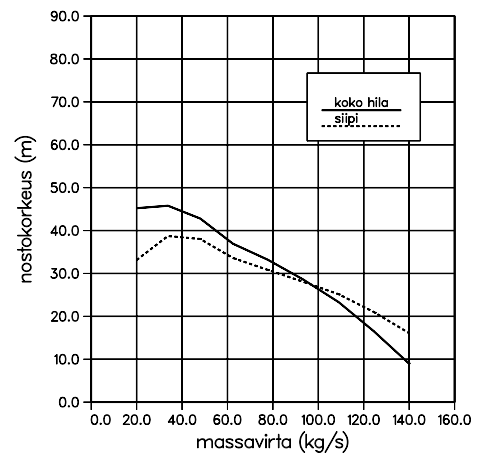
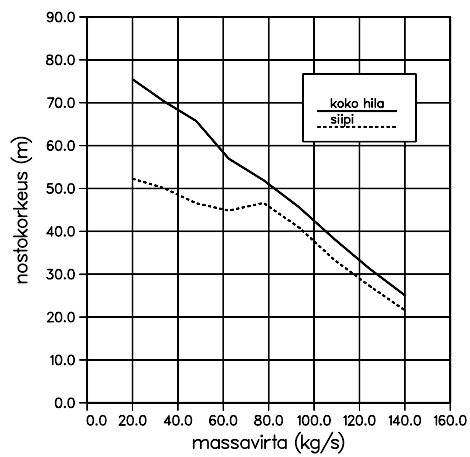
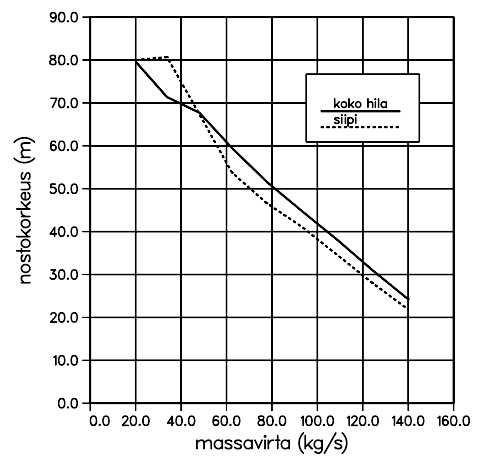


Fig. 4: Pelkän siiven ja koko laskentahilan yli lasketut pumppukäyrät hilatasolla 1

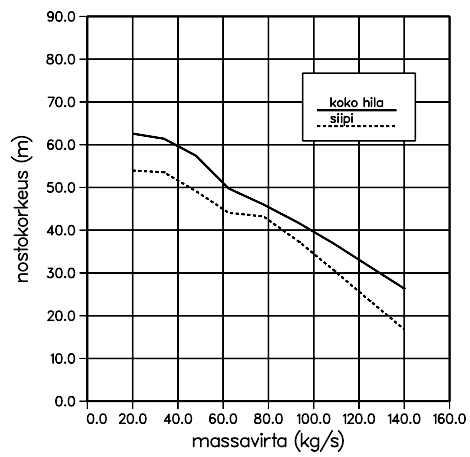
Nostokorkeus 5



Nostokorkeus 6



Nostokorkeus 7



Nostokorkeus 8

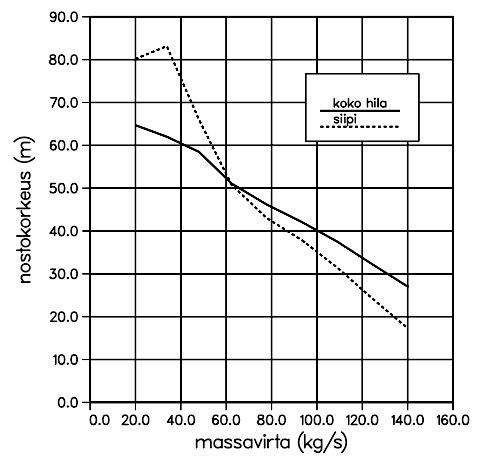


Fig. 5: Pelkän siiven ja koko laskentahilan yli lasketut pumppukäyrät hilatasolla 1

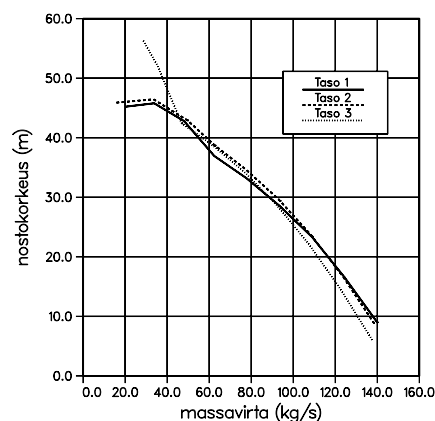


**Table. 2:** Kuvien 4 ja 5 osakuvien nimeäminen

kuvan numero	laskentamenetelmä
1	-staattinen nostokorkeus
2	-laskettuihin vuovarvoihin perustuvalla massavuolla painotettu kokonaispaine
3	-kineettinen energia huomioitu kaikkiin kolmeen pääsuuntaan
4	-pinta-alalla painotettu kokonaispaine
5	-kineettinen energia huomioitu kaikkiin kolmeen pääsuuntaan
6	-pinta-alalla painotettu kokonaispaine
7	-kineettinen energia huomioitu kanavan suuntaan
8	-tangetiaalinopeuksiin perustuvalla menetelmällä laskettu
	-pinta-alalla painotettu nopeus
6	-tangetiaalinopeuksiin perustuvalla menetelmällä laskettu
	-massavuolla painotettu nopeus
7	-pinta-alalla painotettu kokonaispaine
	-kineettinen energia huomioitu kaikkiin kolmeen pääsuuntaan
	-kineettinen energia huomioitu ainoastaan ulostulossa
8	-massavuolla painotettu kokonaispaine
	-kineettinen energia huomioitu kaikkiin kolmeen pääsuuntaan
	-kineettinen energia huomioitu ainoastaan ulostulossa

Pumppukäyrät laskettiin pelkän juoksupyörän ja koko laskentahilan yli (kuvat 4 ja 5). Pelkän Juoksupyörän yli laskettu pumppukäyrä käyttäytyy eri tavalla kuin koko hilan yli laskettu. Pelkän juoksupyörän yli lasketulla nostokorkeudella ei yksinään ole kovin paljon käyttöä, mutta sitä voidaan hyödyntää erilaisten tilanteiden vertailussa. Kuvissa 4 ja 5 esitetyt tapaukset on nimetty taulukon 2 mukaisesti. Taulukon 2 mukaista numerointia käytetään myös myöhemmin tässä raportissa. Kuvassa 6 on esitetty hilatason vaikutus pumppukäyrään. Ensimmäisessä osakuvassa esitetty nostokorkeus 1 pienenee melko tasais-

#### Nostokorkeus 4

**Fig. 6:** Hilatason vaikutus pumppukäyrään

ti kaikilla massavirroilla. Nostokorkeudet 2 ja 3 huomioivat kaikki liikemäärä komponentit.

Näissä kuvissa pelkälle siivelle lasketut pumppukäyrät käyttäytyvät epätavallisesti, koska käyrissä on selviä epäjatkuvuuskohtia. Pumppukäyrästä numero 4 havaitaan, että pelkän siiven yli laskettu pumppukäyrä leikkaa koko pumpun yli lasketun hieman yli  $100 \text{ kg/s}$  massavirralla. Tätä suuremmilla massavirroilla pelkkä siipi antaa suuremman nostokorkeuden, jolloin pumpun muut osat aiheuttavat siis negatiivista nostokorkeutta. Nostokorkeudet 5 ja 6 on laskettu tangentiaalinopeuteen perustuvalla menetelmällä. Nämä kuvat 5 ja 6 esittävät teoreettista nostokorkeutta, jolloin äärellisen siipiluvun vaikutus ja häviöt on jätetty huomiotta. Tällöin pumppukäyräksi tulee laskeva suora. Tuloksena saadut koko laskentahilan yli lasketut pumppukäyrät ovat muodoltaan melko hyviä. Pelkän siiven yli lasketut käyrät sensijaan ovat huonoja. Nostokorkeuksissa 7 ja 8 ei ole huomioitu sisäänvirtausreunan kineettistä energiaa. Pumppukäyrä 7 on luotu laskemalla hilakoppien poikkileikkauksen suuntaisen seinän pinta-alalla painotettu keskiarvo kokonaispaineesta. Pumppukäyrässä 8 painotus on tehty massavirralla. Myös näissä kuvissa pelkän juoksupyörän yli laskettu pumppukäyrä on huono, eikä se kuvaa tilannetta oikein pienillä massavirroilla.

Kuvassa 6 nostokorkeus laskee lähes parabolisesti massavirran kasvaessa. Tähän kuvaan piirretyt nostokorkeudet on laskettu käyttäen ainoastaan kanavan suuntaista nopeuskomponenttia. Hilatasolla ei ole kovin suurta merkitystä suurilla massavirroilla, mutta pienillä massavirroilla sillä on ratkaiseva merkitys. Tällöin laskentahila on harvemmillä hilatasoilla aivan liian harva voidakseen kuvata virtausta lähellä siiven johtoreunaa. Tässä alueessa virtaus irtoaa siiven pinnalta, koska virtauksen tulokulma on suuri johtuen pienestä kanavan suuntaisesta nopeuskomponentista. Pyörimisliikkeestä johtuva tangentiaalinopeus sen sijaan säilyy vakiona massavirrasta riippumatta.

Staattisella nostokorkeudella on tulosten mukaan maksimi noin  $33 \text{ kg/s}$  massavirralla. Tämä on noin 40 % suunnittelupisteen massavirrasta. Monotonisesti laskevalla käyrällä sama nostokorkeus voidaan saavuttaa vain yhdellä massavirran arvolla. Tällöin pumppukäyrän sanotaan olevan stabiili. Jos pumppukäyrä on sen mallinen, että sama nostokorkeus voidaan saavuttaa useammalla massavirralla, pumppukäyrän sanotaan olevan epästabiili (sivu 118, viite [1]). Edellä esitetyistä pumppukäyristä stabiilisuus voidaan voidaan määrittää vain tapauksissa, joissa myös kineettinen energia on huomioitu.

Häviöttömän pumpun pumppukäyrä olisi laskeva suora. Todellisessa pumpussa häviöt pienentävät kuitenkin nostokorkeutta niiden ollessa minimissään suunnittelupisteessä. Häviöt voidaan perinteisesti jakaa vuotohäviöihin, sysäyshäviöihin, kitkahäviöihin ja äärellisen siipiluvun vaikuttamaan häviöön. Häviöiden kvalitatiivinen riippuvuus massavirrasta käy selville kuvasta 7.

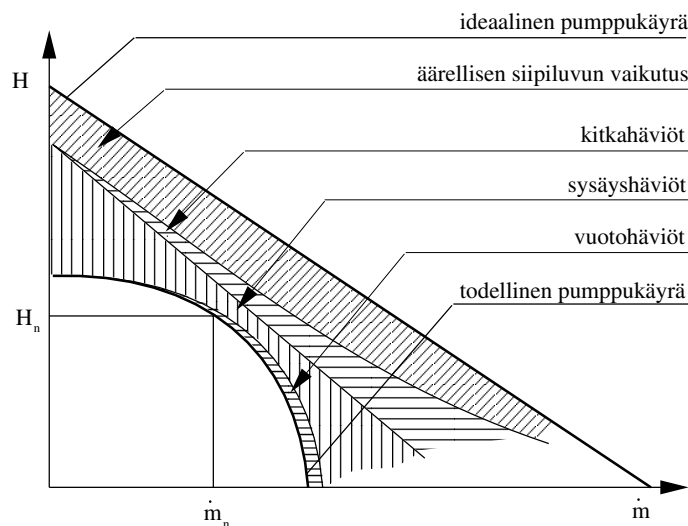


Fig. 7: Häviöiden vaikutukset pumppukäyrään

## 5.2 Paineen nousu solassa

Seuraavasta kuvasta 8 voimme päätellä staattisen paineen nousun virtauskanavassa alavirtaan kuljettaessa. Kuvassa esitetty paine on kanavan keskimääräinen paine. Vasemman puo-

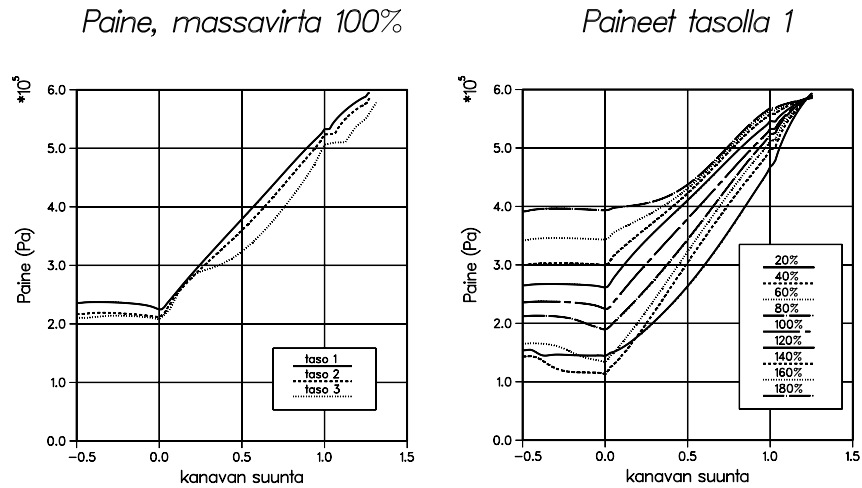


Fig. 8: Paine solassa suunnittelupisteessä eri hilatasoilla sekä eri massavirroilla hilatasolla 1

leisesta kuvasta voidaan päätellä käytetyn hilatason vaikutus paineen kehittymiseen. Hilatasolla kolme laskettu tulos eroaa tarkempien hilatasojen tuloksesta. Sen sijaan tasoilla kaksi ja yksi lasketut paineet eivät eroa merkittävästi toisistaan. Kuvan oikeassa puoliskossa on esitetty paineen kehittyminen eri massavirroilla hilatasolla 1. Tästä kuvasta voidaan huomata, että pienillä massavirroilla paine ensin jopa laskee ennen kuin se lähtee nousemaan. Tässä menetetään nostokorkeutta. Minimissään paine on 40 % massavirralla, jolloin se käy arvossa 1, 447 bar (taso 1). Kuvassa 9 on esitetty paikallinen nostokorkeus taulukon 1 mukai-

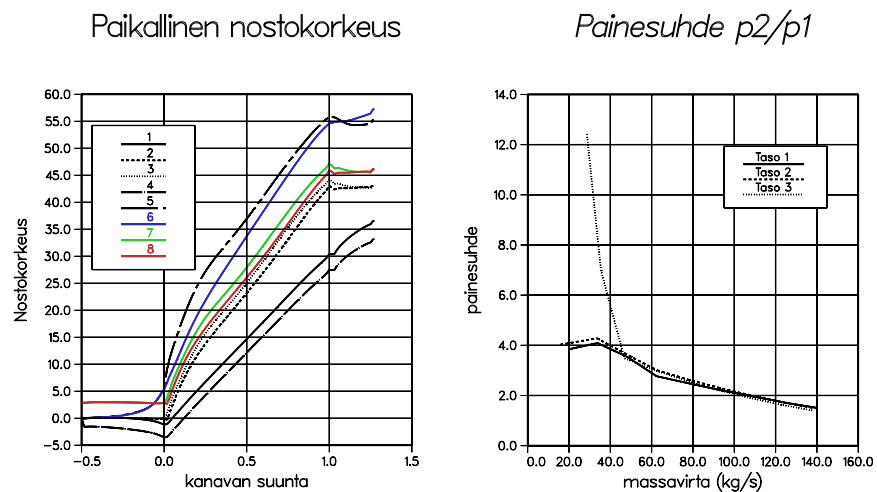


Fig. 9: Paikallinen nostokorkeus kanavan suunnassa ja painesuhde massavirran funktiona

sen suunnittelupisteen massavirralla. Nostokorkeus 4 antaa negatiivisia paikallisia nostokorkeuksia heti sisäänvirtausreunan jälkeen. Muuten tämä käyrä noudattelee staattisen nostokorkeuden kehittymistä (käyrä 1). Käyrissä 1 ja 4 nostokorkeus kehittyy vielä juoksupyörän jälkeenkin, muilla menetelmillä nostokorkeutta ei enää kehity. Menetelmät 7 ja 8 antavat nostokorkeutta heti sisäänvirtausreunalta alkaen. Juoksupyörän kohdalla ne ovat kuitenkin melko hyvin yhtenevät käyrien 2 ja 3 kanssa. Tangentiaalinopeuteen perustuvat menetelmät antavat suurimmat nostokorkeudet (käyrät 5 ja 6). Näissä käyrissä nostokorkeutta alkaa kehittyä jo ennen juoksupyörää. Sisäänvirtausreunalla nostokorkeus on kuitenkin nolla.

### 5.3 Painesuhteen riippuvuus massavirrasta

Pumpun yli vaikuttava painesuhde on riippuvainen massavirrasta. Riippuvuus on esitetty kuvassa 9. Kuvasta voimme päätellä, että hilatason 3 ratkaisu on huono. Kolmostasolla laskentahila on liian harva voidakseen kuvata siiven johtoreunalla esiintyviä ilmiöitä. Pienillä massavirroilla hilatasaalla 3 paine laskee siiven johtoreunan läheisyydessä niin pieneksi, että painesuhteeksi tulee yli 10. Suurilla massavirroilla virhe ei ole niin suuri kuin pienillä.

### 5.4 Oilflow-kuvat sekä tuloksia meridiaanitasossa

Seuraavaan kuvaan 10 on kerätty oilflow-kuvat kolmella eri massavirralla. Nämä massavirrat ovat pienin, keskimmäinen ja suurin lasketuista. Jokaisella massavirralla on esitetty oilflow-kuvat sekä siiven imu-, että painepuolella. Pienimmällä massavirralla siiven ylävirranpuolelle syntyy takaisinvirtausalue. Tämä käy hyvin esille Ensight-jälkikäsitteily ohjelmalla piirretystä kuvasta 11. Siinä on meridiaanitasossa esitetty nopeusvektorit, tausta on värjätty nopeuden mukaan. Paluuvirtaus on suurimmillaan lähellä ulkoseinämää. Myös siiven alueelle syntyy hyvin sekavan näköinen pyörresysteemi. Imu- ja painepuolen oilflow-kuvat eroavat toisistaan siiven kohdalla melkoisesti.

Suunnittelupisteen massavirralla ei pyörteilyjä esiinny. Sen sijaan sekä imu- että painepuolen kuvissa on havaittavissa patopisteen tyyppinen ilmiö siiven alareunassa melko lähellä johtoreunaa.

Suurilla massavirroilla siiven alareunaan näyttää syntyvän pyörre lähelle siiven johtoreunaa. Koska ulosvirtauksen paine on kiinnitetty, lähestyy juoksupyörän jälkeinen paine tätä kiinnitettyä arvoa, kun massavirta kasvaa. Tällöin paine juoksupyörässä kasvaa, samalla paine kasvaa myös sisäänvirtausreunalla. Koska siis massavirran kasvattaminen nostaa painetta ylävirran suunnalla ja ulosvirtauksen paine säilyy vakiona, aiheuttaa massavirran kasvu pumpun yli olevan paine-eron pienenemistä. Tämä laskee nostokorkeutta kun massavirta kasvaa.

Liitteeseen 1 on koottu meridiaaninopeusprofileja kolmella massavirralla viidessä eri leikkauksessa. Pienimmällä massavirralla ratkaistun tapauksen nopeusprofiilit eroavat muilla massavirroilla lasketuista nopeusprofileista selvästi. Erot ovat suurimmillaan siiven etupuolella, johon on kehittynyt takaisinvirtausalue. Suurilla massavirroilla nopeusprofileista näyttää tulevan lähes samanlaisia kuin suunnittelupisteessä.

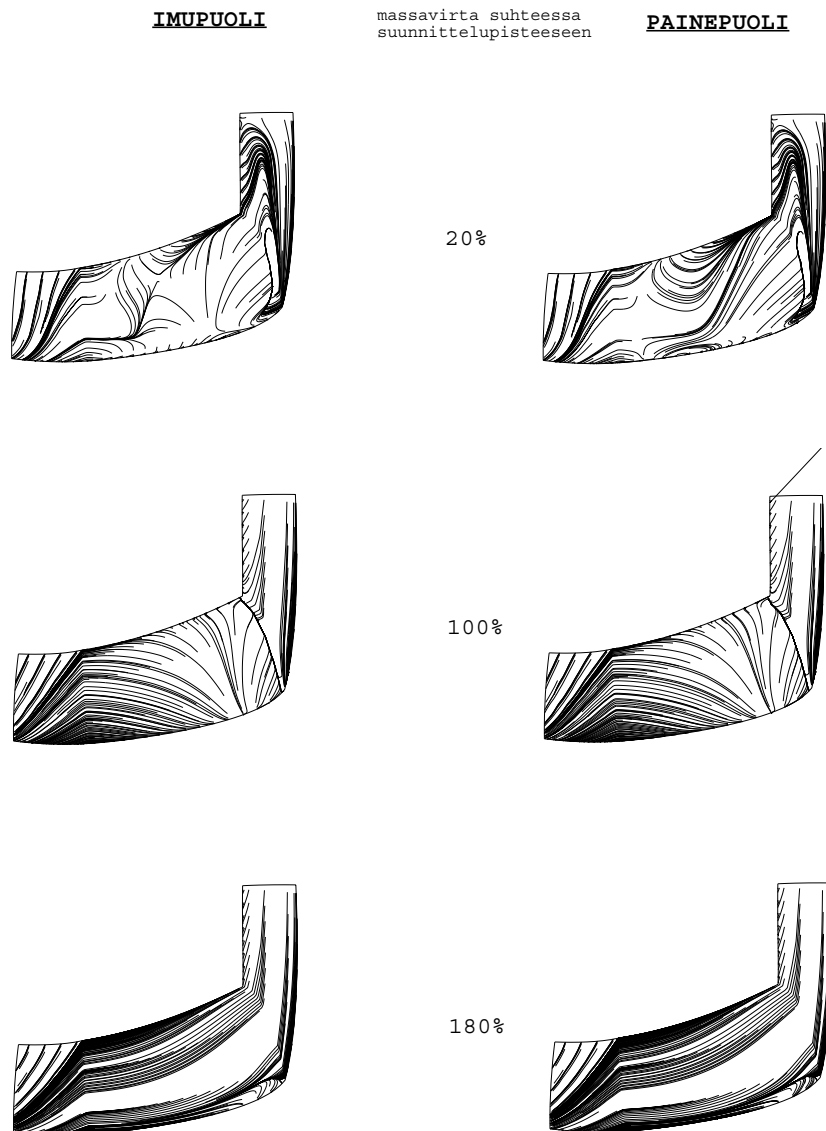
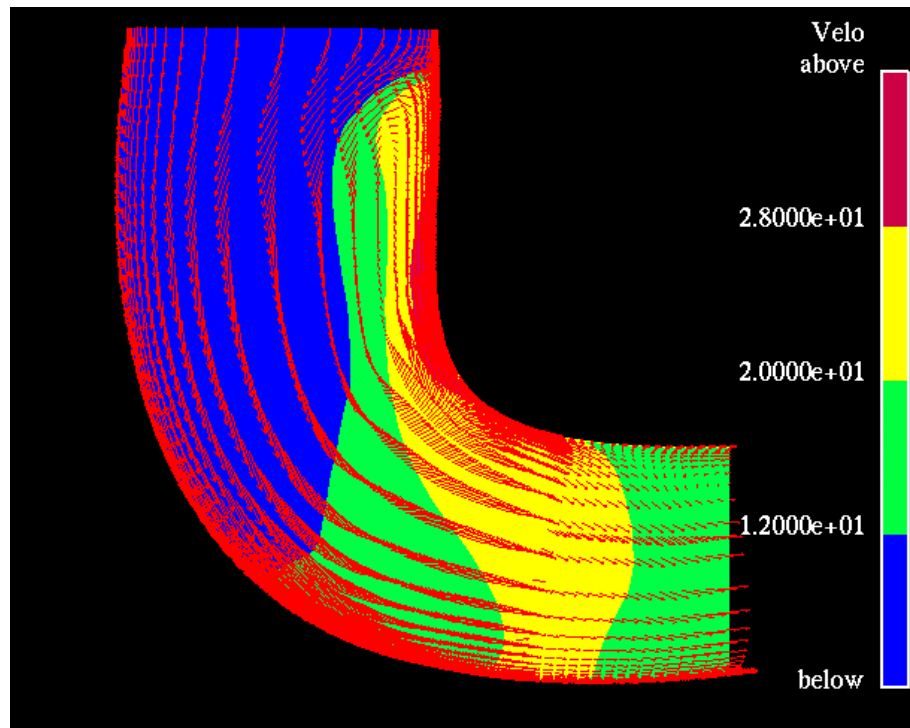


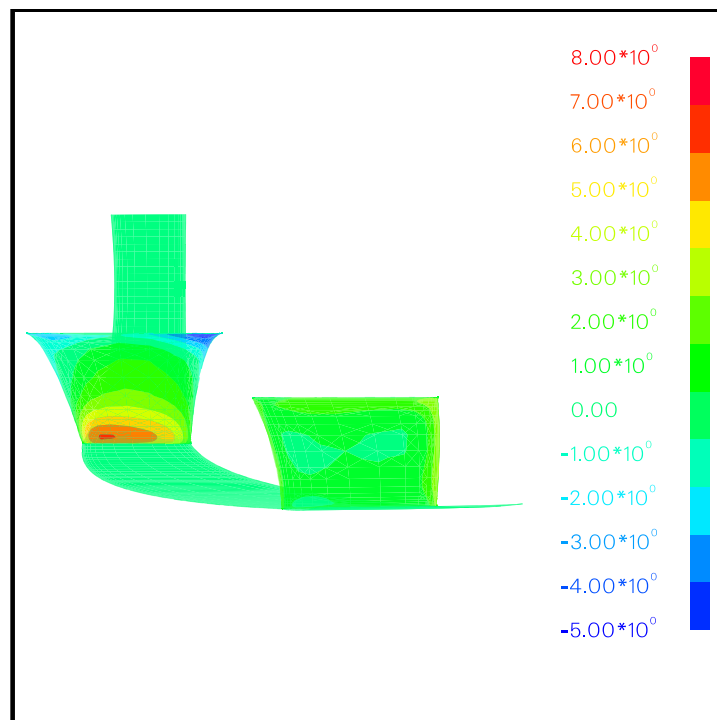
Fig. 10: Oilflow-kuvat imu- ja painepuolella kolmella massavirralla

### 5.5 Nopeuden jakautuminen solassa

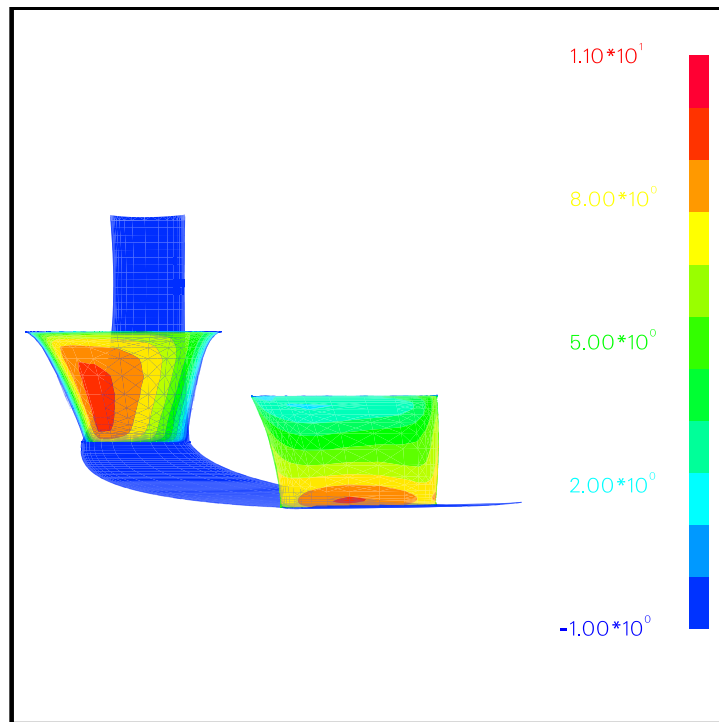
Tässä kappaleessa esitetään tuloksia solan poikkipinnan nopeusjakaumista. Nämä tulokset kertovat sen, missä nopeus on kanavan suuntainen, ja missä virtaus on kääntynyt ylävirran suuntaan. Tarkastellut nopeudet ovat solan poikkileikkauksen suuntaisten hilatasojen läpi meneviä nopeuksia. Alla olevassa kuvissa 12, 13 ja 14 on jakaumat esitetty massavirroilla, jotka ovat 20 %, 100 % ja 180 % suunnittelupisteen massavirrasta. Nopeusjakaumat ovat voimakkaasti riippuvaisia massavirrasta.



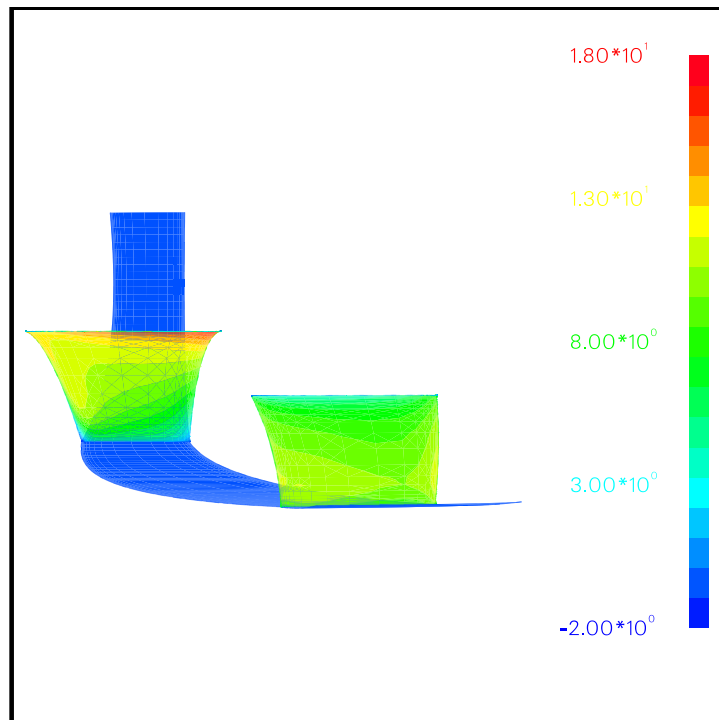
**Fig. 11:** Nopeusjakauma meridiaanitasossa, kun massavirta on 40% suunnittelupisteen massavirrasta (hilataso 1)



**Fig. 12:** Hilapintojen normaalinopeusjakaumat siiven johto- ja jättöreunoilla massavirralla 20% (hilataso 1)



**Fig. 13:** Hilapintojen normaalinopeusjakaumat siiven johto- ja jättöreunoilla massavirralla 100% (hilataso 1)



**Fig. 14:** Hilapintojen normaalinopeusjakaumat siiven johto- ja jättöreunoilla massavirralla 180% (hilataso 1)

## 6 Hyötysuhde

Tässä kappaleessa esitetään hyötysuhde massavirran funktiona. Hyötysuhde laskettiin koko laskentahilan ja pelkän juoksupyörän yli (kuva 15). Koko laskentahilan yli laskettu hyötysuhde jäi hieman odotettua pienemmäksi, mutta se käyttäytyy suurilla massavirran funktiona kuten pitääkin. Pienimmällä massavirralla laskentatulokset eivät enää ole oikein, ja hyötysuhdekin on tämän seurauksena väärin. Pelkän juoksupyörän yli lasketussa käyrässä näkyy ylimääräinen notkahdus. Hyötysuhde juoksupyörän yli on selvästi parempi kuin koko laskentahilalle laskettu. Hyötysuhde on laskettu kaavasta

$$\eta = \frac{\Delta \dot{E}_m}{P_{in}} \quad (17)$$

missä  $\Delta \dot{E}_m$  on mekaanisen energiavuon muutos laskenta-alueen yli.  $P_{in}$  on juoksupyörän vaatima teho, joka saadaan ehdosta  $P_{in} = M\omega$ .

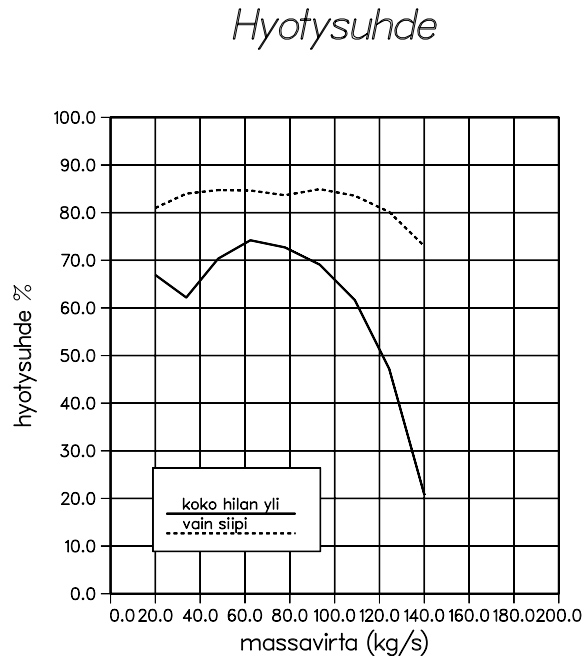


Fig. 15: Hyötysuhde pelkän juoksupyörän ja koko laskentahilan yli

## 7 Tulosten vertailua

Koska pumpusta ei ole saatavilla mittaustuloksia, on vaikea sanoa kuinka hyvin tulokset vastaavat todellisuutta. Tätä pumpua ei ole tietävästi laskettu myöskään muilla virtausratkaisijoilla. Niinpä olenkin vertaillut eri nostokorkeuden laskentamenetelmiä.

Nostokorkeus voidaan määrittää usealla eri tavalla. Edellä esitetyt nostokorkeudet on määriteltä paikallisen nostokorkeuden avulla. Paikallinen nostokorkeus on määriteltä siten että sen aiheuttama hydrostaattinen paine on yhtäsuuri kuin paikallinen kokonaispaine. Kokonaispaine koostuu staattisesta paineesta sekä nopeuksista kaikkiin kolmeen koordinaatitisuuntaan. Käytetty kokonaispaine on saatu laskemalla joko massavuolla tai poikkipinta-



alalla painotettu keskiarvo poikkileikkauksen kokonaispaineista. Tällä menetelmällä lasketuksi nostokorkeudeksi suunnittelupisteessä tuli 43,387 ja 43,193 m riippuen keskiarvoistamisen painotuksesta. Nostokorkeuksien ero on pieni, kuten pitääkin.

Toinen usein käytetty nostokorkeuden laskentatapa käyttää hyväksi kehänsuuntaista nopeuskomponenttia. Tämä menetelmä perustuu kitkattoman virtauksen oletuksiin, joten se aiheuttaa nostokorkeuden yliarviomista. Nostokorkeuden laskentakaava voidaan johtaa tarkastelemalla tehon siirtymistä juoksupyörästä nesteeseen ja energian muuttumista pyörimisliikkeestä paineeksi. Koska radiaali- ja aksiaalinopeuskomponenteilla ei ole momenttia pyörimisakselin ympäri, ainoa tehoa kuluttava komponentti on kehän suuntainen. Kun lasketaan koko kanavan aiheuttama momentti ja kerrotaan se pyörimisnopeudella  $\omega$ , saadaan kanavan kuluttama teho. Kun lasketaan ulosvirtauskanavaan menevä teho ja asetetaan se yhtäsuureksi kuin kanavan tarvitsema teho, saadaan nostokorkeus. Ulosvirtausreunan läpi virtaava teho on

$$P_{out} = Fv \quad (18)$$

missä  $F$  on pinnassa vaikuttava voima, ja  $v$  on keskimääräinen nopeus pinnan läpi. Pinnassa vaikuttava voima on hydrostaattinen paineen ja poikkipinta-alan tulo. Nopeus saadaan jakamalla massavirta tiheydellä ja poikkipinta-alalla. Tällöin ulosvirtaustehoksi tulee

$$P_{out} = gH\dot{m} \quad (19)$$

Koska hydraulinen teho  $P_h$  on

$$P_h = \dot{m}\Delta(uC_u) \quad (20)$$

saadaan nostokorkeudeksi

$$H(\dot{m}) = \frac{\Delta(uC_u(\dot{m}))}{g} \quad (21)$$

Tässä  $u = \omega r$  on pyörimisliikkeestä johtuva kehänopeus, ja  $C_u$  on absoluuttisen nopeuden  $u$ :n suuntainen komponentti.  $\Delta$  tarkoittaa muutosta pumpun yli. Tällä menetelmällä lasketut paikalliset nostokorkeudet kolmella eri massavirralla on esitetty liitteessä 2. Liitteen 2 kuvissa olevat leikkaukset ovat juoksupyörän sisään- ja ulosvirtausreunoilta.

Usein nostokorkeudesta puhuttaessa tarkoitetaan myöskin staattista nostokorkeutta. Tällöin nostokorkeuteen lasketaan mukaan ainoastaan staattisen paineen muutos pumpun yli. Staattinen nostokorkeus on siinä mielessä hyvä suure, koska se on helppo laskea ja mitata. Tämä ei kuitenkaan kuvaa koko tilannetta oikein, sillä osa kokonaispaineesta jää tällöin huomioimatta.

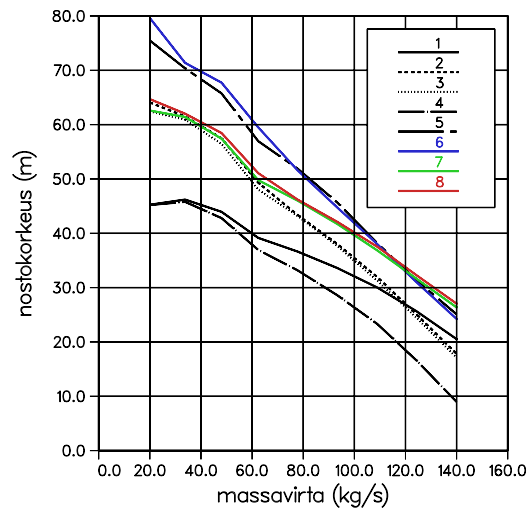
Nostokorkeus on määritetty myös siten, että staattisen nostokorkeuden lisäksi huomioitiin vain kanavan suuntainen nopeus. Tämä nopeus saatiin jakamalla massavirta tiheydellä ja kanavan poikkipinta-alalla. Koska virtauskanava on alavirran suuntaan laajeneva, nopeus hidastuu. Tällöin kineettisen energian termi pienenee, ja nostokorkeus jää alle staattisen nostokorkeuden. Ero on suunnittelupisteen massavirralla noin 10 %.

Kuudes nostokorkeuden laskentatapa huomioi staattisen paineen muutoksen, sekä kineettisen paineen ulosmenossa. Sisäänmenon kineettinen paine oletetaan nolaksi. Tällöin osa sisäänmenon kokonaispaineesta jää huomioimatta. Tämä menetelmä antaa muita painepohjaisia menetelmiä keskimäärin suurempia nostokorkeuksia, koska sisään- ja ulosvirtausreunaa käsitellään eri tavalla.

Seuraavaan kuvaan on koottu eri menetelmillä lasketut pumppukäyrät. Kuten kuvasta voidaan havaita, laskentamenetelmällä on erittäin suuri vaikutus lopputulokseen. Suurimman nostokorkeuden antaa kehänopeuksiin perustuva menetelmä ja pienimmän menetelmä, jossa kokonaispaineeseen on huomioitu staattisen paineen lisäksi kanavan suuntainen nopeus. Kuvan 16 käyrä 5, joka esittää staattista nostokorkeutta, antaa pienillä massavirroilla joukon pienimpiä nostokorkeuksia. Suurilla massavirroilla staattinen nostokorkeus on suurempi kuin kineettisen energian huomioivilla menetelmillä laskettu. Tämä aiheutuu siitä, että kineettinen energia on sisäänvirtausreunalla suurempi kuin ulosvirtausreunalla. Kuvassa 16 käyrät on numeroitu aiemmin esitetyn taulukon 2 mukaisesti.

Käytännössä nostokorkeuden laskentamenetelmän valinta on hyvä tehdä siten, että tulokset ovat vertailukelpoisia mittaustulosten kanssa.

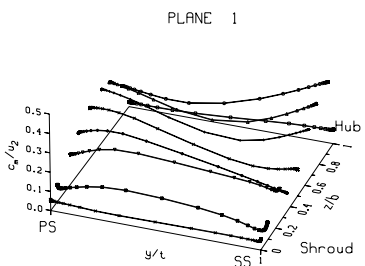
## Nostokorkeudet



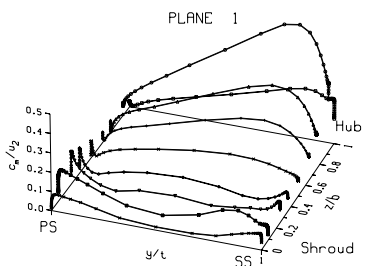
**Fig. 16:** Eri laskentamenetelmillä saadut pumppukäyrät

## Viitteet

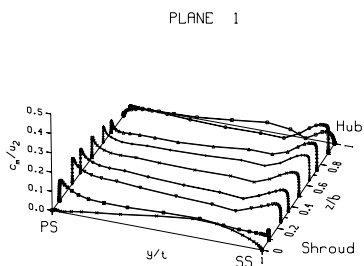
- [1] I. I. I. *Pumps and Pumping*. Editura Tehnica, Bucharest, Romania, 1986. ISBN 0-444-99528-5.
- [2] P. H. ja Siikonen Timo. Simulation of Viscous Flow in a Centrifugal Compressor, Report No B-46, Series B. Technical report, TKK, September 1995.
- [3] P. Kimmo. Ahlström pumppu, CFD/TERMO-4-95, julkaisematon. Technical report, TKK, lokakuu 1995.



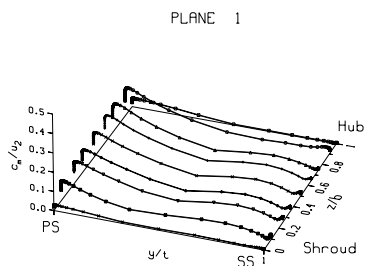
Massavirta 20 %, j=5,



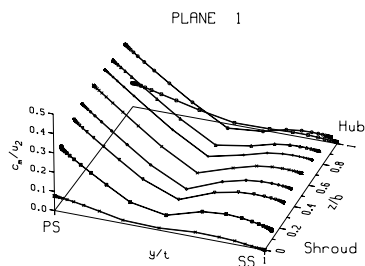
j=33 (etureuna),



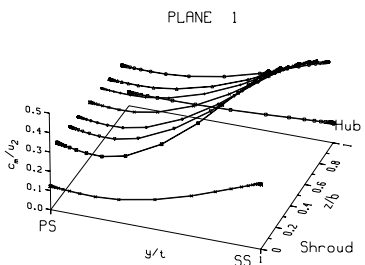
j=65,



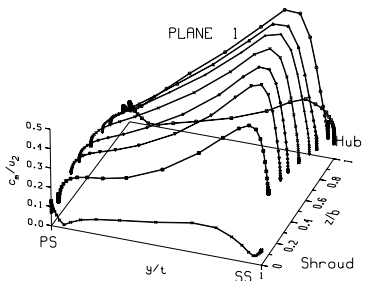
j=97 (jättöreuna),



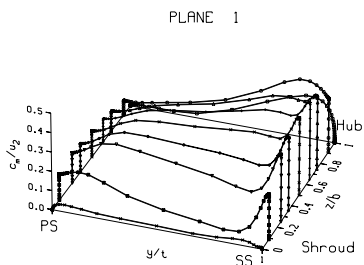
j=108



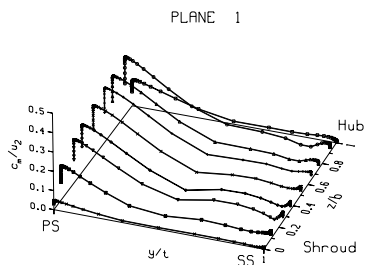
Massavirta 100 %, j=5,



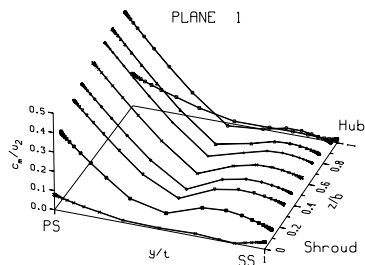
j=33 (etureuna),



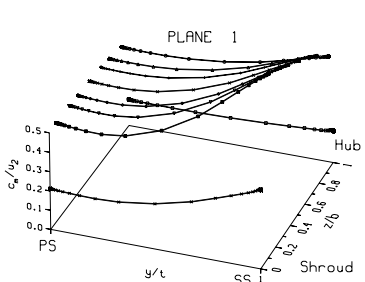
j=65,



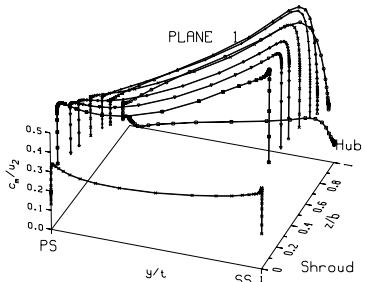
j=97 (jättöreuna),



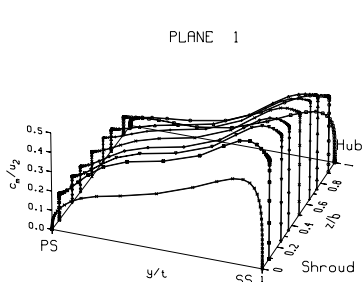
j=108



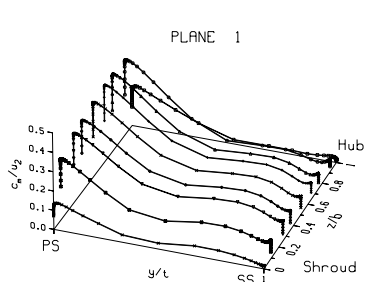
Massavirta 180 %, j=5,



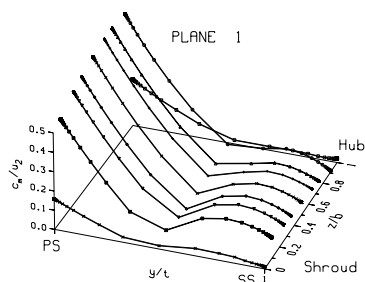
j=33 (etureuna),



j=65,

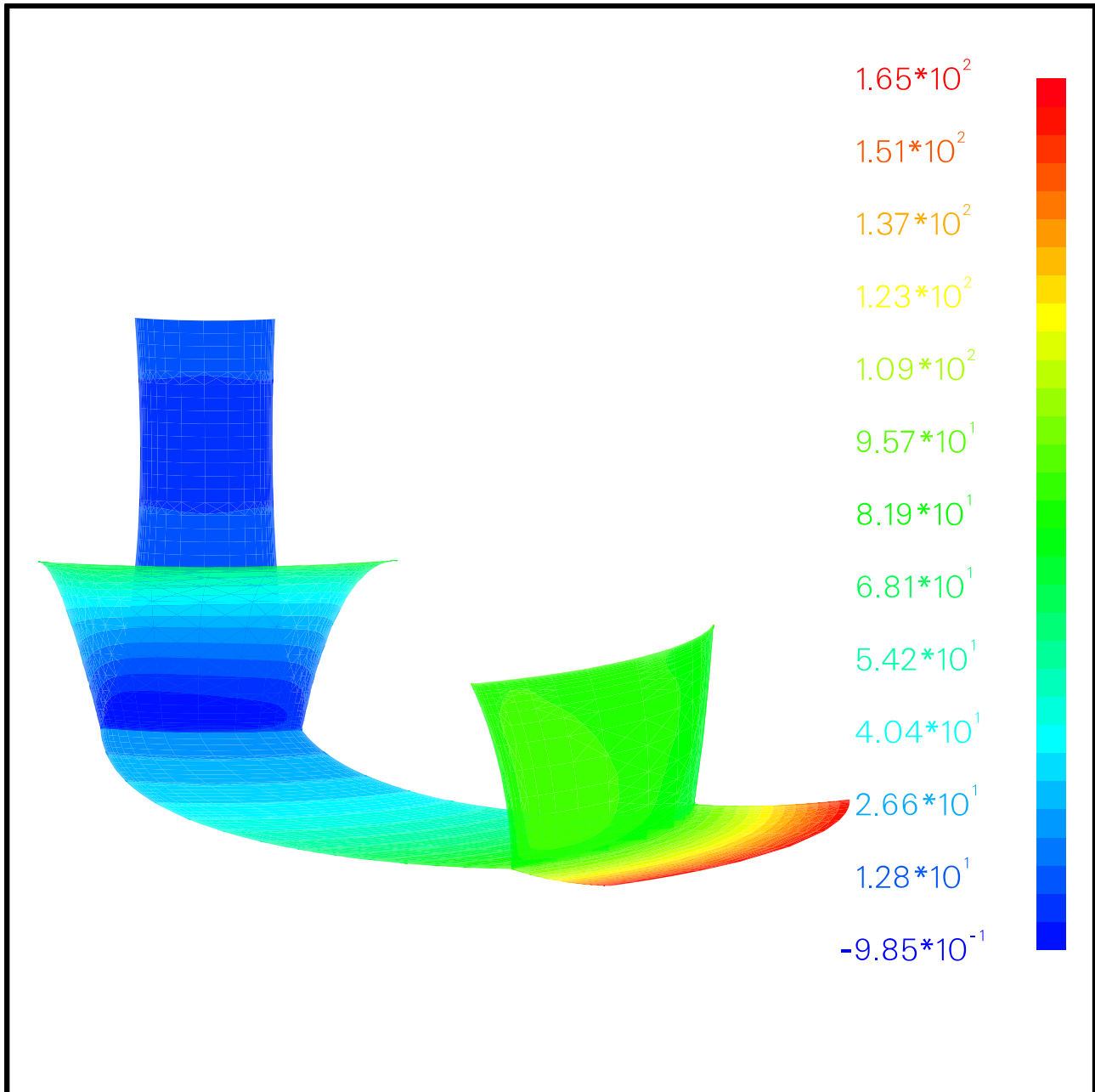


j=97 (jättöreuna),



j=108

PS on painepuoli, SS on impuoli, Shroud on kanavan katto ja Hub on kanavan pohja



Theoretical head [m] fringes after 0 iterations  
 (31 fringe levels between -0.99 and 165.)

Free stream Mach number 0.019

Reynolds number  $2.73 \cdot 10^7 / \text{m}$

Angle of attack 0.00 degrees

Number of cells 258048 (in one block)

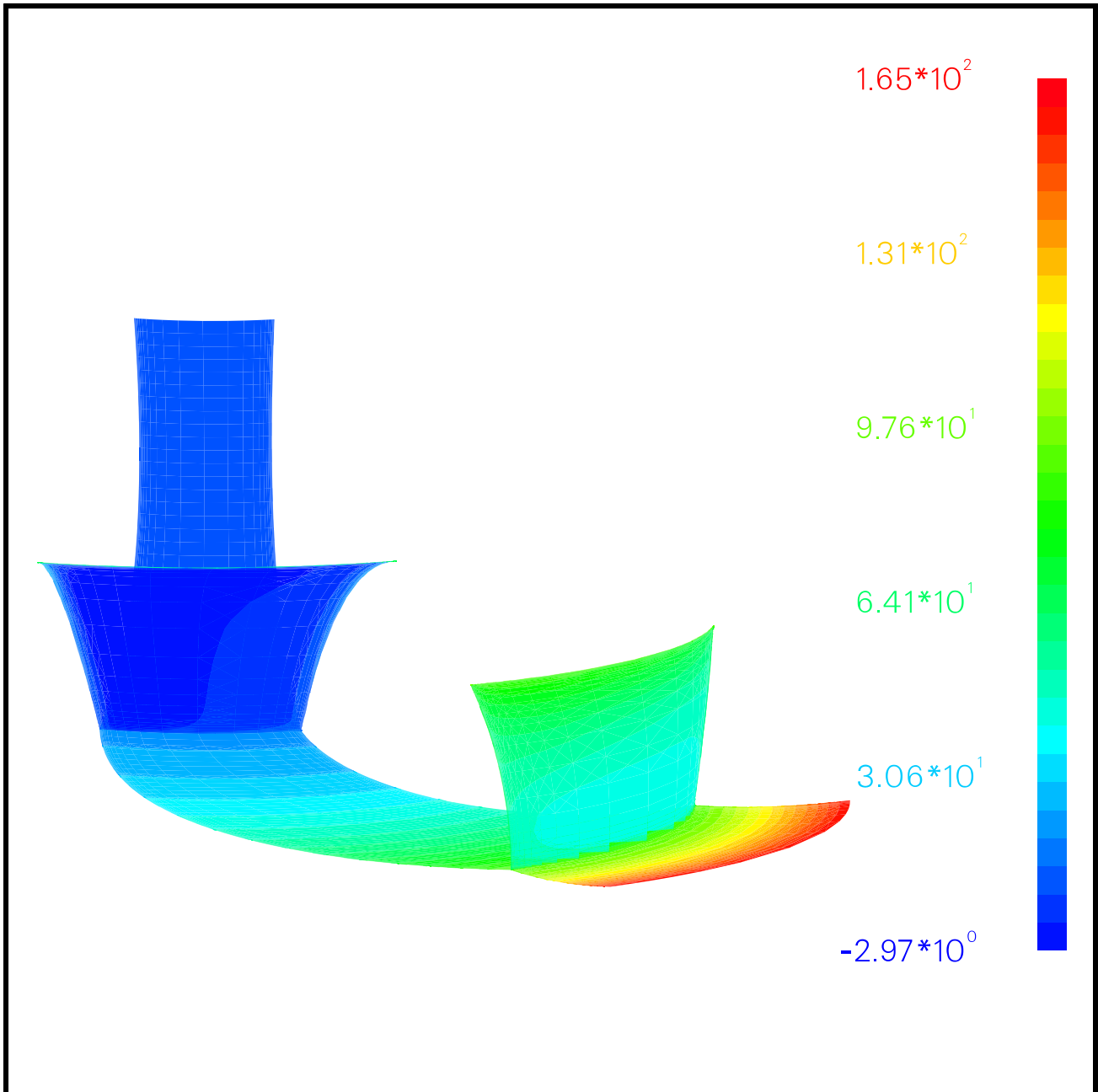
View point: 1.00 5.00 3.00

Focal point: 0.10 0.10 0.10

Zoom and angle: 1.00 255.00

Thu May 23 09:16:45 1996

**Kuva L2.1. Paikallinen nostokorkeus tangentiaalinopeuteen perustuvalla menetelmällä laskettuna. Massavirta 20% suunnittelupisteen massavirrasta.**



Theoretical head [m] fringes after 0 iterations  
(31 fringe levels between -2.97 and 165.)

Free stream Mach number 0.019

Reynolds number  $2.73 \cdot 10^7 / \text{m}$

Angle of attack 0.00 degrees

Number of cells 258048 (in one block)

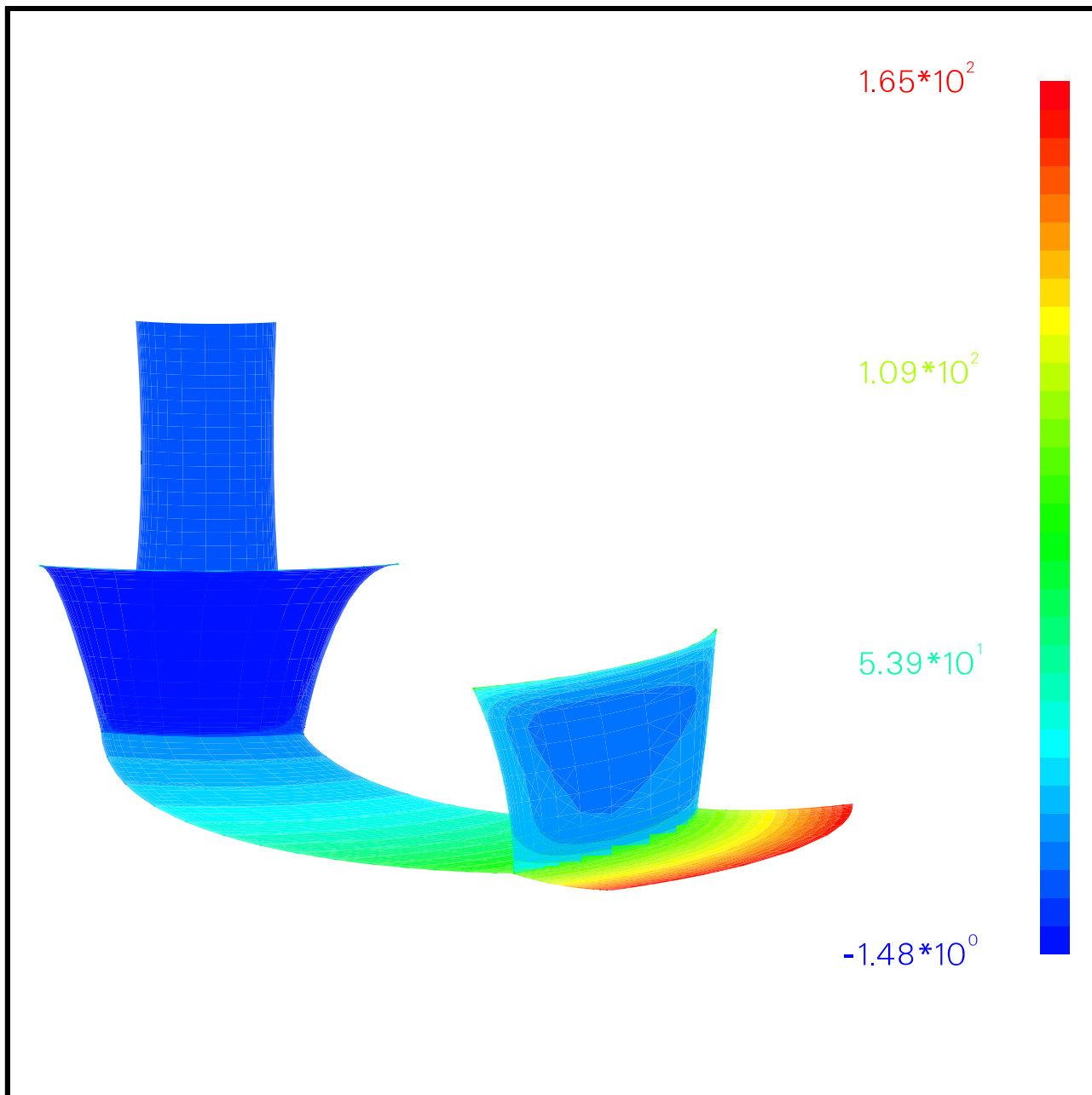
View point: 1.00 5.00 3.00

Focal point: 0.10-0.10 0.10

Zoom and angle: 1.00 255.00

Thu May 23 09:12:43 1996

**Kuva L2.2. Paikallinen nostokorkeus tangentiaalinopeuteen perustuvalla menetelmällä laskettuna suunnittelupisteessä.**



Theoretical head [m] fringes after 0 iterations  
(31 fringe levels between  $-1.48$  and  $165$ .)

Free stream Mach number  $0.019$

Reynolds number  $2.73 \times 10^7/m$

Angle of attack  $0.00$  degrees

Number of cells  $258048$  (in one block)

View point:  $1.00 \ 5.00 \ 3.00$

Focal point:  $0.10 \ 0.10 \ 0.10$

Zoom and angle:  $1.00 \ 255.00$

Thu May 23 09:07:34 1996

**Kuva L2.3. Paikallinen nostokorkeus tangetiaalinopeuteen perustuvalla menetelmällä laskettuna. Massavirta 180% suunnittelupisteen massavirrasta.**