

Opinnäytetyö (AMK)

Kone- ja tuotantotekniikka

Meritekniikka

2017

Meri Hellsten

KIIHDYTTÄVÄN  
SUULAKEPROFIILIN  
GEOMETRIAN JA  
PARAMETRIEN VAIKUTUS  
SUULAKEPROPULSION  
TOIMINTAAN

Meri Hellsten

# KIIHDYTTÄVÄN SUULAKEPROFIILIN GEOMETRIAN JA PARAMETRIEN VAIKUTUS SUULAKEPROPULSION TOIMINTAAN

Kiihdyttävän suulakkeen kehittäminen paalutilanteeseen on ajankohtainen asiakkaiden kysynnän ja offshore-markkinoiden tiukentuneen kilpailun vuoksi. Paalutilanteessa aluksella ei ole nopeutta tai se lähentelee nollaa. Suulakkeelliset ruoripotkurilaitteet ovat nykyisin merkittävä osa hinaaja- ja työntöaluksia. Rolls-Royce Oy Ab on maailman johtava ruoripotkurilaittevalmistaja ja kilpailukyvyyn säilyttääkseen yrityksen tavoitteena on kehittää paalutilanteeseen maksimaalisen työnnön antava suulakepotkurilaitte.

Tässä opinnäytetyössä tutkittiin kirjallisuuden pohjalta suulakkeen geometrian eri parametreja ja niiden vaikutuksia suulakepropulsion toimintaan. Kirjallisuudesta saatua tietoperustaa käytettiin yhdessä Rolls-Royce Oy Ab:n omien mallikoetulosten kanssa uuden suulakemuodon kehittämiseksi.

Lopputuloksen kannalta tarkastelun kohteeksi otettiin vain paalutilanne sekä mahdollisimman korkea työnnön arvo. Muun muassa hyötysuhteen merkitys jätettiin toissijaiseksi, ja tavoitteeksi asetettiin vain Rolls-Royce Oy Ab:n suulakepotkurilaitteen hyvä suorituskyky paalutilanteessa. Työn tuloksena saatiin suulakkeelle uusi profiilimuoto, joka antaa korkeamman työnnön arvon kuin nykyinen käytössä oleva suulake aluksen nopeuden lähennellessä nollaa.

Työn teoriaosuutta voidaan käyttää yleisenä oppaana suulakkeen eri parametrien vaikutuksista propulsioon. Lopputuloksena esitetty suulakemuoto voidaan työstää entistä paremmaksi paalutilanteeseen CFD-laskennan ja mallikokeiden avulla. Tässä insinöörityössä käytettiin pohjana vain olemassa olevia tuloksia eikä uusia laskentoja tai mallikokeita tehty.

## ASIASANAT:

suulake, paalutilanne, ruoripotkurilaitte, hinaaja, geometria, parametrit, mallikoetulos

Meri Hellsten

## EFFECT OF THE FLOW-ACCELERATING NOZZLE PROFILE'S GEOMETRY AND PARAMETERS ON DUCTED PROPELLERS

The development of the accelerating nozzle to the bollard pull condition is topical due to customer demand and tighter competition in the offshore market. Under the bollard pull condition the speed of the ship is nearly zero. Currently azimuth thrusters with nozzles are a remarkable part of tugboats and pushboats. Rolls-Royce Oy Ab is the world's leading manufacturer of azimuth thrusters in the marine sector. The company's aim is to retain competitiveness and develop the nozzle with maximum thrust under the bollard pull condition.

In this Bachelor's thesis the effect of the nozzle profile's geometry and parameters on ducted propellers was researched on the basis of literature. The knowledge of the literature was used with Rolls Royce Oy Ab's model test results to develop the new nozzle profile.

Only the following values were considered relevant to the study and were examined in detail: the bollard pull condition and the highest thrust possible. Among other things the meaning of efficiency was not studied but the objective was the good performance of the azimuth thrusters under the bollard pull condition. A new nozzle profile was developed as a result, which produces more thrust than the current nozzle when the speed of the ship is nearly zero.

The theory part of this Bachelor's thesis can be used as a general guide to understand the effect of the nozzle profile's parameters to propulsion. The final result of the nozzle profile can be developed even better for the bollard pull condition with the CFD calculations and model tests. This work was based on the previous results and no CFD calculations or new model tests were used.

### KEYWORDS:

nozzle, bollard pull condition, azimuth thruster, tugboat, geometry, parameters, model test result

# SISÄLTÖ

<b>KÄYTETYT LYHENTEET JA SYMBOLIT</b>	<b>8</b>
<b>1 JOHDANTO</b>	<b>10</b>
<b>2 ROLLS-ROYCE OY AB</b>	<b>12</b>
2.1 Historia ja nykytilanne	12
2.2 Potkurilaitteet	14
<b>3 LAIVAN PROPULSIO</b>	<b>16</b>
3.1 Ideaalipropulsorin teoria	16
3.2 Suulakepotkuriteoria	21
3.3 Avovesikokeet	24
<b>4 SUULAKEPOTKURI</b>	<b>26</b>
4.1 Käyttötarkoitus	26
4.2 Kiihdyttävä suulake	28
4.3 Suulakkeen profiilin valinta	29
4.4 Historia ja kehitys	31
<b>5 SUULAKE ROLLS-ROYCE OY AB:N LAITTEESSA</b>	<b>38</b>
5.1 Vaatimuksena työnnön maksimointi paalutilanteessa	38
5.2 PV- ja TK-suulakkeet	40
5.3 Sovittaminen US 255 -laitteeseen	43
<b>6 TYÖN TULOKSET</b>	<b>50</b>
6.1 Kirjallisuuden yhteenveto	50
6.2 Työn tulosten arviointi	51
<b>7 LOPUKSI</b>	<b>52</b>
<b>LÄHTEET</b>	<b>53</b>

## LIITTEET

Liite 1. US 255 -laitteen alarungon pituuden kasvattaminen.

Liite 2. Pohjakaivon sovittaminen RR–B-suulakeprofiiliin.

## KAAVAT

Kaava 1. Aluksen kulkuvastus (Matusiak 2005).	16
Kaava 2. Bernoullin yhtälöt ylävirta- sekä alavirtaosuudelle (Matusiak 2005).	17
Kaava 3. Paineen muutos ideaalipropulsiossa (Carlton 2007).	17
Kaava 4. Ideaalipropulsorin työntövoima (Matusiak 2005).	17
Kaava 5. Liikemäärän säilymlaki ylä- ja alavirtapoikkileikkauksille (Carlton 2007).	18
Kaava 6. Propulsiolaitteen läpi menevä massavirta (Zondervan, Hoekstra & Holtrop 2006).	18
Kaava 7. Propulsiolaitteen työntö (Zondervan, Hoekstra & Holtrop 2006).	18
Kaava 8. Indusoitujen nopeuksien välinen riippuvuus (Matusiak 2005).	18
Kaava 9. Työntövoiman hyötyteho (Matusiak 2005).	18
Kaava 10. Propulsorin energia (Matusiak 2005).	18
Kaava 11. Ideaalipropulsorin hyötysuhde (Matusiak 2005).	19
Kaava 12. Työntö- ja tehokuormituskerroin (Matusiak 2005).	19
Kaava 13. Tehokuormituskerroin (Matusiak 2005).	19
Kaava 14. Indusoitu nopeus suhteessa virtausnopeuteen (Matusiak 2005).	20
Kaava 15. Ideaalipropulsorin hyötysuhde työntökuormituskertoimen funktiona (Matusiak 2005).	20
Kaava 16. Suulakepotkurin kokonaistyöntö (Oosterveld 1970).	21
Kaava 17. Potkurin kehittämä työntö (Oosterveld 1970).	22
Kaava 18. Potkurivirran kineettinen energiahäviö (Zondervan, Hoekstra & Holtrop 2006).	22
Kaava 19. Suulakepotkurin ideaalihyötysuhde (Zondervan, Hoekstra & Holtrop 2006).	22
Kaava 20. Suulakepotkurin kuormituskerroin (Maritime Research Institute Netherlands).	22
Kaava 21. Potkuritason keskinopeus (Oosterveld 1970).	22
Kaava 22. Potkurin aiheuttama keskinopeus (Oosterveld 1970).	23
Kaava 23. Suulakkeen indusoitu nopeus potkurilla (Oosterveld 1970).	23
Kaava 24. Potkurin avovesikokeiden etenemisluku (Matusiak 2005).	24
Kaava 25. Potkurin avovesikokeiden momenttikerroin (Matusiak 2005).	24
Kaava 26. Potkurin avovesikokeiden työntökerroin (Van Manen & Oosterveld 1966).	24
Kaava 27. Potkurin avovesikokeiden hyötysuhde (Matusiak 2005).	25
Kaava 28. Bernoullin yhtälö (Van Manen & Oosterveld 1966).	29

## KUVAT

Kuva 1. Potkurilaitteiden kehitys (Rolls-Royce Oy Ab 2011).	12
Kuva 2. Rolls-Royce Suomessa (Rolls-Royce Oy Ab 2016).	13
Kuva 3. Rolls-Royce Oy Ab:n potkurilaitteet (Rolls-Royce Oy Ab 2016).	14
Kuva 4. ARC 1.0 jäänmurtajalaite (Rolls-Royce Oy Ab 2015).	15
Kuva 5. Ideaalipropulsorin virtaus (Matusiak 2005).	17
Kuva 6. Ruuvipotkurin hydraulinen poikkileikkaus (Matusiak 2005).	19
Kuva 7. Suulakepotkurin yksinkertaistettu malli.	21
Kuva 8. Tavanomainen testilaitte avovesikokeissa (Funeno 2009).	25
Kuva 9. Ruuvipotkuri Rolls-Roycen PV- ja TK-suulakkeessa (Rolls-Royce Oy Ab 2016).	26
Kuva 10. Kiihdyttävän suulakkeen muoto ja siihen vaikuttavat voimat (Matusiak 2005).	29
Kuva 11. Suulakeprofiilin geometrian määrittäykset (Kerwin 2001).	30
Kuva 12. Suulakeprofiilin johtoreuna (Kerwin 2001).	30
Kuva 13. NACA profiili (Matusiak 2005).	30
Kuva 14. Suulakeprofiili 19A (Oosterveld 1970).	32
Kuva 15. Suulakeprofiili 37 (Zondervan ym. 2006).	32
Kuva 16. Suulakkeiden 18, 19 ja 20 profiilit (Van Manen 1959).	34
Kuva 17. Suulakkeen 24 profiili (Oosterveld 1972).	40
Kuva 18. PV- ja TK-suulake.	41
Kuva 19. PV-suulakkeen profiili (Rolls-Royce Oy Ab 2004).	41
Kuva 20. TK-suulakkeen profiili (Rolls-Royce Oy Ab 2004).	42
Kuva 21. Suulakkeen RR-A profiili.	43
Kuva 22. Suulakkeen RR-B profiili.	43
Kuva 23. TK-suulake US 255 -laitteessa.	44
Kuva 24. RR-A-suulake US 255 -laitteessa.	45
Kuva 25. RR-A-suulake US 255 -laitteessa, tuen paikkaa muutettu.	45
Kuva 26. RR-A-suulake US 255 -laitteessa evän kohdalla.	46
Kuva 27. RR-B-suulake US 255 -laitteessa.	46
Kuva 28. RR-B-suulake US 255 -laitteessa, tuen paikkaa muutettu.	47
Kuva 29. Potkurin napa sekä RR-B-suulakkeelle pidennetty napa.	48
Kuva 30. Potkuriakseli sekä RR-B-suulakkeelle pidennetty akseli tiiviistein kohdalta.	48
Kuva 31. Potkuriakseli sekä RR-B-suulakkeelle pidennetty akseli laakeria siirtämällä.	49

## KUVIOT

Kuvio 1. Liikevaihto tuoteryhmittäin vuonna 2015 (Rolls-Royce Oy Ab 2016).	13
Kuvio 2. Liikevaihto alueittain vuonna 2015 (Rolls-Royce Oy Ab 2016).	14
Kuvio 3. Ideaalipropulsorin hyötysuhde työntökuormituskertoimen funktiona (Matusiak 2005).	20
Kuvio 4. Potkuritason nopeus suulakepotkurissa (Oosterveld 1970).	23
Kuvio 5. Suulakepotkurin ideaalihuötysuhde (Zondervan ym.2006).	24
Kuvio 6. Esimerkki potkurin avovesiominaisuuksista (Hämäläinen 2016).	25
Kuvio 7. Suulakkeen ja potkurin väläyksen vaikutus hyötysuhteeseen (Oosterveld 1966).	27

Kuvio 8. Suulake- ja avopotkurin käytön kannattavuus eri potkurikuormilla (Van Manen 1966).	28
Kuvio 9. Suulakkeen pituuden vaikutus hyötysuhteeseen eri potkurikuormilla (Van Manen & Oosterveld 1966).	33
Kuvio 10. Suulakkeen geometrian, tau arvon ja työntökertoimen suhde (Maritime Research Institute Netherlands).	35
Kuvio 11. Suulakkeen hyötysuhteen, tau arvon ja työntökertoimen suhde (Oosterveld 1970).	36
Kuvio 12. Suulakkeen ja potkurin työnnön jakautuminen suulakkeilla 18,19 ja 20 (Funeno 2009).	37
Kuvio 13. Eri suulakkeiden vertaaminen avopotkuriin nähden paalutilanteessa (Oosterveld 1972).	39
Kuvio 14. PV- ja TK-suulakkeen vertailua (Rolls-Royce Oy Ab 2004).	42

## TAULUKOT

Taulukko 1. Eri suulakkeiden geometria (Oosterveld 1970).	31
Taulukko 2. Eri suulakkeiden työnnön arvoja paalutilanteessa (Oosterveld 1972).	40

## KÄYTETYT LYHENTEET JA SYMBOLIT

CFD	Computational Fluid Dynamics. Numeerinen virtauslaskenta-ohjelmisto.
DWT	Deadweight tonnage. Kuollut paino eli aluksen lasti, miehistö sekä varastojen paino.
MARIN	Maritime Research Institute Netherlands. Hollannin mallikoe-laitoksen nykyinen nimi.
NSMB	Netherlands Ship Model Basin. Hollannin mallikoe-laitoksen entinen nimi.
Thrusteri	Ruoripotkurilaite
$A_0$	Potkurin ympyräpinta
$A_{EX}$	Suulakkeen poistumisala
$C_P$	Tehokuormituskerroin
$C_T$	Työntökuormituskerroin
$F_x$	Aluksen kulkuvastus
$K_Q$	Momenttikerroin
$K_T$	Työntökerroin
$P_D$	Potkuriteho
$P_T$	Työntöteho
$R_T$	Aluksen kokonaisvastus
$T_N$	Suulakkeen työntö
$T_P$	Potkurin työntö
$U_A$	Indusoitu nopeus
$U_N$	Suulakkeen indusoitu nopeus
$V_A$	Potkurin etenemisnopeus
$V_P$	Aksiaalinen nopeus potkuritasossa
$f_0$	Suulakeprofiilin kaarevuus
$p_0$	Staattinen paine
$t_0$ tai $s$	Suulakeprofiilin paksuus
$\alpha_i$	Suulakeprofiilin kärkisuoran ja potkuriakselin välinen kulma



$\Delta R_p$	Työnnönvähennyskerroin
$D$	Potkurin halkaisija
$E$	Kineettinen energia
$J$	Etenemisluku
$Q$	Momentti
$T$	Työntövoima
$l$	Suulakkeen pituus
$m$	Massa
$n$	Pyörimisnopeus
$p$	Paine
$\eta$	Hyötysuhde
$\rho$	Veden tiheys
$\tau$	Työntösuhde (tau)

# 1 JOHDANTO

Suulaketta käyttämällä ja sen eri parametreja muuttamalla eli geometrian avulla voidaan saada laivan propulsiolle haluttuja ominaisuuksia, kuten esimerkiksi parempi hyötysuhde tai paalutyöntö. Ajan saatossa kehittyneet suulakkeelliset potkurilaitteet ovat nykyään keskeinen osa hinaajia ja muita työntöaluksia. Kilpailu hinaajamarkkinoilla on kovaa ja aluksen suorituskyvyn kehittäminen paalutilanteeseen kysyttyä. Asiakkaat vaativat alukselta parempia ominaisuuksia paalutilanteessa ja paalutestissä saavutettu maksimaalinen työnnön arvo määrittää ison osan aluksen suorituskykyä. Mikäli tehoa tai potkurihal- kaisijaa ei voida kasvattaa, niin kiihdyttävä suulake on yksi ratkaisu työnnön kehittä- miseksi. Suulakkeen avulla saavutetut lisäprosentit työnnön arvoon ovat eduksi.

Tässä insinööriyössä on tutkittu suulakkeen eri parametrien vaikutuksia suulakkeelli- seen potkurilaitteeseen erityisesti paalutilanteessa. Tämän insinööriyön toimeksianta- jana toimi Rolls-Royce Oy Ab ja aihe-ehdotus tuli Rauman toimipisteeltä asiakkaan ky- synnän seurauksena. Opinnäytetyön tavoitteena oli kerätä tietoa suulakkeista olemassa olevasta kirjallisuudesta, määrittellä tietoperusta toimeksiantajan toiveiden mukaan ja esittää uusi suulakemuoto sekä kirjallisuuden että yrityksessä tehtyjen eri suulakkeiden mallikoetulosten pohjalta siten, että saavutettaisiin mahdollisimman korkea työnnön arvo paalutilanteessa. Opinnäytetyö on toiminnallinen ja kvantitatiivinen tutkimus, jolla selvi- tettiin suulakemuotojen syy-seuraussuhdetta vastaamalla kysymykseen ”Minkälaisella suulakkeen geometrialla eli parametrien arvoilla saavutetaan maksimaalinen työnnön arvo paalutilanteessa?”. Keskeisimpiä kysymyksiä ovat:

- Voidaanko suulakeprofiilin kaarevuutta tai paksuutta kasvattamalla saada korke- ampia työnnön arvoja?
- Miten suulakkeen pituuden tai suulakkeen kärkiviivan ja potkuriakselin välisen kulman kasvattaminen vaikuttaa työnnön arvoon?
- Miten nämä muuttuvat tekijät vaikuttavat Rolls-Royce Oy Ab:n US 255 -laittee- seen?

Lähdeaineistona käytettiin aiheesta kirjoittaneiden eri vuosilta julkaistuja teoksia ja tutki- muksia, sekä Rolls-Royce Oy Ab:n omia tutkimustuloksia ja yrityksen henkilöstön haas- tatteluja. Haastattelut tehtiin yrityksen tiloissa Raumalla. Lähdeaineistot ovat osaltaan melko vanhoja ja rakenteet hyvin samankaltaisia, joten asian tutkiminen myöhemmin on jäänyt vähäiseksi. Kirjallisuus on hyvin yleispätevää ja yksityiskohtaisemmat tutkimukset eivät ole yleisesti saatavilla, kuten esimerkiksi Rolls-Royce Oy Ab:lle tehdyt mallikoetu- lokset. Paalutilanteen tarkastelu on melko vähäistä, ja teoksissa tutkitaan enimmäkseen hyötysuhdetta, joka tämän työn kannalta ei ollut niin tärkeää. Vanhimmat julkaisut eivät käsittele myöhemmin kehitettyä ruoripotkurilaitetta, joten näissä suulakkeen vaikutusta potkurilaitteessa ei ole huomioitu.

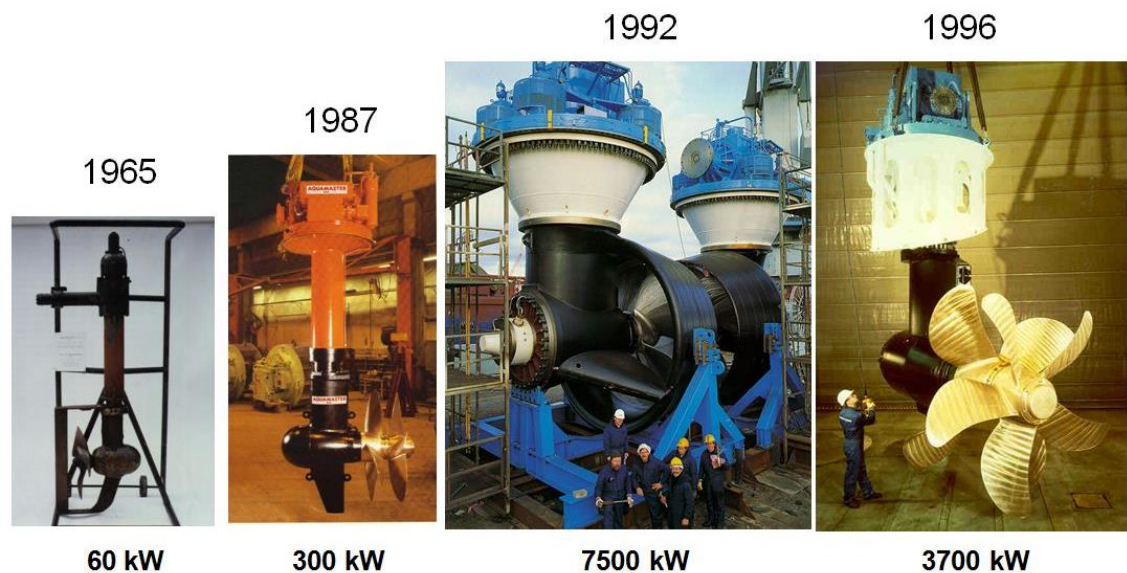
Tässä insinööriyössä esitetään alkuun laskennallinen ideaalipropulsoriteoria ja malliko- keet sekä kirjallisuuden tietoperusta, joiden jälkeen pohditaan tarkemmin paalutilannetta sekä työnnön arvoja eri suulakkeilla. Rolls-Royce Oy Ab:n nykyisin käytössä olevaa TK-

suulaketta ja aiemmin käytössä ollutta PV-suulaketta verrataan toisiinsa, ja lopussa tutkitaan kahta uutta suulakemuotoa suositussa US 255 -potkurilaitteessa. Samalla tutkitaan uusien suulakemuotojen parametrien vaikutuksia potkurilaitteeseen ja kerrotaan tarvittavista muutoksista, jotta muodot voidaan toteuttaa. Työn tuloksia arvioidaan ja sekä teoria että käytännön osuus uudesta suulakemuodosta potkurilaitteessa sidotaan yhteen. Viimeisessä luvussa käydään läpi työn toteuttamisen hankaluuksia ja käytännön osuuden rajallisuutta sekä kerrotaan kehittämisideat jatkoa ajatellen.

## 2 ROLLS-ROYCE OY AB

### 2.1 Historia ja nykytilanne

Suomen Rolls-Royce on osa Rolls-Roycen Marine-toimialaa. Aquamaster-Rauma Oy on perustettu vuonna 1988 yhdistämällä Rauma-Repolan kansikonetehtas ja Hollmingin Aquamaster-konepaja. Rauman ensimmäiset vintturit valmistettiin 1940-luvulla ja 1965 valmistui ensimmäinen Aquamaster-potkurilaitte (kuva 1). Vuonna 1995 huhtikuussa englantilainen pörssiyritys Vickers osti Aquamaster-Rauma Oy:n, ja myöhemmin vuonna 1999 marraskuussa se siirtyi osaksi Rolls-Royce-konsernia. Vuonna 2000 Rolls-Royce Oy Ab osti Vickersin ja 2001 Kokkolan vesisuihkuvetolaitteita valmistava FF-Jet yhdistettiin mukaan. Suomen tuotantolaitokset sijaitsevat nykyään Raumalla sekä Kokkolassa. (Rolls-Royce Oy Ab 2016.)



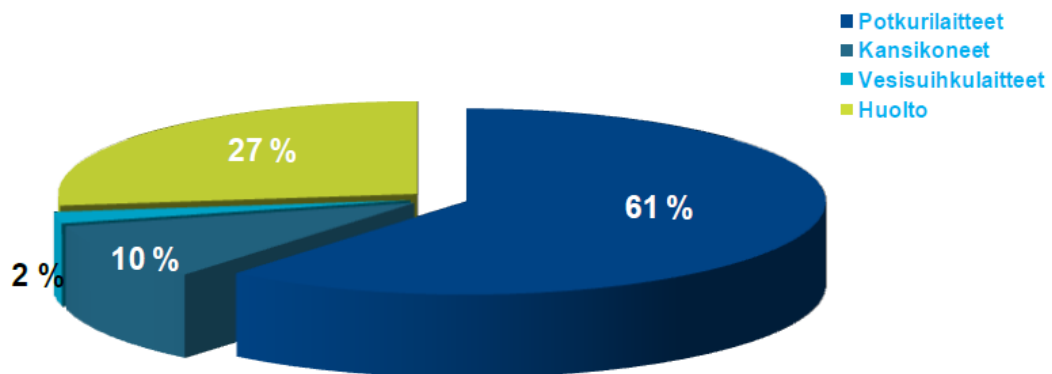
Kuva 1. Potkurilaitteiden kehitys (Rolls-Royce Oy Ab 2011).

Vuonna 2015 Raumalla työskenteli 550 vakituista työntekijää ja Kokkolassa 78, liikevaihdon ollessa 468 miljoonaa euroa. Suomessa valmistettavia tuotteita ovat potkurilaitteet sekä vesisuihkulaitteet. Vain suunnittelun piiriin kuuluvat ankkurointi-, kiinnitys- sekä hinausvintturit (kuva 2). (Rolls-Royce Oy Ab 2016.)



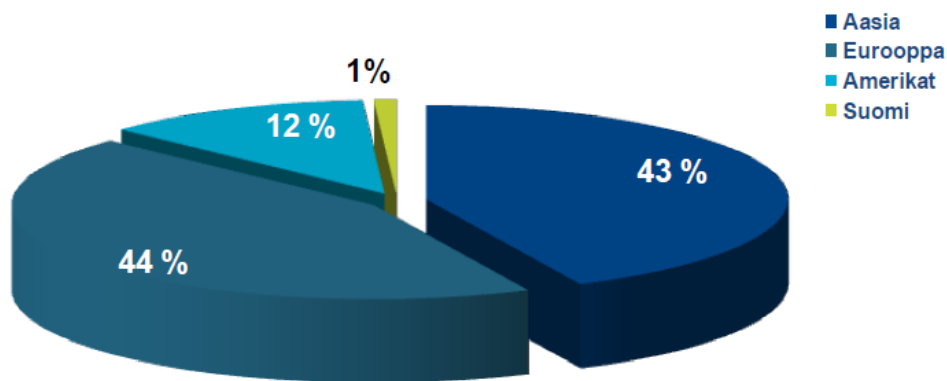
Kuva 2. Rolls-Royce Suomessa (Rolls-Royce Oy Ab 2016).

Suurimman osan Rolls-Roycen Suomen liikevaihdosta muodostaa (kuvio 1) potkurilaitteet ja toiseksi suurimman osan huolto. Vuonna 2015 kansikoneet olivat 10 % koko liikevaihdosta ja pienin osa eli 2 % muodostui vesisuihkulaitteista. (Rolls-Royce Oy Ab 2016.)



Kuvio 1. Liikevaihto tuoteryhmittäin vuonna 2015 (Rolls-Royce Oy Ab 2016).

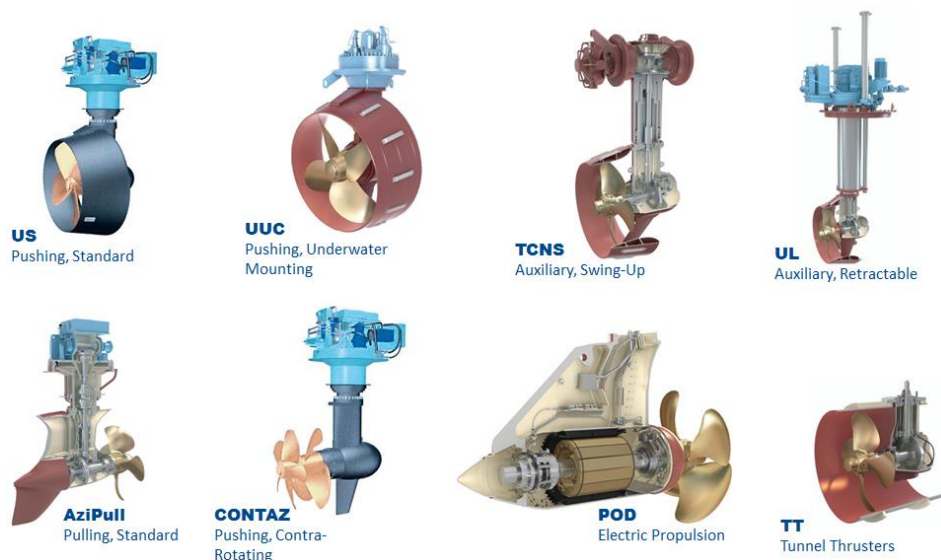
Suurin osa liikevaihdosta muodostuu Euroopan ja Aasian asiakkaista (kuvio 2). Vuonna 2015 Amerikat ja Suomi muodostivat vain 13 % koko liikevaihdosta. (Rolls-Royce Oy Ab 2016.)



Kuvio 2. Liikevaihto alueittain vuonna 2015 (Rolls-Royce Oy Ab 2016).

## 2.2 Potkurilaitteet

Rolls-Royce on maailman johtava 360 astetta kääntyvien potkurilaitteiden (kuva 3) valmistaja, ja vuodesta 2004 niiden valmistus on keskitetty koko konsernissa Raumalle. Raumalla on potkurilaitteiden markkinointi, myynti, suunnittelu sekä tuotanto. Potkurilaitteiden pääasialliset sovelluskohteet ovat offshore-laivat, hinaajat ja poralautat. Standardilaitteiden tehoalue ulottuu 330–6500 kW alueelle. (Rolls-Royce Oy Ab 2016.)



Kuva 3. Rolls-Royce Oy Ab:n potkurilaitteet (Rolls-Royce Oy Ab 2016).

Suurimmat Rauman yksikön valmistamat potkurit on asennettu Finnyardsin telakan rakentamisiin monitoimimurtajiin Fennicaan ja Nordicaan, joissa kummassakin on kaksi kappaletta ARC 1.0 laitetta (kuva 4). (Rolls-Royce Oy Ab 2016.)



Kuva 4. ARC 1.0 jäänmurtajalaite (Rolls-Royce Oy Ab 2015).

Fennican ja Nordican potkurilaitteet ovat Rolls-Roycen standardi tehoalueesta poiketen 7500 kW. Jään murtamiseen suunniteltujen laitteiden potkurihalkaisijat ovat 4,2 m ja korkeutta niillä on 10 m.

### 3 LAIVAN PROPULSIO

Propulsorilla tarkoitetaan työntövoiman aikaansaamista laivasta käsin, ja sillä kumotaan aluksen kulkuvastus. Kiihdytys tapahtuu työntövoiman  $T$  ollessa suurempi kuin kulkuvastus  $F_x$ . Kulkuvastus koostuu aluksen kokonaisvastuksesta  $R_T$  sekä työnnönvähennyskertoimesta  $\Delta R_P$ . Alus puolestaan kulkee vakionopeudella kulkuvastuksen ja työnnön ollessa yhtä suuret, eli

$$F_x = R_T + \Delta R_P = T.$$

Kaava 1. Aluksen kulkuvastus (Matusiak 2005).

Propulsiolaitteen toiminta perustuu jonkin väliaineen kuten veden, ilman tai näiden seoksen massavirran kiihtymiseen taaksepäin. Tämän kiihtymisen seurauksena propulsorin pintaan kohdistuu reaktiovoima, joka työntää alusta eteenpäin. (Matusiak 2005, 3.)

Hyvällä propulsiosysteemillä on seuraavat ominaisuudet:

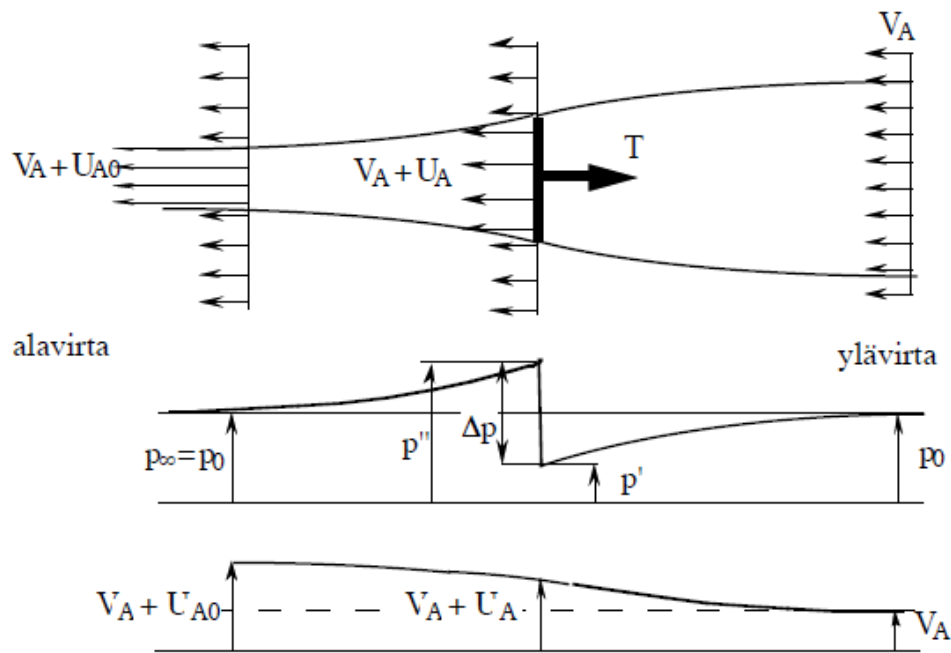
- korkea hyötysuhde
- mahdollisimman pieni riski kavitoinnille
- mahdollisimman pienet värähtelyt
- hyvät pysäytysominaisuudet
- luotettava, haavoittuvuusriski alhainen
- matalat rakennus- ja huoltokustannukset

Thrusteri täyttää monissa eri operointitilanteissa nämä vaatimukset (Gent & Oosterveld 1983, 1). Thrusteri on aktiivinen eikä tarvitse virtausta toimiakseen, toisin kuin peräsin (Timo Rauti, 7.3.2017).

#### 3.1 Ideaalipropulsorin teoria

Rankine (1865), Greenhill (1888) ja Froude, R.E. (1899) ovat ideaalipropulsioteorian taustalla. Ideaalipropulsoriteoria auttaa ymmärtämään sekä arvioimaan potkurin toimintaa ja kertoo erityisesti propulsorin kuormituksen riippuvuudesta hyötysuhteeseen. Ideaalipropulsori ajatellaan ikään kuin virtauksen läpäiseväksi tasoksi, joka on kohtisuorassa virtausnopeuteen  $V_A$  nähden ja etäällä propulsorista vallitsee paine  $p_0$ . Propulsorin tasoon nähden kohtisuora ja tasaisesti jakautunut kuormitus aiheuttaa paine-eron ja virtausnopeuden tasaisen kasvun (kuva 5).  $U_A$  on indusoitu nopeus potkurin tasossa ja  $U_{A0}$  etäällä alavirrassa. (Lewis 1988, 132; Matusiak 2005, 8; Carlton 2007, 169–170.)





Kuva 5. Ideaalipropulsorin virtaus (Matusiak 2005).

Bernoullin yhtälö kuvaa energian säilymistä virtauksessa, ja propulsoriteoriassa sitä sovelletaan sekä ennen potkuritasoa että erikseen tason jälkeen alavirtaosuudella (Matusiak 2005, 9; Carlton 2007, 170).

$$p_0 + \frac{1}{2}\rho V_A^2 = p' + \frac{1}{2}\rho (V_A + U_A)^2$$

$$p_0 + \frac{1}{2}\rho (V_A + U_{A0})^2 = p'' + \frac{1}{2}\rho (V_A + U_{A0})^2.$$

Kaava 2. Bernoullin yhtälöt ylävirta- sekä alavirtaosuudelle (Matusiak 2005).

Kaavassa 2  $\rho$  tarkoittaa veden tiheyttä ja  $p$  painetta. Näiden yhtälöiden avulla saadaan laskettua paineen muutoksen arvo,

$$\Delta p = p'' - p' = \frac{1}{2}\rho U_{A0}(U_{A0} + 2V_A).$$

Kaava 3. Paineen muutos ideaalipropulsiossa (Carlton 2007).

Kaavan 3 jälkeen saadaan lasketuksi ideaalipropulsorin työntövoima,

$$T = \Delta p A_0 = \rho U_{A0} \left( V_A + \frac{1}{2} U_{A0} \right) A_0.$$

Kaava 4. Ideaalipropulsorin työntövoima (Matusiak 2005).

Kaavassa 4  $A_0$  on propulsoritason pinta-ala. Indusoitujen nopeuksien välisen riippuvuuden määrittämiseksi sovelletaan liikemäärän säilymlakia ylä- ja alavirtapoikkileikkauksille, jotka sijaitsevat etäällä potkuritasosta. Täten liikemäärän säilymlaki johtaa allaolevaan yhtälöön. (Matusiak 2005, 9; Carlton 2007, 169–170.)

$$T = m (V_A + U_{A0}) - m V_A.$$

Kaava 5. Liikemäärän säilymlaki ylä- ja alavirtapoikkileikkauksille (Carlton 2007).

Kaavassa 5 veden massavirta propulsiolaitteen läpi on

$$m = \rho A_0 (V_A + U_A).$$

Kaava 6. Propulsiolaitteen läpi menevä massavirta (Zondervan, Hoekstra & Holtrop 2006).

Propulsiolaitteen työnnön yhtälöksi muodostuu täten

$$T = mU_{A0} = \rho A_0 (V_A + U_A) U_{A0}.$$

Kaava 7. Propulsiolaitteen työntö (Zondervan, Hoekstra & Holtrop 2006).

Kaavoista 4 ja 7 saadaan indusoitujen nopeuksien välinen riippuvuus

$$U_A = \frac{1}{2} U_{A0}.$$

Kaava 8. Indusoitujen nopeuksien välinen riippuvuus (Matusiak 2005).

Kaavan 8 mukaan indusoitu virtausnopeus on siis ideaalipropulsorin tasossa puolet indusoidusta nopeudesta alavirrassa. Hyötysuhde saadaan laskemalla ensin työntö aikayksikössä  $P_T$  ja sen jälkeen propulsorin vaatima teho  $P_D$ . (Matusiak 2005, 9.)

$$P_T = TV_A = \rho A_0 U_{A0} (V_A + \frac{1}{2} U_{A0}) V_A.$$

Kaava 9. Työntövoiman hyötyteho (Matusiak 2005).

Propulsori tuo virtaavaan veteen energiaa samassa ajassa kuin veden kineettisen energian vuo propulsoritason läpi ja nämä energiat ovat yhtä suuria, eli

$$P_D = \frac{1}{2} m (V_A + U_{A0})^2 - \frac{1}{2} m V_A^2 = \frac{1}{2} \rho A_0 (V_A + U_A) [(V_A + U_{A0})^2 - V_A^2].$$

Kaava 10. Propulsorin energia (Matusiak 2005).

Kun hyötyteho  $P_T$  jaetaan teholla  $P_D$  niin saadaan ideaalipropulsorin hyötysuhde

$$\eta_I = \frac{P_T}{P_D} = \frac{V_A}{V_A + \frac{1}{2}U_{A0}} = \frac{1}{1 + \frac{1}{2}\frac{U_{A0}}{V_A}}.$$

Kaava 11. Ideaalipropulsorin hyötysuhde (Matusiak 2005).

$P_D$  on teho, joka joudutaan tuomaan järjestelmään propulsorin avulla.

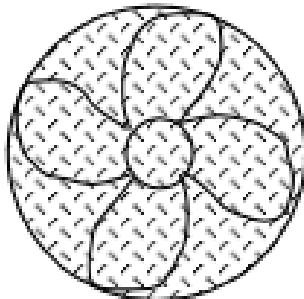
Ideaalipropulsorin hyötysuhde esitetään usein työntö-  $C_T$  tai tehokuormituskertoimen  $C_P$  avulla, jotka määritellään seuraavasti

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho A_0 V_A^2},$$

$$C_P = \frac{P_D}{\frac{1}{2}\rho A_0 V_A^3}.$$

Kaava 12. Työntö- ja tehokuormituskerroin (Matusiak 2005).

$C_T$  on potkurikuormituksen mitta, jossa  $A_0$  on hydraulinen poikkileikkausala (kuva 6).



ruuvipotkuri

Kuva 6. Ruuvipotkurin hydraulinen poikkileikkaus (Matusiak 2005).

Sijoittamalla ideaalipropulsorin työntövoima tehokuormituskertoimeen (kaava 12) saadaan

$$C_T = \frac{\rho U_{A0} (V_A + \frac{1}{2}U_{A0}) A_0}{\frac{1}{2}\rho A_0 V_A^2} = 2 \left( 1 + \frac{1}{2}\frac{U_{A0}}{V_A} \right) \frac{U_{A0}}{V_A}.$$

Kaava 13. Tehokuormituskerroin (Matusiak 2005).

Kaavasta 13 määritellään indusoitu nopeus  $U_{A0}$  suhteessa tulevaan virtausnopeuteen  $V_A$

$$\frac{U_{A0}}{V_A} = -1 + \sqrt{1 + C_T}.$$

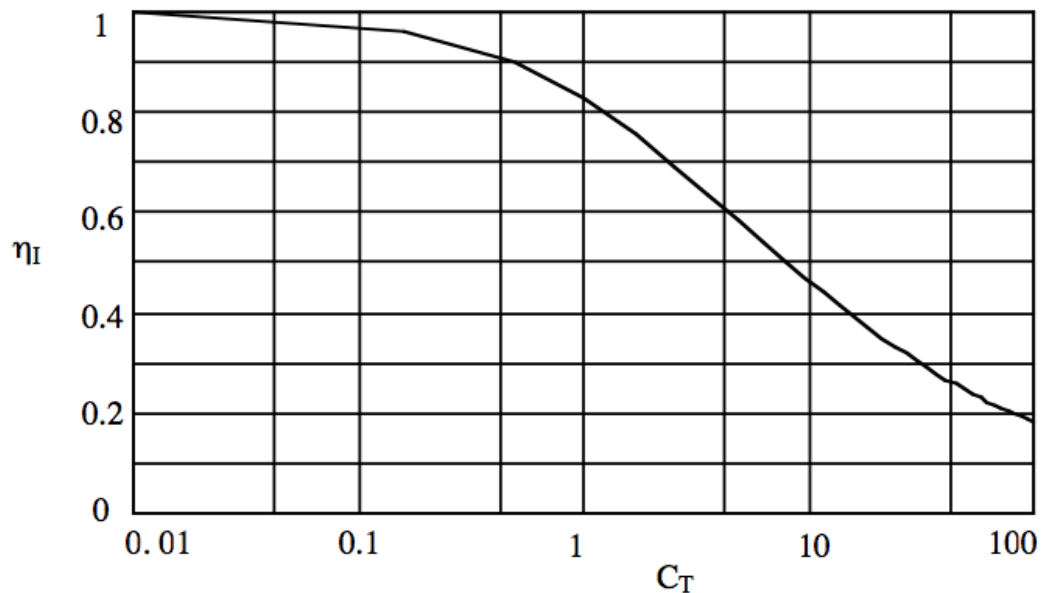
Kaava 14. Indusoitu nopeus suhteessa virtausnopeuteen (Matusiak 2005).

Sijoittamalla tämä (kaava 14) ideaalipropulsorin hyötysuhteeseen (kaava 11) saadaan ideaalipropulsorin hyötysuhde ilmaistua työntökuormituskertoimen funktiona

$$\eta_I = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + C_T}}.$$

Kaava 15. Ideaalipropulsorin hyötysuhde työntökuormituskertoimen funktiona (Matusiak 2005).

Kaavasta 11 huomataan, että mitä pienempi propulsorin indusoitu nopeus  $U_{A0}$  on suhteessa potkurin tason nopeuteen  $V_A$ , sitä suurempi on ideaalipropulsorin hyötysuhde. Kaavan 11 lisäksi kaavasta 15 huomataan, että hyötysuhteen arvo on aina alle 1. Potkurille tulevan nopeuden ollessa nolla on hyötysuhde myös nolla, mutta potkuri kehittää silti työntöä ja välittää tehoa. Kaavasta 12 nähdään, että pieni työntökuormituskerroin saavutetaan kasvattamalla poikkileikkausta  $A_0$ . Poikkileikkauksen kasvattaminen auttaa myös pienten indusoitujen nopeuksien saavuttamiseen, joka on hyötysuhteen kannalta eduksi. Hyötysuhteen riippuvuuden vaikutus on esitetty kuviossa 3 työntökuormituskertoimen funktiona. (Lewis 1988, 133; Matusiak 2005, 11.)



Kuvio 3. Ideaalipropulsorin hyötysuhde työntökuormituskertoimen funktiona (Matusiak 2005).

### 3.2 Suulakepotkuriteoria

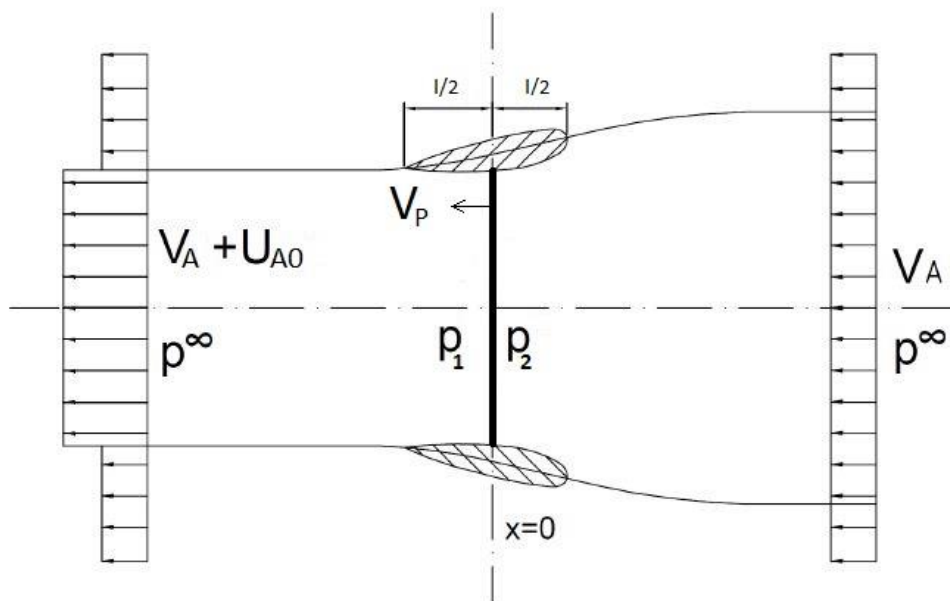
Suulakepotkurin periaate voidaan kuvata liikemäärän suhteilla. Suulakepropulsiosysteemi muuttaa potkurin ympärillä olevaa virtauskenttää, ja tämä muutos aiheuttaa joko negatiivisen tai positiivisen työnnön, joka puolestaan riippuu suulakkeen profiilin muodosta. Tämä toimintaperiaate voidaan esittää suulakepotkuriteorialla. Kuva 7 esittää yksinkertaistetun suulakepotkurisysteemin, jossa  $p_\infty$  on paine kaukana kentässä ja  $p_1$  sekä  $p_2$  ovat paineet ala- ja ylävirrassa.  $l/2$  tarkoittaa, että potkurin taso on sijoitettu keskelle suulaketta, ja  $V_p$  on nopeus potkuritasossa. (Oosterveld 1970, 11; Lewis 1988, 213.)

Sekä suulakkeen että potkurin läpi kulkeva virtaus aiheuttaa propulsiosysteemin kokonaistyönnön  $T$

$$T = \rho(V_A + U_{A0})A_0U_{A0}.$$

Kaava 16. Suulakepotkurin kokonaistyöntö (Oosterveld 1970).

Oosterveldin kaavoissa käytetyt symbolit on muutettu selkeyden vuoksi vastaamaan Matusiakin käyttämiä ja jo aiemmin mainituiksi symboleiksi.



Kuva 7. Suulakepotkurin yksinkertaistettu malli.

Pelkästään potkurin kehittämä työntö  $T_P$  voidaan laskea paine-erona potkuritason eri puolilta Bernoullin yhtälön avulla muotoon

$$T_P = \rho(V_A + U_{A0})A_0U_{A0}.$$

Kaava 17. Potkurin kehittämä työntö (Oosterveld 1970).

Kineettinen energiahäviö potkurivirrassa on

$$E = \frac{1}{2}\rho(V_A + U_A)A_0U_{A0}^2.$$

Kaava 18. Potkurivirran kineettinen energiahäviö (Zondervan, Hoekstra & Holtrop 2006).

Suulakepropulsorijärjestelmän ideaalihyötysuhde  $\eta_i$  on siten

$$\eta_i = \frac{V_A T}{V_A T + E} = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \tau C_T}}.$$

Kaava 19. Suulakepotkurin ideaalihyötysuhde (Zondervan, Hoekstra & Holtrop 2006).

Kaavassa 19  $C_T$  on sama kuin kaavassa 12 ja työntösuhde  $\tau$  on

$$\tau = \frac{T_P}{T} = \frac{T_P}{T_P + T_N}.$$

Kaava 20. Suulakepotkurin kuormituskerroin (Maritime Research Institute Netherlands).

Suulakepotkurisysteemin hyötysuhde riippuu osittain suulakkeen kehittämästä työntöstä, joten  $\tau$  on ominainen suure suulakepotkurissa. Pitämällä työntökerroin  $C_T$  vakiona ja pienentämällä työntösuhdetta  $\tau$  saadaan korkeampi suulakepropulsiojärjestelmän hyötysuhde. Totaalityöntö  $T$  muodostuu sekä potkurin että suulakkeen työntöstä. Staattinen paine potkurin tasolla kasvaa, kun kuormituskerroin  $\tau$  kasvaa, ja arvon ylittäessä 1 ollaan niin sanotussa dynaamisessa paineessa, jolloin suulake kehittää negatiivista työntöä. (Oosterveld 1966, 528.)

Aksiaalinen keskinopeus potkuritasossa voidaan määrittää

$$\frac{V_P}{V_A} = \frac{V_A + U_A}{V_A} = \frac{C_T}{2(-1 + \sqrt{1 + \tau C_T})}.$$

$$\frac{U_P}{V_A} = \frac{1}{2}(-1 + \sqrt{1 + \tau C_T}).$$

Kaava 21. Potkuritason keskinopeus (Oosterveld 1970).

Ja pelkän potkurin aiheuttama keskinopeus lasketaan

$$\frac{U_P}{V_A} = \frac{1}{2}(-1 + \sqrt{1 + \tau C_T}).$$

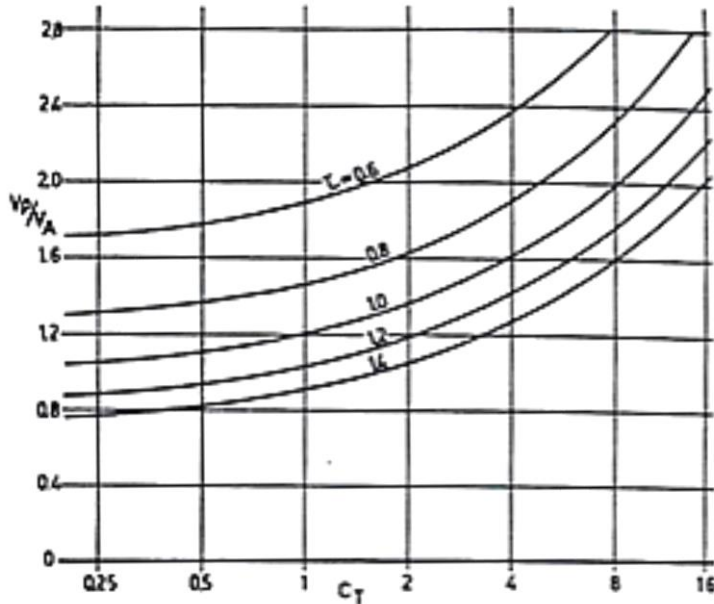
Kaava 22. Potkurin aiheuttama keskinopeus (Oosterveld 1970).

Siten suulakkeen indusoitu aksiaalinen keskinopeus  $U_N$  potkurilla voidaan laskea

$$\frac{U_N}{V_A} = \frac{1 - \tau}{2\tau} (1 + \sqrt{1 + \tau C_T}).$$

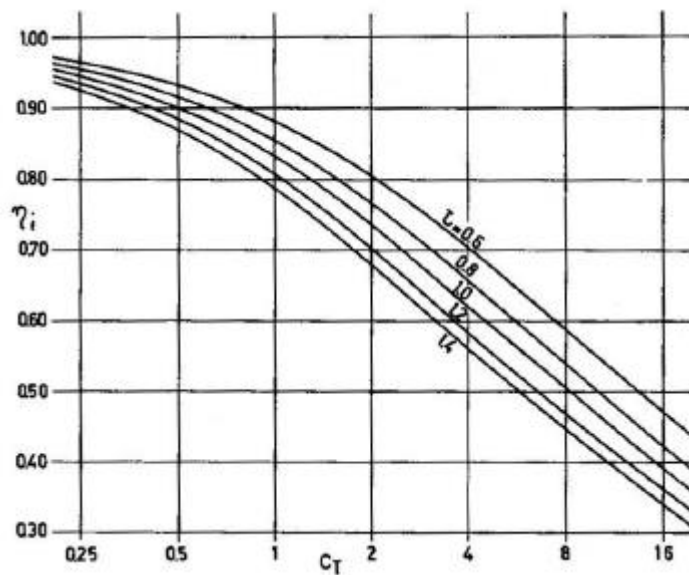
Kaava 23. Suulakkeen indusoitu nopeus potkurilla (Oosterveld 1970).

Aiemmin esitettyssä ideaalipropulsorin teoriassa ei kuormituskertoimen  $\tau$  ilmennyt, sillä sen arvo on 1, kun propulsiojärjestelmässä ei ole suulaketta kehittämässä työntöä. Kuormituskertoimen ollessa suurempi kuin 1 suulake kehittää negatiivista työntöä ja päinvastoin arvon ollessa alle 1 positiivista työntöä. Kuviosta 4 huomataan, kuinka suulakkeen vaikutuksesta kiihtyvällä virtauksella kehittyy positiivista työntöä ja suulakkeen toiminnan alentaessa virtausta potkuritason läpi kehittyy negatiivista työntöä. (Oosterveld 1970, 12–14.)



Kuvio 4. Potkuritason nopeus suulakepotkurissa (Oosterveld 1970).

Kuviosta 5 huomataan, että hyötysuhde kasvaa kuormituskertoimen laskiessa, kun suulakepotkurin halkaisija pidetään vakiona. Siten virtausta kiihdyttävät suulakkeet antavat paremman hyötysuhteen verrattuna avovesipotkureihin. (Oosterveld 1970, 12–14.)



Kuvio 5. Suulakepotkurin ideaalihyötysuhde (Zondervan ym.2006).

### 3.3 Avovesikokeet

Tärkeitä lähdetietoja potkurisuunnittelussa ovat potkurisarjojen avovesikokeet, joilla kuvataan potkurin avovesiominaisuuksia. Avovesikokeiden mallipotkuri on samanmuotoinen kuin alukseen tuleva potkuri pienemmässä mittakaavassa. Koetilanteessa mallipotkuri toimii häiriöttömässä virtauksessa ja dynamometri mittaa potkurin kehittämän työnön (kuva 8). Tärkeimpiä mittaustuloksia ovat dimensiottomat suureet etenemisluku, momenttikerroin sekä työntökerroin. (Matusiak & Kanerva 2000, 8–9; Matusiak 2005, 27–28.)

$$J = \frac{V_A}{nD}$$

Kaava 24. Potkurin avovesikokeiden etenemisluku (Matusiak 2005).

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5}$$

Kaava 25. Potkurin avovesikokeiden momenttikerroin (Matusiak 2005).

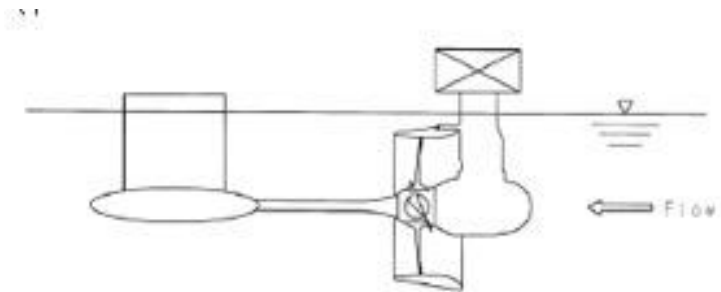
$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4}$$

Kaava 26. Potkurin avovesikokeiden työntökerroin (Van Manen & Oosterveld 1966).



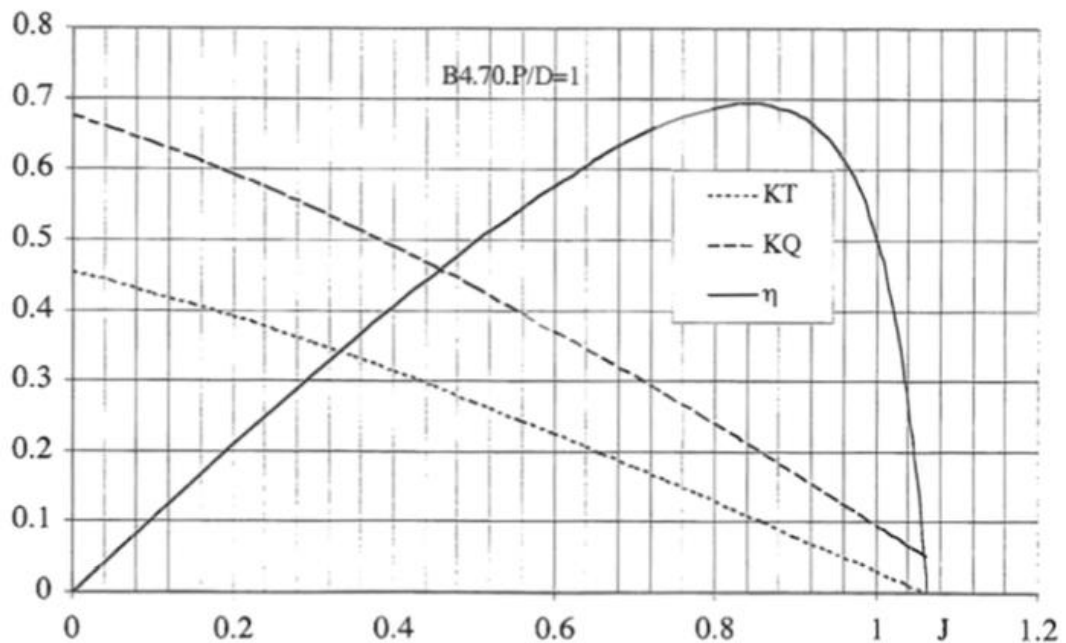
$$\eta = \frac{J K_T}{2\pi K_Q}$$

Kaava 27. Potkurin avovesikokeiden hyötysuhde (Matusiak 2005).



Kuva 8. Tavanomainen testilaite avovesikokeissa (Funeno 2009).

Työntökerroin  $T$  tarkoittaa suulakepropulsioon tapauksessa potkurin sekä suulakkeen kehittämän kokonaistyönnön arvoa. Työntö- ja momenttikerroin esitetään tavallisesti etenemisluvun  $J$  funktiona (kuvio 6). Suulakepropulsiosysteemistä saadaan tärkeää tietoa potkurisarjojen avovesikokeista eri suulakkeilla. (Van Manen 1966, 525–526.)



Kuvio 6. Esimerkki potkurin avovesiominaisuuksista (Hämäläinen 2016).

Dimensiottomien suureiden  $K_T$ ,  $K_Q$  ja  $J$  avulla pystytään vertaamaan eri suulakkeiden ja potkurien avovesiominaisuuksia. Avovesikäyrästä voidaan saada tietoa muun muassa paalutilanteessa suurimman työnnön tuottaneesta suulakkeesta.

## 4 SUULAKEPOTKURI

Suulakkeen kehittämä työntö eroaa usein koko potkurisysteemin kehittämästä nettotyönöstä. Suulakkeet jaetaan kiihdyttäviin sekä hidastaviin niiden muodon ja käyttöolosuhteiden perusteella. Aluksen perässä voi olla siis kahdentyyppisiä suulakepropulsioita, joko potkurilla virtausta kiihdyttäviä tai hidastavia. Ensimmäisen tyyppin suulakepropulsiota käytetään aluksissa, joissa potkuri on raskaan kuormituksen alainen tai sen halkaisija on jostain syystä rajoitettu. Toista tyyppiä eli hidastavaa suulakepropulsiota käytetään kasvattamaan staattista painetta potkurilla. Tätä suulaketyyppiä käytetään kavitaation vähentämiseksi ja voi tulla kyseeseen taktisista syistä, esimerkiksi merivoimien aluksien melutason alentamiseksi. (Oosterveld 1970, 8; Oosterveld 1972, 301.) Tämä oppinnäytetyö käsittelee vain kiihdyttäviä suulaketyyppejä.

### 4.1 Käyttötarkoitus

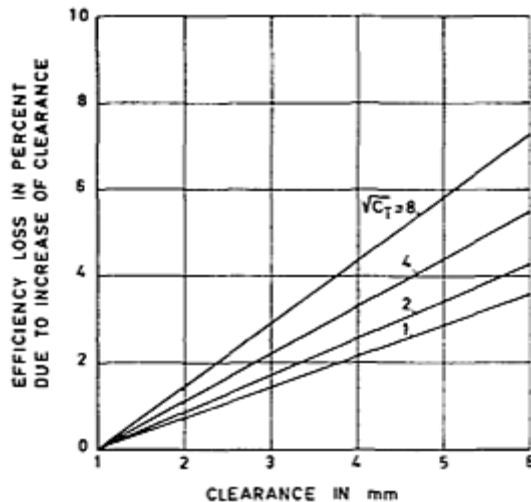
Kaikkia avopotkureista eroavia propulsoreita kutsutaan erikoispotkureiksi ja niistä tunnetuin on suulakepotkuri, jossa kiinteä- tai säätösiipistä ruuvipotkuria ympäröi suulake (kuva 9).



Kuva 9. Ruuvipotkuri Rolls-Roycen PV- ja TK-suulakkeessa (Rolls-Royce Oy Ab 2016).

Suulake ja potkuri muodostavat kokonaisen systeemin ja niiden toiminnan tarkastelu erikseen ei ole tarpeellista. Potkurin ollessa ympäröitynä lavan kärkipyörteet vähenevät tai eliminoituvat jopa kokonaan. Tämä edellyttää mahdollisimman pienen välyksen suulakkeen ja lavan kärjen välille (kuvio 7), joka käytännössä on noin 1 %:n luokkaa potkurihalkaisijasta Rolls-Royce Oy Ab:n potkurilaitteissa. Suulakepropulsion potkuritason edessä oleva virtausnopeus ei ole niin herkkä laivan nopeuden vaihteluille kuin tavanomainen avopotkuri. Tämä ominaisuus on ollut myös tärkeänä tekijänä suulakepropulsio-ratkaisuissa muun muassa hinaajissa ja troolareissa. Tällaiset alustyytit toimivat erilaisissa potkurin kuormitustilanteissa, kuten hinaustilanteesta vapaa-ajotilanteeseen.

Käyttöolosuhteiden perusteella valitaan suulakkeen muoto, josta riippuen potkuritason edessä oleva virtaus joko suurenee tai pienenee avopotkuriin nähden eli suulake on joko kiihdyttävä tai hidastava. Tämä opinnäytetyö keskittyy vain kiihdyttäviin suulakkeisiin, joiden tarkoitus on kiihdyttää potkuritason edessä olevaa virtausta, lisätä työntöä sekä vähentää potkurin kuormitusta. Käyttötarkoituksesta riippuen suulake voi olla joko kiinteä tai kääntyvä. Rolls-Royce Oy Ab:n thrusterit ovat 360 astetta kääntyviä ja korvaavat peräsimen. (Van Manen 1954, 83; Oosterveld 1970, 8–79; Matusiak 2005, 104–105.)

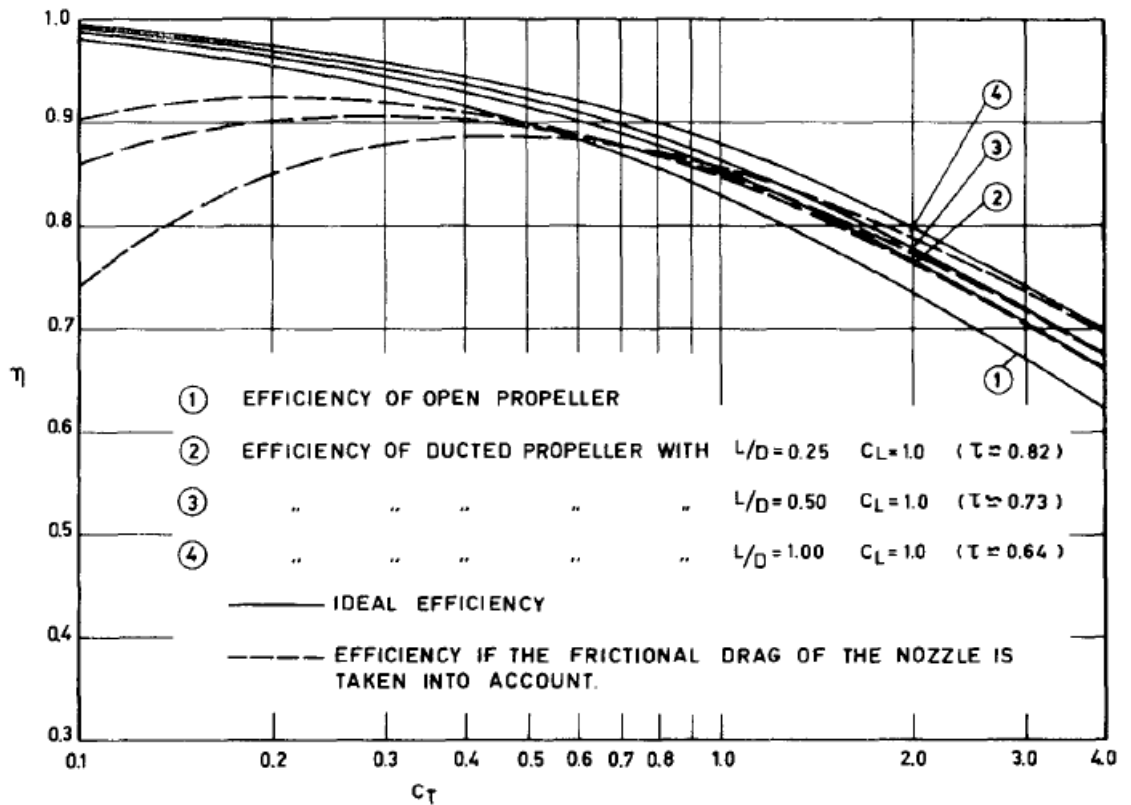


Kuvio 7. Suulakkeen ja potkurin välyksen vaikutus hyötysuhteeseen (Oosterveld 1966).

Suulakkeen käyttö johtaa hyötysuhteen kasvuun suurilla potkurikuormilla, esimerkiksi työntökertoimen  $C_T$  ylittäessä arvon 1 (kuvio 8). Mietittäessä eri laivatyyppisiä yleisimpiä käyttökohteita ovat laajalti hinaajat, työntöalukset ja troolarit, mutta yleisesti Van Manen on muodostanut seuraavat ohjeet:

1. Kaksipotkurisissa lasti- sekä matkustaja-aluksissa  $C_T$  arvon ollessa välillä 0.7-1.0 suulakkeen käyttö ei ole hyötysuhteen kannalta tarpeellista.
2. Yksipotkurisissa lasti- sekä matkustaja-aluksissa  $C_T$  arvon ollessa välillä 1.5-2.0 suulakkeen avulla voidaan saavuttaa hyötysuhteen kehitystä. Erityisesti modernit tankkerit yli 30 000 DWT arvoilla ovat huomioon ottamisen arvoisia.
3. Rannikkolaivoilla  $C_T$  arvon ollessa noin 3, suulakkeen käytön vaikutus tulee ottaa huomioon.
4. Kaikenlaisilla hinausaluksilla  $C_T$  arvon ollessa 6 tai enemmän suulakkeen käytön hyödyt on todistettuja. (Van Manen 1966, 531.)

Hinausalukset joutuvat usein toimimaan paalutilanteessa, jolloin potkurille tuleva nopeus on nolla ja työntökerroin  $C_T$  (kaava 12) saa arvon ääretön  $\infty$ . Kaavasta 12 nähdään, että jakajaksi tulee nopeus ja nollalla ei voi jakaa. Tämän vuoksi paalutilanteesta käytetään usein hyvin pientä nopeuden arvoa tai työntökertointa  $K_T$ , jota nopeus ei määrittele (kaava 26).



Kuvio 8. Suulake- ja avopotkurin käytön kannattavuus eri potkurikuormilla (Van Manen 1966).

#### 4.2 Kiihdyttävä suulake

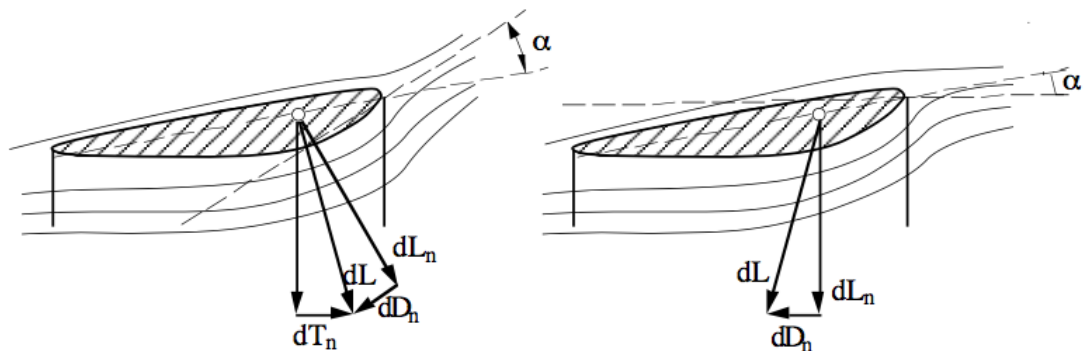
Kiihdyttävä suulake kiihdyttää nimensä mukaisesti potkuria kohtaavaa virtausta. Aluksissa joissa vaaditaan hyvää paaluvetoa ja potkuri on raskaan kuormituksen alaisena, kiihdyttävän suulakkeen käyttö on perusteltua. Tämän suulaketyypin käyttö voi tulla kyseeseen myös aluksessa, jossa potkurin halkaisija on niukasti rajoitettu. Kiihdyttävää suulaketta käytettäessä etenemisluvun tulee olla pieni tai jopa nolla, sillä nopeuden ollessa suuri työntö muuttuu negatiiviseksi, ja siten suulake vastustaa potkuria sekä pienentää kokonaistyöntöä. (Oosterveld 1970, 8; Matusiak 2005, 104–105.)

Kiihdyttävän suulakkeen profiili nähdään kuvasta 10 ja toiminta voidaan esittää virtaus-teknisesti, nostovoiman synnyllä. Suulakkeen muoto aiheuttaa sen, että virtaus kiihtyy eli sen nopeus kasvaa suulakeprofiilin sisäpinnalla. Nopeuden suureudessa tulee paineen alentua Bernoullin yhtälön mukaan (kaava 28). Suulakkeen ulkopinnoilla on siten suurempi paine ja sen vaikutuksesta syntyy noste alaspäin, sekä vastusvoimia  $dL_n$  ja  $dD_n$  (kuva 10). Resultanttivoiman  $dL$  x-suuntainen vektori kuvaa suulakkeen työntöelementtiä  $dT_n$ . Kokonaistyöntö muodostuu näiden työntöelementtien summana. Pyörteet saavat alkunsa potkurin navasta ja lapojen kärjistä. Suulaketta käyttämällä vähennetään lavan kärkivirtauksen häviöitä, jolloin suulakepotkurisysteemin kehittämä työntö ja momentti ovat suurempia samalla halkaisijalla sekä nopeudella liikkuvaan avopotkuriin verrattuna.

Etenemisluvun ja siten myös potkuritason nopeuden  $V_A$  kasvaessa pienenee kohtauskulma  $\alpha$ , kuten kuvasta 10 nähdään. Tämän seurauksena pienenee kuitenkin myös työntö. Nopeuden ollessa liian suuri, voi kohtauskulma vaihtaa jopa etumerkkiä, jonka seurauksena potkuri kehittää negatiivista työntöä. Tällöin suulake ikään kuin vastustaa potkuria. Kiihdyttävän suulakkeen käyttö on siis kannattavinta hitailla ja täyteläisillä aluksilla, joiden potkuri on raskaasti kuormitettuna. Paaluvetotilanteessa kiihdyttävän suulakkeen käytöllä voidaan saada jopa 60 % parempi työntön arvo kuin samassa tilanteessa toimivalla avopotkurilla. (Oosterveld 1970, 16–18; Matusiak 2005, 107–108.)

$$p + \frac{1}{2}\rho v^2 = \text{vakio} .$$

Kaava 28. Bernoullin yhtälö (Van Manen & Oosterveld 1966).

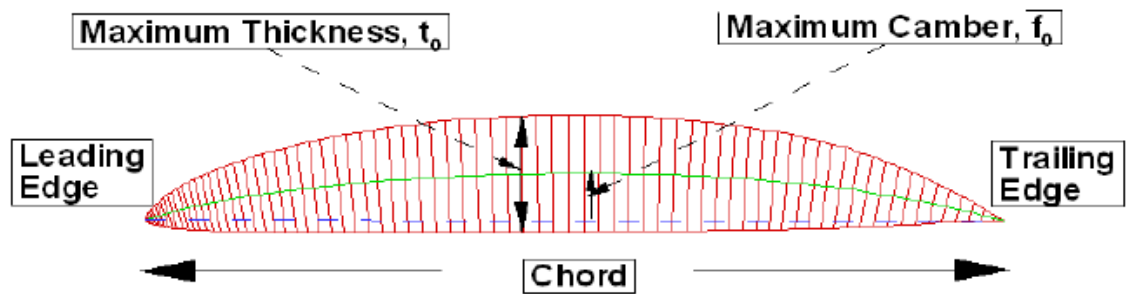


Kuva 10. Kiihdyttävän suulakkeen muoto ja siihen vaikuttavat voimat (Matusiak 2005).

#### 4.3 Suulakkeen profiilin valinta

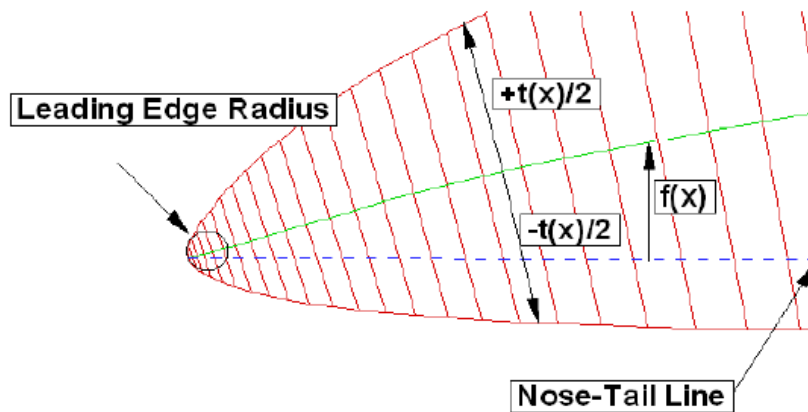
Suulakkeen profiilin muodon sekä pituuden valinta riippuu vaatimuksista, mutta huomiioon otettavia asioita ovat hyötysuhde, virtauksen irtaantuminen ja kavitaatio. Virtauksen irtaantumista tapahtuu suulakkeen ollessa liian suuren kuormituksen alainen. Virtauksen irtaantumisen tapahtuessa suulakkeen sisä- tai ulkopinnalla kasvaa vastus erittäin jyrkästi ja hyötysuhde romahtaa. Kiihdyttävän suulakkeen riski virtauksen irtaantumiselle sisäpinnoilla on pieni, mutta näin tapahtuessa potkuri joutuu lisäksi toimimaan erittäin epäsäännöllisessä virtauksessa. (Oosterveld 1970, 20.)

Suulakeprofiilin geometrian (kuva 11) muodostavat johtoreuna (leading edge), jättöreuna (trailing edge), paksuus  $t_0$  (thickness), profiilin kaarevuus  $f_0$  (camber) ja kärkisuora (chord/nose tail line).



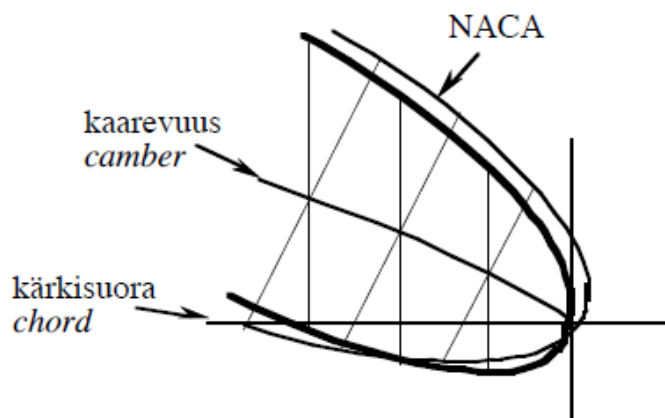
Kuva 11. Suulakeprofiilin geometrian määrittäykset (Kerwin 2001).

Johtoreunassa kulma on merkittävä tekijä (kuva 12). Kuvissa on käytetty potkurin profiilia kuvaamaan eri parametreja, joten muoto ei kuvaa varsinaisesti suulaketta, mutta muuttujat ovat samoja.



Kuva 12. Suulakeprofiilin johtoreuna (Kerwin 2001).

Kärkisuora on viiva johtoreunan ja jättöreunan välillä. Paksuus mitataan kohtisuoraan kaarevuutta kohden ja NACA profiileissa (kuva 13) paksuus ilmoitetaan esim. NACA 4415. (Matusiak 2005, 18.)



Kuva 13. NACA profiili (Matusiak 2005).

Kaarevuus ja paksuus ilmoitetaan usein dimensiottomina suureina jaettuna suulakkeen pituudella eli  $f/l$  ja  $s/l$  (taulukko 1). Kulma  $\alpha_i$  on kärkisuoran ja potkuriakselin välinen kulma. Suulakkeen pituudella suhteessa potkurin halkaisijaan  $l/D$  on vaikutusta hyötysuhteeseen sekä työntöön. Korkeammilla potkurikuormilla suositellaan käytettäväksi pidempää suulaketta kuin pienemmän kuormituksen potkureilla, mutta  $l/D$ -suhteen ei tulisi kuitenkaan ylittää arvoa 1, sillä tämän yläpuolella suulakkeen kitkavastus aiheuttaa liikaa hyötysuhteen menetystä etuihin nähden. (Van Manen & Oosterveld 1966, 531; Oosterveld 1970, 26.)

Nozzle no.	$L/D$	$S/L$	$f/L$	$\alpha_i$ (degr.)	Profile
2	0.67	0.15	0.04	12.7	NACA 4415
3	0.50	0.15	0.04	12.7	NACA 4415
4	0.83	0.15	0.04	12.7	NACA 4415
5	0.50	0.15	0.04	15.2	NACA 4415
6	0.50	0.15	0.04	10.2	NACA 4415
7	0.50	0.15	0.05	12.7	NACA 5415
8	0.50	0.15	0.03	12.7	NACA 3415
10	0.40	0.15	0.05	12.7	NACA 5415
11	0.30	0.15	0.05	12.7	NACA 5415

Taulukko 1. Eri suulakkeiden geometria (Oosterveld 1970).

Suulakeprofiilin geometrian valinta riippuu pääosin vaatimuksista, hyötysuhteesta, virtauksen irtaantumisen vaarasta suulakkeella, kriittisestä kavitaatiosta potkurilla sekä suulakkeessa itsessään ja tukirakenteista. (Van Manen & Oosterveld 1966, 528.)

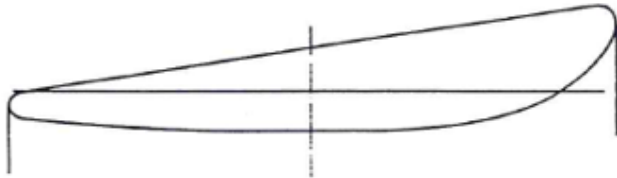
#### 4.4 Historia ja kehitys

Ajatus potkurin ympäröimisestä suulakkeella on hyvin vanha, mutta vasta 1930-luvulla se otettiin käyttöön, kun Ludwig Kort havaitsi suulakkeen kyvyn kasvattaa hyötysuhdetta raskaasti kuormitetuilla potkureilla. Ennen 1940-lukua tutkijat Horn ja Dickmann tuottivat tärkeää aineistoa suulaketeoriaan, mutta vasta 1950-luvulla suulakepotkurin hydrodynaamiset toimintaperiaatteet onnistuttiin määrittelemään selkeästi ja suunnitteluun tuotettiin laskentamenetelmiä Hornin ja Amtsbergin toimesta. Teoreettiset tutkimukset keskittyivät pääsääntöisesti tilanteeseen, jossa virtaus on tasaista. Suulakkeen suunnittelussa on suuri määrä muuttujia ja optimaalisen suulakkeen kehittämiseksi tulisi olla saatavilla sekä teoreettisia tutkimuksia, laskelmia että systemaattisia kokeiluja. NSMB eli nykyinen MARIN on tehnyt mallikokeita useilla eri suulakkeilla ja ensimmäisten kokeiden tulokset julkaistiin jo 1953. 1955 Dickmann ja Weissinger julkaisivat suulakepotkuriteorian, jonka avulla voitiin laskea tämänkaltainen propulsiosysteemi. Suulakepotkurin konsepti on aikojen saatossa todistanut meriittinsä meriteknikassa ja nykyään voidaan

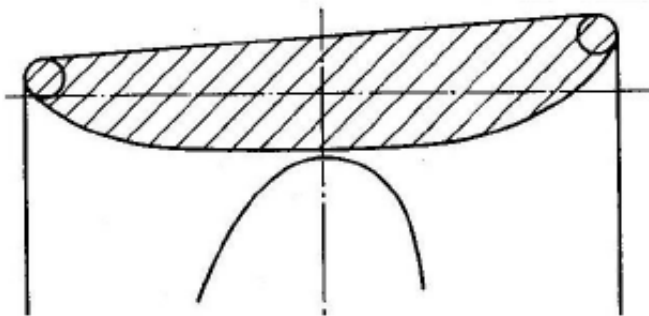


nähdä merkittävä määrä suulakepotkureita sovitettuna erilaisiin aluksiin. (Van Manen 1957, 14; Oosterveld 1970, 9–10; Zondervan ym. 2006, 2.)

1950-luvulta lähtien NSMB mallikoelaitoksella tehtyjen laajojen suulaketutkimusten tuloksina syntyivät muun muassa potkurisarjat B ja myöhemmin Ka, sekä kaksi laajalti käytössä olevaa suulaketta, standardi suulake 19A (kuva 14) ja suulake 37 (kuva 15). Suulakkeella 19A on sisäpuolella potkurin kohdalla sylinterimäinen muoto, ulkopuolinen rakenne on suora ja jättöreuna on suhteellisen paksu. Paksumpi jättöreuna tuo paremmat pysäytysominaisuudet kuin terävämpi. Tämä suulake on niin sanottu yleisen tarkoituksen suulake, jolla tarkoitetaan sen laajaa käyttökuormituksen aluetta, sillä vain äärimmäisen kevyillä kuormituksilla tapahtuu virtauksen irtaantumista johtoreunan ulkopuolisella pinnalla. Suulakkeiden käyttö on kuitenkin tyypillisintä raskaan kuormituksen potkureissa, joten tällä ei ole käytännön merkitystä. Suulake 19A on nykyään hyvin tunnettu sekä kokeellisesti että laskennallisesti kehittyneistä virtaussimulaatioista, eli CFD-laskennasta. Suulakkeessa 37 on kasvatettu jättöreunan paksuutta, joka aiheuttaa vastuksen kasvamisen ja hyötysuhteen alenemisen. Hyötysuhteen alenemisen kustannuksella on kuitenkin saatu lisää työntöä. Suulakkeella 37 on siis paremmat ominaisuudet paalu-tilanteessa kuin suulakkeella 19A. (Oosterveld 1970, 29–79; Zondervan ym. 2006, 6–7.)



Kuva 14. Suulakeprofiili 19A (Oosterveld 1970).

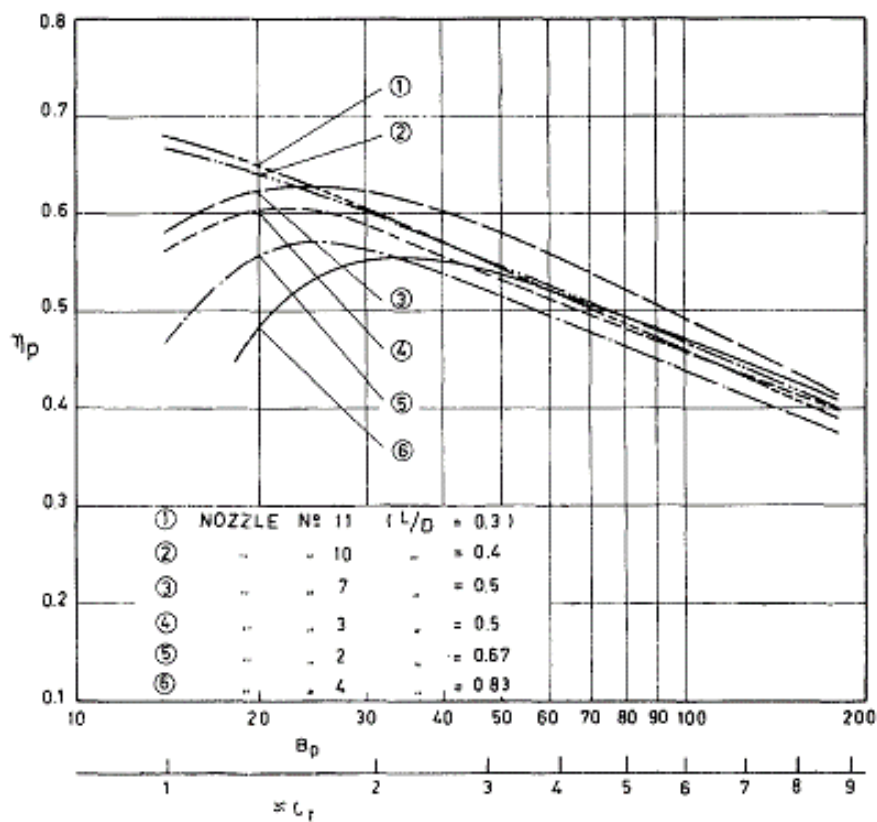


Kuva 15. Suulakeprofiili 37 (Zondervan ym. 2006).

Van Manen kirjoittaa 1957 julkaistussa tutkimuksessaan systemaattisten kokeilujen todistaneen, että suulakkeen ollessa riittävän lyhyt (kuvio 9) voidaan saavuttaa hyötysuhteen kehitystä jopa hyvin pienillä  $C_T = 1.0$  arvoilla. Suulakepotkurin ei siis tarvitse olla hydrodynaamiselta näkökannalta raskaan kuormituksen alainen mikäli rakenteelliset ongelmat ovat ratkaistavissa. Suulakkeen käytön mahdollisuudet tulisi huomioida kevyemmänkin potkurikuormituksen tapauksissa. Suulake voi tarjota merkittäviä etuja, kuten kavitatoriskin pienenemistä epätasaisessa virtauskentässä, värähtelyiden välttämistä ja



mahdollisuuksia merenkäyntiominaisuuksien parantamiseen. Potkuri aluksen perässä kasvattaa vastusta imukentän paineen alenemisen vuoksi, joka johtuu virtauksen kiihtymisestä potkurin edessä. Tätä lisävastusta kutsutaan työnnönvähennykseksi. Suulakepotkurin avovesihyötysuhde on parempi kuin avopotkurilla, mutta suulakepotkurin korkeampi työnnönvähennys voi kumota tämän hyödyn eri kuormituksilla. Suulakkeen käytön hyötyjä tulee pohtia kokonaisvaltaisesti. Korkean kuormituksen potkureilla suositellaan pidempää suulaketta (esim.  $l/D=0.833$ ). Profiilin kaarevuus suositellaan  $f/l=0.05$  ja kulma  $\alpha_i = 12.7$ . Alusta alkaen on tiedetty suulakkeen ja potkurin lavan välisen mahdollisimman pienen välyksen tuovan kehitystä hyötysuhteeseen. Kavitaatoriskin vähentämiseksi suositetaan potkurin leveämpää lavan kärkeä. Tämän pohjalta kehitettiin Kaplan eli Ka-potkurisarja. (Van Manen 1954, 105; Van Manen 1957, 442; Oosterveld 1971, 23.)

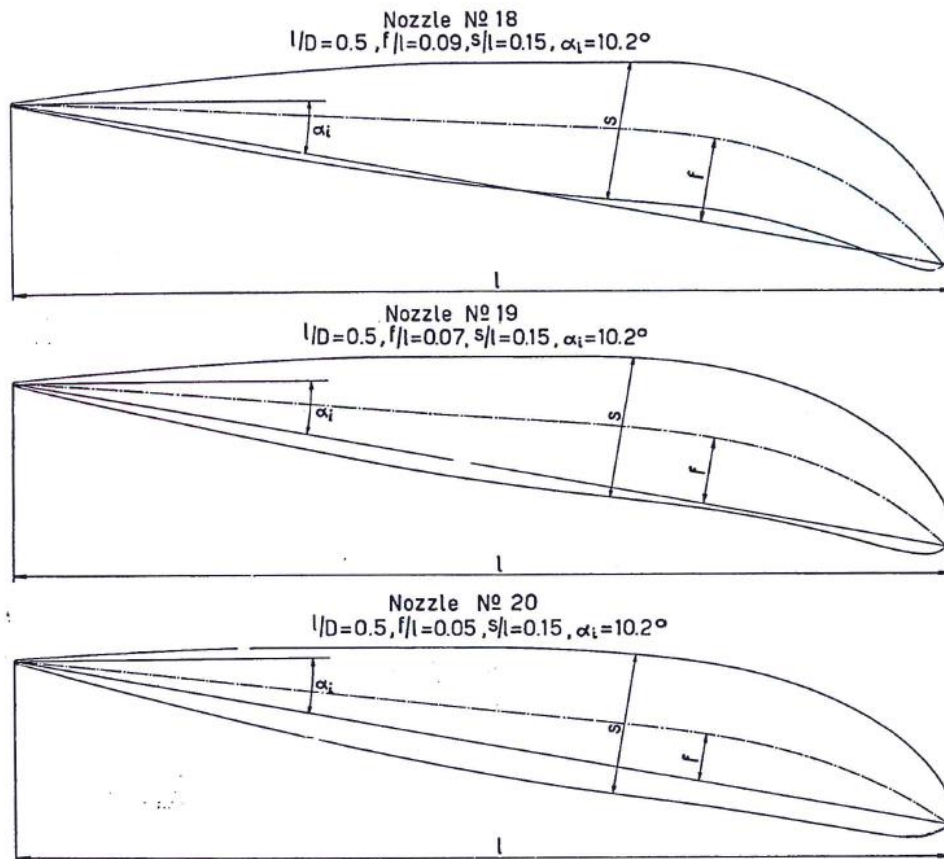


Kuvio 9. Suulakkeen pituuden vaikutus hyötysuhteeseen eri potkurikuormilla (Van Manen & Oosterveld 1966).

1959 julkaistussa tutkimuksessa Van Manen tutkii NSMB mallikoelaitoksen tuottamaa suulakeprofiilia, jonka ominaisuuksia ovat:

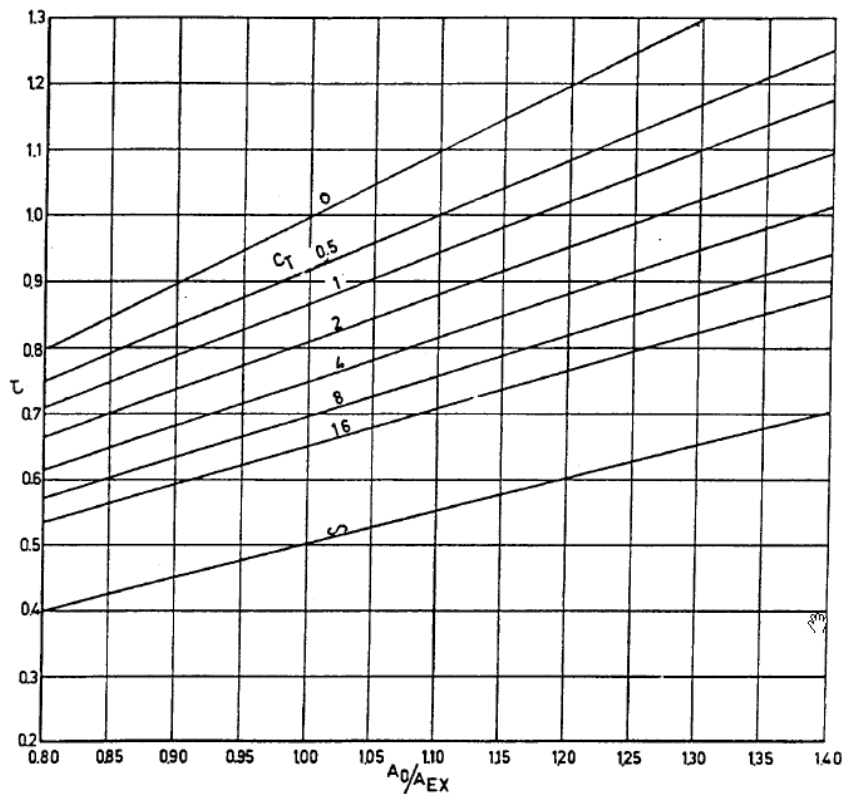
1. aksiaalinen sylinterimäinen suulakemuoto potkurin kohdalla
2. n.10 asteen kulma  $\alpha_i$  kärkisuoran ja akselilinjan välillä
3. paksuus-pituus-suhde  $s/l=0.15$
4. kaarevuuden vaihtelu toistaiseksi tutkitusta arvosta  $f/l=0.05$

K4-55-potkuri testattiin kolmessa suulakkeessa 18, 19 ja 20 (kuva 16). Näiden suulakkeiden suorituskyvyissä ei todettu merkittäviä eroja ja kaarevuus voi vaihdella merkittävästikin ilman hyötysuhteen romahtamista. Kuitenkin kaarevuus suhteen  $f/L$  ylittäessä arvon 0.09 tapahtuu virtauksen irtaantumista ja siten hyötysuhde romahtaa. Standardi suulake 19A on johdettu suulakkeesta 19. (Van Manen 1959, 95–104.)



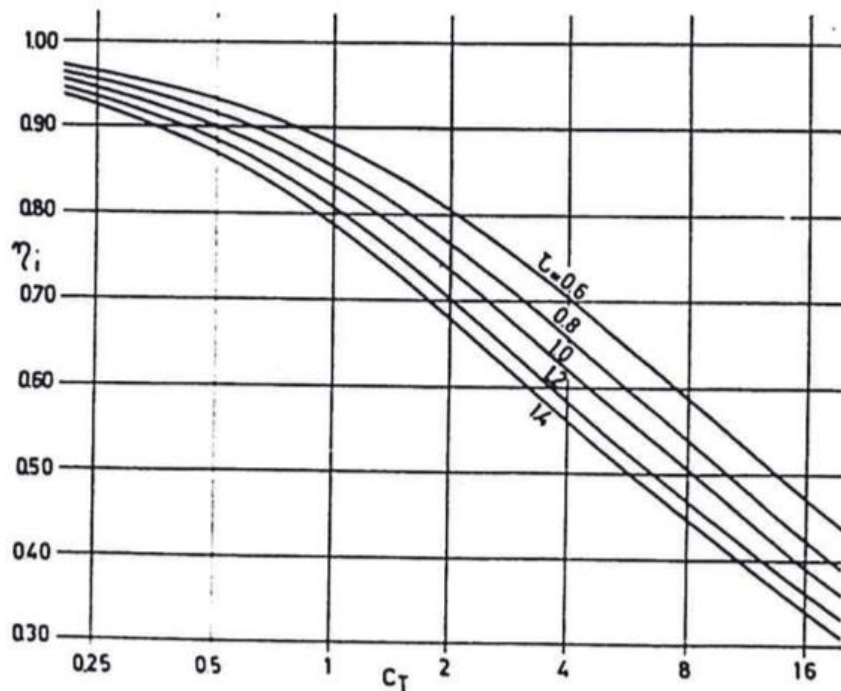
Kuva 16. Suulakkeiden 18, 19 ja 20 profiilit (Van Manen 1959).

Oosterveldin vuoden 1970 julkaisussa tutkitaan suhdetta työntökertoimen  $C_T$ , tau arvon  $\tau$  ja geometrian  $A_0/A_{EX}$  välillä (kuvio 10). Kaikista NSMB mallikoelaitoksella tehdyistä kokeista voidaan johtaa, että  $C_T$ ,  $\tau$  ja  $A_0/A_{EX}$  välillä on olemassa kiinteä suhde.  $A_0$  on potkurin rajaama pinta-ala ja  $A_{EX}$  suulakkeen poistumisala eli jättöreunan rajaama ala.



Kuvio 10. Suulakkeen geometrian, tau arvon ja työntökertoimen suhde (Maritime Research Institute Netherlands).

Kuvioista nähdään, että suulakkeen geometria-arvon  $A_0/A_{EX}$  laskiessa työnnön suhde  $\tau$  laskee työntökertoimen ollessa sama. Tällöin siirryttäessä kuvioon 11 huomataan, että systeemin hyötysuhde  $\eta_0$  puolestaan kasvaa tau arvon laskiessa samalla kuormalla. Hyötysuhde kuitenkin laskee kuorman kasvaessa samalla tau arvolla. Erilaisten suulakepotkuritestien perusteella systeemin ominaisuudet ovat vahvasti yhteydessä potkurin alan ja suulakkeen alan suhteeseen  $A_0/A_{EX}$ . Suulakkeen alan kasvaessa kasvavat myös sitä ympäröivät pyörteet ja suulake toimii niin sanotusti paremmin. Työnnön arvo suurenee sekä hyötysuhde paranee. Kuormituksen kasvaessa kasvaa kuitenkin myös vaara virtauksen irtaantumiselle. (Oosterveld 1970, 75–92; Oosterveld 1972, 302.)



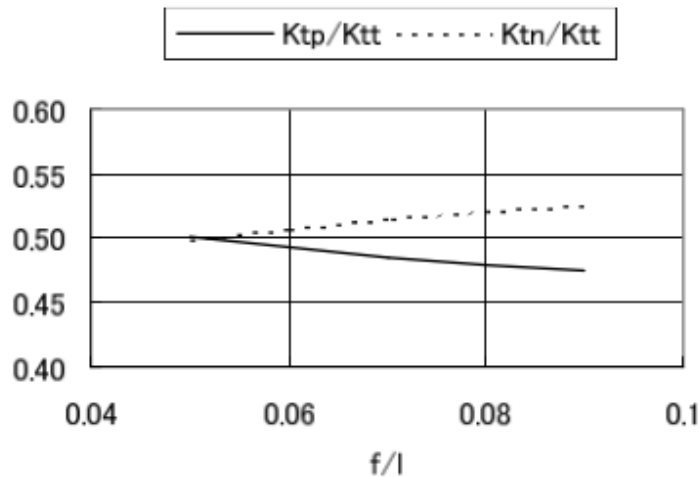
Kuvio 11. Suulakkeen hyötysuhteen, tau arvon ja työntökertoimen suhde (Oosterveld 1970).

Suulakkeen geometria-arvon  $A_0/A_{EX}$  ollessa suurempi kuin yksi tulee huomioida muun muassa huoltotoimenpiteet. Potkurin tulee olla irrotettavissa potkurilaitteesta ja suulakkeen ulostulon ollessa potkurin alaa pienempi tämä ei onnistuisi ilman suulakkeenkin irrottamista. Suulakkeet ovat usein hitsattuja rakenteita, mutta tässä tapauksessa sitä ei voisi käyttää, vaan suulake tulisi kiinnittää esimerkiksi pulttaamalla. (Timo Rauti, 7.2.2017.)

Muita huomioitavia asioita ovat virtauksen irtaantuminen, kavitaatio sekä vastus. Paalutilanteessa ( $C_T = \infty$ ) toimitaan äärimmäisessä kuormitustilanteessa, jossa tau arvo  $\tau$  on useimmiten noin 0,5 ja siten geometria  $A_0/A_{EX}$  lähentelee arvoa 1 (Maritime Research Institute Netherlands, 10).

Suulakkeiden 18, 19 ja 20 (kuva 16) kokonaistyönnön jakautuminen potkurille sekä suulakeelle nähdään kuvista 12. Eri suulakeprofiilien kaarevuus-arvot löytyvät kuvasta 16. Suulakkeella 20 työntö on jakautunut hyvin tasaisesti, eli sekä potkuri että suulake työntävät saman verran. Vaikkakin suulakkeen työntö kasvaa suulakkeilla 18 ja 19 profiilin kaarevuuden kasvaessa, niin potkurin työntö päinvastaisesti laskee lähes lineaarisesti. Kokonaisuudessaan korkeampi suulakkeen työntö tuottaa pienen kehityksen kokonaistyöntöön. Täten paalutilanteessa tulisi pyrkiä tau arvoon  $\tau \approx 0,5$ . Korkeammalla suulakkeen työnnöllä ja siten myös profiilin kaarevuus-arvolla kasvaa virtauksen indusoitu nopeus suulakkeen sisäpuolella. Potkurin työntö vähenee suhteessa kasvavaan virtauksen nopeuteen ja kohtauskulma potkurin lavoille alenee. Lavat eivät ole niin korkean kuormituksen alaisia ja siten virtauksen irtaantumisen riski potkurin lavoissa vähenee. Kuiten-

kaan kovin monimutkaisia suulakemuotoja ei ole kehitetty niiden korkeiden valmistuskustannusten vuoksi. Hydrodynaaminen kehitys ei yleisesti ole ollut kustannustehokasta. Muita vaikeuttavia tekijöitä suulakepotkurilaitteen kehittämiseksi ovat muun muassa suulakkeen ja potkurin välinen monimutkainen vuorovaikutus, kannattimet ja runkosovitteet. Nykyään tarkka CFD-laskenta ja kehittyneet kokeelliset menetelmät dynamometreineen (kuva 7) ovat käteviä työkaluja suunnittelussa. (Funeno 2009, 3–6.)



Kuvio 12. Suulakkeen ja potkurin työntön jakautuminen suulakkeilla 18,19 ja 20 (Funeno 2009).

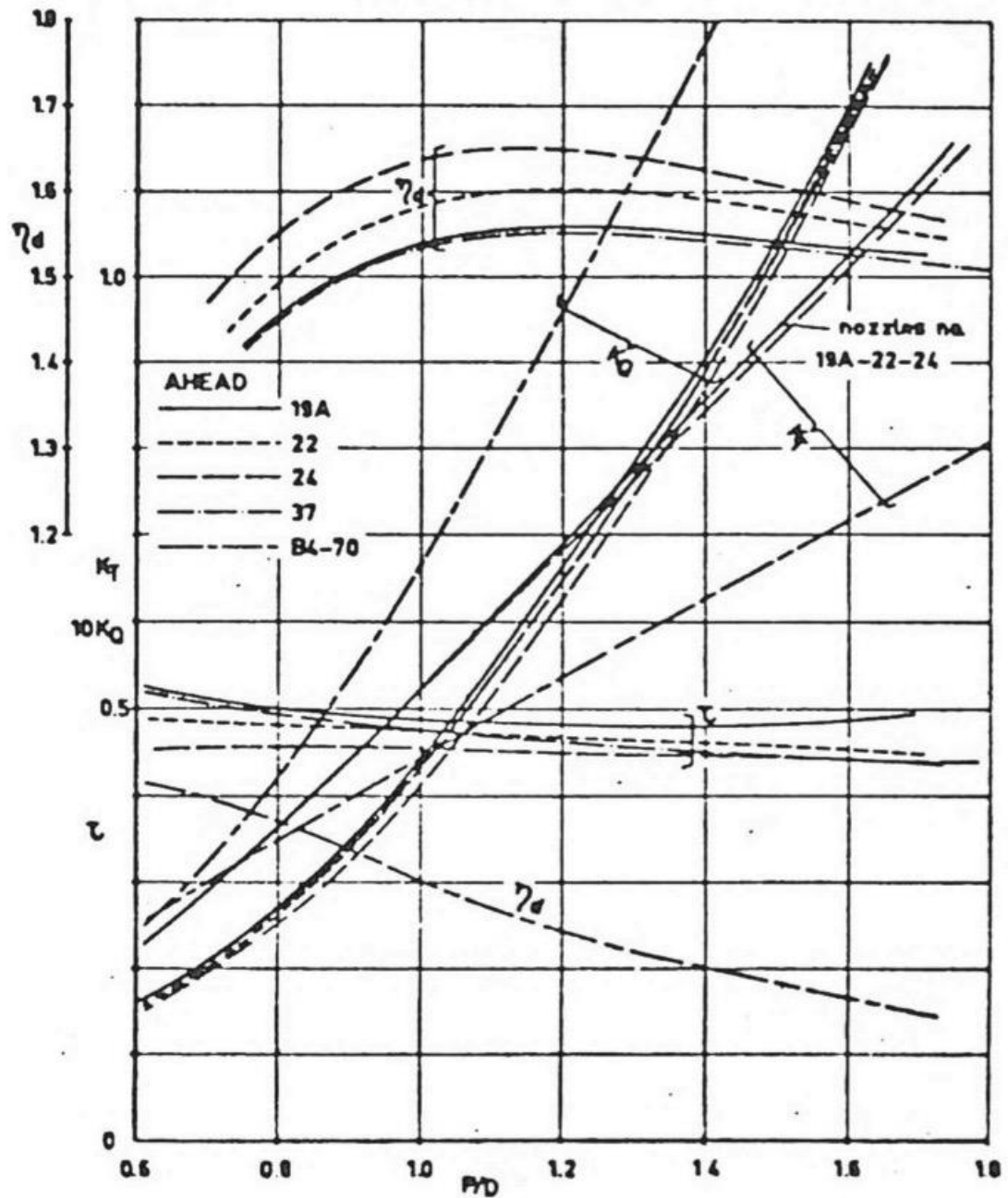
Kuviossa 12  $K_{tp}$  tarkoittaa potkurin työntöä,  $K_{tn}$  suulakkeen työntöä ja  $K_{tt}$  kokonaistyöntöä eli sekä potkurin- että suulakkeen yhteenlaskettu työntö.

## 5 SUULAKE ROLLS-ROYCE OY AB:N LAITTEESSA

### 5.1 Vaatimuksena työnnön maksimointi paalutilanteessa

Ajan saatossa kehittyneet suulakkeelliset propulsiolaitteet ovat olleet viime vuosina keskeinen osa muun muassa hinaajia, työntö- ja tutkimusaluksia. Jatkuvasti kuitenkin vaaditaan lisää niiden toiminnalta, kuten korkeampaa vapaa-ajon hyötysuhdetta ja parempaa paaluvetoa. Hydrodynaamiselta näkökannalta on kuitenkin huomattavasti vaikeampaa analysoida suulakepotkurilaitteen suorituskykyä esimerkiksi paalutilanteessa kuin tavanomaisen avopotkurin. Paaluvetotilanteessa etenemisluvku J on nolla eli aluksella ei ole nopeutta vaikka potkuri kuluttaakin paljon energiaa. Alhaisella etenemisluvulla potkurille tulevan virtauksen kulma on suuri sekä hyötysuhteen häviöt tulevat kitkan vuoksi suuriksi. Tällöin hyötysuhdekerroin lähentelee nollaa. Kitkahäviöt vähenevät etenemisluvun kasvaessa, joten paalutilanteessa tulee punnita hyötysuhteen merkityksen tärkeyttä, varsinkin jos ensisijaisena vaatimuksena on paaluvetodon maksimointi. Paalutilanteessa virtauksen kohtauskulma saavuttaa maksimiarvonsa ja vaarana voi olla sakkauskulman ylittyminen, sekä raskaan kuormituksen seurauksena kavitaatoriski. (Oosterveld 1965, 20; Funeno 2009, 1; Matusiak & Kanerva 2000, 8–9.)

Paalutilanteessa propulSION kehittämä työntö on tärkeää. Tällaisissa tilanteissa toimivien alusten, kuten hinausalusten on perusteltua käyttää suulaketta, jossa on suhteellisen paksu jättöreuna. Paksu jättöreuna kasvattaa vastusta, alentaa hyötysuhdetta, mutta lisää työntöä. Kuviosta 13 voidaan huomata merkittävä ero työnnön suuruudessa eri suulakkeiden ja avopotkurin välillä paalutilanteessa. Kuvioon on merkittynä erot hyötysuhteessa, työntökertoimessa, momenttikertoimessa sekä tau arvossa. Merkittävin syy kiihdyttävän suulakkeen lisäämisellä esimerkiksi hinaajien, troolarien ja työntöalusten perään on kokonaistyönnön kasvattaminen hinaamista tai työntöä varten. Suurin vaihtelu avopotkurin ja suulakepotkurin välillä onkin työntökertoimessa. (Oosterveld 1970, 46; Oosterveld 1972, 302.)



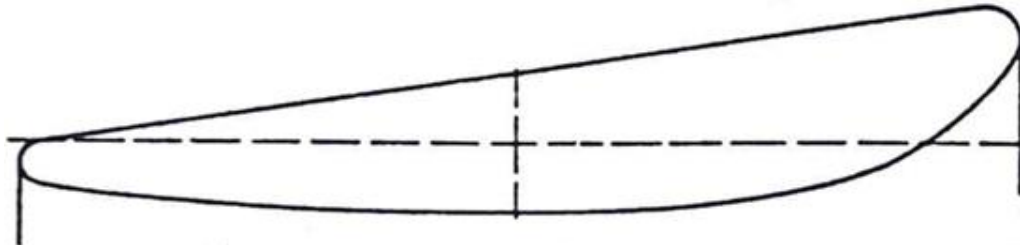
Kuvio 13. Eri suulakkeiden vertaaminen avopotkuriin nähden paalutilanteessa (Oosterfeld 1972).

Työntö ja työntö-teho suhteet eri suulakeprofiileille on annettu taulukossa 2. Taulukosta nähdään, että suulakkeet 19A ja 37 antavat noin 30 % enemmän työntöä paaluvetotilanteessa kuin avovesipotkuri. Suulakkeilla 22 ja 24 saavutetaan vielä 5 % ja 2,5 % enemmän työntöä kuin suulakkeella 19A.

		P = 2000 HP		P = 5000 HP	
		D = 2 m		D = 4 m	
		T (ton)	T/P (ton/HP)	T (ton)	T/P (ton/HP)
Nozzle No. 24	ahead	27.1	13.5	79.5	15.9
Nozzle No. 22	ahead	26.4	13.2	77.2	15.5
Nozzle No. 19A	ahead	25.9	12.9	75.7	15.1
Nozzle No. 37	ahead	25.8	12.9	75.4	15.0
B 4-70 screw series	ahead	18.2	9.1	51.6	10.3
Nozzle No. 19A	astern	15.3	7.7	44.7	8.9
Nozzle No. 37	astern	21.1	10.6	61.8	12.4
B 4-70 screw series	astern	13.8	8.2	41.0	6.9

Taulukko 2. Eri suulakkeiden työnnon arvoja paalutilanteessa (Oosterveld 1972).

Tarkasteltaessa vain paalutilannetta eteen (ahead) taulukon 2 mukaan eniten työntöä saadaan suulakkeelta 24 (kuva 17).



Kuva 17. Suulakkeen 24 profiili (Oosterveld 1972).

Tämän työn kannalta ei huomioida paaluvetoa taaksepäin, sillä Rolls-Royce Oy Ab:n potkurilaitteet kääntyvät ympäri. Ennen thrustereita aluksen peruutus toteutettiin kääntövaihteella, joka muutti potkuriakselin pyörimissuunnan.

## 5.2 PV- ja TK-suulakkeet

Nykyisin Rolls-Royce Oy Ab:n käytössä oleva TK-suulake tehtiin aiemmin käytössä olleen PV-suulakkeen pohjalta vastaamaan paremmin vaadittuja ominaisuuksia suula-kepropulsiolta. Näiden kahden Rolls-Roycen käyttöön kehitettyjen suulakkeiden ulko-



muotojen erot näkyvät kuvassa 18. Uutta suulaketta kehitettäessä tulee pitää ensisijaisesti mielessä kustannustehokkuus. Valmistuskustannusten tulee pysyä kurissa, jotta kilpailukyky säilyy. Tämä rajoittaa monimutkaisten muotojen kehittämistä.

### PV-Nozzle

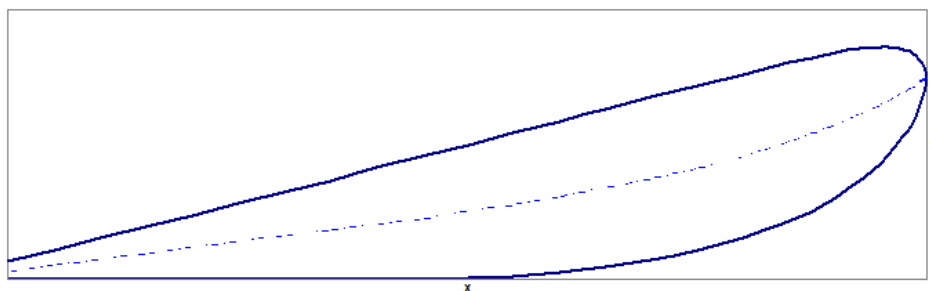


### TK-Nozzle

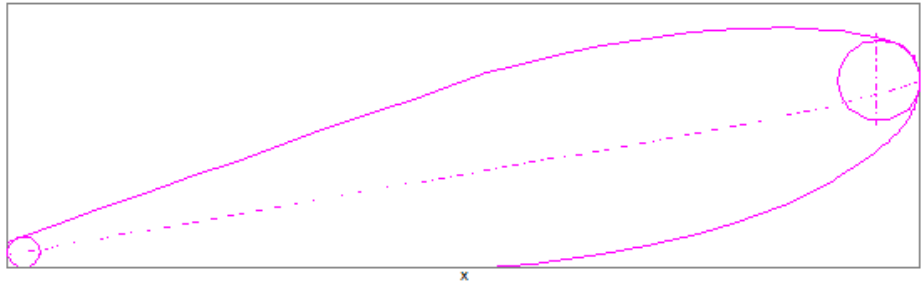


Kuva 18. PV- ja TK-suulake.

TK-suulakkeen kohdalla sisäpuoli on suunniteltu maksimaaliseen paalutyöntöön. Erot PV- ja TK-suulakkeiden geometrian välillä näkyvät kuvista 19 ja 20. TK-suulakkeen ulkopuoli on optimoitu korkeammille nopeuksille ehkäisten virtauksen irtaantumista ja tuotteen matalamman vastuksen verrattuna ”suoraselkämpään” PV-suulakkeeseen. Korkeampi kulma potkuriakselin ja kärkiviivan välillä vähentää painehuippuja. Paksumpi jätöreuna puolestaan aiheuttaa pienemmät erot tehon vaihteluissa paalutilanteen ja vapaa-ajon välillä. Siitä seuraa myös diesel-sähköisen kiinteäsiipisen propulsiosysteemin alemmat kierroslukujen vaihtelut paalutilanteen ja vapaa-ajon välillä. Säätäsiipipotkurin tapauksessa siitä seuraa pienemmät lapojen nousuvaihtelut, joka yleisesti tarkoittaa myös kavitaatoriskin pienentymistä. TK-suulake painaa 25 % vähemmän kuin PV-suulake, ja profiilin muodosta puolet on joko sylinterimäistä tai suoraa pintaa, joten se on myös kustannustehokas. (Rolls-Royce Oy Ab 2004.)

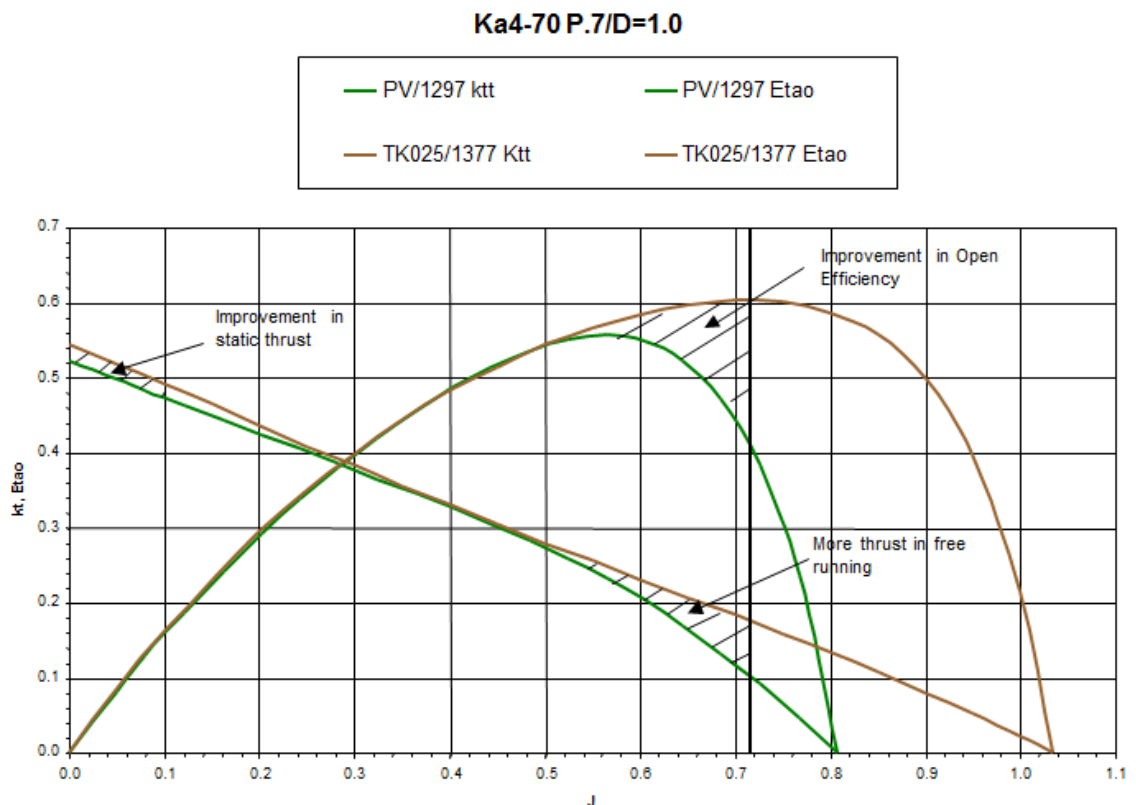


Kuva 19. PV-suulakkeen profiili (Rolls-Royce Oy Ab 2004).



Kuva 20. TK-suulakkeen profiili (Rolls-Royce Oy Ab 2004).

TK-suulakkeen voi sanoa toimivan matalilla nopeuksilla kiihdyttävänä suulakkeena ja korkeilla nopeuksilla virtausta hidastavana suulakkeena. TK-suulake antaa enemmän työntöä paalutilanteessa ja avovesiominaisuudet ovat huomattavasti parempia kuin PV-suulakkeen (kuvio 14). (Rolls-Royce Oy Ab 2004.)



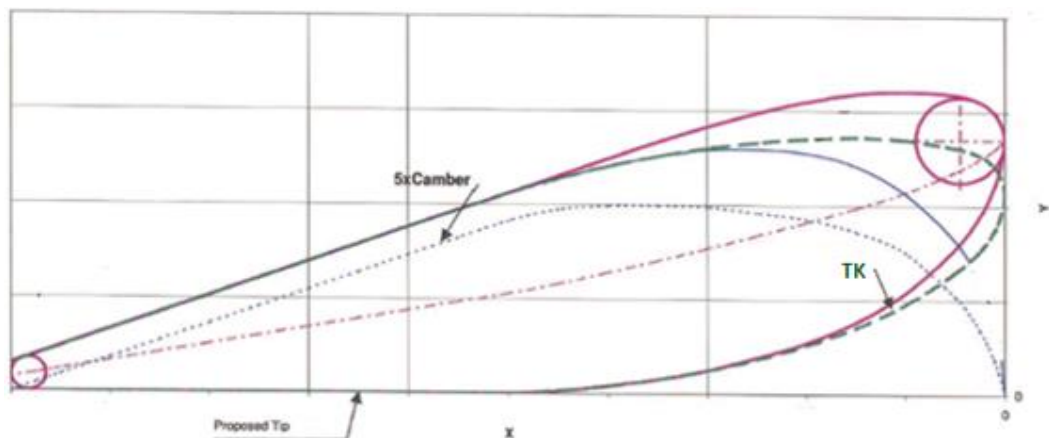
Kuvio 14. PV- ja TK-suulakkeen vertailua (Rolls-Royce Oy Ab 2004).

Avovesikäyrästä huomataan, että eniten kehitystä saadaan sekä hyötysuhteeseen että työntöön korkeammilla nopeuksilla eli etenemisluvun  $J$  ollessa noin 0.7. TK-suulaketta ei ole kehitetty vain paalutilanteeseen tai maksimaalista työntöä arjellen. TK-suulakkeen edut ovat siirryttäessä paalutilanteesta vapaa-ajoon eli aluksen nopeuden vaihdellessa.

### 5.3 Sovittaminen US 255 -laitteeseen

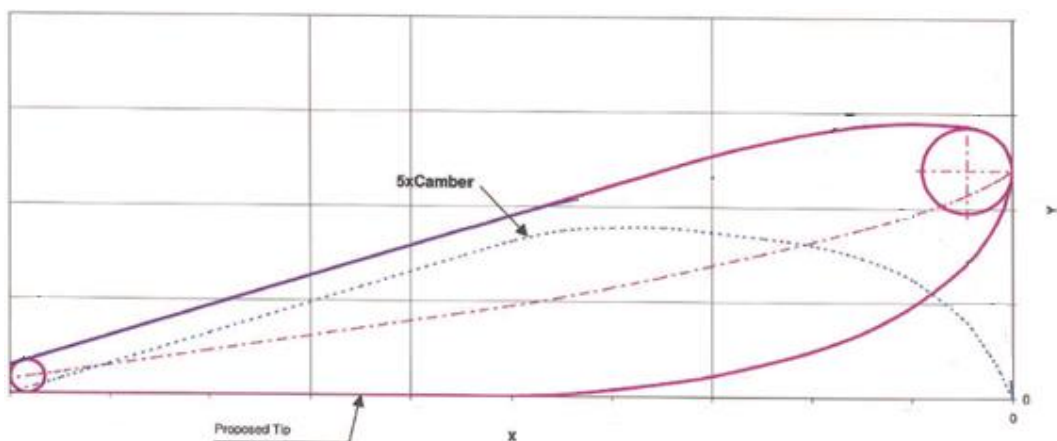
#### Suulakeprofiilin muodot paalutilanteen kannalta

Rolls-Royce Oy Ab on teettänyt mallikokeet jo aiemmin käytössä olleiden PV- ja TK-suulakkeiden lisäksi kolmella muulla eri suulakkeella. Nämä tiedot ovat salassa pidettäviä tiedostoja eikä siksi näytetä tässä opinnäytetyössä. Uusien suulakemuotojen (kuva 21 ja 22) pohjana on käytetty kahta paalutilanteessa suurimman työnnön tuottanutta suulakemuotoa näistä mallikoetuloksista.



Kuva 21. Suulakkeen RR-A profiili.

Uudet suulakemuodot on pyritty pitämään yksinkertaisina, jotta valmistuskustannukset pysyisivät kurissa. Esimerkiksi suulakkeen RR-B ulkoreuna on 70 % suoraa viivaa ja molempien suulakkeiden sisäreuna on TK-suulakkeen tapaan 50 % sylinterimäistä muotoa.



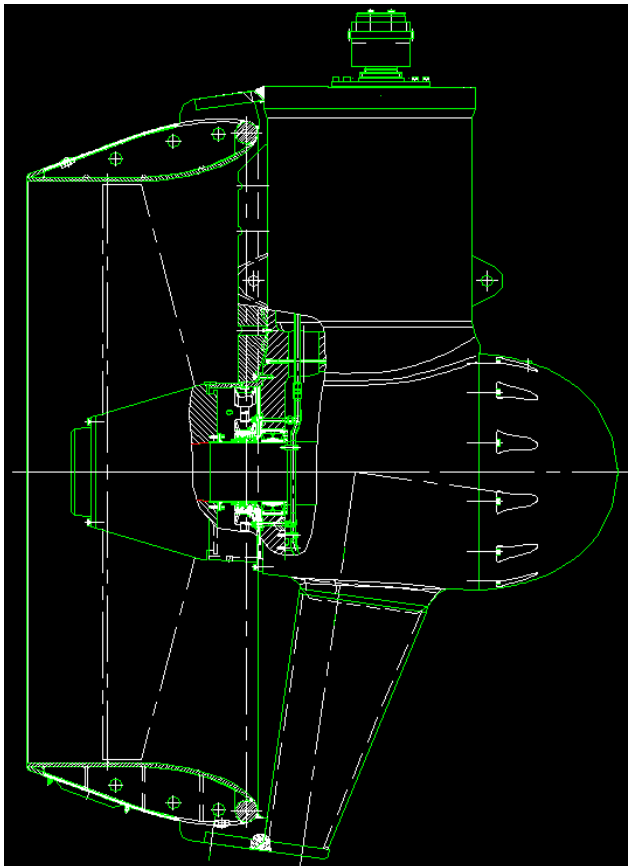
Kuva 22. Suulakkeen RR-B profiili.

Suulakkeen RR-A pituus on sama kuin TK-suulakkeella, mutta sillä on enemmän paksuutta sekä kaarevuutta, ja kulma  $\alpha_i$  on 3.2 astetta enemmän. Suulakkeella RR-B on TK-suulakkeeseen verrattuna enemmän pituutta, kaarevuutta sekä kulma teoriaosuudessaakin suosittu 12.7 astetta, joka on 1.6 astetta enemmän. Paksuutta TK-suulakkeella ja suulakkeella RR-B on lähes saman verran. Suulakkeet RR-A ja RR-B erottaa toisistaan pituus, paksuus sekä kulma. Kaarevuus on lähes sama. Suulakkeella RR-A on korkein kulma  $\alpha_i$ , joka on 1.6 astetta enemmän kuin suulakkeella RR-B.

### Suulakeprofiilin tarvitsemat muutokset US 255 -potkurilaitteeseen

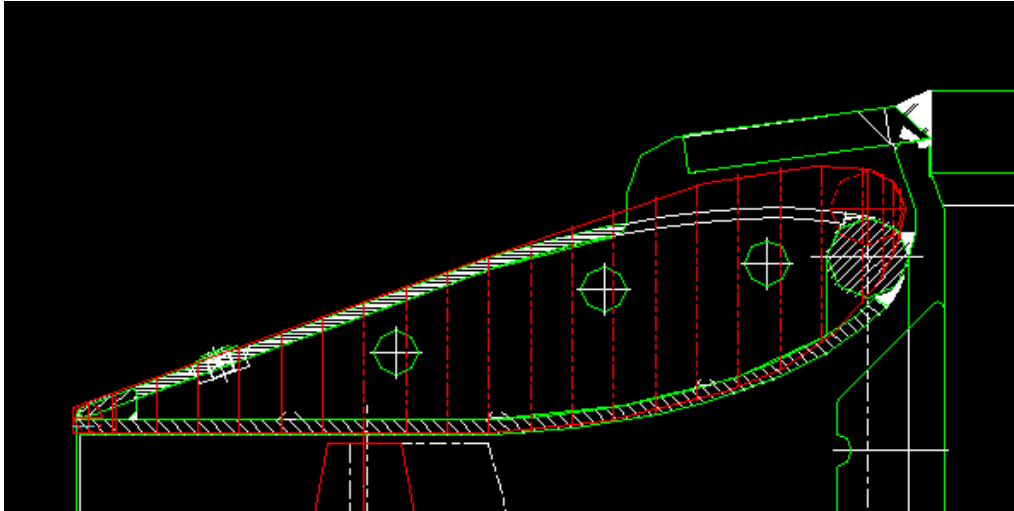
Tässä työssä tarkastellaan vain kiinteäsiipistä potkuria US 255 -laitteessa, 2800 mm potkurihalkaisijalla (kuva 23). US 255 -laite valittiin, koska se on suosituimpia Rolls-Royce Oy Ab:n toimittamia potkurilaitteita ja 2800 millimetriä on laitteen suurin potkurihalkaisija. Tällöin suulake on sopiva myös pienempiin, kuten 2600 mm potkurihalkaisijan laitteeseen. Isomman laitteen tuen ja suulakkeen väliin jäävä tila on ahtaampi, joten suulakeprofiiliin mahtuessa isompaan laitteeseen mahtuu se myös pienempään.

Uutta suulakeprofiilia suunniteltaessa tulee miettiä ja huomioida sen geometrian vaikutus US 255 -laitteeseen. Runkosovite, alarunko ja koneistus ovat muun muassa huomioon otettavia asioita. Pohjakaivo vaikuttaa suulakkeen pituuteen, alarunko paksuuteen tai kaarevuuteen, ja koneistus eroaa kiinteäsiipisen- sekä säätösiipisen potkurin kohdalla. (Ari Tammela, 16.2.2017.)



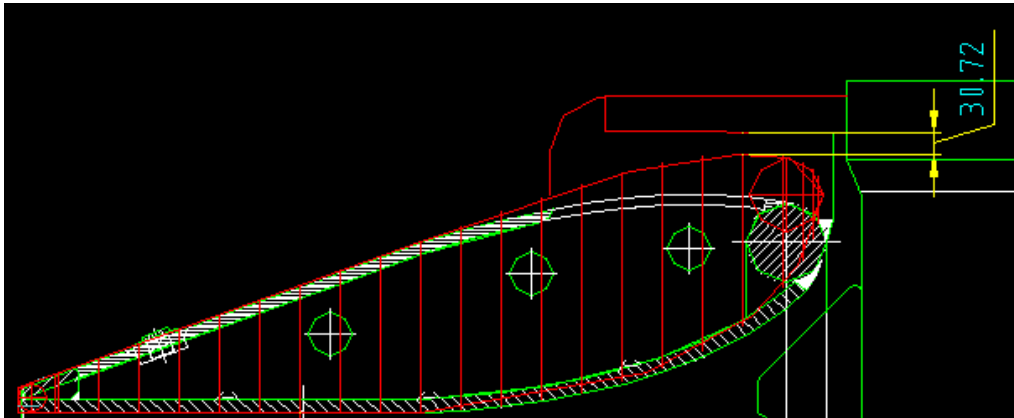
Kuva 23. TK-suulake US 255 -laitteessa.

Suulakemuodon RR-A lisäämisellä US 255 -laitteeseen ja TK-suulakkeen päälle (kuva 24) nähdään, että profiilin ja tuen väliin jäävä tila tulee hyvin ahtaaksi. Näin pienellä välillä kavitaatoriski kasvaa merkittäväksi ja asennus tulee haastavaksi. Kuvissa vihreällä näkyy alkuperäinen laite ja punaisella merkityt ovat laitteeseen tehtyjä muutoksia sekä profiilin muodot. (Ari Tammela 17.3.2017.)



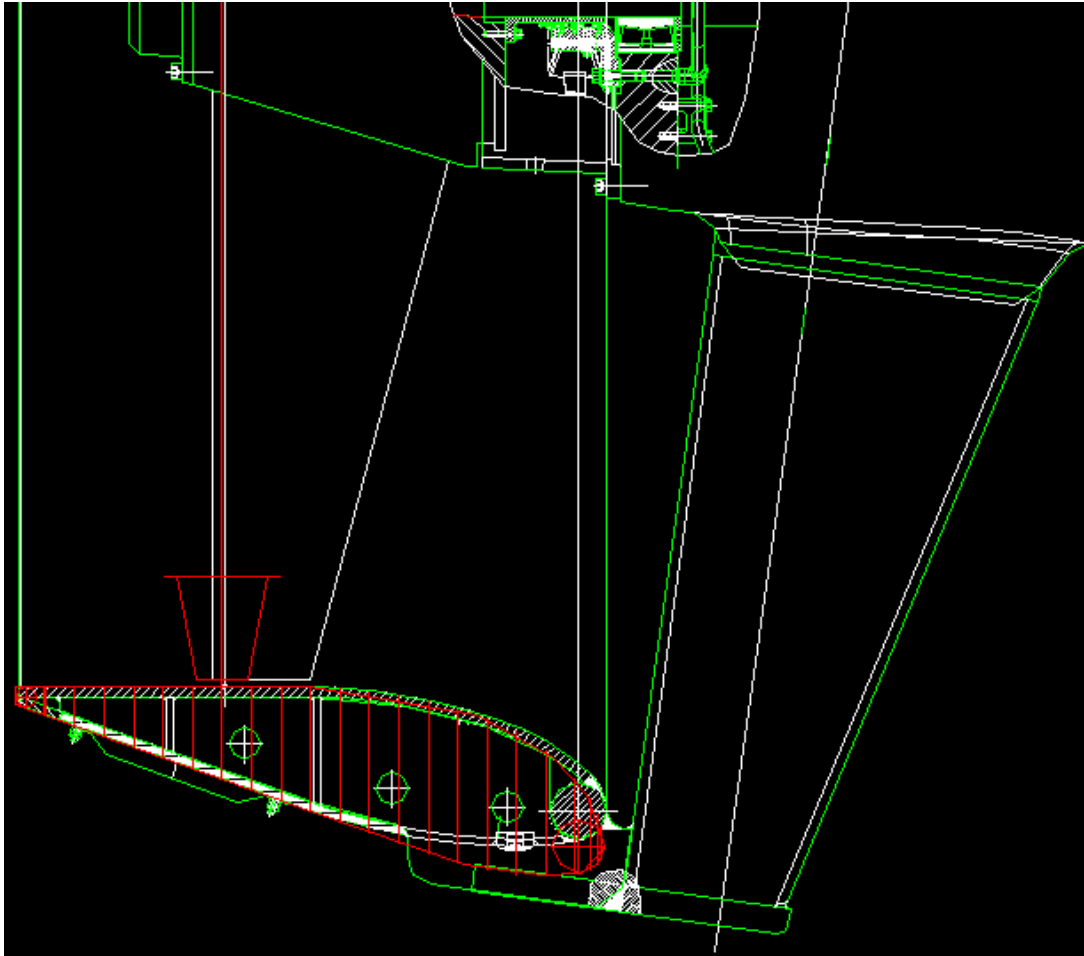
Kuva 24. RR–A-suulake US 255 -laitteessa.

Tuen levyä voidaan kuitenkin nostaa vaakatasoon niin, että väliin jää noin 30 millimetriä (kuva 25), jolloin asennus helpottuu ja tällä arvolla Rolls-Royce Oy Ab on aiemminkin toteuttanut suulakkeiden asennuksia.



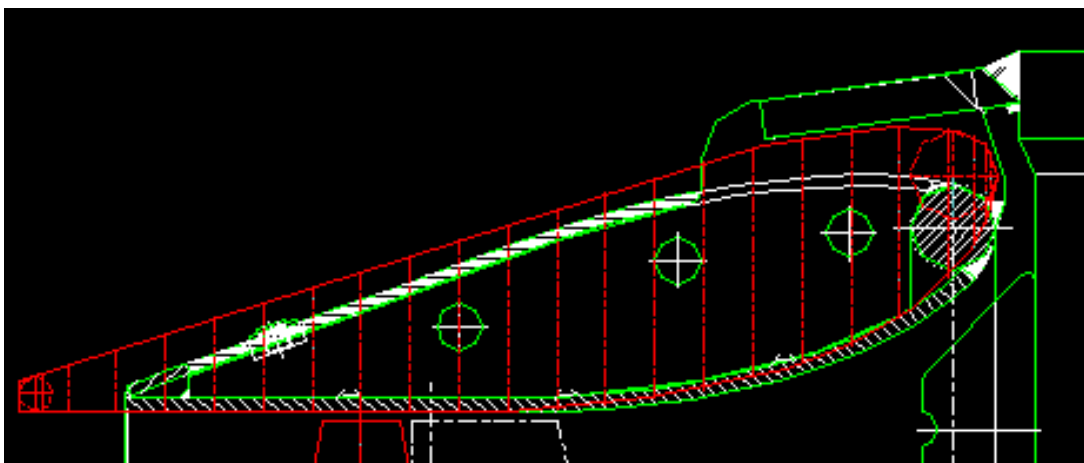
Kuva 25. RR–A-suulake US 255 -laitteessa, tuen paikkaa muutettu.

Suulakeprofiilin ahtaus näkyy myös evän kohdalla (kuva 26), joka voidaan ratkaista evän pituutta muuttamalla. Lavan kärjen paikka pyritään pitämään suulakkeen pituudesta 35 %:n kohdalla ja RR-A profiilin ollessa US 255 -laitteessa tämä toteutuu ilman muutoksia, sillä suulake on yhtä pitkä kuin TK-suulake.



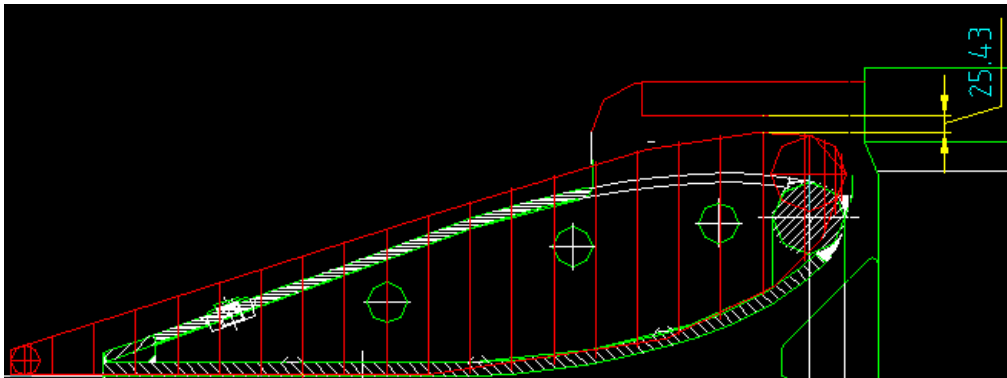
Kuva 26. RR–A-suulake US 255 -laitteessa evän kohdalla.

Suulakemuodon RR-B lisäämisellä US 255 -laitteeseen (kuva 27) nähdään, että profiilin ja tuen väli tulee entistä ahtaammaksi.



Kuva 27. RR–B-suulake US 255 -laitteessa.

Tehtäessä sama kuin RR–A-suulakkeen kohdalla eli tuomalla tuen levy vaakatasoon, saadaan väliksi vain noin 25 millimetriä (kuva 28). Levyn ja tuen väliin jäävä tila on virtauksen kannalta liian vähän. Paalutilanteessa potkurille tuleva virtaus on tärkeää ja siten saadaan haluttua työntöä aikaiseksi.



Kuva 28. RR–B-suulake US 255 -laitteessa, tuen paikkaa muutettu.

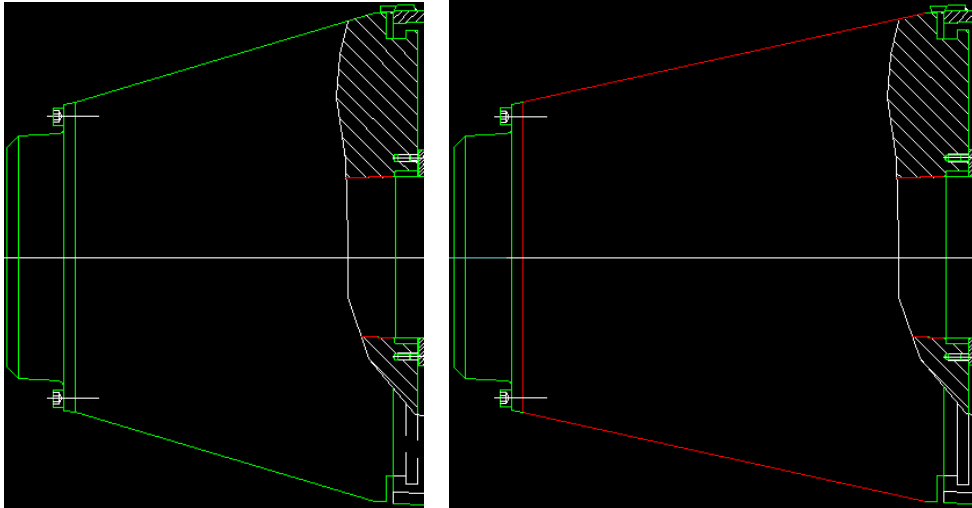
Tämä voidaan ratkaista kasvattamalla alarungon pituutta esimerkiksi 1800 millimetristä 2000 millimetriin, jolloin tukeakin saadaan ylöspäin (liite 1). Alarunkoa kasvatettaessa kannattaa hammaskytäkintäkin nostaa saman verran, jotta väliosaa ei muuttuisi, vaan pelkästään alahammaspyörästä. Mikäli alarunkoa nostaa ja hammaskytäkimen jättää entiselle paikalleen pitää väliosaa akselistoa muuttaa. Ihanneltilanteessa saman kokoluokan laitteiden eri osat sopisivat aina yhteen, eli kehitettäessä erikseen alarunko paalutilanteeseen tulisi sen sopia nykyiseen välirunkoon. Täten uusi alarunko ei vaadi myöskin uutta väliosaa ja pysyy vain alarungon moduulin muutoksissa. (Ari Tammela 17.3.2017.)

RR–B-suulake ei sovellu nykyiseen standardi pohjakaivosovitukseen (liite 2) vaan tämän profiilimuodon kohdalla vaaditaan kokonaan uusi pohjakaivorakenne. US 255 -laite RR–B-suulakkeella ei mahdu pohjakaivon linjojen sisälle, jolloin laitteen asennus laivaan ei ole mahdollista. (Ari Tammela, 17.3.2017.)

Aiemmin mainittu lavan kärjen paikka suulakkeessa, eli 35 %:n kohdalla suulakkeen pituudesta, vaikuttaa potkurilaitteeseen suulakkeen RR-B kohdalla huomattavasti enemmän kuin RR–A-suulakkeen. Suulake RR-B on TK-suulaketta pidempi, joten potkurin lavan kärkeä täytyy pystyä siirtämään. Pelkkä lapakulman muuttaminen siten, että lavan kärjen paikka olisi 35 % suulakkeen pituudesta vaikuttaa valmistusteknisiin asioihin. Valaminen tulee hankalaksi, kun potkuri niin sanotusti ”roikkuu” navan alapuolella. Tässä työssä säilytetään lapakulma ja muutos pitää tehdä muulla tavoin. Vaihtoehtoisiksi jäävät:

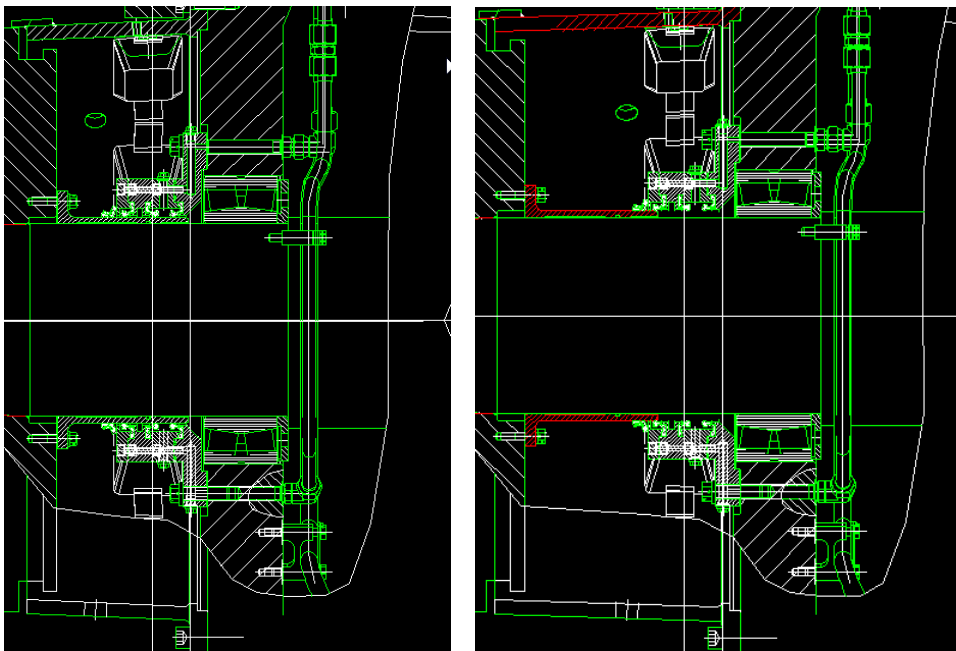
1. Navan pidentäminen
2. Jatkettu potkuriakseli juuri ennen napaa tiivisteen kohdalta
3. Jatkettu potkuriakseli tukilaakeria siirtämällä
4. Alusta alkaen uudelleen suunniteltu alarunko vain tätä suulaketta ajatellen. (Ari Tammela, 17.3.2017.)

Navan pidentämisen (kuva 29) seurauksena tarvitaan pidempi potkuriakseli. Navan kasvattaminen vaaditun verran tuo lisää painoa noin 370 kg. Tämä olisi helppo ratkaisu, joka ei vaadi alarungon muuttamista, mutta navan kasvattamisen vaikutusta painoon sekä kääntömomenttiin tulisi tarkastella. (Ari Tammela 17.3.2017.)



Kuva 29. Potkurin napa sekä RR–B-suulakkeelle pidennetty napa.

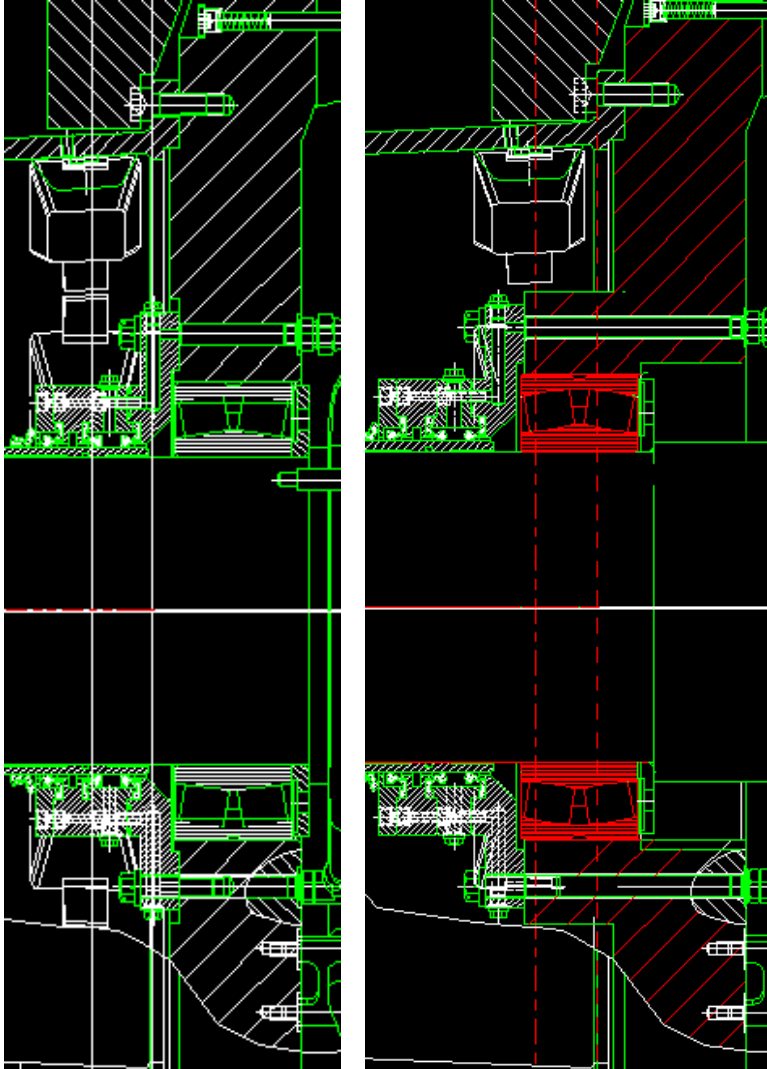
RR–B-suulakkeen vaatiman pituuden kasvattaminen potkuriakselin tiivisteiden kohdalta (kuva 30) vaatii uuden potkuriakselin ja siten alarunko muuttuu. Tämä ratkaisu vaatii laskemaan laakerivoimat uudelleen. Käyttämällä samaa potkuriakselin tiivistettä kuin nykyisessä US 255 -laitteessa on, joudutaan alarunkoa muuttamaan, mutta alahammaspyöräpari säilyy samana. (Ari Tammela, 17.3.2017.)



Kuva 30. Potkuriakseli sekä RR–B-suulakkeelle pidennetty akseli tiivisteiden kohdalta.



Tukilaakeria siirtämällä jatkettu potkuriakseli (kuva 31) vaatii jatkopalan eli siten myös uuden potkuriakselin, sekä alarungon muuttamisen. Tämä olisi laakerivoimien kannalta suotuisin vaihtoehto, jos nykyisestä alarungosta muokataan RR-B-suulakkeelle optimaalisinta rakennetta. (Ari Tammela, 17.3.2017.)



Kuva 31. Potkuriakseli sekä RR-B-suulakkeelle pidennetty akseli laakeria siirtämällä.

Kuvat ovat karkea esitys laitteen muutoksista ymmärtämisen helpottamiseksi eikä niitä ole tehty yksityiskohtaisesti.

## 6 TYÖN TULOKSET

### 6.1 Kirjallisuuden yhteenveto

Hyötysuhde riippuu osittain suulakkeen kehittämästä työnnöstä, joten tau arvo  $\tau$  eli työntösuhde on tärkeä suure. Samalla kuormituksella työntösuhdetta pienentämällä saadaan parempia hyötysuhteen arvoja. Työntösuhde pienenee suulakkeen työnnön arvon kasvaessa. Työntösuhteen ylittäessä arvon yksi ollaan niin sanotussa dynaamisessa paineessa ja suulake kehittää negatiivista työntöä. Arvon ollessa tasan 1 on kyseessä avopotkuri, jossa ei ole suulaketta kehittämässä työntöä. (Oosterveld 1966, 528.)

Profiilin muodon sekä pituuden valinta riippuu vaatimuksista, mutta huomioon otettavia asioita ovat muun muassa hyötysuhde, virtauksen irtaantuminen, kavitaatio ja tukirakenteet. Virtauksen irtaantuminen suulakkeella aiheuttaa hyötysuhteen romahduksen ja vastuksen jyrkän kasvun. Profiilin paksuutta ja etenkin jättöreunan paksuutta kasvattamalla saadaan suurempia työnnön arvoja hyötysuhteen kustannuksella. Hyötysuhde siis alenee ja vastus kasvaa, mutta jättöreunan paksuutta muuttamalla voidaan saada paalutilanteeseen merkittävää työntöä lisää. Kaarevuus voi vaihdella merkittävästikin ilman hyötysuhteen romahtamista, mutta  $f/l$  arvon ylittäessä 0.09 tapahtuu virtauksen irtaantumista. Yleisenä kaarevuus arvon suosituksena pidetään noin 0.05. Suulakkeen pituudella suhteessa potkurihalkaisijaan on vaikutusta paitsi hyötysuhteeseen niin myös työntöön. Korkeilla potkurikuormilla suositellaan käytettäväksi pidempää suulaketta, mutta  $l/D$  suhteen ei tulisi ylittää arvoa 1, sillä kitkavastus aiheuttaa liikaa hyötysuhteen menetyksiä. (Van Manen 1959, 104; Van Manen & Oosterveld 1966, 531; Oosterveld 1970, 20–46.)

Suulakepotkurisysteemin ominaisuudet ovat vahvasti yhteydessä myös geometria-suureeseen  $A_0/A_{EX}$ . Suulakkeen alan kasvaessa kasvavat myös pyörteet ja siten suulake ikään kuin toimii paremmin, eli työntö suurenee ja hyötysuhde paranee. Kuormituksen kasvaessa tulee kuitenkin jälleen kyseeseen riski virtauksen irtaantumiselle. Paaluveto-tilanteessa toimitaan äärimmäisessä kuormitustilanteessa ja tau arvon tulisi lähennellä 0.5 sekä geometria-arvon 1. Kokonaisuudessaan korkeampi suulakkeen työntö suhteessa potkurin työntöön tuottaa pienen kehityksen kokonaistyönnön arvoon. (Oosterveld 1972, 302; Maritime Research Institute Netherlands, 10.)

Suulake voi tarjota muitakin etuja kuin työnnön kasvua, kuten kavitaatoriskin pieneminen epätasaisessa virtauskentässä, värähtelyiden välttäminen ja merenkäyntiominaisuuksien paraneminen. Jokainen tilanne tulisi tarkastella erikseen, sillä suulakepotkurin avovesihyötysuhde on parempi kuin avopotkurin, mutta korkeampi työnnönvähennys voi kumota tämän hyödyn. (Van Manen 1957, 442; Oosterveld 1971, 23.)

## 6.2 Työn tulosten arviointi

Kiihdyttävällä suulakepotkurilla voidaan saavuttaa jopa 60 % parempi työnnön arvo kuin avopotkurilla paalutilanteessa (Matusiak 2005, 108). Optimaalisen suulakeprofiilin saavuttamiseksi tulisi olla teoreettisia tutkimuksia, laskelmia sekä systemaattisia kokeiluja eli mallikoetuloksia (Oosterveld 1970, 10).

Nykyisin Rolls-Royce Oy Ab:n käytössä olevalla TK-suulakkeella on saavutettu aiemmin käytössä olleeseen PV-suulakkeeseen verrattuna paremmat ominaisuudet korkeammilla nopeuksilla, mutta ei niin merkittävää kehitystä paalutilanteessa. Tässä työssä otettiin tarkasteluksi nimenomaan paalutilanne ja millaisella geometrialla saavutettaisiin maksimaalista työnnön arvoa. Tuloksina saadut profiilimuodot eroavat nykyisestä TK-suulakkeesta eniten ulkoreunaltaan. Suulakkeiden RR-A ja RR-B ulkoreunat ovat suorina, kun taas TK-suulakkeella on pyöreyttä. Paalutilannetta ajatellen ulkoreunan pyöreyttä ei tarvita. Työn tuloksia rajoitti kuitenkin CFD-laskennan sekä mallikokeiden puuttuminen. Tuloksiin päädyttiin kirjallisuuden tietoperustan ja olemassa olevien testituloksien perusteella.

RR-A profiilin kohdalla ei tarvitse nykyisen potkurilaitteen rakenteeseen tehdä lähes ollenkaan muutoksia, mutta paalutilanteessa saavutetaan parempia työnnön arvoja kuin nykyisellä TK-suulakkeella. Maksimaalista työnnön arvoa ajatellen nykyiseen laitteeseen olisi tehtävä muutoksia, josta syntyi työn tuloksena toinen pidempi profiilimuoto RR-B. Potkurin lavan kärjen sijainti 35 % kohdalla suulakkeen pituudesta haluttiin säilyttää valmistusteknisten asioiden vuoksi, joten pituuden kasvaessa nykyisestä suulakkeesta, jouduttiin pohtimaan rakenteellisia vaikutuksia potkurilaitteeseen. Ratkaisuksi saatiin navan pidentäminen, jatkettu potkuriakseli tiivisteen kohdalta, jatkettu potkuriakseli tukilaakeria siirtämällä tai kokonaan uusi niin sanottu paalutilanne-alarunko tälle suulakkeelle. Näistä muutoksista tulisi tarkastella ainakin kääntömomentin arvon muuttumista, painon lisääntymisen vaikutusta ja laakerivoimia.

Kovin monimutkaisia suulakemuotoja ei voitu kehittää niiden korkeiden valmistuskustannusten vuoksi. Valmistuskustannukset tulee pitää mielessä, jotta kilpailukyky säilyy. Hyötysuhteesta voidaan ja tuleekin tinkiä paremman työnnön saavuttamiseksi. Hydrodynaaminen kehitys ei ole ollut yleisesti kustannustehokasta, ja siten suulakeprofiilien geometrioissa ei esiinny kovin radikaaleja muutoksia.

## 7 LOPUKSI

Tärkeitä lähdetietoja potkurisuunnittelussa ovat avovesikokeet, joten uutta suulakemuotoa kehitettäessä tulisi olla mahdollisuus mallikokeisiin. Työskentelyä ja varsinkin lopputulosta vaikeuttivat tämän mahdollisuuden ja CFD-laskennan puuttuminen. Lähdemateriaaleja oli hyvin saatavilla mutta enimmäkseen melko vanhoja julkaisuja. Viime aikoina suulakeprofiilien muotoja ei liene tutkittu tai ne ovat mahdollisesti potkurilaitteiden valmistajien salassa pidettäviä tiedostoja. Julkaisuissa oli paljon samaa sekä samoja kirjoittajia. Lähteissä esiintyi samat profiilimuodot eikä niiden kaikkien parametrien arvoja ollut saatavilla, mikä hankaloitti myös työskentelyä. Kuitenkin olemassa olevasta kirjallisuudesta ja tehdyistä mallikokeista saatiin tietoperusta suulakeprofiilin eri parametrien vaikutuksista suulakepropulsion toimintaan. Työn tuloksina saatiin kaksi uutta profiilimuotoa.

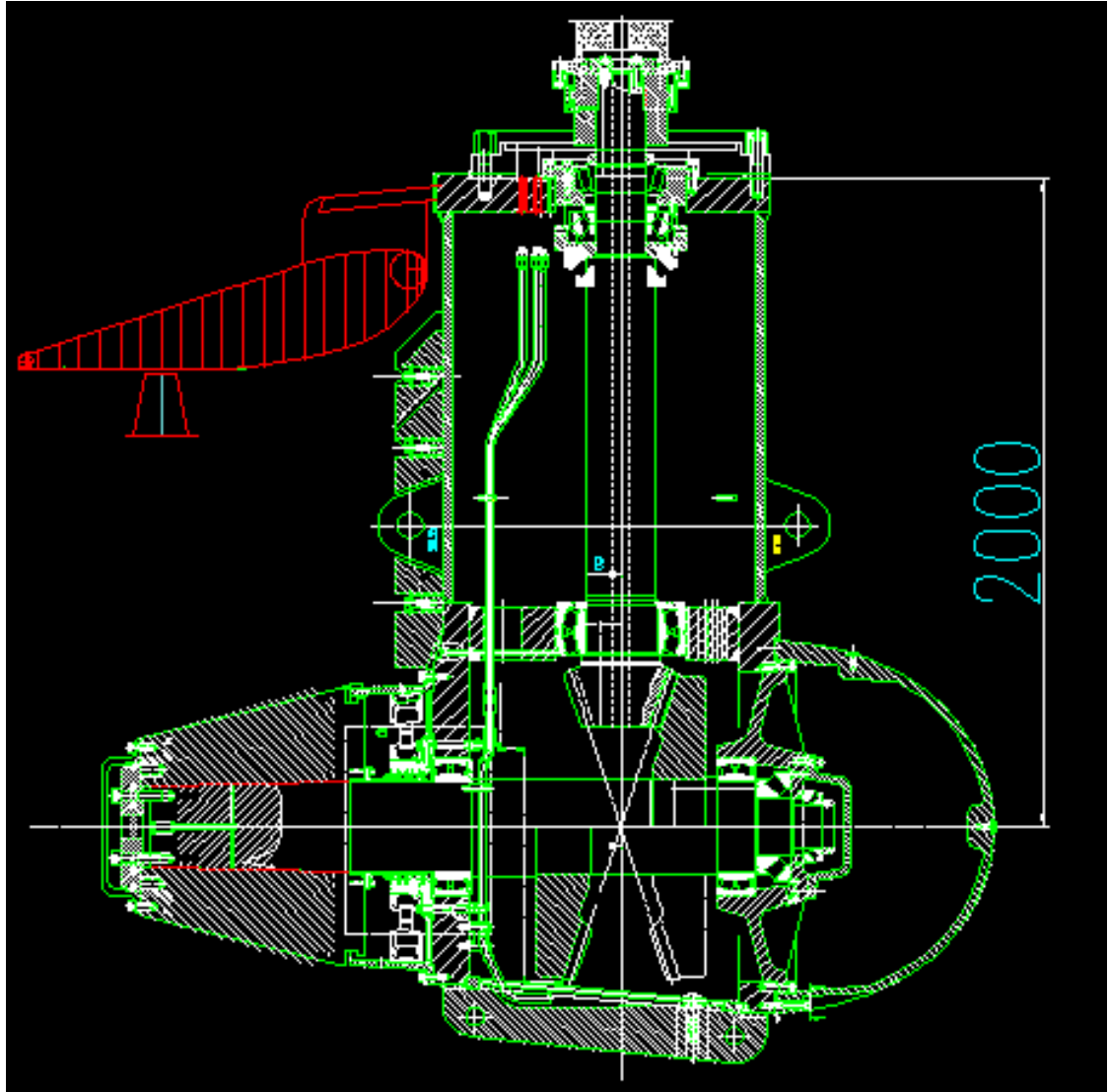
Muita vaikeuttavia tekijöitä suulakepotkurilaitteen kehittämiseksi ovat muun muassa suulakkeen ja potkurilaitteen välinen monimutkainen vuorovaikutus, kannattimet ja runkosovitteet. Jatkokehityksenä tämän päättötyön pohjalta voisi jatkaa näiden tarkastelulla. Työ rajattiin myös vain US 255 -potkurilaitteeseen ja kiinteäsiipiseen potkuriin, joten muut Rolls-Royce Oy Ab:n potkurilaitteet ja säätösiipipotkurit jäivät jatkotutkimuksiin. Uusien profiilimuotojen vaikutukset potkurilaitteeseen tulisi tutkia tarkemmin ja eri rakenteellisten muutoksien kannattavuus punnita, sekä valmistustekniset asiat huomioida. RR-B-suulakeprofiilin muotoa voitaisiin lähteä työstämään entistä paremmaksi paaluvetotilanteeseen mallikokeiden ja CFD-laskennan avulla.

Opinnäytetyö oli mielenkiintoinen ja opettava. Työn tuloksia voidaan käyttää yleisenä oppaana suulakeprofiilin geometrian eri parametrien vaikutuksista suulakepropulsion toimintaan. Lähdemateriaalien määrä oli sekä työtä helpottava että vaikeuttava tekijä. Kirjallisuudessa oli tietoa suulakepropulsiosta hyvin laajalti, joten työtä tehdessä piti kiinnittää enemmän huomiota, jotta se pysyisi aiheessa, mutta toisaalta tietoa oli hyvin saatavilla.

## LÄHTEET

- Carlton, J.S. 2007. Marine Propellers and Propulsion. Second edition. Global Head of Marine Technology and Investigation, Lloyd's Register.
- Funeno, I. 2009. Hydrodynamic optimal design of ducted azimuth thrusters.
- Kerwin, J.E. 2001. Lecture notes hydrofoils and propellers.
- Lewis, E.W. Editor. 1988. Principles of Naval Architecture. Second revision. Stability and Strength.
- Maritime Research Institute Netherlands. Ducted propellers. Viitattu 16.2.2017. Rolls-Royce Oy Ab sisäinen tietokanta.
- Matusiak & Kanerva kirjassa Räisänen, P. (toim.) 2000. Laivatekniikka. Modernin laivanrakennuksen käsikirja. Turku. Turun ammattikorkeakoulu.
- Matusiak, J. 2005. Laivan propulsio. 6. laajennettu ja korjattu painos.
- Oosterveld, M. W. C. 1970. Wake adapted ducted propellers. Julkaisu nro. 345.
- Oosterveld, M.W.C. & Van Gent, W. 1983. Ducted propeller systems and energy saving.
- Oosterveld, M.W.C. 1965. Series of model tests on ducted propellers.
- Oosterveld, M.W.C. 1971. Investigations on different propeller types.
- Oosterveld, M.W.C. 1972. Ducted propeller systems suitable for tugs and pushboats.
- Rolls-Royce Oy Ab. 2004. Viitattu 16.2.2017. Yrityksen sisäinen tietokanta.
- Rolls-Royce Oy Ab. 2011. Viitattu 17.1.2017. Yrityksen sisäinen tietokanta.
- Rolls-Royce Oy Ab. 2016. Yritysesittely. Viitattu 19.12.2016. Intranet.
- Van Manen, J.D. & Oosterveld, M.W.C. 1966. Analysis of ducted propeller design.
- Van Manen, J.D. 1954. Open water test series with propellers in nozzles.
- Van Manen, J.D. 1957. Fundamentals of ship resistance and propulsion.
- Van Manen, J.D. 1957. Recent research on propellers in nozzles.
- Van Manen, J.D. 1959. The design of screw propellers in nozzles.
- Zondervan, G.J.; Hoekstra, M. & Holtrop, J. 2006. Flow analysis, design and testing of ducted propellers.

## US 255 -laitteen alarungon pituuden kasvattaminen



## Pohjakaivon sovittaminen RR-B-suulakeprofiiliin

