

KYMENLAAKSON AMMATTIKORKEAKOULU

Veneteknologian koulutusohjelma

Ben Landgrén

Vesisuihkuvetolaitteen aiheuttamien voimien välitys veneen runkoon

Insinööri työ 2015

TIIVISTELMÄ

KYMENLAAKSON AMMATTIKORKEAKOULU

Veneteknologia

LANDGRÉN, BEN

Vesisuihkuvetolaitteen aiheuttamien voimien välitys veneen runkoon

Insinööriytyö

66 sivua + 31 liitesivua

Työn ohjaaja

Lehtori Terho Halme

Toimeksiantaja

Alamarin-Jet Oy

Maaliskuu 2015

Avainsanat

Vene, vesisuihkuvetolaite, elementti-analyysi, virtauslaskenta, alumiini, väsymislujuus, vetolaite, hyötysuhde, propulsio

Tämän insinööriytyön tutkimuksen aiheena ovat vesisuihkuvetolaitteen aiheuttamat voimat. Tarkastelun osalta erityisasemassa on Alamarin-Jetin AJ 245 vetolaite ja sen monipuoliset asennustavat. Työn tavoitteena on selvittää vesisuihkupropulsioon aiheuttamat voimat, niihin vaikuttavat tekijät ja niiden synnyttämät jännitykset veneen rungossa. Jännityksiä vertaillaan veneen rungon materiaaliin ominaisuuksiin, sekä standardien asettamiin sallittuihin jännitysarvoihin.

Näiden selvittämiseksi työssä hyödynnetään useita eri menetelmiä. Virtauslaskentaa käytetään määrittämään tilavuusvirtaa sekä työnnönvähennykerrointa. Vetolaitteen aiheuttamat voimat lasketaan taulukkolaskentaa hyödyntäen. Voimien määrittämisen jälkeen elementtimenetelmää hyödynnetään selvittämään vetolaitteesta aiheutuvien jännitysten jakautuminen alumiiniseen veneen runkoon.

Työn tuotokseksi saatiin rakennettua yksinkertainen taulukkolaskelma, jonka tulokset vastaavat vetolaitteesta aiheutuvia voimia. Elementtimenetelmästä saadut tulokset osoittivat rungon kohdat, joihin syntyi eri ohjaustilanteissa suurimmat jännitykset. Jännitykset olivat osittain suurempia kuin standardien asettamat rajat sallivat, mutta pysyivät kuitenkin materiaalin omien rajojen sisällä. Koska runkomateriaalina käytettiin alumiinia, tultiin johtopäätökseen, että veneen mitoituksessa huomiota tulee erityisesti kiinnittää materiaalin väsymislujuuteen.

ABSTRACT

KYMENLAAKSON AMMATTIKORKEAKOULU

University of Applied Sciences

Boat Manufacturing

LANDGRÉN, BEN

Bachelor's Thesis

Supervisor

Commissioned by

March 2015

Keywords

Waterjet Load Transfer and Effect on Boat Hull

66 pages + 31 pages of appendices

Terho Halme, Senior Lecturer

Alamarin-Jet OY

boat, waterjet, finite element analysis, computational fluid dynamics, aluminium, propulsion system, overall propulsive efficiency, propulsion

The main purpose of this thesis is to define the forces affecting the hull of the boat caused by waterjet propulsion system. This thesis examines AJ 245 waterjet drive and its installation options, and the main objective of the study is to define the forces resulting from each installation, the factors affecting to the values of these forces and the structural tensions transferred to the hull of the boat. The structural tensions are then compared to the structural qualities of the hull material as well as to the design loads defined by certain standardization organizations.

In order to reach the objective, multiple scientific methods are used in this study. Computational Fluid Dynamics is used for defining the value of thrust deduction coefficient and the amount of volume flow in the system. Spreadsheet calculations are used for defining the forces acting on the hull. These forces are then applied to a 3D-model hull to perform a Finite Element Analysis in order to define the structural tensions on an aluminium boat hull.

As result, a simple spreadsheet calculation for defining the loads was created and the results from Finite Element Analysis indicated the spots on the hull structures where the highest tensions are most likely to occur during each manoeuvre. The design loads defined by the standardization organization were surpassed by most of the structural load values. However, they stayed in the limits of the material properties. Since aluminium was applied as the hull and structure material, the fatigue stress proved to be an important factor in designing a hull for a waterjet drive.

SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ

ABSTRACT

1	JOHDANTO	11
1.1	Historia	11
1.2	Motivaatio	11
1.3	Työn rakenne	12
2	VESISUIHKUVETOAITTEEN TOIMINTAPERIAATE	13
2.1	Tekniikka	13
2.1.1	Pääkomponentit	13
2.1.2	Pumppu	13
2.1.3	Ohjaus	14
2.1.4	Peruutuskauha	14
3	VESISUIHKUN AIHEUTTAMAT VOIMAT	15
3.1	Voimien teoreettinen analyysi	15
3.1.1	Kontrollitilavuus analyysi	15
3.1.2	Pelkkään vetolaitteeseen vaikuttavat voimat	16
3.1.3	Veneen rungon ja veden rajapinnassa vaikuttavat voimat	17
3.1.4	Työntövoima	18
3.1.5	Veneen rungon kulkuominaisuuksien määrittäminen Savitskyn menetelmällä	21
3.1.6	Veneen rungon ja vesisuihkun statiikka	21
3.2	Voimien yhteenveto	22
3.2.1	Nesteen virtauksesta aiheutuva momentti	22
3.2.2	Peräaallossa vaikuttava vertikaalinen voima	24
3.2.3	Työntövoima	25
3.2.4	Peruutus- ja pysäytystusvoima	26
3.2.5	Ohjaukulman vaikutus voimiin	26
3.3	Hyötysuhde	27

3.3.1	Työnnönvähennyskerroin	29
3.3.2	Vanavesikerroin	30
3.4	Virtauslaskenta	31
4	VOIMIEN JAKAUTUMINEN VENEEN RUNKOON	31
4.1	Ideaalinen jakautuminen	31
4.1.1	Voimien laskeminen	33
4.2	Vetolaitteen kiinnitys runkoon	35
4.3	Yhteenveto	37
5	VENEEN RAKENNESTANDARDI	37
5.1	ISO-Standardi 12215-5 ja -6	37
5.2	Indian Register of Shipping	39
5.2.1	Keskeisimmät, asennukseen liittyvät vaatimukset	39
5.2.2	Suunnittelukuormat	40
5.2.3	Sallittu jännitys	40
6	VENEEN RUNGON MITOITUS	41
6.1	Väsymislujuus	41
6.2	Rungon läpiviennit	43
6.2.1	Ydinainerakenne	44
7	VETOLAITTEEN SPESIFIKAATIO	45
7.1	AJ 245	45
8	VETOLAITTEEN KIINNITYS VENEEN RUNKOON	45
8.1	AJ 245 Lyhyt asennus	45
8.2	AJ 245 Pitkä asennus	46
9	ESIMERKKIVENE	47
9.1	Tehontarve ja hyötysuhde	47
9.1.1	Hyötysuhteen ymmärtäminen	48
9.1.2	Virtauslaskenta	49
9.2	Moottorin valinta	51
9.3	Impellerin valinta	51

9.4 Rungon mitoitus ISO-standardin mukaan	52
9.5 Vetolaitteen aiheuttamat voimat	53
9.5.1 Työntövoimat	53
9.5.2 Rungossa vaikuttavat voimat	53
9.6 Väsymislujuus	54
9.7 Sallitut jännitykset ja mekaaniset ominaisuudet	54
9.7.1 5083 Alumiinin mekaaniset ominaisuudet	54
9.7.2 ISO 12215 ja Merenkulkulaitoksen ammattivene-ohjeisto	55
9.7.3 Indian Register of Shipping, IRCLASS	55
9.7.4 Yhteenveto	56
9.8 Elementtimenetelmä	56
9.8.1 Elementtimenetelmän perusteet	57
9.8.2 Kiinnitys	57
9.8.3 Voimat	58
9.8.4 Elementtiverkko	59
9.8.5 Tulokset	60
10 YHTEENVETO	60
10.1 Sallitut jännitykset	60
10.2 Väsymislujuus	61
10.3 Jatkotutkimus	62

LÄHDELUETTELO

LIITTEET

- Liite 1. Steyr-Motors SE266E40 Suorituskäyrä
- Liite 2. Rungon Mitoitus ISO 12215-5
- Liite 3. Alamarin-Jet impellerikäyrät
- Liite 4. Alamarin-Jet teholaskelmat
- Liite 5. Perusvoimakaavio
- Liite 6. Kääntymisen voimakaavio
- Liite 7. Peruutuksen voimakaavio
- Liite 8. Asennusosat
- Liite 9. Savitskyn menetelmä

Liite 10. Propulsiivisen hyötysuhteen ymmärtäminen

Liite 11. Veneen runkoon välittyvät voimat

Liite 12. Elementtianalyysin lähtöarvot pitkälle vetolaitesennukselle hätäpysäytyksessä

Liite 13. Elementtianalyysi pitkälle vetolaitesennukselle hätäpysäytyksessä

Liite 14. Elementtianalyysin lähtöarvot pitkälle vetolaitesennukselle ohjaussuuttimen ääri-asennossa

Liite 15. Elementtianalyysi pitkälle vetolaitesennukselle suuttimen ääri-asennossa

Liite 16. Elementtianalyysin lähtöarvot lyhyelle vetolaitesennukselle hätäpysäytyksessä

Liite 17. Elementtianalyysi lyhyelle vetolaitesennukselle hätäpysäytyksessä

Liite 18. Elementtianalyysin lähtöarvot lyhyelle vetolaitesennukselle ohjaussuuttimen ääri-asennossa

Liite 19. Elementtianalyysi lyhyelle vetolaitesennukselle suuttimen ääri-asennossa

Liite 20. Virtauslaskenta

Alkusanat

Kiitokset kummallekin ohjaajalle ohjaamisesta ja neuvomisesta koko prosessin ajan.

Hannu Rantala, Alamarin-Jet Oy

Terho Halme, Kymenlaakson ammattikorkeakoulu

Työssä käytetyt symbolit

Kreikkalainen kirjaimisto

<i>Symboli</i>	<i>Kuvaus</i>	<i>Yksikkö</i>
β	Veneenpohjan nousukulma	°
ε	Sisäänottoaukon häviökerroin	
η_d	Propulsiivinen hyötysuhde	
η_{hull}	Rungon hyötysuhde	
η_{pump}	Pumpun hyötysuhde	
θ	Kölin ja virtauksen suunnan välinen kulma	°
θ	Suuttimen kulma	°
μ	Vesisuihkun nopeuskerroin	
ρ	Nesteen tiheys	kg/m ³
σ_d	Sallittu normaalijännitys	Mpa
σ_m	Myötöraja 0,2 % venymällä	Mpa
σ_u	Materiaalin suurin murtolujuus	Mpa
σ_{UW}	Murtolujuus hitsauksessa	Mpa
σ_Y	Myötölujuus	Mpa
σ_{YW}	Myötölujuus hitsauksessa	Mpa
τ_d	Sallittu leikkausjännitys	Mpa
τ_u	Materiaalin suurin leikkauslujuus	Mpa
Φ	Suuttimen häviökerroin	
ϕ	Imutunnelin kaarteen kulma	°
Φ_{Mi}	Sisäänottoaukon liikemäärävuoto	N
Φ_{Mn}	Suuttimen liikemäärävuoto	N
Φ_{Mwy}	Vertikaalinen voima peräaallossa	N
ψ	Pumpun nostokorkeuskerroin	
Ω	Impelleriakselin kulmanopeus	rad/s

Latinalainen kirjaimisto

<i>Symboli</i>	<i>Kuvaus</i>	<i>Yksikkö</i>
A	Poikkipinta-ala	m ²
A_{in}	Imutunnelin poikkipinta-ala	m ²
A_{out}	Suuttimen poikkipinta-ala	m ²
B_c	Roiskelistojen välinen etäisyys	m
B_H	Veneen rungon leveys	m
B_{WL}	Vesilinjan leveys	m
D_i	Impellerin halkaisija	m
D_{in}	Imutunnelin halkaisija	m
D_s	Peräpeilin ja ohjaussuuttimen akselin välinen etäisyys	m
D_w	Etäisyys peräpeilistä imuaukkoon	m
F	Aksiaalinen voima veneen pohjassa	N
F_{pc}	Vetolaitteen rungon aiheuttama paine nesteeseen	N

F_{ph}	Veneen rungon ja nesteen välinen paine	N
F_{ph1}	Paine sisäänottoaukon jälkeen	N
F_{ph2}	Paine ennen sisäänottoaukkoa	N
F_{pn}	Suuttimen ulostuloaukon edessä olevan nesteen aiheuttama paine	N
F_{ps}	Vedenottoaukon ympärillä olevan nesteen aiheuttama paine	N
F_w	Vetolaitteen sisällä olevan nesteen massa	N
g	Meen vetovoiman kiihtyvyys	9,81 m/s ²
H	Akselin korkeus kölistä peräpeilissä	m
h	Keskimääräinen rajakerroksen syvyys	m
h_j	Suuttimen korkeus vedenpinnasta	m
H_p	Hydrosataattinen nostokorkeus	m
IVR	Virtauskerroin	
k	Materiaalikerroin, IRCLASS	
LCG	Painopisteen etäisyys peräpeilistä	m
L_H	Veneen rungon pituus	m
L_s	Sivuttainen kuorma peräpeilissä	N
L_v	Vertikaalinen voima peräpeilissä	N
L_{LWL}	Vesilinjan pituus	m
m	Massavirta	kg/s
M	Vertikaalinen momentti	Nm
m_{LDC}	Aluksen lastattumassa, ISO	kg
M_s	Ohjauksesta syntyvä momentti	Nm
nω	Pumpun nopeus	
Q	Tilavuusvirta	m ³ /s
R	Aluksen kulkuvastus	N
R_{bh}	Rungon vastus	N
s_y	Materiaalin mekaanisiin ominaisuuksiin liittyvä kerroin, IR-CLASS	
t	Työnnönvähennyskerroin	N
T_d	Liikemäärävuon vastus	N
T_g	Bruttotyöntö	N
T_n	Nettotyöntö	N
T_q	Vääntö akselissa	Nm
T_s	Sivuttaissuuntainen työntövoima	N
T_v	Nostekomponentti	N
V	Nopeus (nesteen, yleisesti)	m/s
w	Vanavesikerroin	
VCG	Painopisteen etäisyys kölistä	m
V_{in}	Nesteen virtausnopeus sisäänottoaukossa	m/s
V_{out}	Nesteen virtausnopeus suuttimessa	m/s
V_s	Aluksen nopeus	m/s
W_s	Sivuttainen voima veneenpohjassa	N
W_v	Vertikaalinen voima veneenpohjassa	N

1 JOHDANTO

1.1 Historia

Vesisuihku propulsio-muotona on verrattain vanha keksintö ja se on ensimmäisen kerran patentoitu vuonna 1661 Toogoodin ja Haysin toimesta (Carlton 2012). Kuitenkin on syytä olettaa, että se on keksitty jo aiemmin, vuonna 1631, kun skotlantilainen David Ramsey sai keksinnölleen patentin, English Patent No.50, jossa keksintöä kuvataan sanoin ”to make Boates, Shippes and Barges goe against Stronge Winde and Tyde.” Vapaasti suomennettuna: mahdollistaa veneiden, laivojen ja lauttojen kulku vasten kovaa tuulta ja virtausta. Tähän aikaan oli tyypillistä käyttää höyrykoneita pumpaamaan vettä suihkulähteisiin, joten on syytä olettaa, että Ramseyllä oli samantyyppinen keksintö mielessään (Dickinson 1938.)

Vesisuihkun huomattiin soveltuvan hyvin pieniin, nopeisiin liukuveneisiin ja työveneisiin. Kuitenkin vasta viimeaikoina vesisuihkupropulsio on yleistynyt myös suuremmissa nopeissa liukuveneissä. Tämän on mahdollistanut yhä isompien vetolaitteyksiköiden kehittäminen ja tuonti markkinoille.

Vaikka tekniikkana vesisuihkupropulsio on vanha, syy siihen, että sen käyttö on yleistynyt vasta viime vuosina, liittyy virheolettamukseen. Pitkään nimittäin luultiin tavallisen avopotkurin olevan vesisuihku yksinkertaisempi, tehokkaampi ja kevyempi ratkaisu. Kuitenkin pumppujen hyötysuhteen kehittyessä huomattiin myös vesisuihkun ylivoimainen tehokkuus tietyillä nopeusalueilla ja tietyissä veden toimintasyvyyksissä (Carlton 2012.)

1.2 Motivaatio

Vesisuihkuvetolaitteiden käyttö tehokkaana propulsiomuotona veneissä on suhteellisen uutta. Maineikkaita kansainvälisiä valmistajia ei ole monta ja markkinat keskittyvät lähinnä työvenepuolelle, missä aluksilta vaaditaan nopeutta ja tehokkuutta. Tästä johtuen vesisuihkuvetolaitteista ja niiden suunnittelusta ei löydy läheskään yhtä paljon avointa tietoa kuin esimerkiksi avopotkureista. Vesisuihkuvetolaite eroaa paljon muista propulsio-muodoista, kuten akselivedosta, s-vetolaitteesta ja perämoottorista, sillä sen aiheuttamat kuormat jakaantuvat veneen rakenteisiin eri tavalla. Tästä syystä on-

kin tarvetta määrittää nämä voimat ja selvittää veneen runkoon aiheutuvat jännitykset ja niiden jakautuminen.

Tämän insinööriyön tilaaja on kauhavalainen Alamarin-Jet Oy, joka on yksi kansainvälisesti tunnetuista vesisuihkuvetolaitteiden valmistajista. Alamarin-Jet Oy:n asiakaslista koostuu pääsääntöisesti erilaisista viranomaistahoista kuten merivartiostosta, poliisista, tullista sekä armeijasta. Insinööriyössä keskitytään selvittämään Alamarinin AJ 245-vetolaitteen aiheuttamat voimat ja niiden aiheuttamat jännitykset veneen rakenteissa ja tämän perusteella päätellä, mitä tulee erityisesti ottaa huomioon vesisuihkuvetolaitteesta veneen runkoa suunniteltaessa. AJ 245 on tähän tarkoitukseen erittäin sopiva vetolaite, sillä se on mahdollista asentaa kahdella eritavalla. Työssä vertaillaan kummastakin asennustavasta saatuja tuloksia ja tehdään niiden pohjalta johtopäätökset molemmille tapauksille.

1.3 Työn rakenne

Työn pohjustuksessa selitetään vesisuihkuvetolaitteen rakenne sekä toimintaperiaate. Seuraavaksi selvennetään eri työntövoiman määrittäytävät ja valitaan niistä tämän työn tarkoitukseen sopivin. Tätä osiota seuraa vesisuihkuvetolaitteen hyötysuhteen teoria, jonka tarkoituksena on auttaa ymmärtämään työntövoimaan ja hyötysuhteeseen vaikuttavat tekijät. Työssä hyödynnetään myös virtauslaskentaa mahdollisimman tarkkojen arvojen saavuttamiseksi.

Tämän työn pääasiallisena aiheena ja erityisenä huomion kohteena ovat vetolaitteesta syntyvät voimat ja niiden välitys veneen runkoon. Työ keskittyykin näiden voimien tarkkaan määrittämiseen, sekä löytämään asennustavan, jolla vetolaitteen asennus vaatii mahdollisimman vähän rakenteellista tuentaa itse veneen rungolta. Tämä tapahtuu määrittämällä vetolaitteen aiheuttamien jännitysten optimaalinen jakautuminen veneen runkoon käyttäen hyväksi sen geometriaa.

Työ tarkastelee ja vertailee myös eri rakennestandardien ja ohjekirjojen näkemyksiä liittyen vesisuihkuvetolaitteeseen sekä veneen rungolta vaadittaviin ominaisuuksiin. Lopuksi mitoitetaan alumiininen veneen runko standardin vaatimuksien mukaan, josta luodaan SolidWorks mallinnusohjelmaa hyödyntämällä 3D-malli. 3D-mallille tehdään elementti-analyysi (Finite Element Analysis) määritellyillä vetolaitteesta aiheutuvilla voimilla kummallakin asennustavalla. Tuloksia vertaillaan keskenään ja pe-

rehdytään tarkemmin niihin veneen rungon alueisiin, joihin analyysin perusteella syntyy suuria jännityksiä.

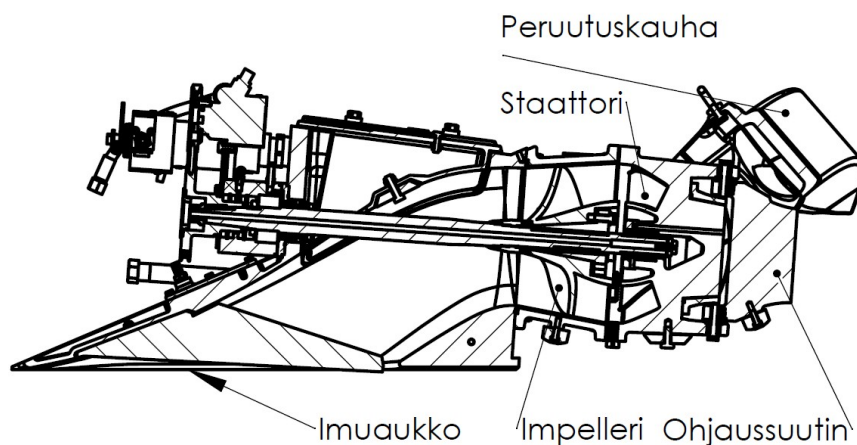
Kaikki tässä työssä esitetyt taulukot, kuvaajat, kaaviot ja kuvat ovat tekijän itse tekemiä, ellei toisin ole ilmoitettu.

2 VESISUIHKUVETOAITTEEN TOIMINTAPERIAATE

2.1 Tekniikka

2.1.1 Pääkomponentit

Vesisuihku koostuu neljästä pääkomponentista jos mukaan lasketaan peruutuskauha. Muut pääkomponentit ovat imuaukko, pumppu ja suutin. (Carlton, 2012) Alla oleva poikkileikkauskuva selventää vetolaitteen rakennetta.



Kuva 1. Vetolaitteen rakenne (Alamarin-Jet 2015)

2.1.2 Pumppu

Impelleri ja staattori toimivat yhdessä pumppuna. Pumpputyyppejä on erilaisia, mutta yleisimmin ne ovat sekavirta- tai aksiaalipumppuja. Tässä insinöörityössä käsitellään lähinnä sekavirtapumppuja.

Impellerit koostuvat tyypillisesti neljästä - kahdeksasta lavasta. Impelleristä vesi työn-tyy staattorin läpi, jonka tarkoituksena on suoristaa impellerin luoma pyörimissuunnan

mukainen virtaus haluttuun suuntaan. Staattorin toinen tarkoitus on toimia myös akselin tukipisteenä ja se koostuu tyypillisesti 7-13 lavasta (Carlton 2012.)

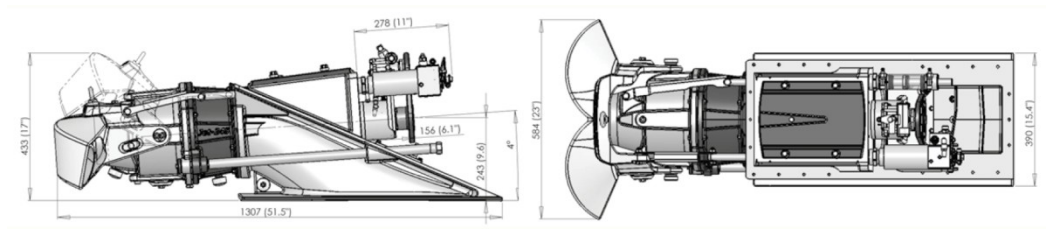
2.1.3 Ohjaus

Ohjaus toimii yleisimmin käännettävällä suuttimella, joka perustuu nesteen virtausvoiman suuntaamiseen. Joissain tapauksissa käytetään myös ohjauslevyä suuntaamaan virtausta (Carlton 2012). Ohjauslevyn käyttö vesisuihkuvetolaitteissa on kuitenkin nykyään harvinaista.

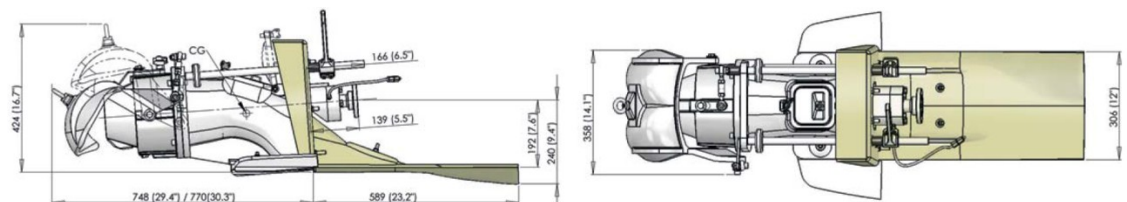
2.1.4 Peruutuskauha

Peruutuskauha lasketaan joko mekaanisesti tai hydraulisesti suuttimen eteen. Lasketuna se kääntää suuttimesta tulevan virtauksen alaviistoon, kohti veneen keulaa, luoden vastakkaissuuntaisen voiman. Joissain tapauksissa kauha on suunniteltu niin, että se voidaan laskea myös vain osittain suuttimen päälle, jolloin suuttimesta tulevaa virtauksen voimaa voidaan jakaa halutulla tavalla eri suuntiin (Carlton 2012.)

Peruutuskauhoja on kolmenlaisia, joista tyypillisimpiä ovat kuppikauha ja torvikauha. Suurin ero näiden kahden välillä on leveys. Leveämmällä torvikauhalla saavutetaan parempi peruutusteho (Alamarin-Jet 2015.)



Kuva 2. Torvikauha (Alamarin-Jet 2015).



Kuva 3. Kuppikauha (Alamarin-Jet 2015).

Suuremmissa vetolaitteissa, kuten esimerkiksi Rolls Royce Kamewan S3-sarjassa, käytetään kolmatta, eli suuttimen alapuolelta kääntyvää lapiomaista kauhaa (Rolls Royce). Kyseisen mallinen peruutuskauha soveltuu erityisesti moniasennuksiin, sillä kauha ei vie poikittaissuunnassa tilaa, eikä se suuntaa veden virtausta sivuille.

3 VESISUIHKUN AIHEUTTAMAT VOIMAT

3.1 Voimien teoreettinen analyysi

Vesisuihkupropulsiolaitteen ja veneen rungon yhdistelmässä vaikuttaa paljon voimia, eikä niitä kaikkia ole tarpeen selvittää tässä työssä. Työ pyrkii keskittymään vain keskeisimpiin voimiin, jotka tulee ottaa huomioon veneensuunnittelijan näkökulmasta.

Apuna vetolaitteen aiheuttamien voimien ja niiden vaikutusten määrittämiseen veneen rungossa on käytetty H.M. Coopin tohtorin väitöskirjaa *Investigation of Hull-Waterjet Effects*. Coopin teoksessa käytetään näiden voimien määrittämiseen erilaisia kontrollitilavuus analyyssejä.

3.1.1 Kontrollitilavuus analyysi

Kontrollitilavuus analyysi on nestemekaniikan metodi, jolla voidaan määrittää liikkuvan nesteen virtaus rajatussa tai kokonaan suljetussa tilassa. Metodissa neste eristetään kaikesta ulkoisesta ympäristöstä ja se rajataan mielikuvituksellisella tai oikeilla seinämillä. Kontrollitilavuus on siis määritetty tilavuusavaruudessa, jossa massa, voima ja energia virtaavat sille asetettuja rajoja myöten. Tässä tapauksessa rajojen muodot, paikat ja koko ovat pysyviä määreitä ja vain nesteen virtausta tarkastellaan. Nesteen massa pysyy vakiona (Engineers Edge 2015.)

3.1.2 Pelkkään vetolaitteeseen vaikuttavat voimat

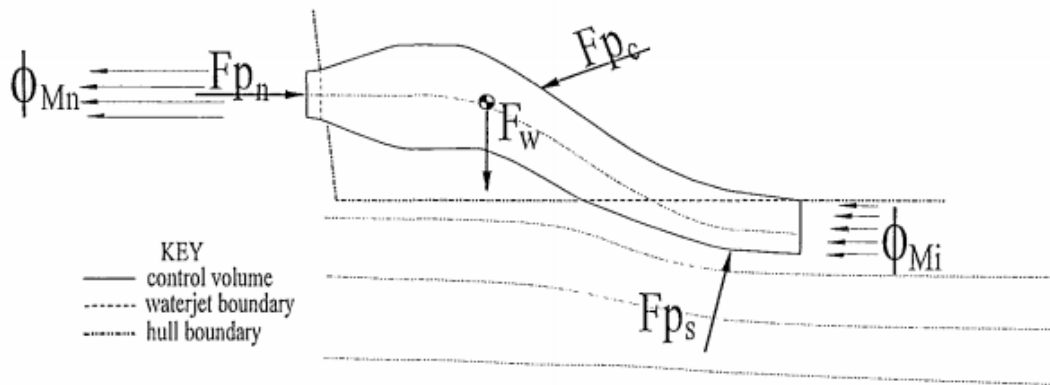


Figure 5.7 Waterjet control volume 1

Kuva 4. Vetolaitteessa vaikuttavat voimat (Coop 1995)

Yllä olevassa kuvassa on määritelty vesisuihkuvetolaitteen aiheuttamat voimat kontrollitilavuus analyysillä. Analyysiin on otettu mukaan virtausputki, joka kuvaa vetolaitteen sisään virtaavan nesteen rajaa. Kun kontrollitilavuus teoriaa sovelletaan vesisuihkuvetolaitteelle, voidaan muodostaa alla oleva yhtälö, jossa nesteen virtauksen muodostama resultanttivektori on yhdensuuri liikemäärävuonmuutoksen kanssa. Nettotyöntövoiman yhtälöstä saadaan siis seuraavanlainen:

$$\Phi_{Mn} - \Phi_{Mi} = F_{pc} + F_w + F_{ps} + F_{pn}$$

(Coop 1995)

Missä,

- Φ_{Mn} = suuttimen liikemäärävuoto
 Φ_{Mi} = sisäänottoaukon liikemäärävuoto
 F_{pc} = vetolaitteen rungon aiheuttama paine nesteeseen
 F_{ps} = vedenottoaukon ympärillä olevan nesteen aiheuttama paine
 F_{pn} = suuttimen ulostuloaukon edessä olevan nesteen aiheuttama paine
 F_w = vetolaitteen sisällä olevan nesteen massa

Vektori F_{pn} :n suuruus on 1 ilmakehänpaine, jos suuttimesta tulevat voimat ovat yhdensuuntaisia keskenään (Coop 1995).

Kuvasta (Kuva 4) huomataan voiman F_{ps} kohdistuvan suoraan veneen runkoon ja siksi se on olennainen määrittettäessä runkoon vaikuttavia voimia. Vaikka se ei voimana välttämättä vaikuta olevan suuri tai ratkaiseva, huomataan kappaleessa 3.2 *Voimien yhteenveto*, että sen ja voiman F_{pc} vastavoimilla voi olla suuri merkitys runkorakenteita ja vetolaite-asennusta ajatellen.

3.1.3 Veneen rungon ja veden rajapinnassa vaikuttavat voimat

Coop soveltaa työssään edellä mainittujen voimien F_{ps} ja F_{pc} vastavoimien määrittämiseen erillistä kontrollitilavuus analyysiä, jossa rajattu alue määräytyy osittain veden ja veneenpohjan profiilin rajapinnan mukaan. Tarkastelualue rajautuu niin alas veteen, että rungon profiililla ei ole enää vaikutusta virtaukseen ja se on horisontaalinen niin kuin kuvasta (Kuva 5) ilmenee.

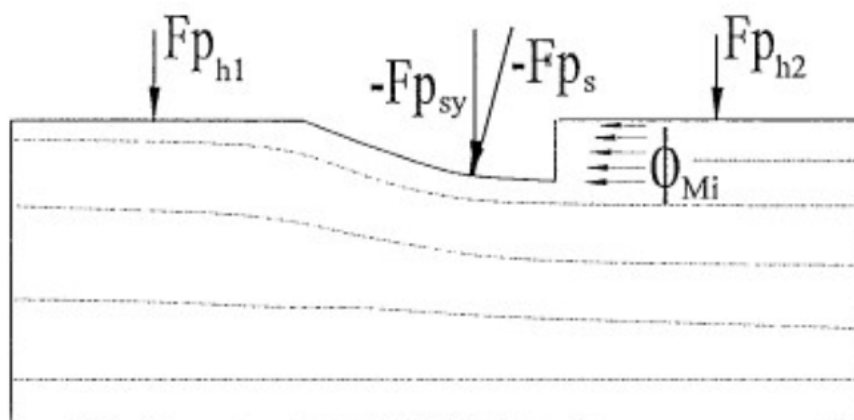


Figure 5.8 Hull/waterjet control volume 1

Kuva 5. Veneen rungon ja veden rajapinnassa vaikuttavat voimat (Coop 1995)

Kuvasta (Kuva 5) huomataan voiman $-F_{ps}$ olevan voiman F_{ps} vastavoima, joka syntyy virtausputken profiilin vaikutuksesta vapaan nesteen virtaukseen. Kuvista (Kuva 5 ja Kuva 6) huomataan voiman $-F_{ps}$:n pystykomponentin, $-F_{psy}$:n vastavoiman olevan F_{ph} , joka muodostuu voimien F_{ph1} ja F_{ph2} summasta. Voima F_{ph} kuvaa veneen rungon ja nesteen välistä painevoimaa. F_{ph1} on paine sisäänottoaukon jälkeen ja F_{ph2} on paine ennen sisäänottoaukkoa

Alla oleva kuva (Kuva 6) selventää peräaaltoon syntyvän vertikaalisen voiman syntymistä. Voidaan huomata, että veneenpohjan alla oleva virtaus kääntää suuntaansa ylöspäin peräpeilin jälkeen. H.G.Coop selvittää työssään, *Investigation of Hull – Waterjet Interaction Effects*, että lähelle peräpeiliä asennetut vedenottoaukot aiheuttavat voiman Φ_{Mwy} , veneen peräaallossa. Tämä voima ei kuitenkaan vaikuta kovin merkittävästi vetolaitteeseen tai sen asennukseen vaan ennemminkin se heikentää veneen pohjan nostetta. Kuitenkin sen määrittäminen voi olla hyödyllistä tietyissä asennuksissa, missä vetolaite on asennettu pitkälle peräpeilin ulkopuolelle. Laskukaava voimalle löytyy kappaleesta 3.2.2 *Peräaallossa vaikuttava vertikaalinen voima*. Tätä voimaa ei syntyisi Coopin mukaan tilanteessa, jossa imutunneli olisi asennettuna keskelle tasaista pohjaa, joka jatkuisi tietyn matkaa joka suuntaan (Coop 1995.)

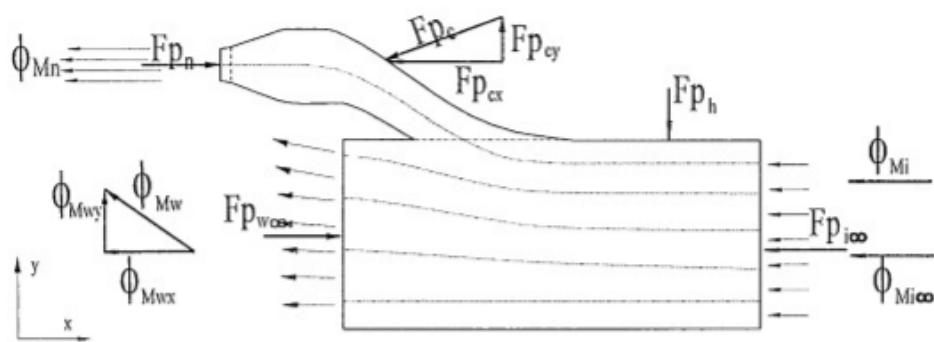


Figure 5.9 Hull/waterjet control volume 2

Kuva 6. Vetolaitteen ja veneen rungon rajapinnassa vaikuttavat voimat. (Coop 1995)

3.1.4 Työntövoima

Vesisuihkuvetolaitteiden työntövoimaa on määritelty monella eri tavalla. Yleisimmin työntövoimien määrittämiseen käytetään kahta tapaa.

Ensimmäinen tapa: ITTC:n (International Towing Tank Conference) määritelmä työntövoiman komponenteille on, että bruttotyöntövoima vaihtelee huomattavasti liikemäärävuon muutoksen mukaan, eli se on propulsiovoimaa. Nettotyöntövoima taas vastaa tässä määritelmässä aluksen kulkuvastusta, eli sitä voimaa, joka vesisuihkulaitteen häviöiden jälkeen kulkeutuu sen rungon kautta venettä työntäväksi voimaksi. Nämä voimat ovat lähes yhtä suuria, nettotyöntövoiman ollessa vetolaitteen

sisällä syntyvien häviöiden, eli työnnönvähennyskertoimen verran pienempi (Terwisga 1996.) Nettotyönnön määritelmä ITTC:n mukaan on:

$$T_n = T_g \times (1 - t)$$

Missä,

T_n	= nettotyöntö
T_g	= bruttotyöntö
t	= työnnönvähennyskerroin

Toinen yleisesti käytetty tapa määrittää käsitteen nettotyöntö samaksi voimaksi kuin ensimmäisessä tavassa selitetty bruttotyöntö, eli liikemäärävuon muutokseksi. Bruttotyönnöllä taas tarkoitetaan tässä määritystavassa suuttimesta ulosvirtaavasta nesteestä mitattua voimaa. Tämä voima on käytettävissä aluksen ohjaamiseen. Tätä määrittämistapaa ovat käyttäneet töissään muun muassa Allison ja Coop.

Tässä insinööriyössä puhutaan kahdesta työnnön pääkomponentista, jotka ovat nettotyöntö ja bruttotyöntö. Nämä voimat on määritelty samalla tavalla kuin toiseksi mainitussa, Allisonin ja Coopin tavassa.

Venettä vedessä eteenpäintyöntävä voima, eli nettotyöntö on painetta, joka vaikuttaa veneen rungon pintoihin. Näin ollen vesisuihkuvetolaitteella varustetussa veneessä tämä voima koostuu paineesta, joka vaikuttaa vetolaitteen kuoreen ja rakenteisiin ja paineesta, joka vaikuttaa veneen runkoon. Tätä selventää kuva (Kuva 4), jossa määritetään nettotyönnön syntyminen nesteen virtuksen muodostamista paineista.

Yleisesti hyväksytty yhtälö vesisuihkun nettotyönnön, T_n :n määrittämiseen on alla.

$$T_n = \phi_{Mn} - \phi_{Mi}$$

(Coop 1995)

missä,

ϕ_{Mn}	= suuttimen liikemäärävuono
ϕ_{Mi}	= sisäänottoaukon liikemäärävuono

Koska liikemäärävuoto on virtausnopeus kerrottuna massavirralla, voidaan nettotyöntö määrittää myös seuraavan yhtälön mukaisesti.

$$T_n = m \times (V_{out} - V_{in})$$

Missä,

T_n	= nettotyöntö	N
m	= massavirta	kg/s
V_{out}	= nesteen virtausnopeus suuttimessa	N
V_{in}	= nesteen virtausnopeus imutunnelissa	N

Coop työssään Investigation of Hull-Waterjet Effects toteaa yllä olevat yhtälöt sopiviksi vesisuihkuvetolaitteellisille veneille, joissa imuaukko on keskellä veneen pohjaa. Näin suuttimesta tulevat voimat olisivat täysin samansuuntaisia, eikä esimerkiksi peräaallossa syntyviä vertikaalisia voimia syntyisi (Kuva 6). Myös paine veden sisään- ja ulostuloaukossa olisi tällöin sama. Yleinen trendi vesisuihkuvetolaitteen asennuksessa on kuitenkin, että imuaukko on sijoitettu lähelle veneen perälautaa, joten yhtälön ei voida olettaa täysin vastaavan todellista tarvittavaa työntövoimaa. (Coop 1995)

Yhtälö on kuitenkin yleisesti käytetty ja hyväksytty, joten sen katsotaan olevan riittävän tarkka käytettäväksi tässä työssä.

Allaoleva yhtälö määrittää bruttotyönnön suuruuden.

$$T_g = Q\rho \times V_{out} \times \cos\theta$$

Missä,

T_g	= bruttotyöntö	N
Q	= tilavuusvirta	m ³ /s
ρ	= nesteen tiheys	kg/m ³
θ	= vetolaitteen suuttimen kulma vaakatasosta	°

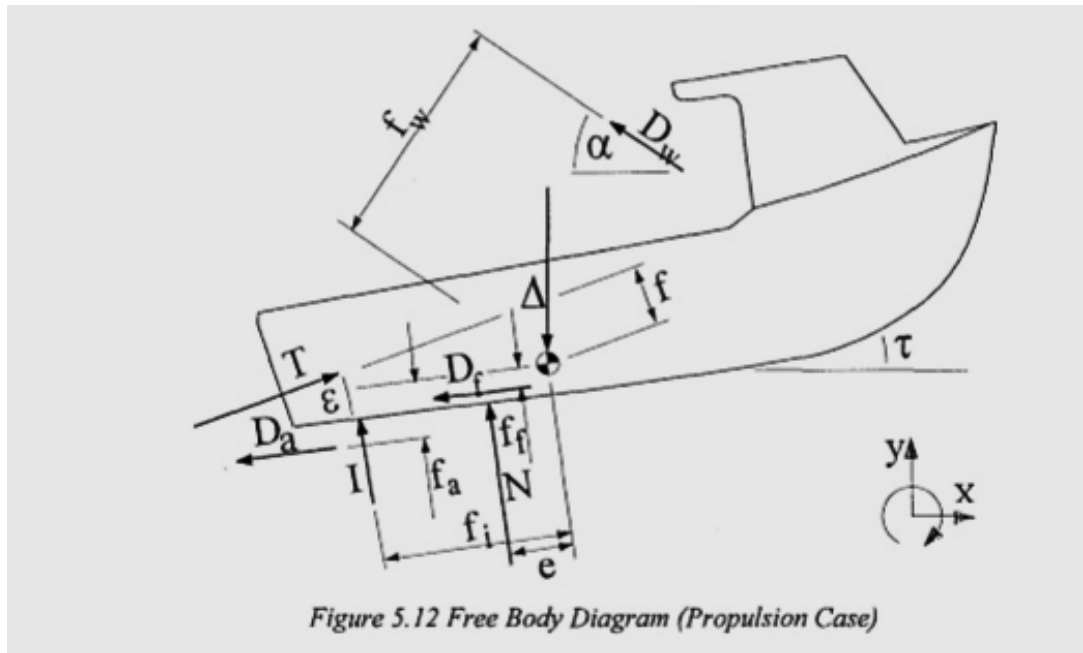
Luvussa 3.2.3 *Työntövoima* oleva kuva (Kuva 10) selventää brutto- ja nettotyönnön käsitteitä.

3.1.5 Veneen rungon kulkuominaisuuksien määrittäminen Savitskyn menetelmällä

Savitskyn menetelmää käytetään laajasti veneteollisuudessa määrittämään veneen kulkuun liittyviä eri ominaisuuksia. Menetelmä sopii nopeille liukuville rungoille. Savitskyn menetelmää käytetään tässä työssä määrittämään esimerkkiveneeseen kohdistuva kulkuvastus tietyllä nopeudella.

3.1.6 Veneen rungon ja vesisuihkun statiikka

Coop esittää alla olevassa kuvassa (Kuva 7) veneen runkoon ja vetolaitteeseen aiheutuvat voimat tasapainotilassa.



Kuva 7. Vesisuihkuvetolaitteella varustetussa veneessä vaikuttavat voimat (Coop 1995)

Kuvassa olevat symbolit

e	= painopisteen ja runkoon kohdistuvan paineen välinen etäisyys	m
D_a	= rungon ulkopuolisista osista koostuva vastus	N
D_w	= ilmanvastus	N
D_f	= viskoosivastus	N
f	= painopisteen ja nettotyönnön välinen etäisyys	m
f_w	= painopisteen ja ilmanvastusvektorin etäisyys	m
f_a	= painopisteen ja D_a välinen etäisyys	m
f_i	= painopisteen ja I välinen etäisyys	m

ff	= painopisteen ja viskoosivastuksen välinen etäisyys	m
I	= vetolaitteen ja pohjan vuorovaikutusvektori	N
N	= runkoon kohdistuva paine	N
T	= nettotyöntö	N
τ	= trimmikulma	°

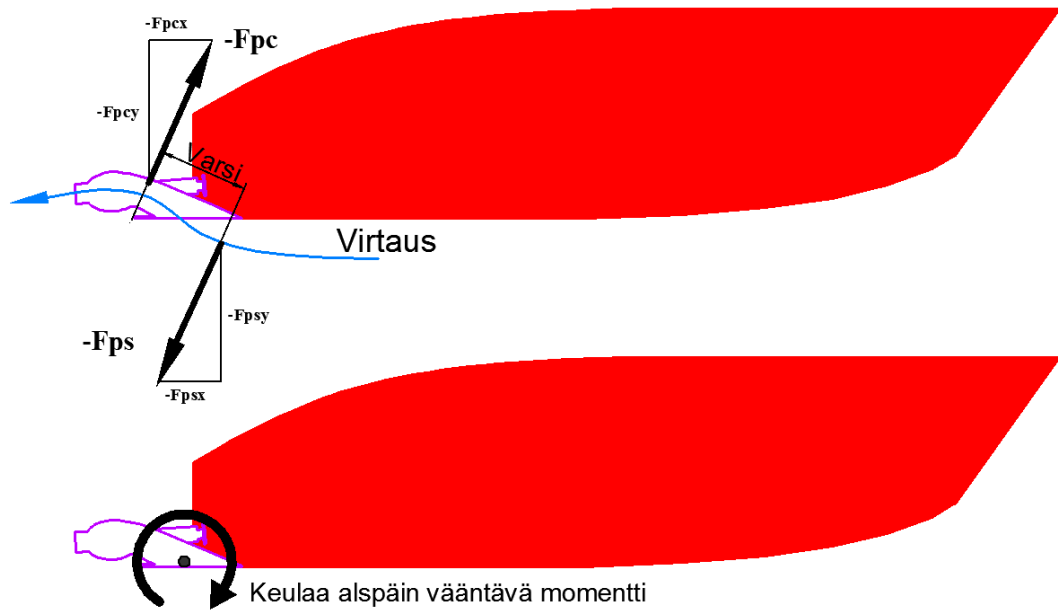
Tämän insinööriyön kannalta on tärkeää tarkastella vain voimia, jotka kuormittavat veneen runkoa. Tämän vuoksi esimerkiksi ilmanvastuksen \mathbf{D}_w kaltaiset voimat voidaan jättää ulos tarkastelusta. Pääpainona on löytää vetolaitteen aiheuttamat voimat ja momentit ja määrittää niiden jakautuminen veneen runkoon.

3.2 Voimien yhteenveto

3.2.1 Nesteen virtauksesta aiheutuva momentti

Palataan kappaleeseen 3.1.3 *Veneen rungon ja veden rajapinnassa vaikuttavat voimat* ja huomataan, että sen kuvassa (Kuva 5) esitetty voima $-\mathbf{F}_p$ vaikuttaa imuaukon kohdalla. Aiemmassa kappaleessa 3.1.2 *Pelkkään vetolaitteeseen vaikuttavat voimat* esitetyn voiman \mathbf{F}_p vastavoiman huomataan olevan voima $-\mathbf{F}_p$, eli putkessa virtaavan nesteen paineen aiheuttama voima sen seinämään. Niin sanotussa tasapainotilassa voima \mathbf{F}_p on siis vetolaitteen kuoren vastavoima, sen sisällä virtaavan nesteen paineelle. Tämä on vetolaitteen rakenteen sisäistä lujuuslaskentaa, joten olettaen, että vetolaitteen kuori kestää paineen, välittyy voima suoraan vetolaitteesta veneen runkoon ja näiden väliseen kiinnitykseen.

Voimat $-\mathbf{F}_p$ ja $-\mathbf{F}_c$ syntyvät imutunnelin muodoista. Nesteen virtaus joutuu tekemään kaksi mutkaa kulkiessaan systeemin läpi ja tästä aiheutuvat kyseiset voimat, joita selvittää alla oleva kuva (Kuva 8). Voimat $-\mathbf{F}_p$ ja $-\mathbf{F}_c$ ovat teoriassa lähes yhdensuuruisia, mutta koska ne eivät ole lineaarisia, ne eivät kumoa toisiaan vaan aiheuttavat momentin joka pyrkii kääntämään vetolaitetta. Näin syntyy voima, joka pyrkii kääntämään veneen keulaa alaspäin. Voiman $-\mathbf{F}_p$ pystykomponentti $-\mathbf{F}_{ps}$ on alipainetta, minkä hidastunut virtaus luo veden sisäänottoaukon alapuolelle.



Kuva 8. Virtauksesta aiheutuva vääntömomentti

Tarkastellaan ilmiötä lähemmin ja voidaan todeta sen olevan sama kuin paineen jakautumisen kaarevassa putkessa. Kaarevassa putkessa nesteen virtaus kiihtyy putken sisäkehällä ja lähempänä ulkokehää se hidastuu. Ulkokehälle muodostuu siis painetta ja sisäkehälle alipaine. Tapaus on selvä vetolaitteen sisällä olevan putken kaarteessa, mutta ensimmäisessä kaarteessa, jossa virtaus kääntyy imutunneliin on tilanne mutkikkaampi, sillä veden virtaus ei ole täysin rajattu. Kuvitteellisen virtausputken muoto riippuu pitkälti aluksen nopeudesta. Sisäänottoaukon suulla tapahtuvan virtauksen kääntymiseen perehdytään edempänä kappaleessa 4.1.1 *Voimien laskeminen*. Seuraavaksi aloitetaan voimien määrittäminen vesisuihkuvetolaitteen sisällä olevasta kaarteesta.

Kaarteen ulkokehälle muodostuvaa painetta kutsutaan keskihakuvoimaksi ja se on kohtisuora kaarteen tangentiin nähden, olettaen että kaarteessa ei synny suuria häviöitä ja että nesteen nopeus pysyy lähes muuttumattomana kulkiessaan sen läpi. Allaoleva kaava soveltuu keskihakuvoiman F_p määrittämiseen (Pohjamo 1990.)

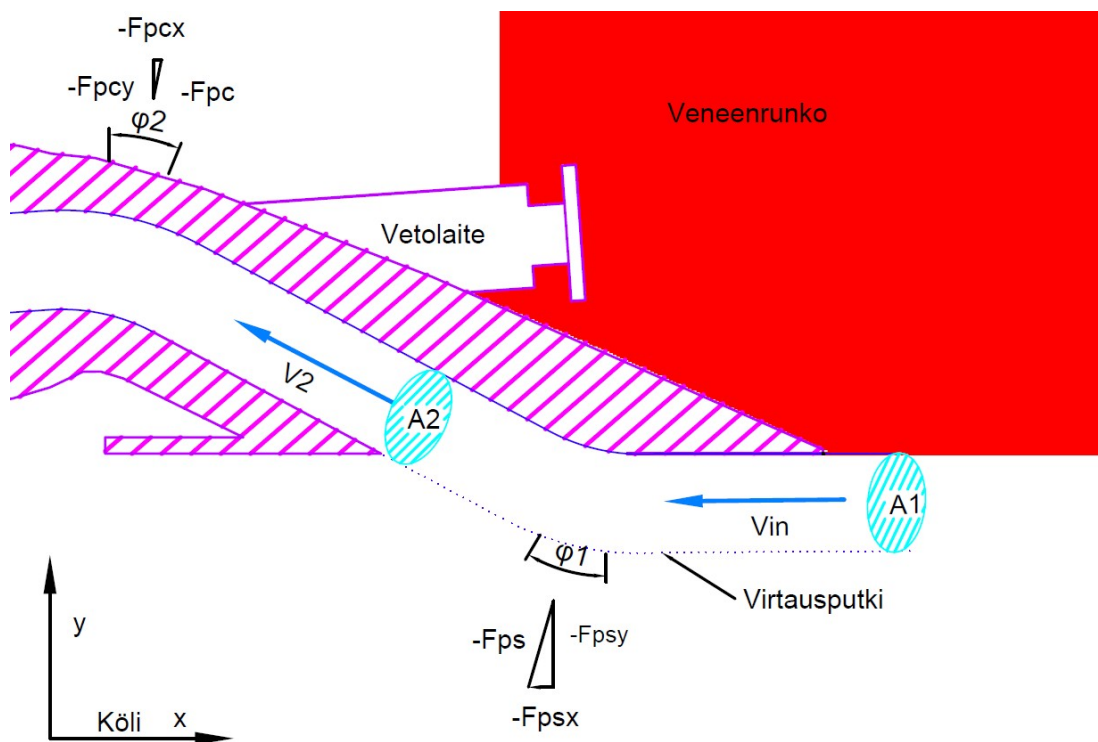
$$F_p = 2\rho AV^2 \cdot \sin \frac{\varphi}{2}$$

missä,

ρ = Nesteen tiheys (kg/m³)
 A = Putken poikkipinta-ala (m²)

V	= Virtausnopeus	(m/s)
ϕ	= Taitoksen kulma	(°)

Tällä yhtälöllä voidaan periaatteessa määrittää kummankin voiman $-F_{ps}$ ja $-F_{pc}$ suuruudet. Näiden voimien suunnat riippuvat kuitenkin kanavan taitosten kulmista, eivätkä ne välttämättä ole täysin samansuuntaisia. Tästä syystä voimat jaetaan samojen akselien suuntaisiin pysty- ja vaakakomponentteihin. Ajatellaan, että horisontaalinen x-akseli on kölin suuntainen ja y-akseli vastaavasti köliin nähden kohtisuorassa.



Kuva 9. Virtauksen aiheuttama voima kaarevassa putkessa.

Voimista $-F_{pc}$ ja $-F_{pcy}$ käytetään tästä lähtien samaa nimitystä, mutta ilman kontrollitulavuus analyysistä juontuvaa negatiivista etumerkkiä.

3.2.2 Peräaallossa vaikuttava vertikaalinen voima

Peräaallossa vaikuttavan vertikaalisen voiman Φ_{Mwy} suuruus saadaan laskettua alla olevan yhtälön mukaisesti. Tämän voiman teoriaan on perehdytty tarkemmin luvussa 3.1.3 *Veneen rungon ja veden rajapinnassa vaikuttavat voimat* ja sitä selittää kyseisessä luvussa Kuva 6.

$$\Phi_{Mwy} = \sin\theta \rho Q V_s$$

Missä,

θ	= Kölin ja virtauksen suunnan välinen kulma $^{\circ}$	
ρ	= Nesteen tiheys	kg/m^3
Q	= Tilavuusvirtaus	m^3/s
V_s	= Aluksen nopeus	m/s

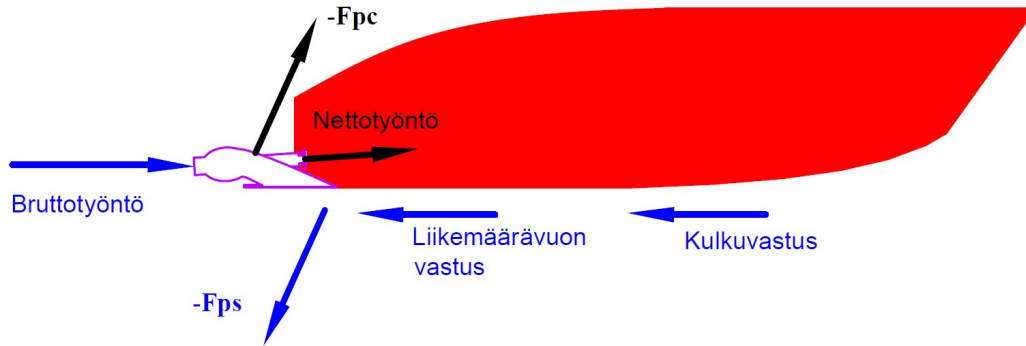
(Coop 1995)

3.2.3 Työntövoima

Kun nesteen virtaus kiihtyy vetolaitteessa, syntyy venettä eteenpäin työntävä voima. Tämä voima välittyy osin painelaakerilta ja osin vetolaitteen rungosta eteenpäin veneen runkoon. Akselista painelaakerille välittyvä voima on tyypillisesti nettotyöntöä suurempi voima, sillä kaikki painelaakeriin tuleva voima ei mene suoraan venettä eteenpäin työntäväksi voimaksi. Painelaakeri voi vesisuihkuvetolaitemallista riippuen olla vetolaitteeseen integroitu tai kiinnitetty aluksen runkorakenteeseen. Vetolaitteen suunnittelusta riippuen voima jakautuu veneen runkoon hieman eri tavalla ja tapauksessa, jossa painelaakeri ei ole integroitu vetolaitteeseen, tulee siihen vaikuttava voima huomioida veneen runkoa mitoittaessa (Alexander 1996.)

Vesisuihkuvetolaitteen työntövoimia määritettäessä puhutaan usein brutto- ja nettotyönnöstä. Kummallekin nimitykselle löytyy useita eri määrittämiä, mutta tässä työssä ne määritellään luvussa 3.1.4 *Työntövoima* esitetyllä tavalla. Nettotyöntö on se voima, joka aiheutuu nesteen virtauksen nopeuden muutoksesta vetolaitteessa. Bruttotyöntö on taas kokonaisvoima, joka mitataan suuttimen liikemäärävuosta. Bruttotyönnöllä on suuri merkitys aluksen ohjaamiseen, jota käsitellään luvussa 3.2.5 *Ohjauskulman vaikutus voimiin*.

Nettotyöntö sisältää työnnönvähennyskertoimen, joten arvoltaan se on hieman aluksen kulkuvastusta suurempi. Netto- ja bruttotyönnön yhtälö löytyy luvusta 3.1.4 *Työntövoima*.



Kuva 10. Eteenpäin ajettaessa syntyvät voimat.

Yllä oleva kuva (Kuva 10) selventää eteenpäin ajettaessa syntyvät voimat ja vastukset. Siniset vektorit kuvaavat vetolaitteen ulkopuolella vaikuttavia voimia ja mustat sen sisäpuolella vaikuttavia voimia. Kuva on tehty osittain käyttäen mallina K. Alexanderin *Waterjet to Hull Load Transfer* – artikkelia.

3.2.4 Peruutus- ja pysäytystusvoima

Peruutusvoiman suuruus on syytä vesisuihkuvetolaitteiden kohdalla määrittää pahimman tapauksen, eli hätäpysäytystilanteen mukaan, missä kauha lasketaan suuttimen päälle nettotyöntövoiman ollessa suurimmillaan. Tässä kappaleessa käsitellään peruutuksesta syntyvien voimien määrittämistä suuttimen asennon ollessa suorassa.

Vesisuihkupropulsioon jarrutusmekanismi on ylivertainen tavalliseen avopotkuriin nähden, jonka tapauksessa jarrutus tapahtuu tehoa laskemalla progressiivisesti pysähdystilan saavuttamiseksi, kunnes vauhti on nolla. Niin kuin edellä on mainittu, vesisuihkun suuttimen päälle laskettu kauha aiheuttaa muutoksen voiman suunnassa. Peruuttava työntö on vetolaittevalmistajasta, mallista ja kauhasta riippuen noin 60 % bruttotyöntövoimasta.

3.2.5 Ohjauskulman vaikutus voimiin

Vesisuihkuvetolaitteen ohjausmekanismi on erittäin tehokas, sillä se toimii bruttotyöntövoimaa suuntaamalla. Nettotyöntövoima, joka välittyy veneen runkoon vetolaitteen rungon ja painelaakerin välityksellä, ei vaikuta kääntymiseen. Tämä johtuu siitä, että vetolaitteen runko ja akseli, joista nettotyöntö välittyy, pysyvät kokoajan samassa linjassa veneen runkoon nähden.

Vesisuihkun suuntaaminen tapahtuu nykyaikaisissa vesisuihkuvetolaitteissa kääntyvän suuttimen avulla. Alla olevan yhtälön avulla voidaan laskea tietyn suuttimen ohjauskulman synnyttämä sivuttaissuuntainen voima. Yhtälö soveltuu vetolaitteille, joiden suihku on horisontaalinen. Yhtälöä selventävä kuva löytyy liitteestä 6.

$$T_s = T_g \times \sin\theta$$

Missä,

T_s	= Sivuttaissuuntainen työntövoima	N
T_g	= Bruttotyöntövoima	N
θ	= Suuttimen kulma	°

Muutos eteenpäin työntävässä voimassa ΔT_g , eli käännöksessä syntyvä eteenpäintyöntävän voiman häviö, saadaan seuraavan yhtälön mukaisesti.

$$\Delta T_g = T_g \times (1 - \cos\theta)$$

Otetaan esimerkiksi vene, jonka kulkuvastus on 11,8 kN 30 solmun nopeudessa. Huomataan, että vaikka suuttimen kulma olisi suhteellisen jyrkkä, esimerkiksi 25 °, on eteenpäin työntävän voiman häviö vain noin 10 % koko bruttotyöntövoimasta. Sivuttaissuuntainen, eli alusta ohjaava voima on tällöin lähes 50 % bruttotyöntövoimasta. Eteenpäin työntävän voiman häviö ilmenee vetolaitteen synnyttämässä nettotyöntövoimassa, olettaen että aluksen vauhti ja kulkuvastus käännöksessä pysyy lähestulkoon ennallaan. Sillä nettotyöntövoima tällä nopeudella on noin 50 % bruttotyöntöstä, tulee nettotyöntön häviöksi näin ollen 20 %. Tämä on teoreettinen malli, eikä se ota kääntyvästä suuttimesta syntyviä häviöitä huomioon (Allison 1993.)

3.3 Hyötysuhde

Koska vesisuihkuvetolaitteet ovat käytännössä pumppuja, voidaan niiden hyötysuhde määrittää teoreettisesti hyödyntämällä samoja periaatteita.

Nesteen virtausta tarkastellaan kolmella eri sektorilla: V_{out} , nesteen nopeus suuttimesta poistuessa; V_{in} , nesteen virtausnopeus imuaukon suulla; V_s , aluksen nopeus. Nesteen ulosvirtausnopeuden V_{out} määrittämiseen voidaan käyttää alla olevaa yhtälöä. Symboli Q on tilavuusvirta [m^3/s] ja A_{out} on suuttimen poikkipinta-ala (Bulten 2006.)

$$V_{\text{out}} = \frac{Q}{A_{\text{out}}}$$

Sisäänottoaukkoon virtaavan nesteen nopeus on pienempi kuin aluksen nopeus V_s joutuksen kitkavastuksesta. Tämä saattaa kuulostaa epäsuotuisalta tekijältä, mutta todellisuudessa asia ei ole näin. Kitkavastusta ja vanavesikerrointa käsitellään enemmän luvussa 3.3.2 *Vanavesikerroin*. Kun tiedetään vanavesikerroin w , voidaan alla olevan kaavan mukaisesti määrittää sisäänvirtaavan nesteen nopeus.

$$V_{\text{in}} = V_s \times (1 - w)$$

Vesisuihkun nopeuskerroin μ ilmaisee aluksen nopeuden ja ulosvirtaavan nesteen nopeuden välisen suhteen (Coop 1995).

$$\mu = \frac{V_s}{V_{\text{out}}}$$

Vesisuihkuvetolaitteen tehonmäärittystä varten käytetään pumpputeorian perusyhtälöitä. Pumpun hydrostaattinen nostokorkeus H_p saadaan ratkaistua alla olevan yhtälön avulla. Tämä hydrostaattisen nostokorkeuden yhtälön tulos määrittää pienimmän nostokorkeuden, joka tarvitaan riittävän kiihtyvyyden aikaansaamiseksi nesteen virtauksessa.

$$H_p = \frac{V_{\text{out}}^2}{2g} (1 + \Phi) - \frac{V_{\text{in}}}{2g} (1 - \epsilon) + h_j$$

Missä,

V_{out}	= Nesteen ulostulonopeus	m/s
V_{in}	= Nesteen sisään virtausnopeus	m/s
g	= Vetovoima	9,81 m/s ²
ϵ	= Sisäänottoaukon häviökerroin	
Φ	= Suuttimen häviökerroin	
h_j	= Suuttimen korkeus vedenpinnasta	m

Pumpun hyötysuhde kuvastaa nestemäisen voiman ja akselivoiman relaatiota. Alla olevalla yhtälöllä voidaan määrittää pumpun hyötysuhde. Tämä ei kuitenkaan ole itse propulsiivinen hyötysuhde, vaan siihen palataan myöhemmin.

$$\eta_{\text{pump}} = \frac{\rho g H_p Q}{\Omega T_q}$$

Missä,

ρ	= Nesteen tiheys	kg/m ³
H_p	= Hydrostaattinen nostokorkeus	m
Q	= Tilavuusvirta	m ³ /s
Ω	= Impelleriakselin kulmanopeus	rad/s
T_q	= Vääntö akselissa	Nm

Tästä päästään itse propulsiivisen hyötysuhteen yhtälöön, joka koostuu edellämainituista tekijöistä. Tähän yhtälöön tulee myös mukaan työnnönvähennyskerroin t ja vanavesikerroin w , joka on aluksen nopeuden V_s ja vetolaitteen sisäänvirtauksen nopeuden V_{in} suhde (Bulten 2006.)

Näiden kerrointen määrittäminen on kuitenkin monimutkaista ilman käytännön kokeita ja niitä käsitellään enemmän kappaleissa 3.3.1 *Työnnönvähennyskerroin* ja 3.3.2 *Vanavesikerroin*.

$$\eta_d = \frac{(1-t)}{(1-w)} \cdot \eta_{\text{pump}} \cdot \frac{2\mu(1-\mu)}{(1+\Phi)-\mu^2(1-\varepsilon)}$$

Yhtälön ensimmäinen termi vastaa veneen rungon hyötysuhdetta ja toinen pumpun hyötysuhdetta. Kolmas termi on vesishuikun hyötysuhde. Asennuskohtaiseen propulsiiviseen hyötysuhteeseen vaikuttaa lähinnä vesisuihkun nopeuskerroin μ , sillä rungon ja pumpun hyötysuhteiden, sekä sisäänoton ja suuttimen kerrointen voidaan olettaa pysyvän lähes muuttumattomina (Bulten 2006.)

3.3.1 Työnnönvähennyskerroin

Tavallista avopotkuria käytettäessä aluksen kokonaisvastus on hieman suurempi kuin sen runkovastus. Tämä johtuu potkurin työntöliikkeen aiheuttamasta alipaineesta, joka muodostuu aluksen perään ja näin kasvattaa sen kulkuvastusta. Näiden vastuksien suhteesta muodostuu työntövoimanvähennyskerroin “ t ”. Alla olevassa lauseessa symbolilla R_{bh} viitataan hinatun rungon vastukseen ja T_n on potkurin aiheuttama netto-työntövoima (Barkley 2013.)

$$t = \frac{T_n - R_{bh}}{T_n}$$

Vesisuihkuvetolaitteessa ei synny samanlaista potkurin aiheuttamaa alipainetta veneen rungon peräälle, kuin tavallisissa potkuriasennuksissa, aiheuttaen erilaisen työnnövähentymän. Kertoimen t suuruuden vaihtelu on laaja ja siihen vaikuttaa pitkälti aluksen rungon leveys-pituus suhde sekä aluksen vastuskäyrä (Terwisga 1996.) Joissain tapauksissa työnnövähennyskertoimen on mitattu vesisuihkuvetolaitteellisessa veneessä olevan jopa negatiivinen (Bulten 2006).

Negatiivinen työnnövähennyskerroin tarkoittaa teoriassa, että nettotyöntövoima on pienempi kuin aluksen kulkuvastus. Työnnövähennysekertoimen vaikutus aluksen rungon hyötysuhteeseen ilmenee luvussa 3.3.2 *Vanavesikerroin* esitetystä yhtälöstä.

Tässä työssä käytetään työnnövähennyskertoimen määrittämiseen apuna luvussa 3.4 *Virtauslaskenta* esitettyä menetelmää.

3.3.2 Vanavesikerroin

Vanavesikertoimen arvo on tärkeä tekijä laskettaessa vesisuihkupropulsion hyötysuhdetta. Sen tarkka määrittäminen on kuitenkin hankalaa. Vesisuihkuvetolaitteen imukanavaan kulkeutuvan nesteen virtauksen nopeus on vanavesikertoimen verran hitaampi kuin aluksen nopeus. Tämä johtuu aluksen pohjan ja nesteen välisestä kitkavastuksesta. Vesisuihkuvetolaitteille ei ole teoreettista laskumallia vanavesikertoimen määrittämiseen vaan se lasketaan pienoismalleilla tehtyjen kokeiden perusteella (de Cock, et al. 2011.)

Jos vanavesikerroin w on nolla, eli aluksen nopeus ja rajapinnan virtausnopeus V_{in} ovat samoja, heikkenee vetolaitteen hyötysuhde. Tämä johtuu siitä, että jos virtausnopeus on hitaampi kuin aluksen nopeus, nesteen virtauksen kiihdyttämiseen tarvitaan vähemmän tehoa saman liikemäärävuon muutoksen, eli nettotyönnön aikaansaamiseksi (Coop 1995.)

Vanavesikertoimen vaikutus rungon hyötysuhteeseen η_{hull} on esitetty alla. Näin ollen vanavesikertoimen kasvaessa rungon hyötysuhde paranee, kun taas työnnövähennyskertoimen kasvaessa hyötysuhde heikkenee.

$$\eta_{\text{hull}} = \frac{(1-t)}{(1-w)}$$

(Barkley 2013)

Vedenvirtauksen hidastumista tapahtuu kaikissa veneissä. Tärkeää vesisuihkuvetolaitteellisen veneen suunnittelun kannalta on osata hyödyntää virtauksen hidastuminen parempana hyötysuhteena. Rajapinnan paksuus kasvaa suhteessa aluksen pituuteen, tarkoittaen että aluksen koolla on suora yhteys vanavesikertoimeen.

3.4 Virtauslaskenta

Virtauslaskenta perustuu Navier-Stokesin yhtälöiden numeeriseen ratkaisuun, mutta se on sovellettavissa myös liikkuviin seinämiin ja lämmönsiirtoon. Menetelmä tunnetaan myös nimellä CFD (Computational Fluid Dynamics) ja sitä sovelletaan laajasti polttomoottoreiden, kaasuturbiinien ja pumppujen suunnittelussa (Laine 2013.)

Tässä työssä arvioidaan vesisuihkuvetolaitteen voimia ja hyötysuhteita aiemmissä kappaleissa mainittujen menetelmien mukaan, niiden täydellisen ymmärtämisen vuoksi. Virtauslaskentaa hyödynnetään kuitenkin tilavuusvirran sekä työnnönvähennyskerroimen määrittämiseen mahdollisimman tarkasti. Virtauslaskennan etuna näiden määrittämisessä on se, että se ottaa vetolaitteen sisällä olevat häviöt, sekä imutunnelin geometrian tarkasti huomioon.

4 VOIMIEN JAKAUTUMINEN VENEEN RUNKOON

4.1 Ideaalinen jakautuminen

Tohtori K. Alexander on tehnyt ohjeistuksen vesisuihkuvetolaitteen asennuksesta veneeseen. Tässä kappaleessa käydään läpi tätä ohjeistusta ja selvitetään paras mahdollinen asennuspa.

Vesisuihkuvetolaitteellista venettä suunniteltaessa tulee ottaa huomioon momenttien ja voimien oikeanlainen välitys vetolaitteelta veneen runkoon. Veneen perään asennettavien vetolaitteiden kohdalla voidaan säästää veneen rungon painoa suunnittelemalla voimien välitys oikein ja käyttämällä hyväksi peräpeilin ja veneenpohjan ominaisuuksia.

sia. Tyypillisesti veneen peräpeili ja pohja ovat lähes kohtisuorassa toisiinsa nähden. Vesisuihkuvetolaitteen kiinnittyessä näihin molempiin, on mahdollista käyttää molempien rakenteiden ominaisuudet hyödyksi ja samalla minimoida tarvittavien lisäjäkisteiden käyttö. Alla oleva taulukko on tehty K. Alexanderin ohjeistuksen mukaan ja siinä on määritelty kumpi, peräpeili vai pohja, on parempi kantamaan erisuuntaiset voimat, jotka syntyvät veneen propulsiosta.

Taulukko 1. Veneen rungon alueelliset vahvuudet (Alexander 1996)

Vesisuihkun voimat	Alueellinen vahvuus rungossa	
	Peräpeili	Pohja
Kölin suuntaiset voimat	Heikko ja joustava	Vahva ja jäykkä
Styyrpuuri-paapuuri suuntaiset	Vahva ja jäykkä	Vahva ja jäykkä
Pystysuorat	Vahva ja jäykkä	Heikko
Vesisuihkun momentit	Alueellinen vahvuus rungossa	
	Peräpeili	Pohja
Keulaa alaspäin painava momentti	Heikko ja joustava	Heikko ja joustava
Käännöksestä aiheutuva momentti	Heikko	Vahva ja jäykkä

Taulukosta (Taulukko 1) huomataan, että veneen pohja kantaa parhaiten horisontaaliset voimat ja momentit, kuten vetolaitteen aiheuttaman työnnön suoraan ajettaessa sekä käännöksissä. Vaikka pohja on tyypillisesti vahvistettu vertikaaliseen suuntaan pituussuuntaisilla sekä poikittaissuuntaisilla jäykisteillä, on ne mitoitettu vahvistamaan pohjaa kestävään siihen suoraan kohdistuvat voimat, kuten aallot. Myös pohjan muodosta johtuen se on ominaisuuksiltaan huono kestävään vertikaalisia voimia ja momentteja (Alexander 1996.) Esimerkkinä tällaisesta momentista on keulaa alaspäin painava momentti, jota käsitellään tarkemmin kappaleessa 3.2.1 *Nesteen virtauksesta aiheutuva momentti*.

Peräpeilin huomataan kestäväen hyvin vertikaaliset momentit edellyttäen, että ne ovat sen tason mukaisia. Tästä syystä myöskään peräpeili ei ole ideaalinen rakenne tukemaan keulaa alaspäin painavaa momenttia, joka vaikuttaa siihen kohtisuoralla tasolla. Vesisuihkuvetolaite eroaa myös avopotkurillisista vetolaitteista siinä, ettei sen impel-

lerin pyörimisestä aiheutu veneen peräpeiliin vääntömomenttia. Tämä johtuu virtauksen suoristavasta staattorista, joka kantaa vääntömomentin kuorman.

4.1.1 Voimien laskeminen

Veneen runkoon vesisuihkuvetolaitteesta aiheutuvien voimien laskukaavat löytyvät tästä kappaleesta. Alle on listattu yhtälöitä kunkin vetolaitteesta aluksen runkoon välittyvän momentin ja voiman määrittämiseen. Voimat on laskettu olettaen, että vetolaitte on suunniteltu niin, että se välittää voimat veneen runkoon kappaleessa 4.3 *Yhteenveto* määritetyllä tavalla. Liitteessä 5 ja 6 olevat kuvat selventävät voimia ja niiden suuntia. Voimien määrittämiseen käytetty menetelmä perustuu Hamiltonin HM402 vetolaitteen asennusohjeessa esitettyyn laskentamenetelmään.

Vertikaalinen momentti M

$$M = T_g \times H + T_d \times h$$

Ohjauksesta syntyvä momentti M_s

$$M_s = T_s \times D_s$$

Aksiaalinen voima F veneen pohjassa.

$$F = T_g - T_d$$

Vertikaalinen kuorma L_v peräpeilissä

$$L_v = T_v + W_v$$

Sivuttainen kuorma L_s peräpeilissä

$$L_s = T_s + W_s$$

Vertikaalinen kuorma W_v veneen pohjassa

$$W_v = M / D_w$$

Sivuttainen kuorma W_s veneen pohjassa

$$W_s = M_s / D_w$$

Sisäänoton liikemäärävuon vastus T_d

$$T_d = Q\rho V_s$$

Missä,

D_w	= etäisyys peräpeilistä imuaukkoon
D_s	= etäisyys peräpeilistä ohjaussuuttimeen
H	= akselin korkeus veneen pohjasta peräpeilissä
h	= keskimääräinen sisäänvirtauksen syväys
L_v	= vertikaalinen kuorma peräpeilissä
M_s	= ohjauksesta syntyvä momentti
T_g	= bruttotyöntö
T_d	= sisäänoton liikemäärävuon vastus
T_s	= ohjauksesta aiheutuva sivuttainen voima
T_v	= peruutusvoiman vertikaalinen komponentti
W_v	= vertikaalinen kuorma veneen pohjassa
W_s	= Sivuttaissuuntainen voima veneen pohjassa
Q	= tilavuusvirta
ρ	= nesteen tiheys
V_s	= veneen nopeus

(Hamilton Jet 1994)

Kuormat W_v , W_s , L_v ja L_s vastaavat voimia, joiden on laskettu syntyvän tiettyihin veneen rakenteisiin. L_v ja L_s vaikuttavat veneen peräpeiliin, W_v ja W_s vaikuttavat veneen pohjaan konehuoneen puolelle jäävän imutunnelinosan keskikohdassa. Nämä voimat on kuvattu liitteissä 5 ja 6 olevissa kuvissa tasapainottamaan muista voimista syntyvät momentit, eli rungon tukivoimina.

Voima F vastaa aluksen kulkuvastusta. Näin ollen se on yhtä suuri nettotyöntövoimaan nähden, kun se suhteutetaan työnnönvähennyskertoimella $(1-t)$. Nettotyöntövoimaa T_n määritettäessä kaavasta tulee siis seuraavanlainen.

$$T_n = \frac{T_g - T_d}{(1-t)}$$

Niin kuin kuvista liitteissä 5 ja 6 huomataan, on kappaleessa 3.2.1 *Nesteen virtauksesta aiheutuva momentti* selitetty voima F_{ps} otettu mukaan voimakkaavioon sen x- ja y-akselin mukaisina komponentteina, mutta alaviistoon suuntaava voima F_{pc} on jätetty kokonaan pois. Tämä johtuu yksinkertaisesti siitä, että voima F_{pc} on erittäin vaikeaa määrittää, sillä sen muodostava vedenvirtaus tulee avoimesta tilasta ja useasta suunnasta, eri nopeuksilla. Kuvitteellisen virtausputken muotoon ja mittoihin vaikuttaa paljon niin kutsuttu **IVR** (Inlet Velocity Ratio). **IVR** on aluksen nopeuden V_s ja vetolaitteen sisään virtaavan nesteen nopeuden, eli V_{in} suhde. Hyvin kattavan kuvauksen sisään virtausnopeuskertoimen vaikutuksesta imuaukossa tapahtuvaan virtaukseen antaa G.J. Griffith-Jones työssään *Investigation of Incompressible Flow Through an Intake Duct with Applications to Waterjet Propulsion*.

4.2 Vetolaitteen kiinnitys runkoon

Vetolaitteen asennus veneen runkoon on syytä toteuttaa kappaleen 4.1 *Ideaalinen jakautuminen* mukaan. Vesisuihkuvetolaitteiden tyypilliset asennustavat on listattu alla olevassa kuvassa. (Kuva 11).

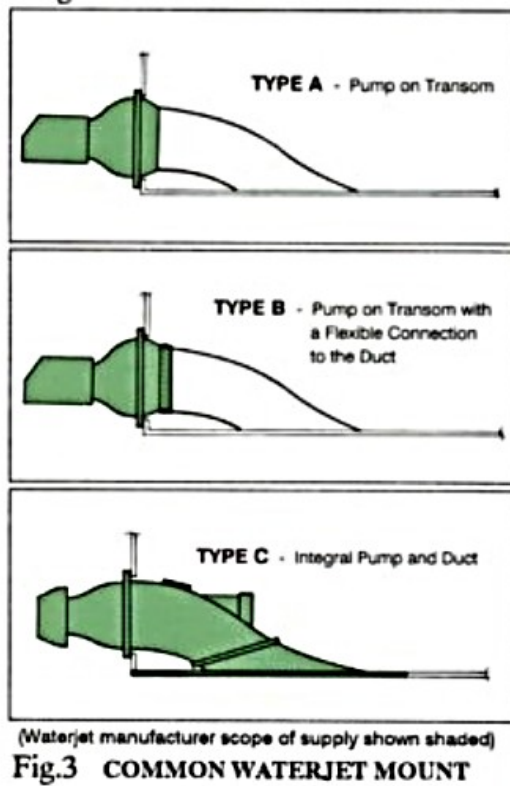


Fig.3 COMMON WATERJET MOUNT

Kuva 11. Yleiset vesisuihkuvetolaitteiden asennustavat (Hamilton Jet 1996)

Vihreä väritys kuvassa ilmaisee vetolaittevalmistajan osuutta vetolaiterakenteessa. Ylimpänä kuvassa on asennus, jossa pumppu on kiinni tukevasti vain peräpeilissä. Keskimäinen ratkaisu on sama kuin ensimmäinen, mutta siinä pumpun ja imukana- van välissä on joustoliitin. Alimmassa kuvassa pumppu ja imutunneli ovat rakenteelli- sesti yhdistetty tukevasti ja imutunnelin seinämävahvuutta on parannettu. Tässä rat- kaisussa imutunnelia ympäröi veneenpohjassa tukeva asennuslaippa.

Valtaosa tämän päivän vesisuihkuvetolaitteista on alimman mallin kaltaisia ratkaisui- ta. On selvää, että kahdessa ylimmässä ratkaisussa nettotyönnöstä muodostuva voima jakautuu lähes ainoastaan peräpeiliin, joka ei omaa hyviä ominaisuuksia kölinsuun- taisten voimien kestämiseen. Alin ratkaisu on kaikista lähimpänä kappaleessa 4.1 *Ide- aalinen jakautuminen* määritettyä voimien jakautumista, sillä vetolaitteesta lähtevä työntövoima kulkeutuu vahvistettua imutunnelin runkoa pitkin suoraan veneen poh- jaan, joka on omiaan kantamaan kyseisen voiman. Tämä ratkaisu välittää myös oh- jauksesta aiheutuvan momentin veneen pohjaan, joka on kyseisessä kappaleessa esitet- ty ideaalisena rakenteena kantamaan tämän voiman.

Vaikka alin ratkaisu on näistä kolmesta selkeästi paras ja varmin, ei sekään tarjoa hy- viä rakenteellisia ominaisuuksia kestämaan keulaa alaspäin painavaa momenttia, jon-

ka tässäkin tapauksessa ottaa vastaan veneen pohja. Kuitenkin imutunnelin ympärillä oleva asennuslaippa jakaa tämän voiman selvästi paremmin runkoon kuin kahdessa ensimmäisessä ratkaisussa. Veneenpohjaan imukanavan liitoksiin ja ympäristöön on kuitenkin hyvä lisätä materiaalivahvuutta sen kestämissen takaamiseksi. Tähän ongelmaan K. Alexander ehdottaa raportissaan poikittaissuuntaisten tukien asentamista vetolaitteen rungosta veneen pohjan pitkittäisjäykisteisiin (Alexander 1996.)

4.3 Yhteenveto

Yleisimpien vesisuihkuvetolaitteiden ollessa nykyään kuvan (Kuva 11) alimman mallin kaltaisia, on vetolaitteen valmistaja suunnittelullaan huolehtinut voimien jakautumisen optimaalisesti veneen runkoon. Näin veneen suunnittelijan ainoaksi tehtäväksi jää suunnitella veneen pohja tarpeeksi vahvaksi kestäämään keulaa alaspäin painava momentti. Hyvin suunniteltu vesisuihkuvetolaitteen runko jakaa voimat veneeseen parhaalla mahdollisella tavalla, hyödyntäen kunkin rakenteellisen elementin vahvoja ominaisuuksia. Kahdessa ylimmässä ratkaisussa on vaarana imutunnelin nurjahtaminen (Hamilton Jet 1996.)

Tässä työssä tarkasteltu vetolaite AJ 245 on kuvan (Kuva 11) alimman mallin kaltainen ratkaisu, jossa koko vetolaite on saman valmistajan suunnittelema kokonaisuus. Kyseinen vetolaite poikkeaa kuitenkin asennustavaltaan Kuva 11 mallista, sillä se on mahdollista asentaa kahdella eri tavalla. Tämän mahdollistaa AJ 245 vetolaitteessa käytetty patentoitu combi- rakenne. AJ 245 asennustapoja ja niiden hyötyjä käsitellään tarkemmin luvussa 8 *vetolaitteen kiinnitys veneen runkoon*.

5 VENEEN RAKENNESTANDARDI

Yleisimmiltä standardoimisorganisaatioilta ei löydy tarkkaa ohjeistusta veneen rungon rakenteelle kestäämään vesisuihkuvetolaitteen voimia. Tässä osiossa tarkastellaan eri standardien näkökulmia vetolaitteen asennuksen sekä rungon ominaisuuksien kannalta.

5.1 ISO-Standardi 12215-5 ja -6

ISO 12215 standardi on yleisesti käytetty standardi veneen rungon mitoituksessa. Standardi soveltuu niin umpi- ja sandwichlaminaattisiin lujitemuoviveneisiin kun

alumiiniveneisiin. Standardi 12215-5 keskittyy veneen rungon rakenteisiin yleisesti ja 12215-6 paneutuu muun muassa rungon liitoksiin ja moottorin asennuspukkeihin. Standardin toimintaperiaate on jakaa veneen runko paneeleihin ja mitoittaa kukin paneeli kestävänsä siihen kohdistuvan paineen. Paneelien mitat rajautuvat niiden ympärille sijoitettavien jäykisteiden mukaan.

Komponentteihin, joihin työntön voima kohdistuu kuuluvat esimerkiksi laakeroinnit ja vetolaitteet. Standardin 12215-6 mukaan hyvä sijainti vetolaitteiden asennukselle, jotka absorboivat työntövoimaa, olisi kahden pituussuuntaisen jäykisteen väliin. Näiden jäykisteiden tarkoituksena olisi siirtää työntöstä aiheutuva voima vetolaitteelta ja muilta komponenteilta ympäröivälle veneen rungolle.

Myös pääpropulsiomoottori olisi hyvä olla asennettuna samoille pitkittäisille jäykisteille. Kohdassa mihin jäykisteet loppuvat tulisi olla kulmatuki tai muu vastaavanlainen ratkaisu jolla vältetään jännitysten tiivistyminen ja mahdollistetaan niiden kulkeutuminen mahdollisimman tasaisesti runkoon.

Standardin mukaan tukirakenteiden tulee myös kestää kaikki standardissa 12215-5 määritellyt suunnittelukuormat sekä niihin voimiin yhteenlaskettuna kaikki voimat, joiden voidaan arvella kohdistuvan alukseen ja jotka ovat lähtöisin työntövoimaa kantaneista komponenteista.

Tällaisiin kuormiin kuuluu esimerkiksi laitteiden nimellispaino sekä niiden massojen kiihtyvyys merenkäynnissä, kaikkiin suuntiin ja kaikissa tilanteissa. Työntövoima, koneen ja impellerin aiheuttama vääntö, hydrodynaaminen vastus, käynnissä olevasta koneesta aiheutuva tärinä ja telakointi ovat tilanteita, joissa vaikuttavat voimat tulee ottaa huomioon. Nämä voimat voidaan esittää pistekuormina (ISO 12215-6:2008 2008.)

Standardin mukaan suurin liukuveneen runkoon kohdistuva voima normaalissa ajossa syntyy kun se iskeytyy vauhdissa aaltoon tai putoaa aallonharjalta sen läpi. Tämä on niin sanottua negatiivista kiihtyvyyttä, jonka voiman aluksen rungon täytyy kestä. Negatiivisen kiihtyvyyden n_{CG} katsotaan standardissa olevan $7g$ liukuveneelle kun g on maan vetovoiman aiheuttama kiihtyvyys, $9,81 \text{ m/s}^2$. Aluksen massan aiheuttama voima suurimmillaan on siis:

$$F = m_{LDC} \times 7 \times g$$

Sama kiihtyvyys tapahtuu luonnollisesti myös aluksen runkoon kiinnitetyillä komponenteilla. Tähän liittyen tarvitsee olla erityisen tarkka painavien komponenttien kuten moottorin ja vetolaitteen aiheuttaman voiman riittävästä tuennasta ja mahdollisimman tasaisesta jakautumisesta.

Vesisuihkuvetolaitteet on tapauskohtaisesti asennettu suhteellisen kauas taakse veneen perälaudasta, joten sen kiinnitys tulee ottaa huomioon erityisesti tässä tilanteessa, jotta perälauta kestää sen aiheuttaman momentin veneen iskeytyessä aaltoon. Indian Register of Shipping-standardi käsittelee tätä ilmiötä hieman laajemmin.

5.2 Indian Register of Shipping

IRCLASS, eli Indian Register of Shipping tarjoaa rakennestandardin nopeille ja kevyille veneille. Kyseinen standardi ottaa huomioon myös vesisuihkuvetolaitteen asennuksen rungon mitoituksessa.

5.2.1 Keskeisimmät, asennukseen liittyvät vaatimukset

Keskeisimmät vaatimukset on listattu alle.

- Yli 500 kW luokitetut vesisuihkuvetolaitteet tulee asentaa omaan vesitiiviiseen osastoonsa.
- Vetolaite tulee asentaa valmistajan ohjeistuksen mukaisesti.
- Ne kohdat, missä vetolaite kuormittaa veneen runkoa, tulee rungon levyn vahvuus olla 50 % suurempi kuin standardin mukaan laskettu paksuus. Pohjan levyn paksuus tulee kuitenkin olla vähintään 8 mm kyseisissä kohdissa. Vahvistetun pohjalevyn tulee ylittää laajuudeltaan lähimpien rungon jäykisteiden yli.
- Pulttaus-asennuksissa tulee rungossa olevat kierteet olla soveltuvaa materiaalia rungon materiaalin kanssa. Hitsausten tulee läpäistä niille asetetut vaatimukset.
- Pulttien mitat ja niiden välistys tulee tarkastaa vetolaitevalmistajan kanssa. Niiden tulee myös olla venekäyttöön soveltuvaa materiaalia ja eristetty tarpeen vaatiessa.
- Rungon paksuuden kierretappien alla tulee olla vähintään 1,2 kertaa standardin määrittämän rungon paksuuden.

- Monimutkaisissa asennuksissa elementti-analyysia tulee käyttää standardissa esitettyjen laskutoimitusten sijaan.

(Indian Register of Shipping 2011)

5.2.2 Suunnittelukuormat

Standardi määrittelee eri tapauksille laskettavat suunnittelukuormat ja ne ovat listattuna alla:

- Hätäjarrutus
- Suurin peruutusvoima 10 solmun vauhdissa
- Eteenpäin ajo
- Suurin ohjauskuorma
- Vetolaitteen massasta syntyvä kuorma määritellään standardin mukaan kertomalla sen paino dynaamisella kuormakertoimella. Vetolaite käyttäytyy ulokepalkin tavoin aluksen pituuskallistuessa
- Useasti toistuvat kuormat impellerin lavaniskuista

(Indian Register of Shipping 2011)

5.2.3 Sallittu jännitys

Vetolaitetta ja sen imutunnelia tukevien rakenteiden sallittu jännitys voidaan määrittää alla olevien yhtälöiden mukaisesti. Normaalijännitystä kuvaa symboli σ_d ja leikkausjännitystä symboli τ_d . Yksiköt ovat N/mm².

$$\sigma_d = 110/k$$

$$\tau_d = 50/k$$

Symboli k on materiaaliikohtainen kerroin ja sen määritelmä löytyy standardin kappaleesta 3. Eri teräslaadusta riippuen k :n arvo on 0,72- 0,78. Alumiinille k -arvo lasketaan alla olevan kaavan mukaisesti.

$$k=235/s_y$$

Missä, s_y on pienin arvo seuraavista: 70 % materiaalin murtolujuudesta tai materiaalin myötöjännitys venymän arvolla 0,2 %.

Lujitemuovirakenteille suurin sallittu kuorma joka voi kohdistua vetolaitteen ja imu-tunnelin tukirakenteisiin määritetään alla olevien kaavojen mukaisesti. Normaalijännitystä kuvaa symboli σ_d ja leikkausjännitystä symboli τ_d . Yksiköt ovat muotoa, N/mm².

$$\sigma_d=0,2\times\sigma_u$$

$$\tau_d=0,2\times\tau_u$$

Missä,

σ_u = levyrakenteen suurin vetolujuus N/mm²

τ_u = levyrakenteen suurin leikkauslujuus N/mm²

Ohjauksesta, peruuttamisesta ja ulokepalkkimaisesta taipumisesta johtuvien jännitysten sallitut rajat perustuvat materiaalien väsymiseen ja ne joudutaan määrittelemään sen mukaan (Indian Register of Shipping, 2011.) Väsymislujuutta käsitellään lisää kappaleessa 6.1 *Väsymislujuus*.

6 VENEEN RUNGON MITOITUS

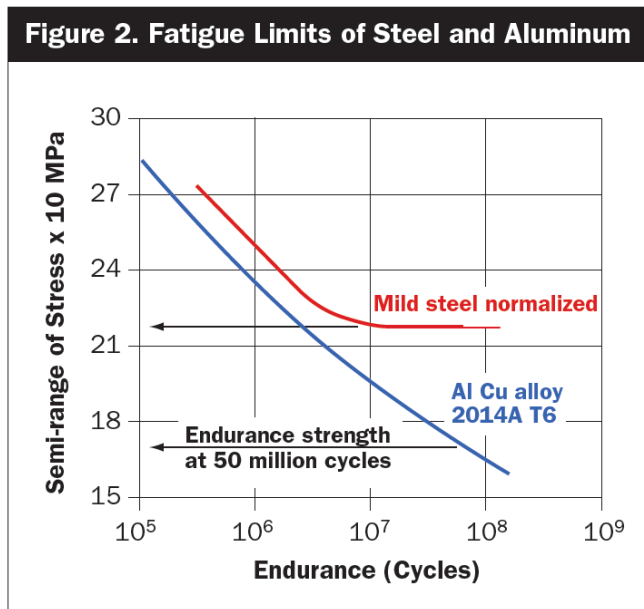
6.1 Väsymislujuus

Vesisuihkuvetolaitteellista venettä suunniteltaessa tulee rungon rakenteiden mitoitus pääsääntöisesti tehdä väsymislujuutta silmällä pitäen. Tämä johtuu vetolaitteen aiheuttamista, luonnoltaan toistuvista voimista, jotka vaikuttavat erityisesti kevyissä rakenteissa. Tätä varten on hyödyllistä määrittää kuormitusten keskiarvot, kuormitusten vaihtelut sekä voimien syklien tiheys. Alla on listattu esimerkkejä erilaisista toistuvista voimista. Kunkin voiman keskimääräinen taajuus on verrattavissa keskimääräiseen aluksen elinikään (Alexander 1996.)

- Impellerin lavan iskun kuormitus. Voimana ei erityisen mittava mutta sen toistuvuus on suuri. Syklejä on keskimäärin 10×10^{10} aluksen eliniän aikana.
- Korjaavat ohjausliikkeet. Voimana ei ole merkittävä, mutta korkea taajuus: 10×10^7 sykliä.
- Suuret, ohjauksesta muodostuvat kuormat: 10×10^5 .
- Kevyet peruutuskuormat: 10×10^5 .
- Suuret peruutuskuormat: 10×10^3 .

(Alexander 1996)

Alumiini ja teräs omaavat materiaaleina hyvin erilaiset ominaisuudet väsymislajuuden näkökulmasta. Teräkselle tyypillistä on, että sillä on väsymisraja. Tämä tarkoittaa sitä, että kyseisen rajan alittavilla, kevyillä kuormilla teräs ei väsy, riippumatta syklien määrästä. Alla olevassa kuvaajassa (Kuvaaja 1) on esitetty erään alumiiniseoksen ja teräksen väsymislajuudet eri taajuuksilla. Kuten kuvaajasta huomataan, alumiinilla ei ole väsymisrajaa ja se voi menettää mekaaniset ominaisuutensa pienilläkin kuormilla taajuuden ollessa riittävän suuri (Kecsmar 2012.)



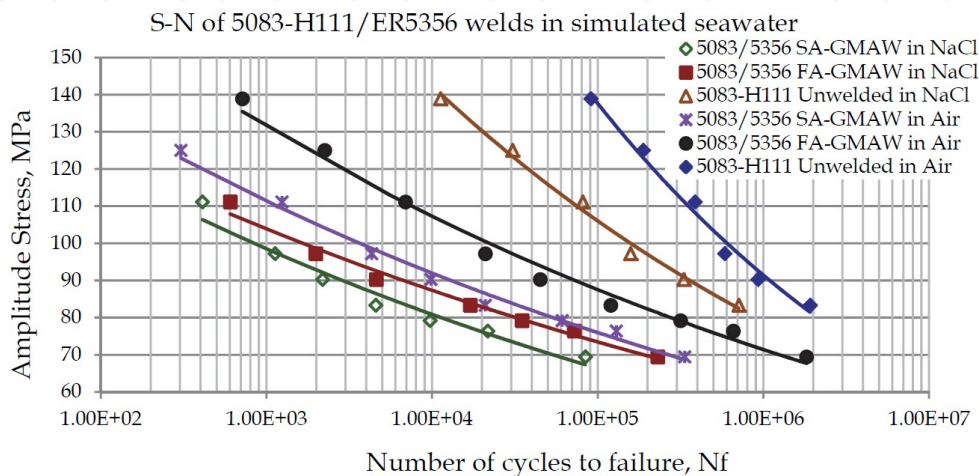
Kuvaaja 1. Alumiinin ja teräksen väsymislajuudet eri taajuuksilla (Kecsmar, 2012)

Alumiinin ja teräksen hitsaussaumoissa tulee välttää jännityksiä, jotta välttyttäisiin väsymisestä aiheutuvilta murtumilta. K. Alexander määrittää hitsaussauman esijännityk-

sen maksimisuuruudeksi 1/5 sen vastaavan levyn sallitusta jännityksestä (Alexander 1996.)

Tapauksissa, joissa ennustetaan syntyvän mahdollisia ongelmia väsymislajuuden suhteen, ovat suunnittelijan vaihtoehdot seuraavat. Pyritään minimoimaan hitsaussaumojen määrää alueella, tai järjestetään kattava saumojen laadunvalvonta (Alexander 1996.)

Alumiini-laadusta riippuen sen väsymislajuus saattaa heikentyä entisestään jos se on jatkuvassa kosketuksessa suolaveden kanssa. Tästä syystä tulee alumiinisen rungon materiaaliksi valita niin sanottu merialumiini. Eri hitsaussaumojen ja levyjen väsymisarvot suolaliuoksessa ja ilmassa on esitetty alla olevassa kuvassa. Kuvasta selviää, että kyseisen materiaalin väsymislajuus heikkenee selvästi sen ollessa kosketuksessa suolaisen liuoksen kanssa.



Kuva 12. Alumiinin 5083, H111 hitsaussaumojen ja levyjen väsymislajuudet 3,5 prosenttisessa suolaliuoksessa ja ilmassa (Mutombo & du Toit 2011)

6.2 Rungon läpiviennit

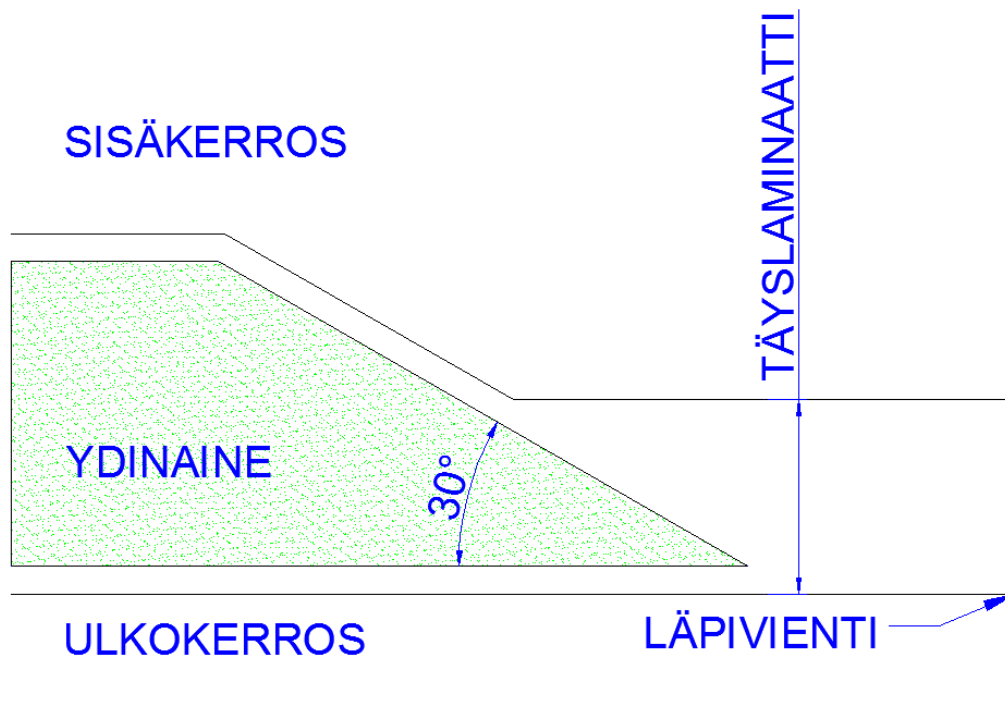
Rungon läpiviennit ovat erityisesti ongelma tai vähintäänkin rakennetta muuttava tekijä ydinainerakenteellisissa veneissä. Laminaattikuoren ja ydinaineen väliin ei saa joutua vettä, sillä se ajan mittaan heikentää rakenteen mekaanisia ominaisuuksia. Veden joutuminen rakenteisiin on erityisen haitallista puu-ydinaineille sekä joillekin solumuovisille ydinaineille, jotka mahdollistavat nesteen kulkeutumisen eteenpäin raken-

teissa. Tästä syystä tässä osiossa paneudutaan tarkastelemaan ainoastaan ydinainerakenteellisen veneen läpivientejä ja siihen liittyviä rakenteellisia käytäntöjä.

6.2.1 Ydinainerakenne

Dave Gerr on määrittänyt ns. ”hyvän käytännön” ohjeen kerrosrakenteisten lujite-
muoviveneiden rakentajille liittyen rungon läpivienteihin. Kaikki ne kohdat rungossa,
joissa on läpivienti tai kiinnike, johon kohdistuu suuri kuorma, täytyy olla umpilami-
naattia. Näihin tapauksiin Gerr luettelee muun muassa trimmitasot, peräsimet ja veto-
lenkit. Tapauskohtaisesti vetolaitteille, kuten vesisuihkut ja pintapotkurit, tulisi runko-
laminaatissa olla vaneri tai vastaava luja ydinaine (Gerr 2000.)

Myös riittävät mekaaniset ominaisuudet omaava umpilaminaatti sopii ns. sandwich-
rakenteisen veneen rungon läpi liitettävän vetolaitteen, kuten vesisuihkuvetolaitteen
kiinnityksen reunukseksi. Tähän Gerrin sääntö on, että alueet, joihin ei kovan rasituk-
sen vuoksi tule ydinainetta, tulee ympäröivä ydinaine viistää 30° kulmassa (Gerr
2000).



Kuva 13. Ydinaineen viistäminen umpilaminaattiin vaihdettaessa

7 VETOLAITTEEN SPESIFIKAATIO

7.1 AJ 245

Paino	= 95	kg
Max teho	= 235	kW
Max kierrosluku 1/min	= 4600	rpm
Max veneen massa varustettu liukuvene)	= 3500	kg (1 vetolaitteella)
Impellerin halkaisija	= 245	mm
Veden tilavuus putkessa	=32	l
Peruutusteho työntövoimasta	= 60	%
Paras teho-alue	= 30–45	solmua
Paaluveto	= max 800	kg

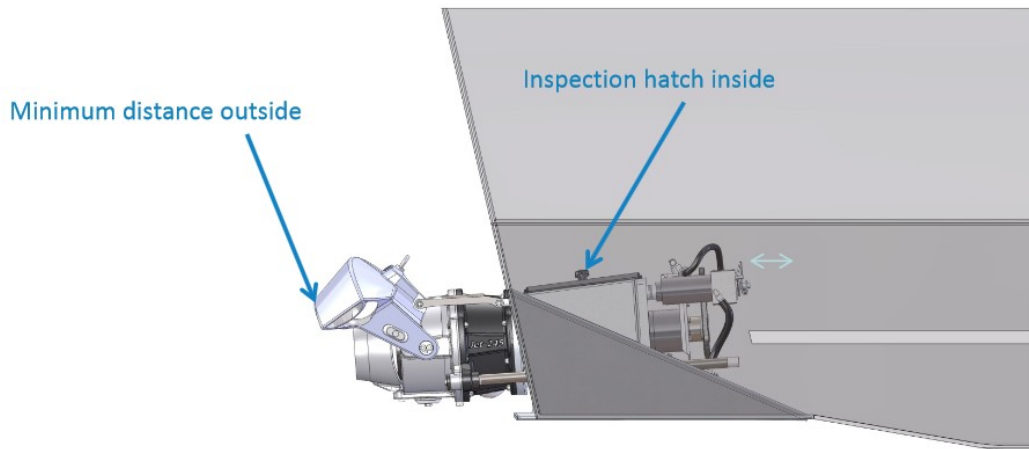
8 VETOLAITTEEN KIINNITYS VENEEN RUNKOON

Sekavirtavesisuihkuvetolaitteita on tyypillisesti markkinoilla kahdella eri asennustavalla. Toisessa vetolaite on sijoitettu lähes kokonaan veneen sisään ja toisessa se on asennettu veneen perälautaan, niin että veneen sisään ei jää kuin osa imutunnelista. Suunnitellusta asennustavasta riippuen impellerin tarkistusluukku jää joko veneen ulko- tai sisäpuolelle. Insinööriyön tilaaja, Alamarin-Jet OY valmistaa pääsääntöisesti veneen peräpeiliin asennettavia vesisuihkuvetolaitteita. Poikkeuksena on malli AJ 245, jossa käytetty patentoitu combi-rakenne mahdollistaa molemmat asennustavat. Asennustapojen nimet ovat ”Short Tail” ja ”Long Tail” – asennus. Tässä työssä puhutaan kuitenkin lyhyestä ja pitkästä asennuksesta. Kummankin asennustavan asennusosien mitat löytyvät liitteistä 8.

8.1 AJ 245 Lyhyt asennus

Lyhyellä asennuksella tarkoitetaan asennusta, jossa vetolaite jää lähes kokonaan veneen sisälle. Kyseinen asennusmalli tarkoittaa myös tarkistusluukun sijaitsemista konehuoneen puolella.

Tässä asennustavassa käytetään erillistä asennusrunkoa. Kuva 14 selventää lyhyttä asennustapaa, jossa vetolaite on kiinnitetty veneen runkoon erillisellä asennusosalla.

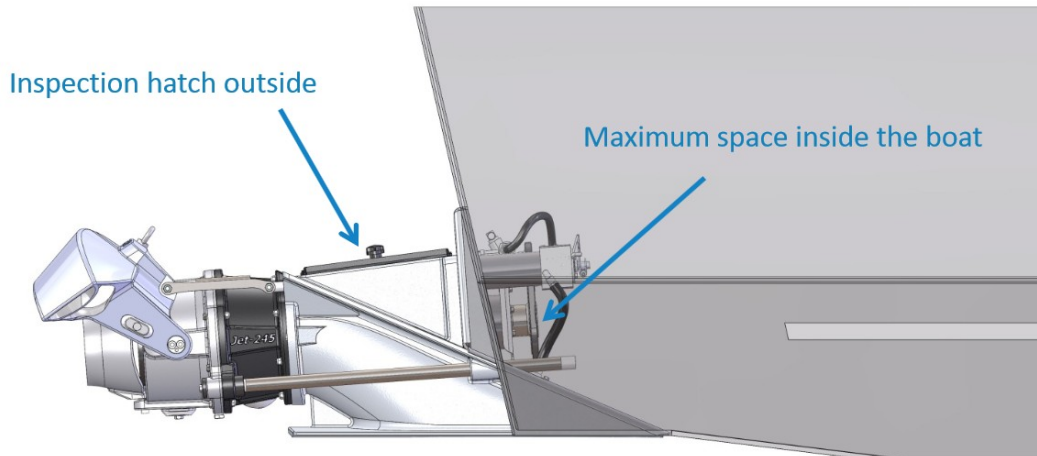


Kuva 14. AJ-245 Lyhyt asennus. (Alamarin-Jet Oy)

8.2 AJ 245 Pitkä asennus

Niin kuin alla olevasta kuvasta (Kuva 15) ilmenee, pitkässä asennuksessa vetolaite on asennettu veneen peräpeiliin, ja konehuoneen puolelle jää vain osa imutunnelista. Tarkistusluukku jää veneen ulkopuolelle ja tässä asennustavassa myös suutin on kauempana veneen peräpeilistä. Tämä ilmenee käännyttäessä suurempana käännökseen vaikuttavana momenttina, mutta myös suurempina jännityksinä veneen rungon ja vetolaitteen kiinnityksessä.

Pitkän asennuksen yksi suurimmista eduista on se, että sijoittamalla vetolaite lähes kokonaan veneen rungon ulkopuolelle minimoidaan mahdolliset vuotoaukot ja näin veden pääsy rungon sisälle. Veneen sisälle jää myös enemmän tilaa muille asennuksille toisin kuin lyhyessä asennustavassa. Pitkässä asennuksessa tulee varmistaa vetolaitteen riittävän tukeva liitännä, sillä siihen kohdistuu aallon iskuista kovemmat vertikaaliset voimat.



Kuva 15. Pitkä asennus. (Alamarin-Jet Oy)

9 ESIMERKKIVENE

Tässä osiossa määritetään alumiininen liukuvarunkoinen esimerkkivene, joka mitoitetaan ISO-standardin mukaisesti. Myöhemmin selvitetään elementtianalyysin avulla, miten vesisuihkuvetolaitteen aiheuttamat voimat välittyvät veneen runkoon ja mitkä rakenteiden alueet ovat kriittisiä. Vene mitoitetaan C-kategoriaan eli luokkaan ”rannikko”. Esimerkkiveneeseen asennetaan AJ 245 vesisuihkuvetolaite kummallakin kappaleessa 8 *vetolaitteen kiinnitys veneen runkoon* esitetyllä asennustavalla. Vetolaitteessa on torvi-mallinen peruutuskauha.

9.1 Tehontarve ja hyötysuhde

Esimerkkiveneen perustiedot ovat alla.

Lastattu massa	= 3500 kg	m_{LDC}
Painopisteen etäisyys peräpeilistä	= 2,9 m	LCG
Painopisteen etäisyys kölistä	= 0,6 m	VCG
Pohjan nousukulma	= 22 °	β
Rungon pituus	= 8 m	L_H
Rungon leveys	= 2,5 m	B_H
Vesilinjan pituus	= 7 m	L_{WL}
Vesilinjan leveys	= 2,3 m	B_{WL}
Roiskelistöjen välinen etäisyys	= 1,9 m	Bc

Vene on varustettu yhdellä moottorilla ja yhdellä vetolaitteella, joka tässä tapauksessa on Alamarin-Jetin AJ 245. Vetolaitteen tarkemmat spesifikaatiot löytyvät kappaleesta 7.1 *AJ 245*. Huomataan, että veneen lastattumassa vastaa vetolaitteen valmistajan ilmoittamaa suurinta sallittua veneen massaa.

Työtä varten suoritettiin Alamarin-Jetin oma hyötysuhdelaskelma kyseiselle veneelle. Aluksen kulkuvastukseksi tuli 6 kN maksiminopeudella ja vetolaitteen hyötysuhteeksi saatiin 49 % vastaavalla koneteholla. Konetehon valintaan syvennytään enemmän kappaleessa 9.2 *Moottorin valinta*.

Liitteessä 4 olevasta taulukosta nähdään, kuinka aluksen maksiminopeus määräytyy kulkuvastuksen ja vetolaitteen työntövoiman käyrien risteyskohdassa. Violetti käyrä kuvaa kulkuvastusta ja vihreä käyrä vetolaitteen nettotyöntövoimaa. Kyseisen veneen suurimmaksi nopeudeksi tällä koneteholla ja propulsiivisella hyötysuhteella määräytyi 31,5 solmua.

9.1.1 Hyötysuhteen ymmärtäminen

Alamarin-Jetin tuottaman hyötysuhdelaskelman lisäksi työtä varten tehtiin rinnakkainen laskelma, jonka tarkoituksena oli oppia ymmärtämään vetolaitteen hyötysuhteeseen vaikuttavat tekijät. Tämä laskenta toteutettiin osittain käyttäen likiarvoja sekä tyypillisiä arvoja, eikä se vastaa AJ 245:n todellista hyötysuhdetta. Sellaiset arvot kuten suuttimen hyötysuhde, sisäänottoaukon hyötysuhde ja vanavesikerroin ovat laskussa tyypillisten arvojen perusteella arvioituja lukuja. Suuttimen häviökertoimelle annettiin arvo 0,02, sisäänoton häviökertoimelle 0,2 ja vanavesikerroin 0,02. Työnnönvähennykertoimena ja tilavuusvirran arvona käytettiin luvussa 9.1.2 *Virtauslaskenta* määritettyjä arvoja.

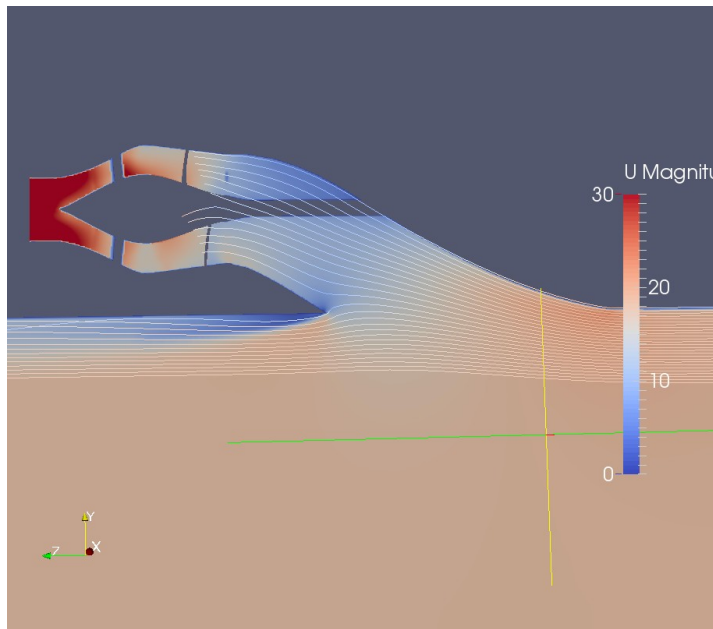
Laskelma suoritettiin samalle esimerkkipuoleen rungolle ja se pohjautuu lehtori Terho Halmeen tekemästä Savitskyn menetelmä-*taulukkolaskusta* saatuun kulkuvastukseen. Savitskyn taulukkolaskenta löytyy liitteestä 9 ja vetolaitteen hyötysuhdelaskenta löytyy liitteestä 10.

Hyötysuhdelaskelma perustuu pitkälti pumpun perusteoriaan, jota käsitellään enemmän kappaleessa 3.3 *Hyötysuhde*.

Näillä veneen parametreilla Savitskyn menetelmä määrittää tarvittavaksi vetotehoksi 89 kW. Vetolaitteen teoreettiseksi hyötysuhteeksi saadaan laskettua 52 % 30 solmun nopeudessa, joten asennettavan tehon suuruudeksi tulee 172 kW, joka alittaa vetolaitteen valmistajan määrittämän maksimitehon 235 kW. Kulkuvastukseksi tulee 5770 N. Tämä vastaa noin 600 kg tarvittavaa työntövoimaa vetolaitteelta, jonka maksimiksi paaluvetotestissä valmistaja on määrittänyt 800 kg. Voidaan siis todeta vetolaitteen soveltuvan hyvin kyseiseen veneeseen. Tulee kuitenkin muistaa, että tämä laskenta käyttää osittain arvioituja arvoja ja tästä syystä se antaa hieman liian optimistisen arvon hyötysuhteesta.

9.1.2 Virtauslaskenta

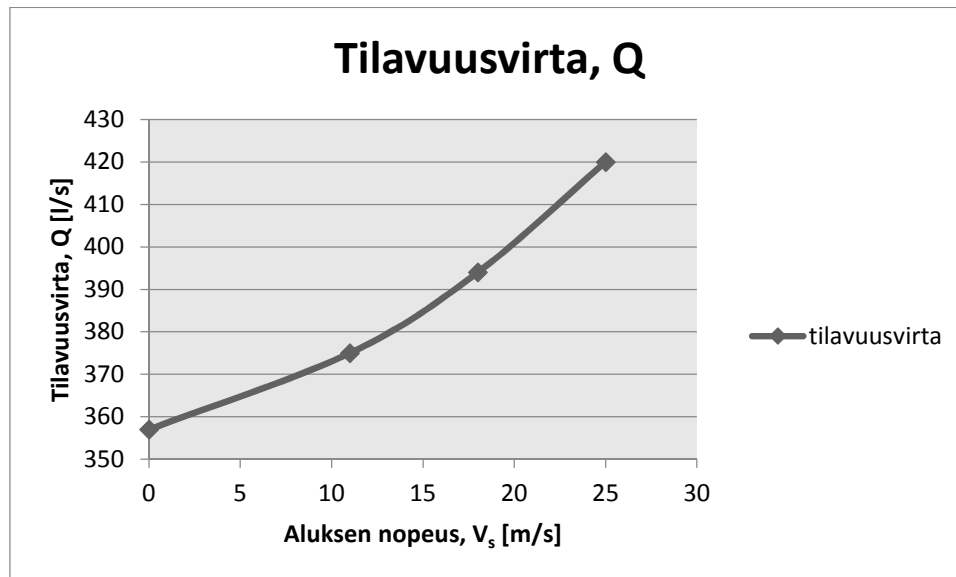
Työtä varten katsottiin tarpeelliseksi teettää kyseiselle vesisuihkuvetolaitteelle virtauslaskelma. Virtauslaskennan avulla päästään suhteellisen tarkkoihin tuloksiin massavirtauksesta sekä työnnönvähennyskertoimesta. Virtauslaskennan tulokset löytyvät liitteessä 20.



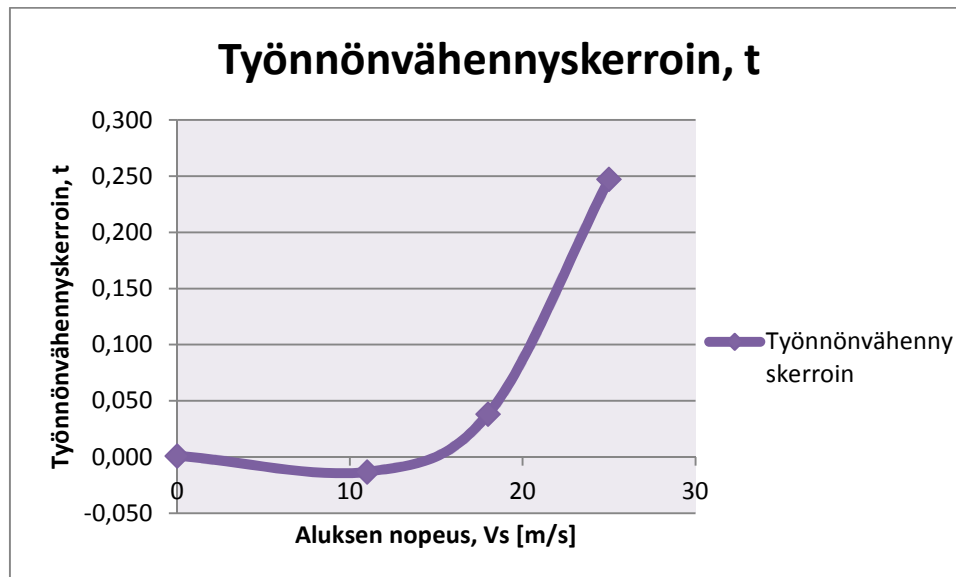
Kuva 16. AJ 245 Virtauslaskenta

Virtauslaskenta jakaa vetolaitteen impellerin siiviksi ja muiksi pinnoiksi ja esittää näissä vaikuttavat paine- ja kitkavoimat x-, y- ja z- komponentteina. Laskenta suoritettiin ns. ”Steady State” ratkaisijalla, jolloin impellerin asento pysyy muuttumattomana. Laskenta tehtiin neljälle alukselle, joiden kulkunopeudet olivat 0 (paaluveto), 11, 18 ja 25 m/s. Impellerin pyörimisnopeutena kaikille neljälle alukselle käytettiin esimerk-

kiveneen moottorin maksimikiertoa $4000 \times 1/\text{min}$ ja vertailun vuoksi paaluvedossa myös $3300 \times 1/\text{min}$. Laskuissa käytettiin samaa #10-impelleriä kuin esimerkkipäälaitteessa. Alla olevat kaaviot kuvaavat virtauslaskennasta saatuja tuloksia tilavuusvirran ja työntönvähennyskerroimen suuruudesta kullekin alukselle.



Kuvaaja 2. Tilavuusvirta nopeuteen nähden



Kuvaaja 3. Työntönvähennyskerroin nopeuteen nähden

Kaaviosta nähdään tilavuusvirran olevan noin 385 litraa sekuntissa 15,4 m/s vauhdissa, joka vastaa esimerkkipäälaitteen nopeutta eli 30 solmua. Sama nopeusarvo antaa työntönvähennyskerroimeksi hyvin lähellä nollaa olevan luvun, 0,007.

Kaaviosta huomataan myös, että jos esimerkkiveneen maksimivauhti olisi muutaman solmun hitaampi, mutta akselin kierrosluku pysyisi samana, tulisi sen työnnönvähennyskerroimeksi negatiivinen arvo. Tähän johtavia tekijöitä käsitellään enemmän luvussa 3.3.1 *Työnnönvähennyskerroin*. Vastaavasti nopeammaksi suunnitellun veneen, jonka impellerin kierrosnopeus on sama, työnnönvähennyskerroin saattaa olla suhteessa jo paljon suurempi, sillä käyrä kääntyy nopeuden 17 m/s arvolla jyrkkään nousuun.

Tämä työ ei ota huomioon vanavesikerrointa virtauslaskelmassa käytetyn nesteen virtausnopeuden määrittämisessä. Sen sijaan virtauksen nopeutena on käytetty alusten kulkunopeuksia. Tämä johtuu siitä, ettei vanavesikerrointa pystytä määrittämään riittävän tarkasti ilman käytännön kokeita.

9.2 Moottorin valinta

Veneeseen valitaan moottoriksi Steyr Motors: in SE266E40, sillä se täyttää kaikki veneen tehontarpeeseen liittyvät kriteerit. Kone soveltuu hyvin käytettäväksi vesisuihkuvetolaitteen kanssa, sillä se antaa suurimman väännön korkeilla kierrosluvuilla, eli erillistä vaihdetta ei tarvita nostamaan impelleri-akselin kierroksia. Moottorin maksimikierrosluku on 4050 kierrosta minuutissa ja vetolaitteen impellerin vastaava mitoitettu maksimi on 4600 kierrosta minuutissa. Moottorin suorituskäyrä on liitteessä 1. Koneen kuivapaino on 340 kg ja maksimiteho on 190 kW.

9.3 Impellerin valinta

Sopiva impelleri valitaan vertailemalla impellerikäyriä sekä moottorin tehokäyriä keskenään. Impelleriä valittaessa ei tule katsoa moottorivalmistajan tavallisesti tarjoamaa avopotkurikäyriä. Kummatkin käyrät ovat potenssifunktioita, mutta avopotkurikäyrä on tyypillisesti potenssiin 2,5 kun taas impellerikäyrä käyttää kolmatta potenssia. Impellerikäyrä on siis aluksi loivempi, mutta jyrkkenee kierrosten lähestyessä maksimia.

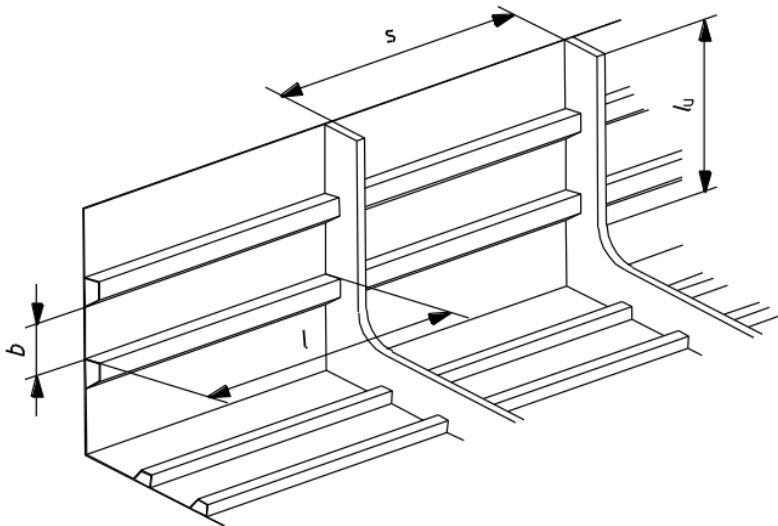
Impellerikäyrät esimerkkiveneeseen on laskettu Alamarin-Jetin omalla ohjelmalla ja ne löytyvät liitteestä 3. Sopivimmaksi impelleriksi valikoitui vihreätä käyriä vastaava #10-3. Impellerikäyrän sekä moottorin tehokäyrän leikkauskohdan optimointia varten tiputettiin moottorin kierroksia 3900 kierrokseen maksimista 4050 kierroksesta mi-

nuutissa. Tämä onnistuu hyvin kyseisellä moottorilla, sillä niin kuin liitteessä 1 olevasta tehokäyrästä huomataan, se tuottaa jo lähes maksimitehonsa tällä kierrosluvulla.

9.4 Rungon mitoitus ISO-standardin mukaan

Runko mitoitetaan käyttäen ICOMIA:n julkaisemaa ja R. Loscomben kehittämää laskentaohjelmaa käyttäen. Laskentaohjelma perustuu ISO 12215-5 standardiin. Vaikka ohjelma kattaa myös ohjaamon ja kannen rakenteellisen mitoituksen, on tähän työhön katsottu tarpeelliseksi ottaa mukaan vain rungon pohja sekä laidat, sillä näihin osiin vetolaitteen voimat jakautuvat pääsääntöisesti. Enemmän tietoa kyseisestä standardista löytää kappaleesta 5.1 *ISO-Standardi 12215-5 ja -6* missä tarkastellaan siinä käytettyä menetelmää.

Runko mitoitetaan sallituilla minimimateriaalivahvuuksilla, mutta rungon nopeudeksi on sen lasketun maksimin, 31,5 solmun, sijaan asetettu arvoksi 35 solmua lisäämään hieman vaadittavia lujuusominaisuuksia. Rungon ja jäykisteiden materiaaliksi valitaan alumiini-magnesiumseos 5083, joka on yksi käytetyimmistä alumiineista veneteollisuudessa sen helpon hitsattavuuden sekä korroosionkeston johdosta (Key to Metals 2010).



Kuva 17. Paneelien ja jäykisteiden mitat (ISO 12215-5:2008 2008)

Ohjelmasta saadut vaadittavat mitat löytyvät liitteestä 2. Yllä oleva kuva (Kuva 17) selventää jäykisteiden mitoituksessa käytettyjä symboleita.

Ohjelmasta saatujen tulosten mukaan veneen pohja rakennetaan kokonaan 6 mm paksusta alumiinilevystä joka tuetaan pitkittäisillä 100×8 lattatangoilla ja poikittaisilla 125×65 L-profiileilla. Laidat tehdään 4 mm paksuisesta levystä joka taas tuetaan 50×5 lattatangoilla pitkittäin ja 80×6 lattatangoilla poikittain.

Veneen peräpeilin paneelit ovat palteiden alapuolelta 6 mm vahvuisia ja palteiden yläpuolella vahvuus vastaa kylkien seinämävahvuutta. Peräpeilin pitkittäisjäykisteet vastaavat mitoitukseltaan pohjan pitkittäisjäykisteitä ja poikittaisjäykiste vastaa kyljen pitkittäisjäykistettä.

Jäykisteissä käytetään 5083-H111 ja paneeleissa 5083-H32 alumiinia.

9.5 Vetolaitteen aiheuttamat voimat

Seuraavissa kappaleissa määritetään vetolaitteen käytöstä syntyvät voimat ja momentit.

9.5.1 Työntövoimat

Niin kuin liitteen 4. käyristä huomataan, vastaa vesisuihkuvetolaitteen nettotyöntövoima aluksen kulkuvastusta. Kappaleessa 3.3.1 *Työnnönvähennyskerroin* käsitelty työnnönvähennyskerroin sisältyy nettotyöntövoimaan, joten se on todellisuudessa hieman kulkuvastusta suurempi.

Sisäänoton liikemäärävuon vastus sekä bruttotyöntö ovat määritetty kappaleen 4.1.1 *Voimien laskeminen* mukaan. Voimien suuruudet löytyvät liitteessä 11 olevasta laskentataulukosta

9.5.2 Rungossa vaikuttavat voimat

Veneen runkoon aiheutuvat voimat on määritelty kappaleen 4.1.1 *Voimien laskeminen*, mukaan. Ensinnäkin määritetään kaikki voimat, jotka syntyvät vetolaitteesta. Sitten lasketaan momentit eteenpäin ajon, ohjauksen ja peruutuksen suhteen. Seuraavaksi momentit jaetaan vertikaalisiin ja poikittaissuuntaisiin peräpeiliin vaikuttaviin ja vertikaalisiin sekä poikittaissuuntaisiin veneen pohjaan vaikuttaviin voimiin. Laskentataulukko molempien asennusten aiheuttamista voimista tuloksineen löytyy liitteestä 11.

Ohjauksesta syntyvät voimat on määritelty kappaleen 3.2.5 *Virhe. Viitteen lähde ei löytnyt.*, mukaan. Imutunnelissa kääntyvän virtauksen aiheuttama voima selitetään kappaleessa 3.2.1 *Nesteen virtauksesta aiheutuva momentti.*

9.6 Väsymislujuus

Alumiinisen vesisuihkuvetolaiteveneen väsymislujuutta käsitellään tarkemmin kappaleessa 6.1 *Väsymislujuus.* Tässä työssä käytetään kyseisessä kappaleessa esitettyjä syklimääriä eri veneen ohjausliikkeistä aiheutuville voimille selvittämään esimerkki-veneen rungon kestävyyttä väsymistä vastaan.

9.7 Sallitut jännitykset ja mekaaniset ominaisuudet

Seuraavissa kappaleissa tarkastellaan veneen rungon sallittujen jännitysten arvoja kahden eri standardin näkökulmista. Näitä arvoja vertaillaan esimerkkiveneestä saattuihin elementtianalyysin jännityksiin.

9.7.1 5083 Alumiinin mekaaniset ominaisuudet

Taulukko 2. 5083 Alumiinin mekaaniset ominaisuudet (Merenkulkulaitos 2009), (ISO 6361-2 2014)

Mekaaniset ominaisuudet, 5083, H111 alumiini (jäykisteet)		Arvo	Yksikkö
σ_U	Murtolujuus	275	Mpa
σ_{UW}	Murtolujuus hitsauksessa	275	Mpa
σ_Y	Myötölujuus	125	Mpa
σ_{YW}	Myötölujuus hitsauksessa	125	Mpa
σ_m	Myötöjännitys 0,2 % venymällä (4 ≤ t ≤ 6.5 mm vahvuus) (Total Materia)	145	Mpa
Mekaaniset ominaisuudet, 5083, H32 alumiini (paneelit)		Arvo	Yksikkö
σ_U	Murtolujuus	305	Mpa
σ_{UW}	Murtolujuus hitsauksessa	275	Mpa
σ_Y	Myötölujuus	215	Mpa
σ_{YW}	Myötölujuus hitsauksessa	125	Mpa
σ_m	Myötöjännitys 0,2 % venymällä (2.9 < t ≤ 12 mm vahvuus) (Total Materia)	215	Mpa

Yllä olevassa taulukossa on listattu 5083, H111 ja H32 alumiiniseosten mekaaniset ominaisuudet. H111 seosta on käytetty esimerkkiveneen jäykisteissä ja H32 seosta pohjan ja kylkien paneeleissa.

9.7.2 ISO 12215 ja Merenkulkulaitoksen ammattivene-ohjeisto

Merenkulkulaitoksen ammattivene-ohjeisto pohjautuu pitkälti samaan ISO 12215-5 standardiin, minkä ohjeistusta noudattaen esimerkkivene on suunniteltu. Ammattivene-ohjeisto asettaa alumiiniveneen jäykisteille ja paneeleille myös samat sallitut jännitykset kuin ISO standardi. Sallitut jännitykset löytyvät alla olevasta taulukosta.

Taulukko 3. Sallitut jännitykset 5083 alumiinille ISO 12215-5 mukaan

Sallitut jännitykset, 5083, H111 (jäykisteet) ja H32 (paneelit) alumiini, ISO-12215-5:2008			
Osa	Sallittu jännitys	Arvo	Yksikkö
Paneelit	$\sigma_d=0,6 \times \sigma_{UW}$ tai $0,9 \times \sigma_{YW}$ (pienempi näistä)	112,5	Mpa
Jäykisteet, normaali	$\sigma_d=0,7 \times \sigma_{YW}$	87,5	Mpa
Jäykisteet, leikkaus	$\tau_d=0,4 \times \sigma_{YW}$	50	Mpa

Missä,

σ_d = Suurin sallittu normaalijännitys Mpa

τ_d = suurin sallittu leikkausjännitys Mpa

Suurimmaksi varmuusluvuksi tulee 2,5 jäykisteen hitsausseaman leikkauslujuudelle.

9.7.3 Indian Register of Shipping, IRLCLASS

Kappaleeseen 5.2 *Indian Register of Shipping* viitaten, tulee jäykisteiden **K**-arvoksi, IRLCLASS standardin mukaan 1,62, koska myötöraja 0,2 % venymällä on 5083 H111 alumiinilla pienempi kuin $0,7 \times$ sen murtolujuus. Pohjan ja kylkien paneelien **K**-arvoksi tulee 1,1, $0,7 \times$ sen murtolujuuden ollessa pienempi arvo kuin myötörajan 0,2 % venymällä.

Indian Register of Shipping:in standardin mukaiset sallitut jännitykset vesisuihkuveto-laitteelliselle veneen rungolle löytyvät alla olevasta taulukosta.

Taulukko 4. Sallitut jännitykset 5083 alumiinille IRCLASS:n mukaan

Sallitut jännitykset, 5083, H111 (jäykisteet) ja H32 (paneelit) alumiini, IRCLASS			
Osa	Sallittu jännitys	Arvo	Yksikkö
Paneelit	$\sigma_d=110/k_{\text{paneeli}}$	100	Mpa
Jäykisteet, normaali	$\sigma_d=110/k_{\text{jäykiste}}$	68	Mpa
Jäykisteet, leikkaus	$\tau_d=50/k_{\text{jäykiste}}$	31	Mpa

9.7.4 Yhteenveto

Edeltävissä kappaleissa on esitetty kahden eri standardin asettamat sallitut jännitykset. Huomataan, että IRCLASS standardi asettaa materiaalille alhaisemmat sallitut jännitykset kun ISO standardi. Toisaalta tulee myös muistaa, että IRCLASS:n ohjeistukseen kuuluu, että vesisuihkuvetolaitetta ympäröivän rungon paneelin vahvuuden tulee olla 1,5 kertainen mitoitettuun paksuuteen nähden tai vähintään 8 mm paksu. Tätä asiaa käsitellään tarkemmin kappaleessa 5.2.1 *Keskeisimmät, asennukseen liittyvät vaatimukset*.

Koska esimerkkivene on suunniteltu ISO standardin mukaan, eikä IRCLASS:n mukaan, eivät sallitut jännitysarvot ole täysin vertailukelpoisia. Kuitenkin veneen rungon elementtianalyysiin perustuvia jännityksiä vertaillaan kummankin standardin vaatimuksiin ja selvitetään sen kelpoisuus näillä parametreilla.

9.8 Elementtimenetelmä

Työtä varten on mallinnettu ISO-11215-5 standardin mukainen veneen runko johon on tehty sopiva aukko vesisuihkuvetolaitteen asennusosalle. Tälle mallille on ajettu yksinkertainen elementtianalyysi, jonka havainnollistaa kuinka voimat jakautuvat veneen runkoon. Mallin materiaaliset ominaisuudet on asetettu samoiksi kuin 5083-H111 alumiinin, jotka on esitetty kappaleessa 9.7.1 *5083 Alumiinin mekaaniset ominaisuudet*. Analyysi on suoritettu käyttäen SolidWorks Simulation – ohjelmaa ja von Mises:in menetelmää.

Elementtianalyysi suoritetaan kummallekin vetolaitteen asennustavalle hätäjarrutuksessa ja täydessä ohjauskulmassa. Tuloksia vertaillaan keskenään, sekä kappaleissa 9.6 *Väsymislujuus* että, 9.7 *Sallitut jännitykset ja mekaaniset ominaisuudet* asetettuihin vaatimuksiin.

Elementtimenetelmän tulokset löytyvät liitteistä 12- 19. Von Mises'in jännitystä ilmaisevat kuvat kyseisissä liitteissä ovat samassa mittasuhteessa ja vertailukelpoisia keskenään.

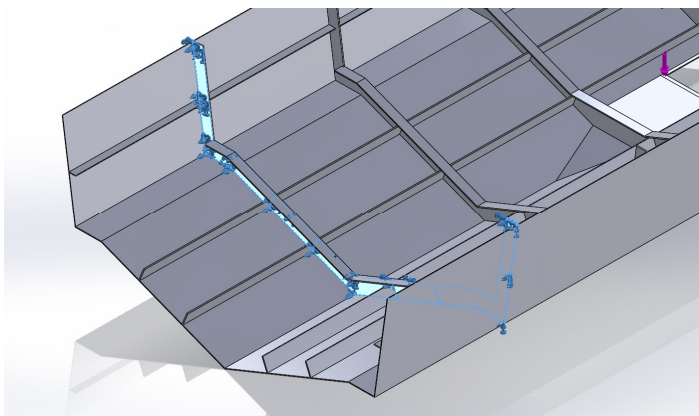
9.8.1 Elementtimenetelmän perusteet

Tässä osiossa käydään elementtimenetelmän periaate lyhyesti läpi. Elementtimenetelmä on lujuusoppiin perustuva tietokonepohjainen ratkaisumalli, jolla voidaan selvittää rakenteen siirtymätilakenttä, muodonmuutostilakenttä ja jännitystilakenttä. Koska lujuusopin yhtälöillä voidaan ratkaista vain yksinkertaisen geometrian omaavia kappaleita, jaetaan elementtimenetelmässä kappale useaan yksinkertaisemman geometrian omaavaan äärelliseen osaan. Tämä muodostaa elementtiverkon, jossa elementit ovat kiinni toisissaan solmuilla. Elementtejä voi olla erimuotoisia, mutta tyypillisimmin solidirakenteissa käytetään joko neli-, viisi- tai kuusitahokkaita (Lähtenmäki 2006.)

Tässä työssä tarkastellaan lähinnä kappaleen jännitystilakenttää.

9.8.2 Kiinnitys

Kyseisessä elementtimenetelmässä kappaleelle asetetaan kiinnityspiste. Tässä työssä kiinnityspisteeksi on valittu poikittaissuuntainen jäykistekaari läheltä veneen keskilavaa. Alla olevassa kuvassa veneen kiinnitys on merkitty sinisin nuolin.

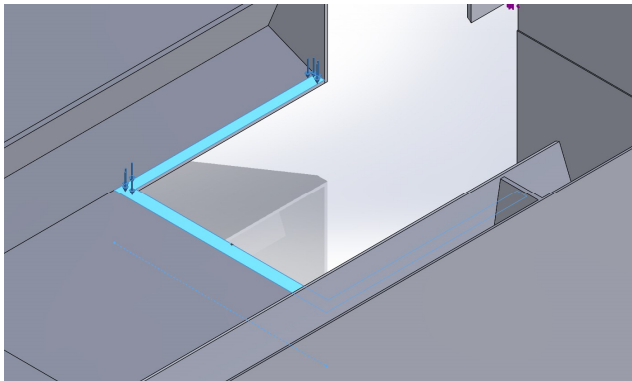


Kuva 18. Rungon kiinnitys

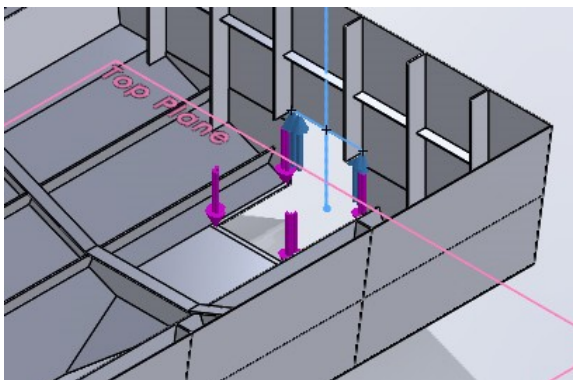
9.8.3 Voimat

Voimat on asetettu vaikuttamaan eri ohjaustilanteissa eri kohtiin veneen runkoa kapaleen 4 *Voimien jakautuminen veneen runkoon* mukaan. Hätäpysäytyksessä peräpeiliin ja imutunnelin asennusympäristöön kohdistuu vertikaaliset voimat. Ohjaustilanteessa peräpeiliin ja imutunnelin asennusympäristöön kohdistuu sivuttaiset voimat. Voimat on laskettu luvun 4.1.1 *Voimien laskeminen* mukaan, perustuen liitteessä 4 määritettyyn kulkuvastukseen ja liitteen 20 virtauslaskelman perusteella määritettyyn tilavuusvirtaan. Laskentataulukko tuloksineen löytyy liitteestä 11.

Alla olevissa kuvissa on sinisillä nuolilla kuvattu hätäpysäytystilanteessa veneen runkoon vaikuttavat voimat.



Kuva 19. Hätäpysäytyksen voimat, voima veneen pohjassa



Kuva 20. Hätäpysäytyksen voimat, voima veneen peräpeilissä

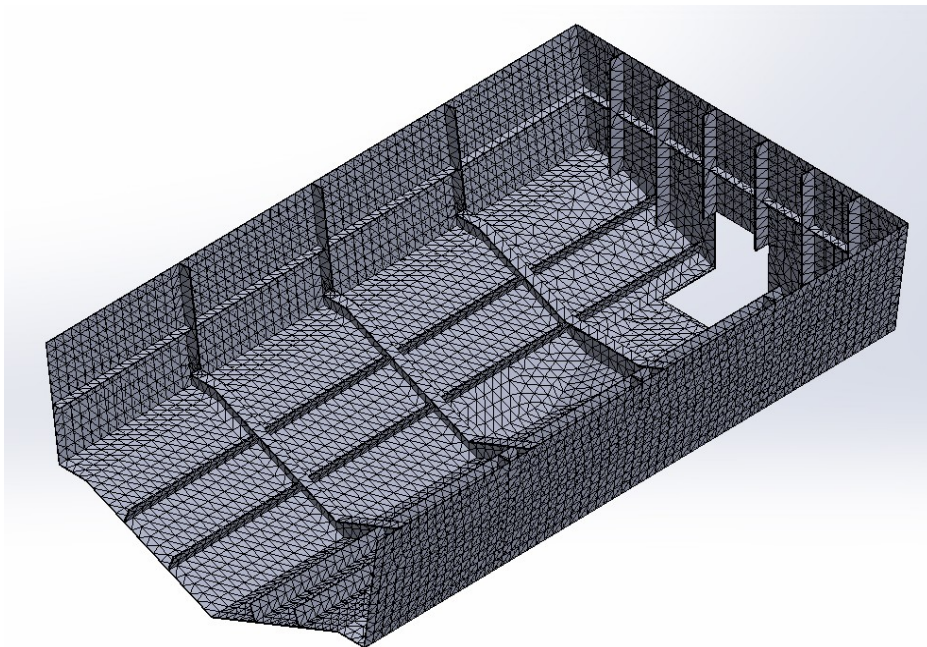
9.8.4 Elementtiverkko

Kaikissa tämän työn elementtianalyseissa käytetään samaa keskilaivan keulanpuolelta katkaistua veneen runkoa. Vertailukelpoisten tulosten saamiseksi käytetään kaikissa analyyseissä samaa verkotusta, jonka tiedot löytyvät oheisesta taulukosta.

Taulukko 5. Verkotuksen tiedot

Verkotus tyyppi	Solids-verkko
Verkotus tapa:	Oletus
Elementin koko	64.7237 mm
Toleranssi	3.23619 mm
Verkon tiheys	Korkea
Solmujen määrä	72094
Elementtien määrä	36088

Ohessa oleva kuva havainnollistaa kyseessä olevan veneen rungonosan elementtiverkkoa.



Kuva 21. Veneen rungon elementtiverkko

9.8.5 Tulokset

Von Misesin elementtianalyysi osoittaa, että kummassakin ohjaustilanteessa, jotka ovat hätäpysäytys ja kääntyminen, runkoon kohdistuvat jännitykset ovat pienempiä kuin materiaalin omat jännitysraajat. Suurimman paikallisen jännityksen, 92 Mpa, aiheutti pitkän asennustavan hätäpysäytys. Lyhyt taulukko tuloksista on koottu alle, mutta kattavammat tulokset löytyvät liitteistä 12- 19.

Taulukko 6. Suurimmat paikalliset jännitykset

Pitkä asennus	Jännitys max	Yksikkö
Hätäpysäytys	92	Mpa
Ohjaus	78,5	Mpa
Lyhyt asennus		
Hätäpysäytys	58	Mpa
Ohjaus	42,5	Mpa

10 YHTEENVETO

Elementtimenetelmästä saatuja tuloksia tulee käsitellä suuntaa-antavina, sillä niihin ei ole otettu huomioon vetolaitteen asennusosaa, joka vahvistaa tietyn verran vetolaitteen asennuksen ympäristöä veneen rungossa. Tulee myös huomioida, että koska kappaleelle asetettiin elementtimenetelmässä kiinnityskohta, ovat rungossa esiintyvät jännitykset todellisuudessa pienempiä. Tämä johtuu siitä että todellisessa tilanteessa vene ei ole missään kiinni vaan kelluu vedessä. Elementtimenetelmällä saaduista tuloksista huomataan, että pitkällä ja lyhyellä asennustavalla on merkittävä ero veneen runkoon syntyvien jännitysten kannalta.

10.1 Sallitut jännitykset

Vaikka työssä käytettiin yksinkertaista elementtianalyysimenetelmää, olivat sen tulokset riittävän tarkkoja havainnollistamaan karkeasti, mitä tapahtuu vesisuihkuvetolaitteellisen veneen rungossa hätäpysäytyksessä ja ohjauksen ääriasennossa. Elementtianalyysillä saadut maksimijännitykset menivät pääsääntöisesti yli ISO- standardin mukaan määritetyn pienimmän sallitun leikkausjännityksen. Pienin sallittu leikkausjännitys oli jäykisteen hitsausaumalla, jonka arvoksi saatiin 50 Mpa. Vastaava sallittu jännitys IRCLASS standardin mukaan on vain 30 Mpa.

Tämä tulee erityisesti ottaa huomioon veneen runkoa suunniteltaessa, sillä maksimi-jännitykset olivat tulosten perusteella aina lähellä peräpeilin jäykisteitä. Sallitut standardikohtaiset jännitykset löytyvät luvuista 9.7.2 *ISO 12215 ja Merenkulkulaitoksen ammattivene-ohjeisto* ja 9.7.3 *Indian Register of Shipping, IRCLASS*.

Minkään elementtianalyysin suurin paikallinen jännitys ei kuitenkaan mennyt materiaalin omien mekaanisten ominaisuuksien yli. Kyseisen materiaalin mekaaniset ominaisuudet on lueteltu luvussa 9.7.1 *5083 Alumiinin mekaaniset ominaisuudet*.

K. Alexanderin työssään *Waterjet to Hull Load Transfer* esittämä ratkaisu, jossa veto-laite tuetaan poikittaisilla tuilla veneen rungon pitkittäisjäykisteisiin, jakaisi varmasti pysäytys- ja ohjaustilanteissa syntyviä suuria jännityksiä tasaisemmin. Myös kappaleessa 5.2 *Indian Register of Shipping* esitettyä paksumman paneelin käyttöä vetolaitteen ympäristössä on syytä harkita erityisesti pohjan ja peräpeilin alueilla.

10.2 Väsymislujuus

Vertailtaessa elementtianalyysistä saatuja jännityksiä kappaleessa 6.1 *Väsymislujuus* esitettyihin syklimääriin, voidaan muodostaa taulukko, jossa on kullekin ohjausliik-keelle määritelty suurin jännitys ja toistuvuus keskimääräisen aluksen eliniän aikana. Kevyiden ohjaus- ja peruutusliikkeiden aiheuttamien jännitysten suuruudeksi on arvi-oitu 30 % taulukossa (Taulukko 6) esitetyistä maksimiarvoista. Alla oleva taulukko käsittelee vain pitkässä asennuksessa syntyviä jännityksiä, sillä tulosten perusteella ne ovat huomattavasti suurempia kuin lyhyessä asennuksessa syntyvät jännitykset.

Taulukko 7. Pitkän asennuksen ohjauksen paikalliset jännitykset ja taajuudet

Kuorma	Jännitys (Mpa)	Taajuus
Suuret peruutuskuormat	92	$10 \cdot 10^3$
Kevyet peruutuskuormat	27,6	$10 \cdot 10^5$
Suuret ohjausliikkeet	78,5	$10 \cdot 10^5$
Kevyet ohjausliikkeet	23,6	$10 \cdot 10^7$

Vertaillaan näitä jännityksiä ja syklejä kuvassa Kuva 12. Alumiinin 5083, H111 hitsausseamujen ja levyjen väsymislujuudet 3,5 prosenttisessa suolaliuoksessa ja ilmassa Kuva 12) esitettyyn jännitys-kuormanvaihtopiirroksen. Vertailun tuloksena huomataan, että suuret peruutuskuormat ja suuret ohjausliikkeet väsyttävät kummatkin suola-liuoksen kanssa kosketuksessa olevan 5083 H111 alumiinin hitsausseamaa. Suurten ohjausliikkeiden aiheuttama jännitys menee myös hyvin lähelle kyseisen alumiinin le-

vymateriaalille asetettua väsymispistettä suolaliuksessa, vastaavalla syklimäärällä. Kevyet ohjausliikkeet ja peruutuskuormat eivät tässä tapauksessa, suurista syklimäärästään huolimatta, väsytä alumiinia keskimääräisen veneen eliniän pituisella aikajaksolla.

Elementtimenetelmästä saatujen tulosten perusteella vesisuihkuvetolaitteen voimat tulee ottaa tarkasti huomioon erityisesti väsymislujuuden kannalta veneen rungon suunnittelussa. Etenkin tulee olla tarkkaavainen peräpeilin alueella, sillä elementtianalyysi osoitti suurimman jännityksen kohdaksi aina asennusosan yläreunan jäykisteen sauman peräpeilissä. Tätä havaintoa puoltaa myös Kecsmar tekstissään *Fabrication and Fatigue Failure in Aluminium*. Kecsmarin tekstin mukaan vesisuihkuvetolaitteellisilla alumiiniveneillä on havaittu paljon kyseisen kaltaisia ongelmia. (Kecsmar, 2012)

Tämänkaltaisessa tilanteessa voidaan ratkaisuksi esittää luvussa 6.1 *Väsymislujuus* mainittuja menettelytapoja: hitsaussaumojen tarkkaa laadunvalvontaa tai mahdollisuutta luopua ongelma-alueella sijaitsevista hitsaussaumoista.

10.3 Jatkotutkimus

Työ käsittelee vesisuihkuvetolaitteen aiheuttamia voimia täysin teoreettisesta näkökulmasta. Tämä tutkimistapa mahdollistaa syntyvien voimien ymmärtämisen ja antaa suuntaa syntyvien voimien suuruudesta eri tilanteissa. Hyödyllistä olisi kuitenkin myös tutkia näiden voimien toteutumista käytännössä.

VTT on tehnyt tutkimuksen yhdessä eri venevalmistajien kanssa perämoottorin synnyttämistä voimista veneen perälaudassa. Projektissa mitattiin mittaussauvoilla erikoisten ulkoperämoottoreiden aiheuttamia voimia x-, y- ja z- akselilla. Mittaussauvat sijoitettiin vetolaitteen ja perälaudan väliseen kiinnitykseen niin, että kaikki vetolaitteesta syntyvät voimat kulkivat niiden kautta (VTT 2009.) Samantapaista menetelmää voisi soveltaa vesisuihketolaitteesta syntyvien voimien mittaamiseen.



Kuva 22. Vetolaitteen kiinnityskohtaan sijoitetut mittaussauvat (VTT 2009)

Lähdeluettelo

Alamarin-Jet. 2015. Alamarin-Jet Oy. [Internet]

Saatavilla: [http://www.alamarin-](http://www.alamarin-jet.com/images/filebank/Suunnittelijan_manuaali_Ver.1.2_low.pdf)

[jet.com/images/filebank/Suunnittelijan_manuaali_Ver.1.2_low.pdf](http://www.alamarin-jet.com/images/filebank/Suunnittelijan_manuaali_Ver.1.2_low.pdf)

[Viitattu 28.01.2015].

Alexander, K. 1996. Waterjet to Hull Load Transfer, s.l.: Naval Engineers Journal.

Allison, J. 1993. Marine Waterjet Propulsion, s.276: SNAME.

Barkley, G. 2013. Resistance & Propulsion. s.l.:Southampton Solent University.

Bulten, N.W.H. 2006. Numerical Analysis of a Waterjet Propulsion System.

[Opinnäytetyö]. Eindhoven: Printservice Technische Universiteit Eindhoven.

Carlton, J. 2012. Marine Propellers and Propulsion. s.l.:Butterworth-Heinmann.

Coop, H. G. 1995. Investigation of Hull-Waterjet Interaction Effects. Christchurch:

s.n.

de Cock , J. ym. 2011. Wärtsilä waterjets offer powerful. Wärtsilä Technical Journal,

Numero 2/2011, s. 42.

Engineers Edge. 2015. Engineers Edge. [Internet]

Saatavilla: http://www.engineersedge.com/fluid_flow/control_volume.htm

[Viitattu 23.02.2015].

Gerr, D. 2000. Boat Strength: for builders, designers and owners: International Marine.

H.W.Dickinson. 1938. A Short History of Steam Engine. Michigan, University of Michigan. F. Cass.

Hamilton Jet. 1996. Waterjet to Hull Load Transfer. Jet Torque, Vuosikerta 6

Hamilton Jet. 1994. HJ 402 Manual: Hamilton Jet

Indian Register of Shipping, 2011. Rules and Regulation for the Construction and Classification of High Speed Crafts and Light Crafts: Indian Register of Shipping.

ISO 12215-5:2008. 2008. Veneet. Rungon rakenne. Mitoitus. Osa 5: Yksirunkoisten veneiden mitoituspaineet, mitoitusjännitykset, mitoituksen määrittely: ISO copyright office.

ISO 12215-6:2008. 2008. Small craft - Hull construction and scantlings - Part 6: Structural arrangements and de-tails (ISO 12215-6:2008): ISO copyright office.

ISO 6361-2. 2014. ISO 6361-2 (2014), Wrought aluminium and aluminium alloys - Sheets, strips and plates - Part 2: Mechanical properties: ISO Copyrigh Office.

Kecsmar, J. 2012. Fabrication and Fatigue Failure in Aluminium. Professional BoatBuilder, Vuosikerta kesä-heinäkuu, sivut 56-67.

Key to Metals. 2010. Key to Metals; Marine Applications of Aluminum Alloys: Part One. [Internet]

Saatavilla: <http://www.keytometals.com/Article99.htm>

[Viitattu 08.03.2015].

Laine, S. 2013. Katsaus virtauslaskennan kehitykseen. Helsinki, Lappeenrannan teknillinen yliopisto.

Lähteenmäki, M. 2006. Elementtimenetelmän perusteet, sessio 01: Johdanto.

Elementtiverkko. Solmusuureet. [Internet]

Saatavilla: http://personal.inet.fi/koti/mlahteen/arkistot/elpe_ark.htm

[Viitattu 12.04.2015].

Merenkululaitos. 2009. Merenkululaitoksen ammattiveneohjeisto 2009.1. [Internet]

Saatavilla: <http://virtual.vtt.fi/virtual/fmav2009/fi/index.htm>

[Viitattu 09.04.2015].

Mutombo, K. & du Toit, M. 2011. Corrosion Fatigue Behaviour of Aluminium 5083-H111 Welded Using Gas Metal Arc Welding Method, Etelä-Afrikka, University of Pretoria. InTech Europe.

Pohjamo, T. 1990. Sovellettu hydrodynamiikka. Vammala: Suomen rakennusinsinöörien liitto RIL r.y.

Rolls Royce. ei pvm *Rolls Royce Waterjets*. [Internet]

Saatavilla: <http://www.rolls-royce.com/~media/Files/R/Rolls-Royce/documents/customers/marine/waterjets.pdf>

[Viitattu 10.04.2015].

Steyr-Motors. ei pvm. *SE266E40 Power Curve*. [Internet]

Saatavilla: http://www.steyr-motors.com/uploads/tx_steyrdownloadcenter/SE266E40_FLC.pdf

[Viitattu 20.03.2015].

Terwisga, T. C. v. 1996. *Waterjet-Hull Interaction*, Wageningen: Grafisch Bedrijf Ponsen & Looijen BV.

Total Materia. ei pvm. *Key to Metals* [Internet]

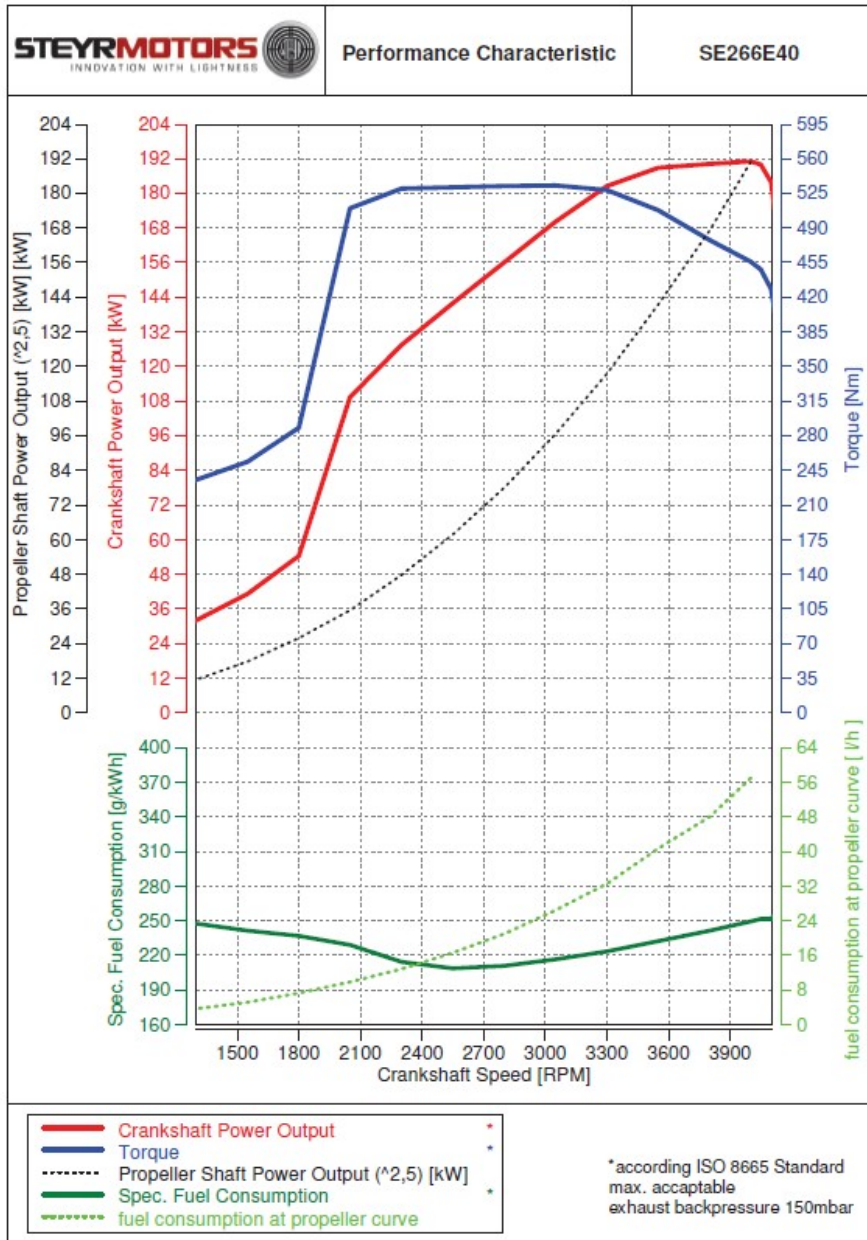
Saatavilla: <http://www.totalmateria.com>

[Viitattu 20.04.2015].

Liitteet

Steyr-Motors SE266E40 Suorituskäyrä

Liite 1



Liite 1 (Steyr-Motors, -)

MANUFACTURER/PERSON RESPONSIBLE FOR REPORT		Tutorial	
Contact details	Not applicable		
BOAT:	Category B RIB [Longitudinally framed at a nominal 350 c-c (Hull) and 450 c-c (Deck)]	Date	8. maaliskuuta 2015

CRAFT PRINCIPAL DATA

SELF-CERTIFIER-12215-5

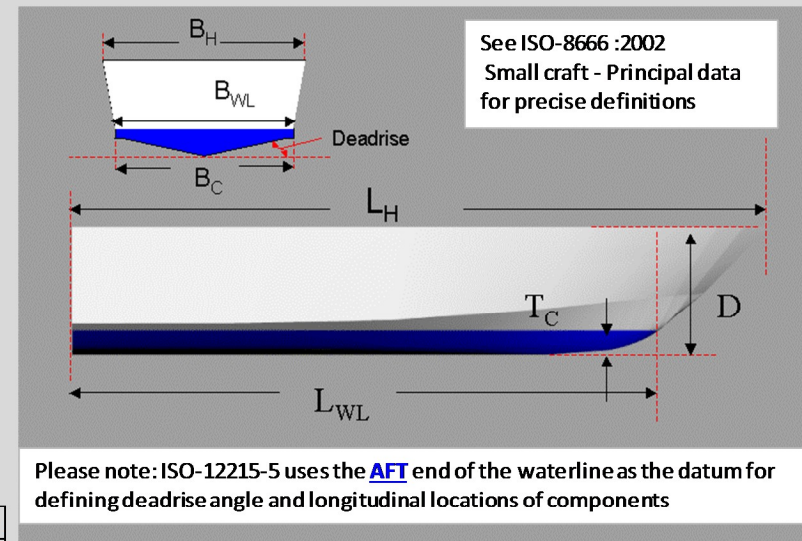
Hull length (Pt.5, 6.1)
Length of waterline (Pt.5, 6.1)
Maximum beam
Waterline beam
Chine beam (Pt.5 Ref 6.1)
Draft at mid-LWL
Hull depth at mid-LWL
Maximum displacement (Pt 5 3.2)
Bottom deadrise angle @ 0.4L_{WL}
Maximum speed (Pt.5, 6.1)
Design Category (Pt 5, 3.

8,000 m
7,000 m
2,500 m
2,300 m
1,900 m
0,460 m
1,100 m
3500 kg
22 deg
35,0 knots
C

L _H	Typical values only	
L _{WL}	(6,4-8 m)	See typicals?
B _H	(2-2,6 m)	Yes
B _{WL}	(1,7-2,3 m)	
B _C	(1,8-2,3 m)	
T _C	(0,3-0,5 m)	
D	(0,6-1,1 m)	
m _{LDC}	(2200-4100 kg)	
β	(10-30 degs)	
V	(6,2-50 knots)	
	Normally C or D	

Dynamic load factor 4,37 g's

Zone and mode	Base pressures		Minimums		Pt.5 clause
Bottom displacement mode	p _{BMD BASE}	55,5 kPa	p _{BMMIN}	10,4 kPa	8.1.2
Bottom planing mode	p _{BMP BASE}	115,4 kPa	p _{BMMIN}	10,4 kPa	8.1.3
Side			p _{S MIN}	3,8 kPa	8.1.4
Deck	p _{DM BASE}	17,1 kPa	p _{DMIN}	5,0 kPa	8.1.6



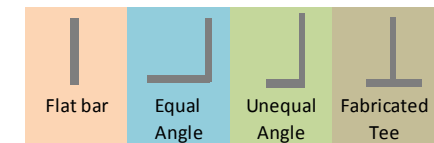
ALUMINIUM

Materiaalilista

MATERIALS LIST

Hull plating material	Yield Strength (welded)
5083-Al, Mg 4,5, Mn 0,7(H32)	125 MPa
5052-Al, Mg 2,5(H34)	65 MPa
5154A-Al, Mg 3,5(H24)	85 MPa

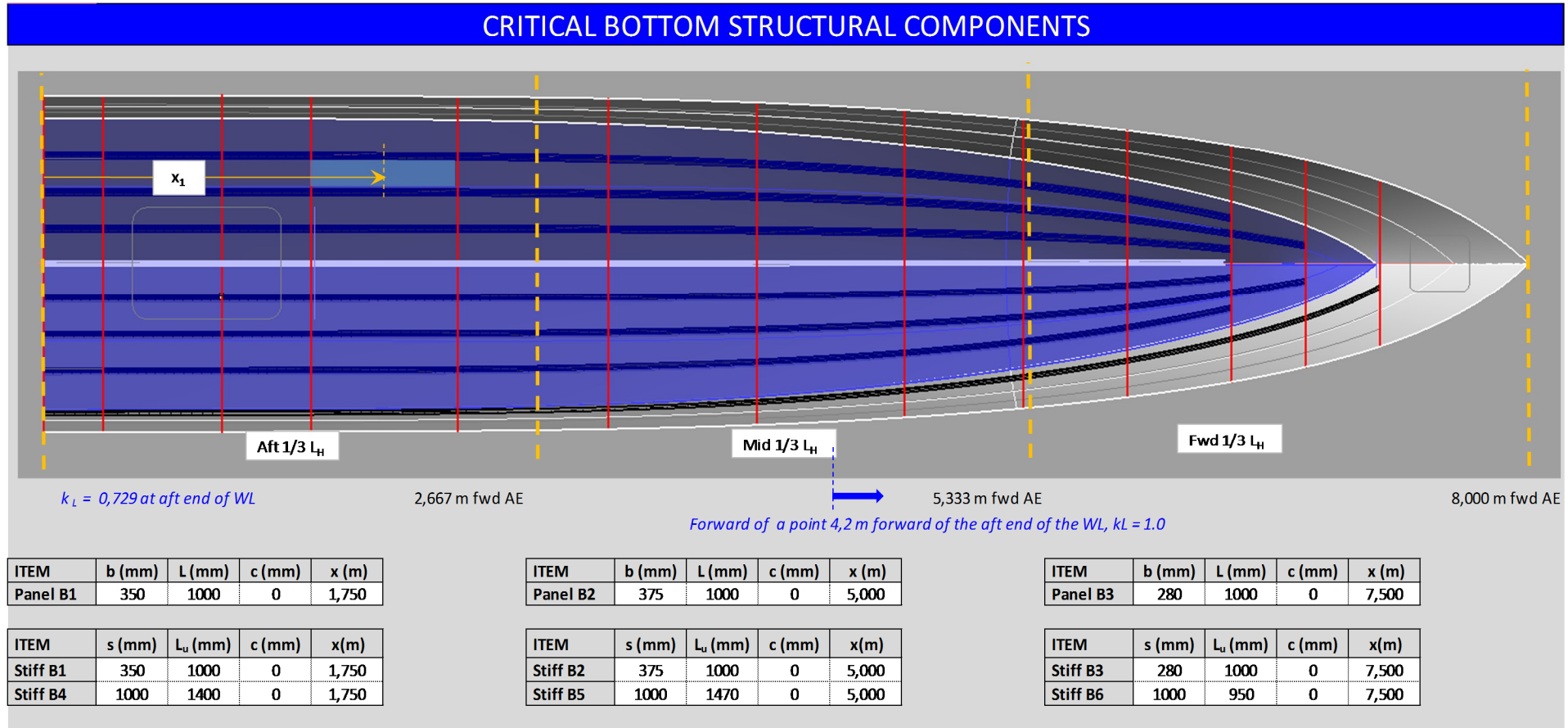
Hull framing material	Yield Strength (welded)
5083-Al, Mg 4,5, Mn 0,7(O/H111)	125 MPa
6082-Al, Si 1, Mg, Mn(T5, T6)	115 MPa
6061-Al, Mg, Si, Cu(T5, T6)	115 MPa



STIFFENER GEOMETRY

Stiffener type	Geometry definition						Stiffener code	Area (cm ²)	Z _{NA} (cm)	I _{base} (cm ⁴)	A _{WEB} (cm ²)	t _{WEB MIN}
	FB depth	FB thk	AB thk	Flange width	T web thk	T flange thk						
Flat bar	40,00 mm	4,00 mm					40 x 4 FB	1,60	2,00	8,53	1,60	3,33 mm
Flat bar	50,00 mm	5,00 mm					50 x 5 FB	2,50	2,50	20,83	2,50	4,17 mm
Flat bar	80,00 mm	6,00 mm					80 x 6 FB	4,80	4,00	102,40	4,80	6,67 mm
Flat bar	100,00 mm	8,00 mm					100 x 8 FB	8,00	5,00	266,67	8,00	8,33 mm
Equal angle	40,00 mm	4,00 mm					40 x 40 x 4 EA	3,04	2,85	29,35	1,44	0,90 mm
Equal angle	50,00 mm	5,00 mm					50 x 50 x 5 EA	4,75	3,57	71,65	2,25	1,13 mm
Equal angle	65,00 mm	6,00 mm					65 x 65 x 6 EA	7,44	4,65	191,11	3,54	1,48 mm
Unequal angle	75,00 mm	6,00 mm		50,00 mm			75 x 50 x 6 UEA	7,14	5,03	221,31	4,14	1,73 mm
Unequal angle	100,00 mm	8,00 mm		50,00 mm			100 x 50 x 8 UEA	11,36	6,36	576,50	7,36	2,30 mm
Unequal angle	125,00 mm	8,00 mm		65,00 mm			125 x 65 x 8 UEA	14,56	8,08	1188,71	9,36	2,93 mm
Fabricated Tee	100,00 mm	6,00 mm	40,00 mm	8,00 mm			100 x 6 (w) 40 x 8 (f) T	9,20	6,88	546,28	6,00	2,50 mm
Fabricated Tee	150,00 mm	6,00 mm	60,00 mm	8,00 mm			150 x 6 (w) 60 x 8 (f) T	13,80	10,25	1813,62	9,00	3,75 mm
Fabricated Tee	200,00 mm	8,00 mm	80,00 mm	10,00 mm			200 x 8 (w) 80 x 10 (f) T	24,00	13,50	5496,00	16,00	5,00 mm

Pohjan mitat



Pohjan paneelit

Go To **BOTTOM**
zone**BOTTOM SHELL PLATING**Go To **BOTTOM**
zonePANEL **B1** Zone Aft 1/3 L

Bottom shell plating thickness	6,00 mm	Yield	125 MPa
Select hull material	5083-Al, Mg 4,5, Mn 0,7(H32)		
ISO-12215-5 REQUIREMENT			
Criterion	Required	Actual	CF RESULT
Thickness for robustness	3,18 mm	6,00 mm	1,89 PASSES
Thickness to meet strength	5,07 mm	6,00 mm	1,18 PASSES

PANEL B1	b (mm)	350	L (mm)	1000	k_c
	c (mm)	0	x (m)	1,75	1,000
	L_{max} (mm)	875	for A_D	A_D (m ²)	0,30625
	L_{max} (mm)	734,3	for k_2	k_2	0,500
	Mode	k_R	k_{AR}	k_L	P_{BM}
	Planing	1,000	0,485	0,842	47,16
	Displacement	1,395	0,677	0,842	18,97
				P_{BM}	47,16

PANEL **B2** Zone Middle 1/3 L

Bottom shell plating thickness	6,00 mm	Yield	125 MPa
Select hull material	5083-Al, Mg 4,5, Mn 0,7(H32)		
ISO-12215-5 REQUIREMENT			
Criterion	Required	Actual	CF RESULT
Thickness for robustness	3,18 mm	6,00 mm	1,89 PASSES
Thickness to meet strength	5,79 mm	6,00 mm	1,04 PASSES

PANEL B2	b (mm)	375	L (mm)	1000	k_c
	c (mm)	0	x (m)	5,00	1,000
	L_{max} (mm)	937,5	for A_D	A_D (m ²)	0,3515625
	L_{max} (mm)	786,75	for k_2	k_2	0,500
	Mode	k_R	k_{AR}	k_L	P_{BM}
	Planing	1,000	0,465	1,000	53,71
	Displacement	1,388	0,646	1,000	21,49
				P_{BM}	53,71

PANEL **B3** Zone Forward 1/3 L

Bottom shell plating thickness	6,00 mm	Yield	125 MPa
Select hull material	5083-Al, Mg 4,5, Mn 0,7(H32)		
ISO-12215-5 REQUIREMENT			
Criterion	Required	Actual	CF RESULT
Thickness for robustness	3,18 mm	6,00 mm	1,89 PASSES
Thickness to meet strength	4,72 mm	6,00 mm	1,27 PASSES

PANEL B3	b (mm)	280	L (mm)	1000	k_c
	c (mm)	0	x (m)	7,50	1,000
	L_{max} (mm)	700	for A_D	A_D (m ²)	0,196
	L_{max} (mm)	587,44	for k_2	k_2	0,500
	Mode	k_R	k_{AR}	k_L	P_{BM}
	Planing	1,000	0,555	1,000	64,00
	Displacement	1,416	0,785	1,000	26,13
				P_{BM}	64,00

Pohjan pitkittäisetjäkisteet 1-3

Go To **BOTTOM**
zone**BOTTOM STIFFENERS No.s 1-3**Go To **BOTTOM**
zone**STIFFENER B1 Zone Aft 1/3 L**

Plate thickness	6,00 mm	Plating yield strength	125 MPa
Attached plating width	350 mm		
Stiffener type and material	100 x 8 FB	5083-Al, Mg 4,5, Mn 0,7(O/H111)	
A (cm ²)	8,00	Z _{NA stiff} (cm)	5,00
		I _{BASE} (cm ⁴)	266,67
A _w (cm ²)	8,00	Z _{NA both} (cm)	1,16
		I _{NA} (cm ⁴)	230,02
Total depth of stiffener	100,0 mm	Stiffener yield strength	125 MPa
Section modulus (cm ³)	To stiffener	26,03	To plate
			130,54
Stiffener yields before plate			
Limiting modulus (cm ³)	26,03	Limiting yield strength	125 MPa

ISO-12215-5 REQUIREMENT					
Criterion	None	Required	Actual	CF	RESULT
Section modulus (cm ³)		15,10	26,03	1,72	PASSES
Web area (cm ²)		1,59	8,00	5,04	PASSES
t _{WEB} (to avoid buckling)		3,71	8,00	2,16	PASSES

STIFF B1	s (mm)	350	L _U (mm)	1000	k _{CS}
	c (mm)		x (m)	1,75	1,000
	s _{min} (mm)	350	for A _D	A _D (m ²)	0,350
	Mode	k _R	k _{AR}	k _L	P _{BM}
	Planing	1,000	0,466	0,842	45,31
	Displacement	0,800	0,373	0,842	10,45
			P _{BM}	45,31	

STIFFENER B2 Zone Middle 1/3 L

Plate thickness	6,00 mm	Plating yield strength	125 MPa
Attached plating width	360 mm		
Stiffener type and material	100 x 8 FB	5083-Al, Mg 4,5, Mn 0,7(O/H111)	
A (cm ²)	8,00	Z _{NA stiff} (cm)	5,00
		I _{BASE} (cm ⁴)	266,67
A _w (cm ²)	8,00	Z _{NA both} (cm)	1,13
		I _{NA} (cm ⁴)	231,30
Total depth of stiffener	100,0 mm	Stiffener yield strength	125 MPa
Section modulus (cm ³)	To stiffener	26,08	To plate
			133,51
Stiffener yields before plate			
Limiting modulus (cm ³)	26,08	Limiting yield strength	125 MPa

ISO-12215-5 REQUIREMENT				
Criterion	Required	Actual	CF	RESULT
Section modulus (cm ³)	18,81	26,08	1,39	PASSES
Web area (cm ²)	1,98	8,00	4,05	PASSES
t _{WEB} (to avoid buckling)	4,14	8,00	1,93	PASSES

STIFF B2	s (mm)	375	L _U (mm)	1000	k _{CS}
	c (mm)		x (m)	5,00	1,000
	s _{min} (mm)	375	for A _D	A _D (m ²)	0,375
	Mode	k _R	k _{AR}	k _L	P _{BM}
	Planing	1,000	0,456	1,000	52,68
	Displacement	0,800	0,365	1,000	12,15
			P _{BM}	52,68	

STIFFENER B3 Zone Forward 1/3 L

Plate thickness	6,00 mm	Plating yield strength	125 MPa
Attached plating width	280 mm		
Stiffener type and material	100 x 8 FB	5083-Al, Mg 4,5, Mn 0,7(O/H111)	
A (cm ²)	8,00	Z _{NA stiff} (cm)	5,00
		I _{BASE} (cm ⁴)	266,67
A _w (cm ²)	8,00	Z _{NA both} (cm)	1,41
		I _{NA} (cm ⁴)	219,40
Total depth of stiffener	100,0 mm	Stiffener yield strength	125 MPa
Section modulus (cm ³)	To stiffener	25,54	To plate
			109,17
Stiffener yields before plate			
Limiting modulus (cm ³)	25,54	Limiting yield strength	125 MPa

ISO-12215-5 REQUIREMENT				
Criterion	Required	Actual	CF	RESULT
Section modulus (cm ³)	14,60	25,54	1,75	PASSES
Web area (cm ²)	1,53	8,00	5,22	PASSES
t _{WEB} (to avoid buckling)	3,65	8,00	2,19	PASSES

STIF B3	s (mm)	280	L _U (mm)	1000	k _{CS}
	c (mm)		x (m)	7,50	1,000
	s _{min} (mm)	330	for A _D	A _D (m ²)	0,330
	Mode	k _R	k _{AR}	k _L	P _{BM}
	Planing	1,000	0,474	1,000	54,74
	Displacement	0,800	0,379	1,000	12,63
			P _{BM}	54,74	

Pohjan poikittaiset jäykisteet 4-6

Go To BOTTOM
zone

BOTTOM STIFFENERS No.s 4-6

Go To BOTTOM
zone

STIFFENER B4 Zone Aft 1/3 L

Plate thickness	6,00 mm	Plating yield strength	125 MPa		
Attached plating width	360 mm				
Stiffener type and material	125 x 65 x 8 UEA	5083-Al,Mg 4,5, Mn 0,7(O/H111)			
A (cm ²)	14,56	Z _{NA stiff} (cm)	8,08	I _{BASE} (cm ⁴)	1188,71
A _w (cm ²)	9,36	Z _{NA both} (cm)	3,08	I _{NA} (cm ⁴)	849,36
Total depth of stiffener	125,0 mm	Stiffener yield strength	125 MPa		
Section modulus (cm ³)	To stiffener	90,12	To plate	231,11	
Stiffener yields before plate					
Limiting modulus (cm ³)	90,12	Limiting yield strength	125 MPa		

ISO-12215-5 REQUIREMENT				
Criterion	Required	Actual	CF	RESULT
Section modulus (cm ³)	55,80	90,12	1,62	PASSES
Web area (cm ²)	4,18	9,36	2,24	PASSES
t _{WEB} (to avoid buckling)	1,96	8,00	4,09	PASSES

STIFF B4	s (mm)	1000	L _u (mm)	1400	k _{CS}
	c (mm)		x (m)	1,75	1,000
	s _{min} (mm)	1000	for A _D	A _D (m ²)	1,400
	Mode	k _R	k _{AR}	k _L	P _{BM}
	Planing	1,000	0,307	0,842	29,89
	Displacement	0,720	0,250	0,842	10,43
			P _{BM}	29,89	

STIFFENER B5 Zone Middle 1/3 L

Plate thickness	6,00 mm	Plating yield strength	125 MPa		
Attached plating width	360 mm				
Stiffener type and material	125 x 65 x 8 UEA	5083-Al,Mg 4,5, Mn 0,7(O/H111)			
A (cm ²)	14,56	Z _{NA stiff} (cm)	8,08	I _{BASE} (cm ⁴)	1188,71
A _w (cm ²)	9,36	Z _{NA both} (cm)	3,08	I _{NA} (cm ⁴)	849,36
Total depth of stiffener	125,0 mm	Stiffener yield strength	125 MPa		
Section modulus (cm ³)	To stiffener	90,12	To plate	231,11	
Stiffener yields before plate					
Limiting modulus (cm ³)	90,12	Limiting yield strength	125 MPa		

ISO-12215-5 REQUIREMENT				
Criterion	Required	Actual	CF	RESULT
Section modulus (cm ³)	71,96	90,12	1,25	PASSES
Web area (cm ²)	5,14	9,36	1,82	PASSES
t _{WEB} (to avoid buckling)	2,17	8,00	3,69	PASSES

STIFF B5	s (mm)	1000	L _u (mm)	1470	k _{CS}
	c (mm)		x (m)	5,00	1,000
	s _{min} (mm)	1000	for A _D	A _D (m ²)	1,470
	Mode	k _R	k _{AR}	k _L	P _{BM}
	Planing	1,000	0,303	1,000	34,97
	Displacement	0,706	0,250	1,000	10,43
			P _{BM}	34,97	

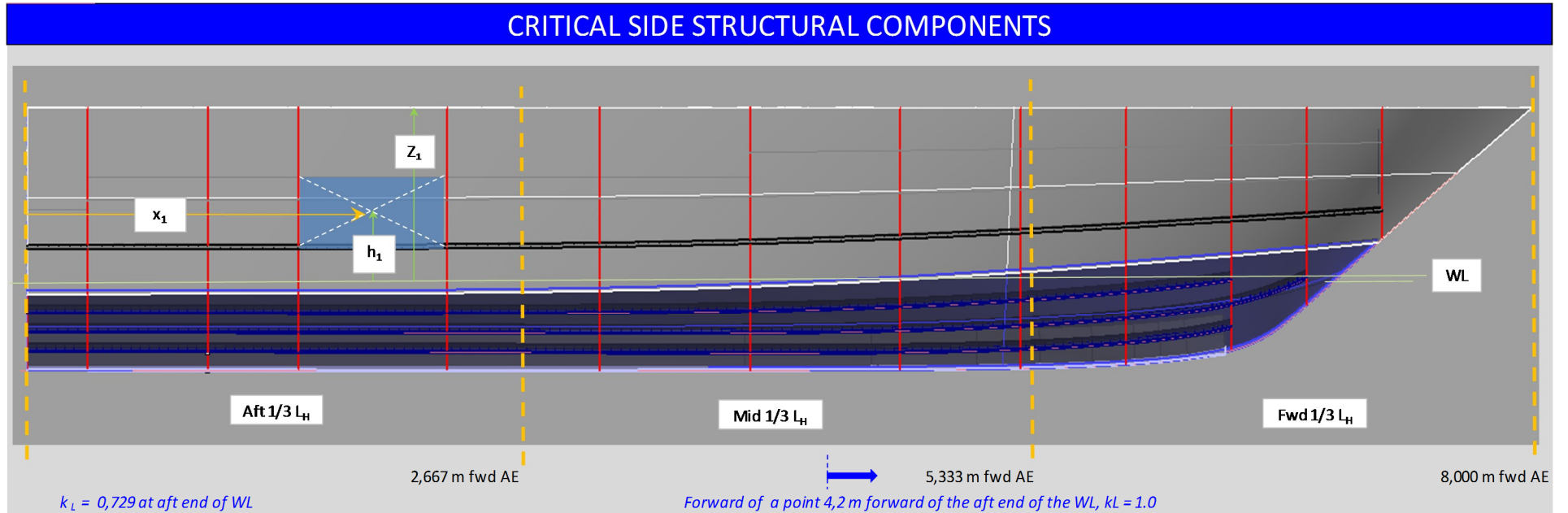
STIFFENER B6 Zone Forward 1/3 L

Plate thickness	6,00 mm	Plating yield strength	125 MPa		
Attached plating width	360 mm				
Stiffener type and material	125 x 65 x 8 UEA	5083-Al,Mg 4,5, Mn 0,7(O/H111)			
A (cm ²)	14,56	Z _{NA stiff} (cm)	8,08	I _{BASE} (cm ⁴)	1188,71
A _w (cm ²)	9,36	Z _{NA both} (cm)	3,08	I _{NA} (cm ⁴)	849,36
Total depth of stiffener	125,0 mm	Stiffener yield strength	125 MPa		
Section modulus (cm ³)	To stiffener	90,12	To plate	231,11	
Stiffener yields before plate					
Limiting modulus (cm ³)	90,12	Limiting yield strength	125 MPa		

ISO-12215-5 REQUIREMENT				
Criterion	Required	Actual	CF	RESULT
Section modulus (cm ³)	34,26	90,12	2,63	PASSES
Web area (cm ²)	3,79	9,36	2,47	PASSES
t _{WEB} (to avoid buckling)	1,86	8,00	4,30	PASSES

STIFF B6	s (mm)	1000	L _u (mm)	950	k _{CS}
	c (mm)		x (m)	7,50	1,000
	s _{min} (mm)	1000	for A _D	A _D (m ²)	0,950
	Mode	k _R	k _{AR}	k _L	P _{BM}
	Planing	1,000	0,345	1,000	39,86
	Displacement	0,810	0,280	1,000	10,43
			P _{BM}	39,86	

Laidan mitat



ITEM	b (mm)	L (mm)	c (mm)	x (m)	Z (m)	h (m)	ITEM	b (mm)	L (mm)	c (mm)	x (m)	Z (m)	h (m)	ITEM	b (mm)	L (mm)	c (mm)	x (m)	Z (m)	h (m)			
Panel S1	350	1000	0	1,750	0,640	0,300	Panel S2	375	1000	0	5,000	0,640	0,300	Panel S3	280	1000	0	7,500	0,550	0,200			
Type	If panel lies above & below WL, % of panel below						20 %	Type	If panel lies above & below WL, % of panel below						20 %	Type	If panel lies above & below WL, % of panel below						0 %
ITEM	s (mm)	L_u (mm)	c (mm)	x (m)	Z (m)	h (m)	ITEM	s (mm)	L_u (mm)	c (mm)	x (m)	Z (m)	h (m)	ITEM	s (mm)	L_u (mm)	c (mm)	x (m)	Z (m)	h (m)			
Stiff S1	350	1000	0	1,750	0,640	0,200	Stiff S2	375	1000	0	5,000	0,640	0,200	Stiff S3	280	1000	0	7,500	0,550	0,180			
Stiff S4	1000	1400	0	1,750	0,640	0,320	Stiff S5	1000	1470	0	5,000	0,640	0,320	Stiff S6	1000	950	0	7,500	0,550	0,275			
Stiff S1	If frame lies above & below WL, enter span % below						0 %	Stiff S2	If frame lies above & below WL, enter span % below						0 %	Stiff S3	If frame lies above & below WL, enter span % below						0 %
Stiff S4	If frame lies above & below WL, enter span % below						0 %	Stiff S5	If frame lies above & below WL, enter span % below						0 %	Stiff S6	If frame lies above & below WL, enter span % below						0 %

Laidan paneelit

Go To TOPSIDES zone	SIDE SHELL PLATING	Go To TOPSIDES zone
---------------------	--------------------	---------------------

PANEL	S1	Zone	Aft 1/3 L
-------	-----------	------	-----------

Side shell plating thickness	4,00 mm	Yield	125 MPa
Select hull material	5083-Al, Mg 4,5, Mn 0,7(H32)		
ISO-12215-5 REQUIREMENT			
Criterion	Required	Actual	CF RESULT
Thickness for robustness	2,62 mm	4,00 mm	1,53 PASSES
Thickness to meet strength	2,76 mm	4,00 mm	1,45 PASSES

PANEL S1	b (mm)	350	L (mm)	1000	k _c , k _i below
	c (mm)	0	x (m)	1,75	1,000
	Z (m)	0,64	h (m)	0,30	0,531
	L _{max} (mm)	875	for A _D	A _D (m ²)	0,306
	L _{max} (mm)	734,3	for k ₂	k ₂	0,500
	Wet zone %	20	Planing mode governs		
	Mode	k _R	k _{AR}	k _L	P _{SM}
	Planing	1,000	0,485	0,842	14,01
	Displacement	1,395	0,677	0,842	14,04
				P _{SM}	14,01

PANEL	S2	Zone	Middle 1/3 L
-------	-----------	------	--------------

Side shell plating thickness	4,00 mm	Yield	125 MPa
Select hull material	5083-Al, Mg 4,5, Mn 0,7(H32)		
ISO-12215-5 REQUIREMENT			
Criterion	Required	Actual	CF RESULT
Thickness for robustness	2,62 mm	4,00 mm	1,53 PASSES
Thickness to meet strength	3,16 mm	4,00 mm	1,27 PASSES

PANEL S2	b (mm)	375	L (mm)	1000	k _c , k _i below
	c (mm)	0	x (m)	5,00	1,000
	Z (m)	0,64	h (m)	0,30	0,531
	L _{max} (mm)	937,5	for A _D	A _D (m ²)	0,352
	L _{max} (mm)	786,75	for k ₂	k ₂	0,500
	Wet zone %	20	Planing mode governs		
	Mode	k _R	k _{AR}	k _L	P _{SM}
	Planing	1,000	0,465	1,000	15,95
	Displacement	1,388	0,646	1,000	15,91
				P _{SM}	15,95

PANEL	S3	Zone	Forward 1/3 L
-------	-----------	------	---------------

Side shell plating thickness	4,00 mm	Yield	125 MPa
Select hull material	5083-Al, Mg 4,5, Mn 0,7(H32)		
ISO-12215-5 REQUIREMENT			
Criterion	Required	Actual	CF RESULT
Thickness for robustness	2,48 mm	4,00 mm	1,61 PASSES
Thickness to meet strength	1,69 mm	4,00 mm	2,37 PASSES

PANEL S3	b (mm)	280	L (mm)	1000	k _c , k _i below
	c (mm)	0	x (m)	7,50	1,000
	Z (m)	0,55	h (m)	0,20	0,636
	L _{max} (mm)	700	for A _D	A _D (m ²)	0,196
	L _{max} (mm)	587,44	for k ₂	k ₂	0,500
	Wet zone %	0	Planing mode governs		
	Mode	k _R	k _{AR}	k _L	P _{SM}
	Planing	1,000	0,555	1,000	8,17
	Displacement	1,416	0,785	1,000	19,55
				P _{SM}	8,17

Laidan pitkittäisetjäkisteet 1-3

Go To TOPSIDES
zone

SIDE STIFFENERS No.s 1-3

Go To TOPSIDES
zone

STIFFENER S1 Zone Aft 1/3 L

Plate thickness	4,00 mm	Plating yield strength	125 MPa
Attached plating width	240 mm		
Stiffener type and material	50 x 5 FB	5083-Al, Mg 4,5, Mn 0,7(O/H111)	
A (cm ²)	2,50	Z _{NA stiff} (cm)	2,50
		I _{BASE} (cm ⁴)	20,83
A _w (cm ²)	2,50	Z _{NA both} (cm)	0,36
		I _{NA} (cm ⁴)	19,80
Total depth of stiffener	50,0 mm	Stiffener yield strength	125 MPa
Section modulus (cm ³)	To stiffener	4,26	To plate
			26,12
Stiffener yields before plate			
Limiting modulus (cm ³)	4,26	Limiting yield strength	125 MPa

ISO-12215-5 REQUIREMENT				
Criterion	Required	Actual	CF	RESULT
Section modulus (cm ³)	1,98	4,26	2,16	PASSES
Web area (cm ²)	0,21	2,50	12,05	PASSES
t _{WEB} (to avoid buckling)	1,20	5,00	4,17	PASSES

STIFF S1	s (mm)	350	L _U (mm)	1000	k _c , k _z below
	c (mm)	0	x (m)	1,75	1,000
	Z (m)	0,64	h (m)	0,20	0,688
	s _{min} (mm)	350	for A _D	A _D (m ²)	0,350
	Wet zone %	0	Planing mode governs		
	Mode	k _R	k _{AR}	k _L	P _{SM}
	Planing	1,000	0,466	0,842	5,93
	Displacement	0,800	0,373	0,842	8,19
				P _{BM}	5,93

STIFFENER S2 Zone Middle 1/3 L

Plate thickness	4,00 mm	Plating yield strength	125 MPa
Attached plating width	240 mm		
Stiffener type and material	50 x 5 FB	5083-Al, Mg 4,5, Mn 0,7(O/H111)	
A (cm ²)	2,50	Z _{NA stiff} (cm)	2,50
		I _{BASE} (cm ⁴)	20,83
A _w (cm ²)	2,50	Z _{NA both} (cm)	0,36
		I _{NA} (cm ⁴)	19,80
Total depth of stiffener	50,0 mm	Stiffener yield strength	125 MPa
Section modulus (cm ³)	To stiffener	4,26	To plate
			26,12
Stiffener yields before plate			
Limiting modulus (cm ³)	4,26	Limiting yield strength	125 MPa

ISO-12215-5 REQUIREMENT				
Criterion	Required	Actual	CF	RESULT
Section modulus (cm ³)	2,46	4,26	1,73	PASSES
Web area (cm ²)	0,26	2,50	9,67	PASSES
t _{WEB} (to avoid buckling)	1,34	5,00	3,73	PASSES

STIFF S2	s (mm)	375	L _U (mm)	1000	k _c , k _z below
	c (mm)	0	x (m)	5,00	1,000
	Z (m)	0,64	h (m)	0,20	0,688
	s _{min} (mm)	375	for A _D	A _D (m ²)	0,375
	Wet zone %	0	Planing mode governs		
	Mode	k _R	k _{AR}	k _L	P _{SM}
	Planing	1,000	0,456	1,000	6,89
	Displacement	0,800	0,365	1,000	9,52
				P _{BM}	6,89

STIFFENER S3 Zone Forward 1/3 L

Plate thickness	4,00 mm	Plating yield strength	125 MPa
Attached plating width	240 mm		
Stiffener type and material	50 x 5 FB	5083-Al, Mg 4,5, Mn 0,7(O/H111)	
A (cm ²)	2,50	Z _{NA stiff} (cm)	2,50
		I _{BASE} (cm ⁴)	20,83
A _w (cm ²)	2,50	Z _{NA both} (cm)	0,36
		I _{NA} (cm ⁴)	19,80
Total depth of stiffener	50,0 mm	Stiffener yield strength	125 MPa
Section modulus (cm ³)	To stiffener	4,26	To plate
			26,12
Stiffener yields before plate			
Limiting modulus (cm ³)	4,26	Limiting yield strength	125 MPa

ISO-12215-5 REQUIREMENT				
Criterion	Required	Actual	CF	RESULT
Section modulus (cm ³)	1,90	4,26	2,25	PASSES
Web area (cm ²)	0,20	2,50	12,56	PASSES
t _{WEB} (to avoid buckling)	1,18	5,00	4,25	PASSES

STIFF S1	s (mm)	280	L _U (mm)	1000	k _c , k _z below
	c (mm)	0	x (m)	7,50	1,000
	Z (m)	0,55	h (m)	0,18	0,673
	s _{min} (mm)	330	for A _D	A _D (m ²)	0,330
	Wet zone %	0	Planing mode governs		
	Mode	k _R	k _{AR}	k _L	P _{SM}
	Planing	1,000	0,474	1,000	7,11
	Displacement	0,800	0,379	1,000	9,76
				P _{BM}	7,11

Laiden poikittaisetjykisteet 4-6

SIDE STIFFENERS No.s 4-6

Stiffener S4 Zone Aft 1/3 L

Plate thickness	4,00 mm	Plating yield strength	125 MPa
Attached plating width	240 mm		
Stiffener type and material	80 x 6 FB	5083-Al, Mg 4,5, Mn 0,7(O/H111)	
A (cm ²)	4,80	Z _{NA stiff} (cm)	4,00
		I _{BASE} (cm ⁴)	102,40
A _w (cm ²)	4,80	Z _{NA both} (cm)	1,20
		I _{NA} (cm ⁴)	82,18
Total depth of stiffener	80,0 mm	Stiffener yield strength	125 MPa
Section modulus (cm ³)	To stiffener	To plate	51,36
Stiffener yields before plate			
Limiting modulus (cm ³)	12,08	Limiting yield strength	125 MPa

ISO-12215-5 REQUIREMENT				
Criterion	Required	Actual	CF	RESULT
Section modulus (cm ³)	7,06	12,08	1,71	PASSES
Web area (cm ²)	0,53	4,80	9,07	PASSES
t _{WEB} (to avoid buckling)	2,21	6,00	2,71	PASSES

STIFF S4	s (mm)	1000	L _U (mm)	1400	k _c , k _z below
	c (mm)	0	x (m)	1,75	1,000
	Z (m)	0,64	h (m)	0,32	0,500
	s _{min} (mm)	1000	for A _D	A _D (m ²)	1,400
	Wet zone %	0	Planing mode governs		
	Mode	k _R	k _{AR}	k _L	P _{SM}
	Planing	1,000	0,307	0,842	3,78
	Displacement	0,720	0,250	0,842	4,58
				P _{BM}	3,78

Stiffener S5 Zone Middle 1/3 L

Plate thickness	4,00 mm	Plating yield strength	125 MPa
Attached plating width	240 mm		
Stiffener type and material	80 x 6 FB	5083-Al, Mg 4,5, Mn 0,7(O/H111)	
A (cm ²)	4,80	Z _{NA stiff} (cm)	4,00
		I _{BASE} (cm ⁴)	102,40
A _w (cm ²)	4,80	Z _{NA both} (cm)	1,20
		I _{NA} (cm ⁴)	82,18
Total depth of stiffener	80,0 mm	Stiffener yield strength	125 MPa
Section modulus (cm ³)	To stiffener	To plate	51,36
Stiffener yields before plate			
Limiting modulus (cm ³)	12,08	Limiting yield strength	125 MPa

ISO-12215-5 REQUIREMENT				
Criterion	Required	Actual	CF	RESULT
Section modulus (cm ³)	8,59	12,08	1,41	PASSES
Web area (cm ²)	0,61	4,80	7,83	PASSES
t _{WEB} (to avoid buckling)	2,38	6,00	2,52	PASSES

STIFF S5	s (mm)	1000	L _U (mm)	1470	k _c , k _z below
	c (mm)	0	x (m)	5,00	1,000
	Z (m)	0,64	h (m)	0,32	0,500
	s _{min} (mm)	1000	for A _D	A _D (m ²)	1,470
	Wet zone %	0	Planing mode governs		
	Mode	k _R	k _{AR}	k _L	P _{SM}
	Planing	1,000	0,303	1,000	4,17
	Displacement	0,706	0,250	1,000	5,44
				P _{BM}	4,17

Stiffener S6 Zone Forward 1/3 L

Plate thickness	4,00 mm	Plating yield strength	125 MPa
Attached plating width	240 mm		
Stiffener type and material	80 x 6 FB	5083-Al, Mg 4,5, Mn 0,7(O/H111)	
A (cm ²)	4,80	Z _{NA stiff} (cm)	4,00
		I _{BASE} (cm ⁴)	102,40
A _w (cm ²)	4,80	Z _{NA both} (cm)	1,20
		I _{NA} (cm ⁴)	82,18
Total depth of stiffener	80,0 mm	Stiffener yield strength	125 MPa
Section modulus (cm ³)	To stiffener	To plate	51,36
Stiffener yields before plate			
Limiting modulus (cm ³)	12,08	Limiting yield strength	125 MPa

ISO-12215-5 REQUIREMENT				
Criterion	Required	Actual	CF	RESULT
Section modulus (cm ³)	4,09	12,08	2,96	PASSES
Web area (cm ²)	0,45	4,80	10,62	PASSES
t _{WEB} (to avoid buckling)	2,05	6,00	2,93	PASSES

STIFF S6	s (mm)	1000	L _U (mm)	950	k _c , k _z below
	c (mm)	0	x (m)	7,50	1,000
	Z (m)	0,55	h (m)	0,28	0,500
	s _{min} (mm)	1000	for A _D	A _D (m ²)	0,950
	Wet zone %	0	Planing mode governs		
	Mode	k _R	k _{AR}	k _L	P _{SM}
	Planing	1,000	0,345	1,000	4,76
	Displacement	0,810	0,280	1,000	6,09
				P _{BM}	4,76

Go with the flow.
alamarin-jet Impeller select 0.9

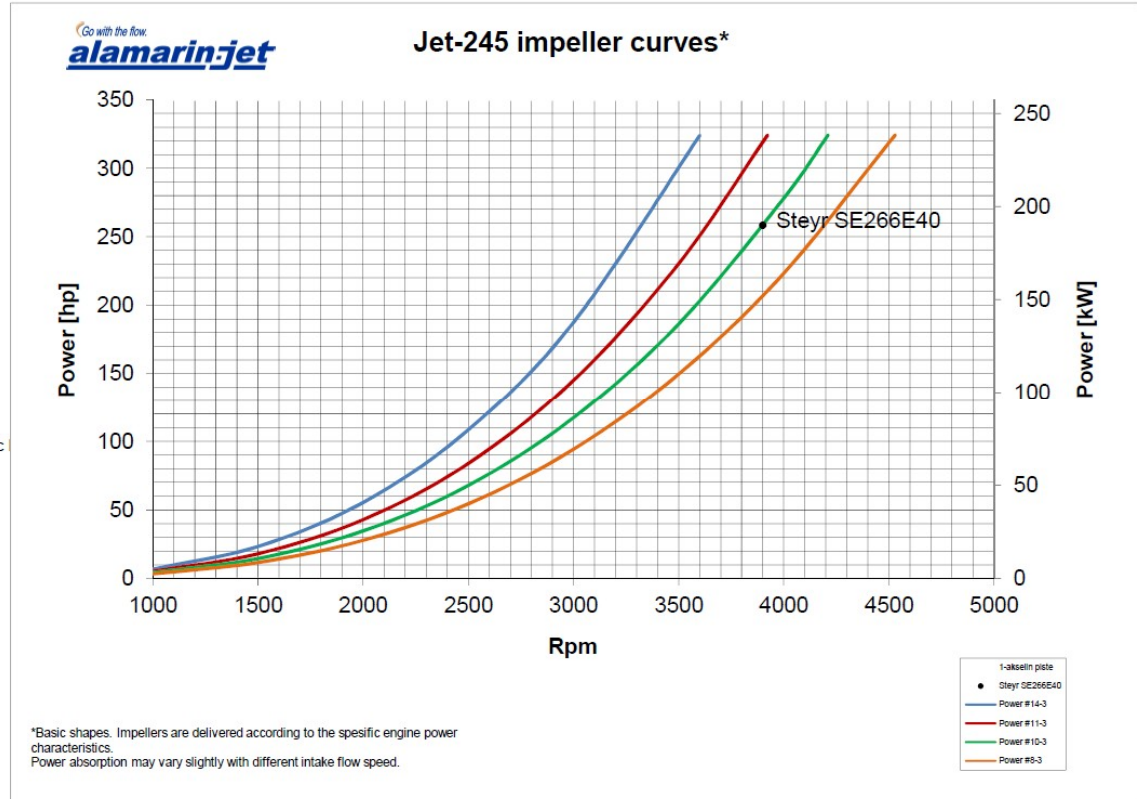
Jet-245 impeller select tool

Engine type	Steyr SE266E40		
Engine power	190 kW @	3900 rpm	
Transmission type			
Reduction ratio	1	→ Impeller shaft rpm	3900 1/min
Mechanical efficiency	100,0 %	→ Impeller shaft power	190 kW
			258,3 mhp
Max. Torque	465 Nm	(For intermediate shaft calculation)	
Tip speed	39 m/s		

Instructions

1. Give the engine power according to the manufacturer specifications. Power values used are kW and metric. Note that according to the ISO8665 there may ±5% difference in real produced power.
2. Give the reduction ratio and gearbox mechanical efficiency.
3. If the black point in the chart is inside the area limited by impeller curves, the jet is obviously compatible with the engine.
4. You can change engine rpm according to engine manufacturers max. rpm limits.

FINAL EVALUATION OF COMPATIBILITY IS MADE BY ALAMARIN-JET OY.
All rights reserved.





Performance calc. 1.2

© Alamarin-Jet Oy

Customer:	Ben Landgren	Date:	20.3.2015
Project:	Opinnäytetyö		
ID:	76811		

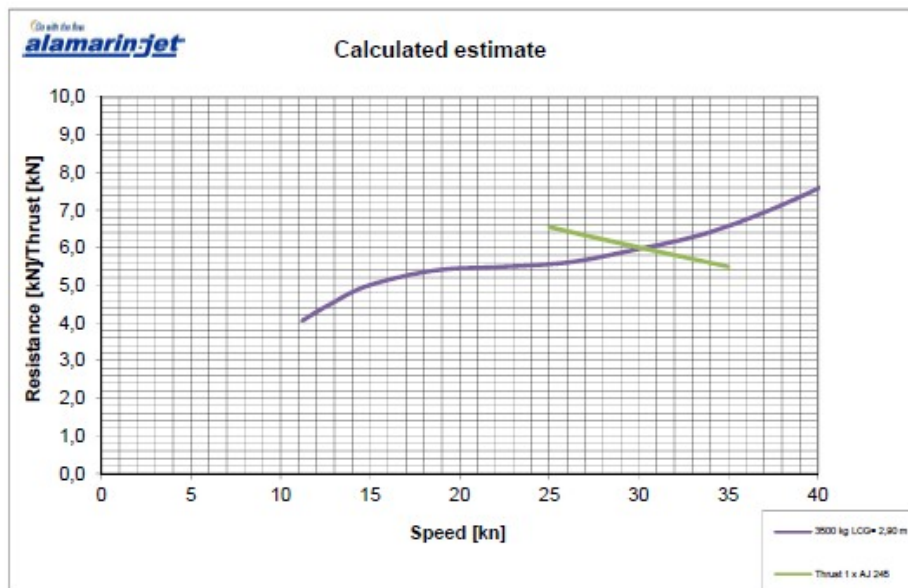
Jet type:	AJ 245	Number of units:	1
Impeller type:	#10		

Engine type:	Steyr SE266E40		
Rated power:	190 kW	@ crankshaft [rpm]	4000
	258 mhp*		

Transmission type:	-		
Reduction ratio:	1		
Efficiency:	100 %		
Jet shaft power	190 kW	@ impeller shaft [rpm]	4000

Estimated performance

Speed 1:	30,5±1 kn @ Δ	3500 kg	LCG=	2,90 m
Bollard pull:	~ 7,4 kN			

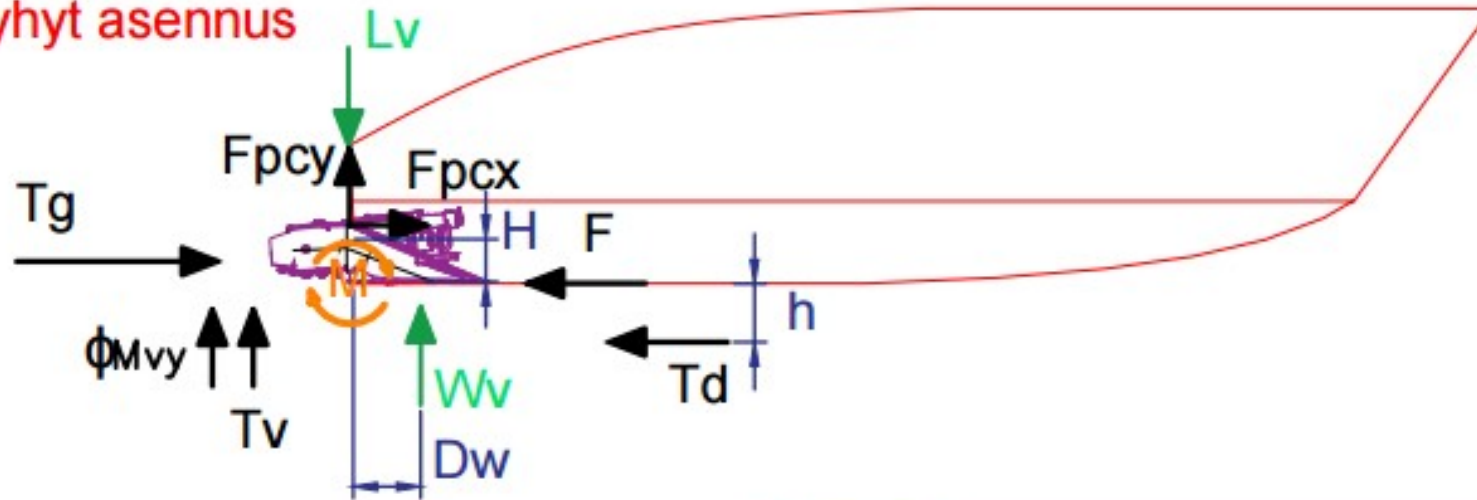


*1kW=1,3596mhp

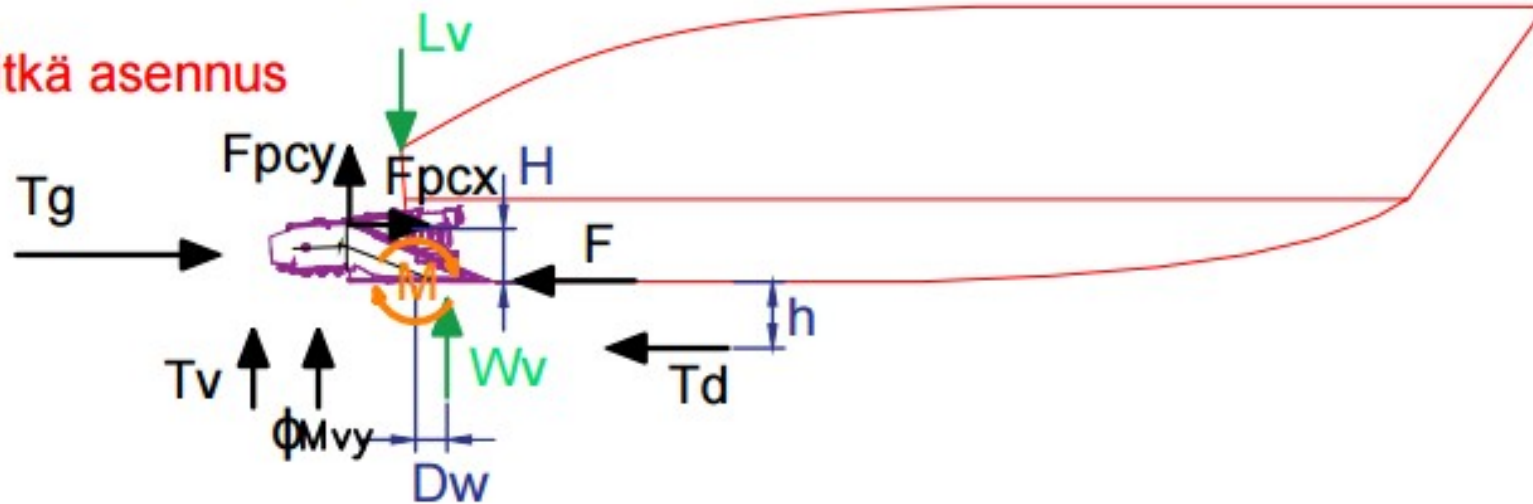
Warning: Due to error factors beyond the control of Alamarin-Jet Oy, this speed calculation may not to be considered 100% correct. Alamarin-Jet Oy do not guarantee performance results based on the calculations on this sheet. Calculation is based on modified Savitsky method, air resistance included.

■ **Voimat** ■ **Momentti** ■ **Voima** ■ **Mitta**
 rungossa

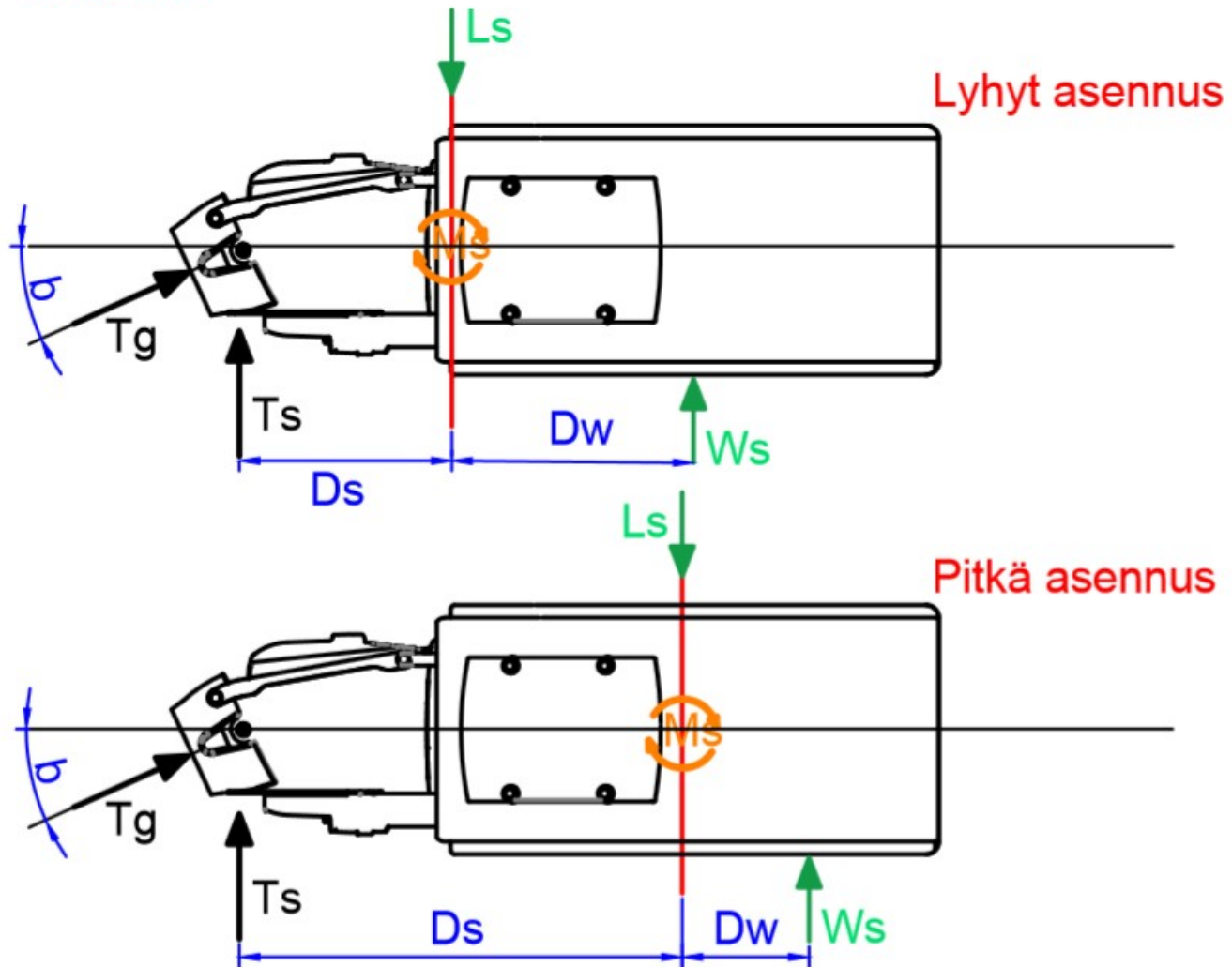
Lyhyt asennus



Pitkä asennus

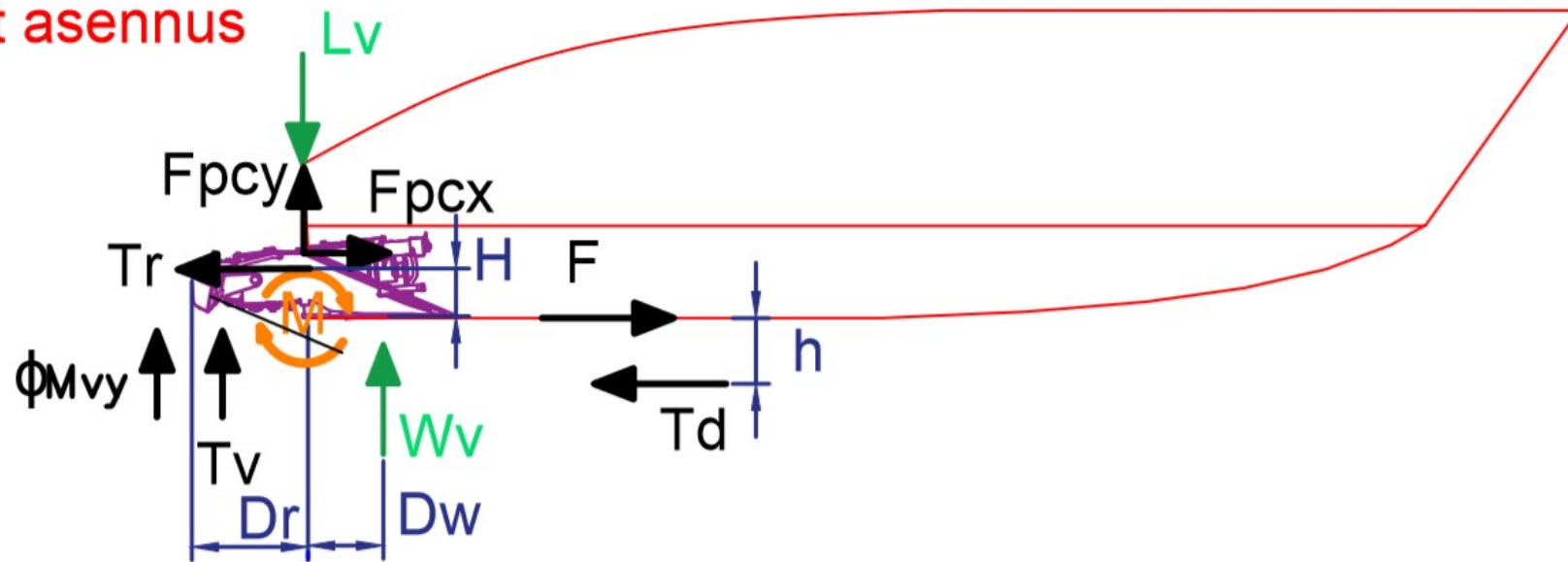


■ **Voimat** ■ **Momentti** ■ **Voima** ■ **Mitta** ■ **Peräpeili**
■ **runLOSSa**



■ **Voimat** ■ **Momentti** ■ **Voima** ■ **Mitta**
rungossa

Lyhyt asennus

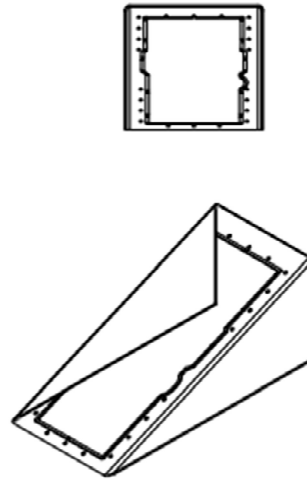
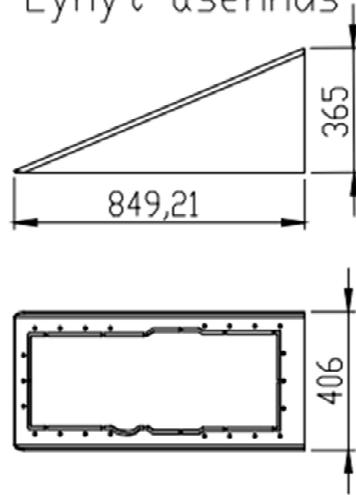


Asennusosat

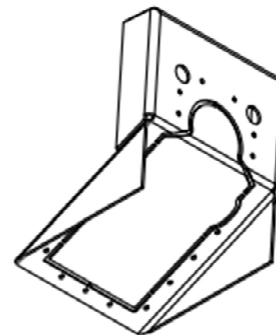
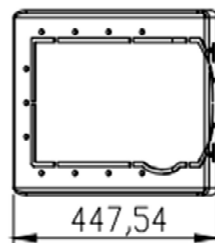
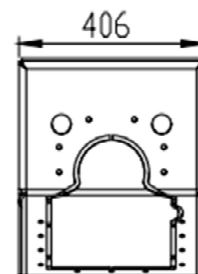
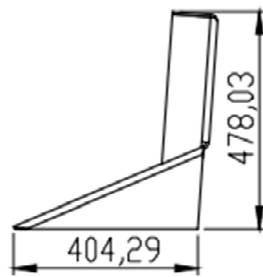
Liite 8

(yksiköt millimetreissä)

Lyhyt asennus



pitkä asennus



Liukuveneen resistanssi ja teho

Vene: Testi

Kuormitetun veneen massa	m	3500	kg				
Painopisteen etäisyys peräpeilistä	LCG	2,900	m				
Painopisteen korkeus kölilinjasta	VCG	0,600	m				
Palteiden (roiskelistojen) välinen leveys	B	1,900	m				
Potkuriakselin kulma kölilinjasta	ε	0					
Pohjan nousukulma	β	22					
Potkuriakselin ja painopisteen etäisyys	f	1,000	m				
Nopeus	V	15,4	m/s	29,9	solmua		
Suhteellinen nopeus	C_V	3,567					
Nostekerroin nousukulmalla	C_{LB}	0,0802					
Nostekerroin levyllä	C_{L0}	0,1207	0,000				
Trimmikulma	τ	4,0	°	5,0	°	5,13	°
Märkä pituus-leveys suhde	λ	2,86	0,000	2,15	0,000		
Märkäpituus keskimäärin	L_m	5,425	m	4,091	m		
Rungon Reynoldsin luku	R_n	8,354E+07		6,300E+07			
Rungon kitkerroin	C_F	2,139E-03		2,230E-03			
Roiskelisä märkäpituus-leveysuhteeseen	$\Delta\lambda$	0,401		0,306			
Kitkavastus	R_f	3 215	N	2 532	N	2	446 N
Kitkavastusvoiman varsi	ff	0,008	m				
Peräsimen pituus (virtaussuunnassa)	C_r	0,000	m				
Peräsimen paksuus	tr	0,000	m				
Peräsimen syväys	Dr	0,000	m				
Akselikannakkeen pituus (virtaussuuntaan)	C_b	0,500	m				
Akselikannakkeen paksuus	tb	0,100	m				
Akselikannakkeen syväys	Db	0,500	m				
Akselin pituus vedessä	ls	0,000	m				
Akselin halkaisija	ds	0,000	m				
Potkurien/peräsimien määrä	np	1	kpl				
Peräsimen kitkavastuskerroin	C_{fr}	0,00000					
Peräsimen kitkavastus	R_{fr}	0	N				
Akselikannakkeen kitkavastuskerroin	C_{fb}	0,00314					
Akselikannakkeen kitkavastus	R_{fb}	279	N				
Akselin kitkavastuskerroin	C_{fs}	0,00000					
Akselin kitkavastus	R_{fs}	0	N				
Lisukkeiden kitkavastus yhteensä	R_a	279	N				
Lisukkeiden kitkavastusvoiman varsi	fa	0,05	m				
Painekekus peräpeilistä	L_{cp}	3,553	m	2,823	m		
Painekeksuksen varsi	e	-0,653	m	0,077	m		

Veneen painon momentti	Mh	-24 765 Nm	-366 Nm	
Kitkavastuksen momentti	Mf	-3 189 Nm	-2 511 Nm	
Lisukkeiden kitkavastuksen momentti	Ma	-265 Nm	-265 Nm	
Keulaa alas painava momentti	Mb	-28 219 Nm	-3 142 Nm	
Kulkuvastus lasketulla trimmillä	R			5770 N
Vetoteho lasketulla trimmillä	P _E			89 kW

Propulsiiohyötysuhde

arvio

Syöttöarvot

Nesteen tiheys	ρ Merivesi	1025	
Suuttimen halkaisija	D_{suutin}	0,17	m
Suuttimen ala	A_{out}	0,035	m ²
Impelleriä edeltävä halkaisija	$D_{sisään}$	0,21	m
Sisääntulon ala	A_{in}	0,035	m ²
Impellerin halkaisija	D	0,245	m
Suuttimen korkeus vesilinjasta	h_j	0	m
Impellerin pyörimisnopeus	Ω	3900	rpm
		408	rad/s
Suuttimen häviökerroin	ϕ	0,02	
Sisääntulon häviökerroin	ε	0,2	
Työnnönvähennyskerroin	t	0,007	
Vanavesikerroin	w	0,02	
Arvioitu vääntö	T_q	420	Nm

Nopeudet

Aluksen nopeus	V_{Ship}	15,4	m/s
Virtauksen nopeus sisäänotossa	V_{in}	15,1	m/s
Keskimääräinen virtausnopeus suuttimessa	V_{Out}	29,82	m/s

Työnnöt

Bruttotyöntövoima	T_g	11847	N
Nettotyöntövoima	T_n	5811	N
Kulkuvastus (Savitsky)	R	5770	N
Sisääntulon liikemäärävuon vastus	T_d	6077	N

Kertoimet

Sisääntulon nopeuskerroin	IVR	1,02	
Vesisuihkun nopeuskerroin	μ	0,5	
Pumpun nostokorkeuskerroin	ψ	0,036	
Pumpun hyötysuhde	η_{pump}	0,83	

Virtaukset

Massavirta	m	395	kg/s
Tilavuusvirta	Q	0,385	m ³ /s

Pumpun parametrit

Pumpun tarvittava hydrostaattinen nostokorkeus	H	36,9	m
Pumpun tarkka nopeus	n_w	3,1	

Propulsiivinen hyötysuhde η_d 0,5230

AJ 245 Lyhyt asennus**Vetolaitteen mitat ja etäisyydet**

Keskikohdan korkeus veneen pohjasta	H	0,203	m
Keskimääräinen sisäänottoaukon syväys	h	0,060	m
Etäisyys peräpeilistä ohjaussuuttimeen	Ds	0,325	m
Etäisyys peräpeilistä imuaukkoon	Dw	0,337	m
Etäisyys peräpeilistä peruutuskauhaan	Dr	0,551	m
Imutunnelin taitekulman 1 etäisyys peräpeilistä	Db1	0,764	m
Imutunnelin taitekulman 2 etäisyys peräpeilistä	Db2	0,100	m
Imutunnelin taitekulman 1 korkeus kölistä	Hb1	0,180	m
Imutunnelin taitekulman 2 korkeus kölistä	Hb2	0,323	m
Vetolaitteen virtauskulma	a	4	°
Ohjaussuuttimen max kulma	b	25	°
Peruutuskauhan suuntima alas	c	25	°
Imutunnelin kaarrekulma 1	φ_1	23	°
Imutunnelin kaarrekulma 2	φ_2	21	°
Kanavan poikkipinta-ala	d	0,17	m
Nesteen virtausnopeus	Vin	14,2	m/s

Vetolaitteen aiheuttamat voimat

Kulkuvastus (Alamarin-Jet:in laskelma)	R	6000	N
Työnnönvähennyskerroin (arvio)	t	0,007	
Tilavuusvirta (CFD)	Q	0,385	m ³ /s
Bruttotyöntö	Tg	12120	N
Vertikaalinen komponentti (peruutuksesta)	Tv	845	N
Sisäänoton liikemäärävuon vastus	Td	6077	N
Nettotyöntö	Tn	6042	N
Ohjauksesta aiheutuva sivuttainen voima	Ts	5122	N
Peruutusvoima	Tr	7272	N
Peruutusvoiman vertikaalinen komponentti	Tv	3391	N
Vääntövoima	T	420	Nm
Keskihakuvoima kaarrekulmassa 1	Fps	0	N
Keskihakuvoima kaarrekulmassa 2	Fpc	1702	N
Keskihakuvoiman horisontaalinen komponentti t1	Fpsx	0	N
Keskihakuvoiman vertikaalinen komponentti t1	Fpsy	0	N
Keskihakuvoiman horisontaalinen komponentti t2	Fpcx	368	N
Keskihakuvoiman vertikaalinen komponentti t2	Fpcy	1662	N
Peräaallon noste	ΦM_{vy}	543	N

Reaktiovoimat veneen rungossa

Vertikaalinen momentti	M	3108	Nm
Ohjausmomentti	Ms	1665	Nm
Aksiaalinen kuorma veneen pohjassa, eteenpäin	F	6000	N
Aksiaalinen kuorma veneen pohjassa, peruutus	F	-12077	N
Vertikaalinen kuorma peräpeilissä	Lv	13155	N
Sivuttainen voima peräpeilissä	Ls	10061	N
Vertikaalinen voima veneen pohjassa	Wv	9221	N
Sivuttainen voima veneen pohjassa	Ws	4940	N

AJ 245 Pitkä asennus**Vetolaitteen mitat ja etäisyydet**

Keskikohdan korkeus veneen pohjasta	H	0,230	m
Keskimääräinen sisäänvirtauksen syväys	h	0,060	m
Etäisyys peräpeilistä ohjaussuuttimen laakeriin	Ds	0,674	m
Etäisyys peräpeilistä imuaukkoon	Dw	0,270	m
Etäisyys peräpeilistä peruutuskauhaan	Dr	0,914	m
Imutunnelin taitekulman 1 etäisyys peräpeilistä	Db1	0,400	m
Imutunnelin taitekulman 2 etäisyys peräpeilistä	Db2	0,236	m
Imutunnelin taitekulman 1 korkeus kölistä	Hb1	0,180	m
Imutunnelin taitekulman 2 korkeus kölistä	Hb2	0,323	m
Vetolaitteen virtauskulma	a	4	°
Ohjaussuuttimen max kulma	b	25	°
Peruutuskauhan suuntima alas	c	25	°
Imutunnelin kaarrekulma 1	$\varphi 1$	23	°
Imutunnelin kaarrekulma 2	$\varphi 2$	21	°
Kanavan poikkipinta-ala	d	0,17	m
Nesteen virtausnopeus	Vin	14,2	m/s

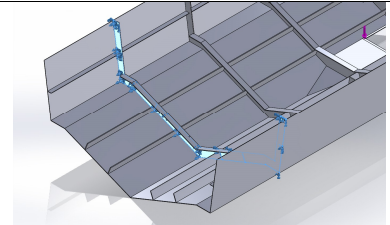
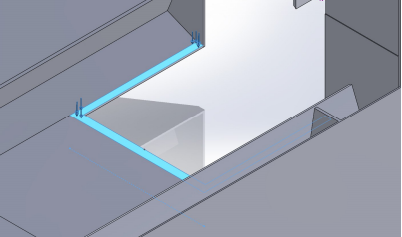
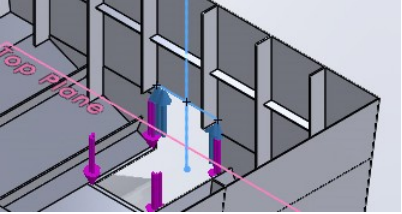
Vetolaitteen aiheuttamat voimat

Kulkuvastus (Alamarin-Jet'in laskelma)	R	6000	N
Työnnönvähennyskerroin (arvio)	t	0,007	
Tilavuusvirta (CFD)	Q	0,385	m ³ /s
Bruttotyöntö	Tg	12120	N
Vertikaalinen komponentti (peruutuksesta)	Tv	845	N
Sisäännoton liikemäärävuon vastus	Td	6077	N
Nettotyöntö	Tn	6042	N
Ohjauksesta aiheutuva sivuttainen voima	Ts	5122	N
Peruutusvoima	Tr	7272	N
Peruutusvoiman vertikaalinen komponentti	Tv	3391	N
Vääntövoima	T	420	Nm
Keskihakuvoima kaarrekulmassa 1	Fps	0	N
Keskihakuvoima kaarrekulmassa 2	Fpc	1702	N
Keskihakuvoiman horisontaalinen komponentti t1	Fpsx	0	N
Keskihakuvoiman vertikaalinen komponentti t1	Fpsy	0	N
Keskihakuvoiman horisontaalinen komponentti t2	Fpcx	368	N
Keskihakuvoiman vertikaalinen komponentti t2	Fpcy	1662	N
Peräaallon noste	ΦMvy	543	N

Reaktivoimat veneen rungossa

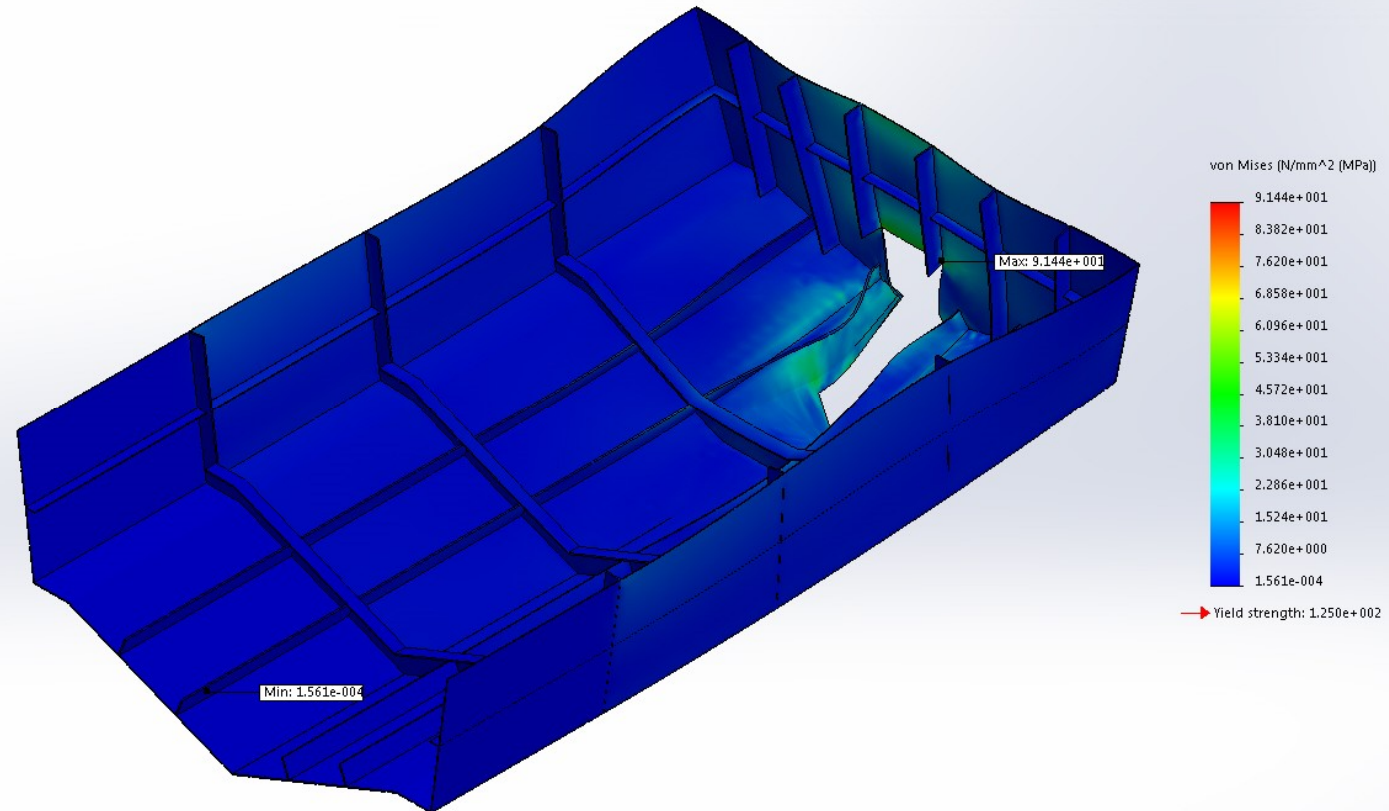
Vertikaalinen momentti	M	3663	Nm
Ohjausmomentti	Ms	3452	Nm
Aksiaalinen kuorma veneen pohjassa, eteenpäin	F	6000	N
Aksiaalinen kuorma veneen pohjassa, peruutus	F	-12077	N
Vertikaalinen kuorma peräpeilissä	Lv	17502	N
Sivuttainen voima peräpeilissä	Ls	17908	N
Vertikaalinen voima veneen pohjassa	Wv	13568	N
Sivuttainen voima veneen pohjassa	Ws	12786	N

Elementtianalyysin lähtöarvot pitkälle vetolaitetasennukselle hätäpysäytyksessä

Kiinnitys	Kuva	Lisätiedot
Kiinnitys-1		Kohde: Keskilaiivan kohdalla oleva jäykistekaari Tyyppi: Kiinnityskohta
Voiman nimi	Kuva	Lisätiedot
Voima pohjassa		Kohde: Imutunnelia ympäröivä horisontaalinen taso rungon pohjassa, Wv Tyyppi: Normaali voima Arvo: 13568 N
Voima peräpeilissä		Kohde: Asennusaukon yläreuna peräpeilissä, Lv Tyyppi: Normaali voima Arvo: 17502 N

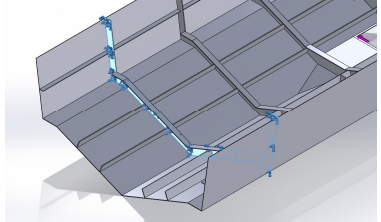
Nimi	Tyyppi	Min	Max
Hätäpysäytys, pitkä asennus	VON: von Mises jännitys	0.000156098 N/mm ² (MPa)	91.4415 N/mm ² (MPa)

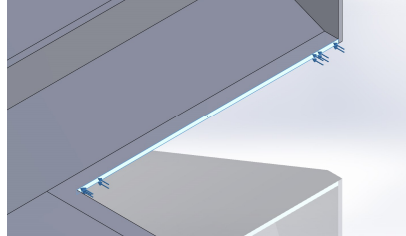
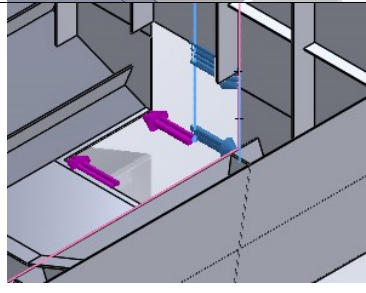
Model name: Fem runko_pitkä asennus
 Study name: SimulationXpress Study(-Default-)
 Plot type: Static nodal stress Stress
 Deformation scale: 156.038



Fem runko_pitkä asennus-SimulationXpress Study-Stress-Stress

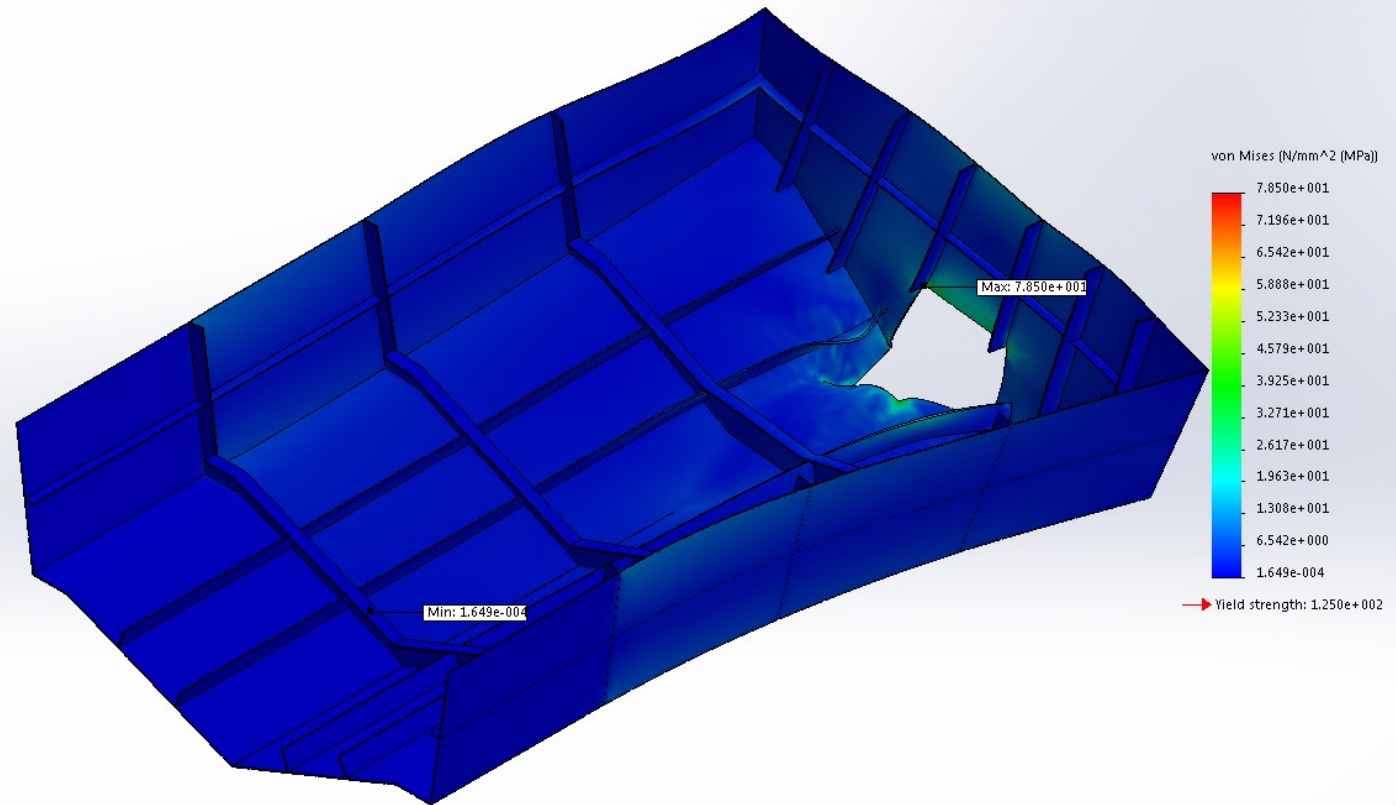
Elementtianalyysin lähtöarvot pitkälle vetolaitteasennukselle ohjaussuuttimen ääri-
asennossa

Kiinnitys	Kuva	Lisätiedot
Kiinnitys- 2		<p>Kohde: Keskilaiivan kohdal- la oleva jäykistekaari</p> <p>Tyyppi: Kiinnityskohta</p>

Voiman nimi	Kuva	Lisätiedot
Voima pohjas- sa		<p>Kohde: Imutunnelia ympäröivä horisontaalinen taso rungon pohjassa, Ws.</p> <p>Tyyppi: Normaali voima</p> <p>Arvo: 12786 N</p>
Voima perä- peilissä		<p>Kohde: Asennusaukon sivureuna peräpeilissä, Ls.</p> <p>Tyyppi: Normaali voima</p> <p>Arvo: 17908 N</p>

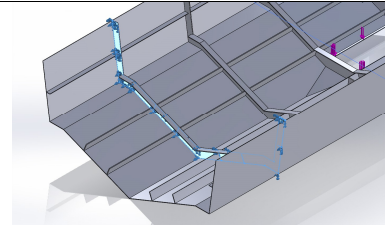
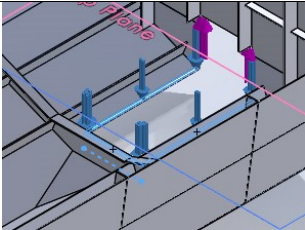
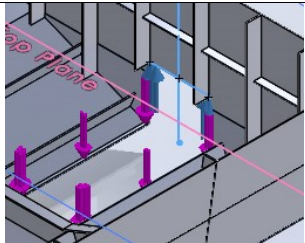
Nimi	Tyyppi	Min	Max
Suuri ohjausliike, pitkä asennus	VON: von Mises jännitys	0.000164892 N/mm ² (MPa)	78.501 N/mm ² (MPa)

Model name: Fem runko_pitkä asennus
 Study name: SimulationXpress Study(-Default-)
 Plot type: Static nodal stress Stress
 Deformation scale: 221.183



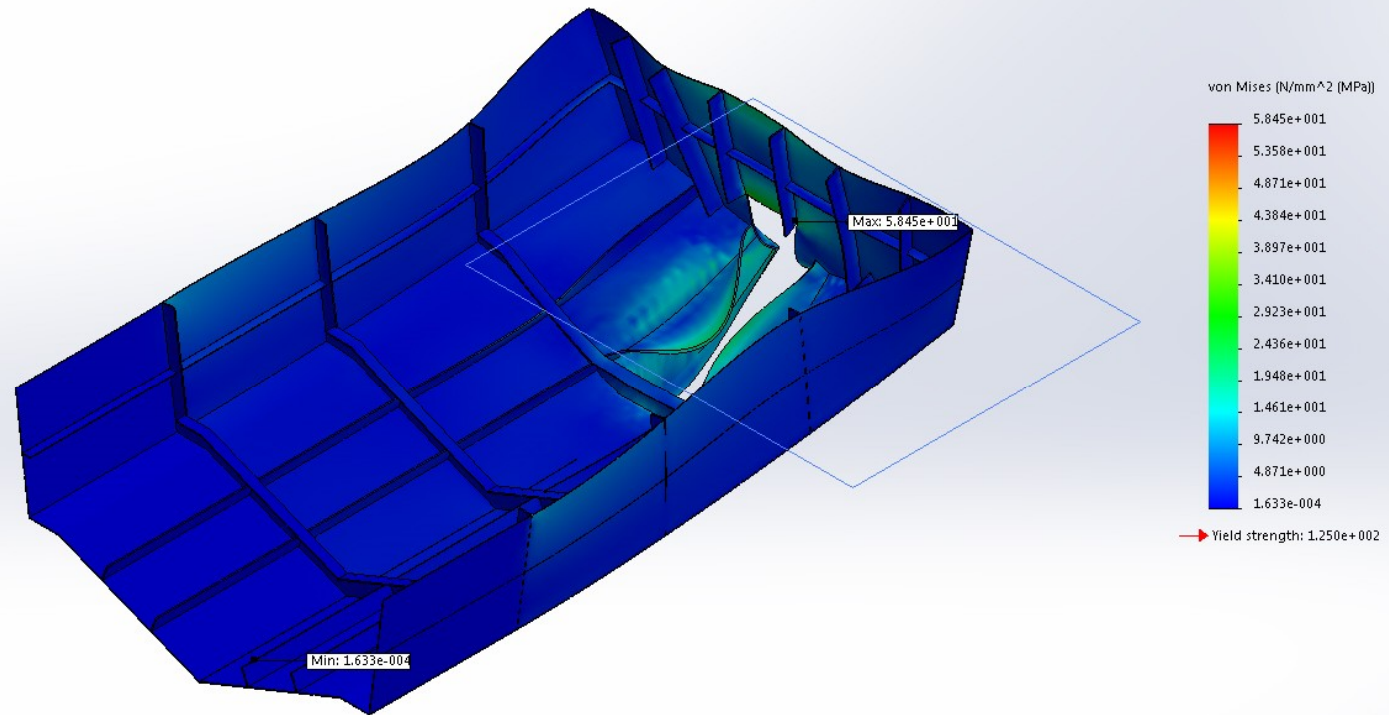
Fem runko_pitkä asennus-SimulationXpress Study-Stress-Stress

Elementtianalyysin lähtöarvot lyhyelle vetolaitteasennukselle hätäpysäytyksessä

Kiinnitys	Kuva	Lisätiedot
Kiinnitys-1		Kohde: Keskilaiivan kohdalla oleva jäykistekaari Tyyppi: Kiinnityskohta
Voiman nimi	Kuva	Lisätiedot
Voima pohjassa		Kohde: Imutunnelia ympäröivä horisontaalinen taso rungon pohjassa, Wv. Tyyppi: Normaali voima Arvo: 9221 N
Voima peräpeilissä		Kohde: Asennusaukon yläreuna peräpeilissä, Lv. Tyyppi: Normaali voima Arvo: 13155 N

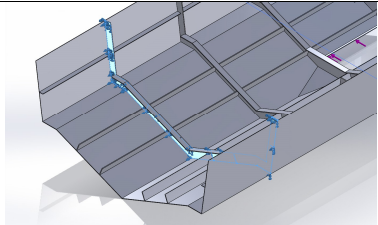
Nimi	Tyyppi	Min	Max
Hätäpysäytys, lyhyt asennus	VON: von Mises jännitys	0.000163349 N/mm ² (MPa)	58.4537 N/mm ² (MPa)

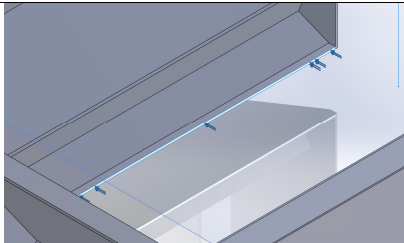
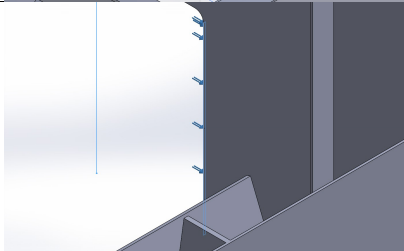
Model name: Fem runko_lyhyt asennus
 Study name: SimulationXpress Study(-Default-)
 Plot type: Static nodal stress Stress
 Deformation scale: 303.196



Fem runko_pitkä asennus-SimulationXpress Study-Stress-Stress

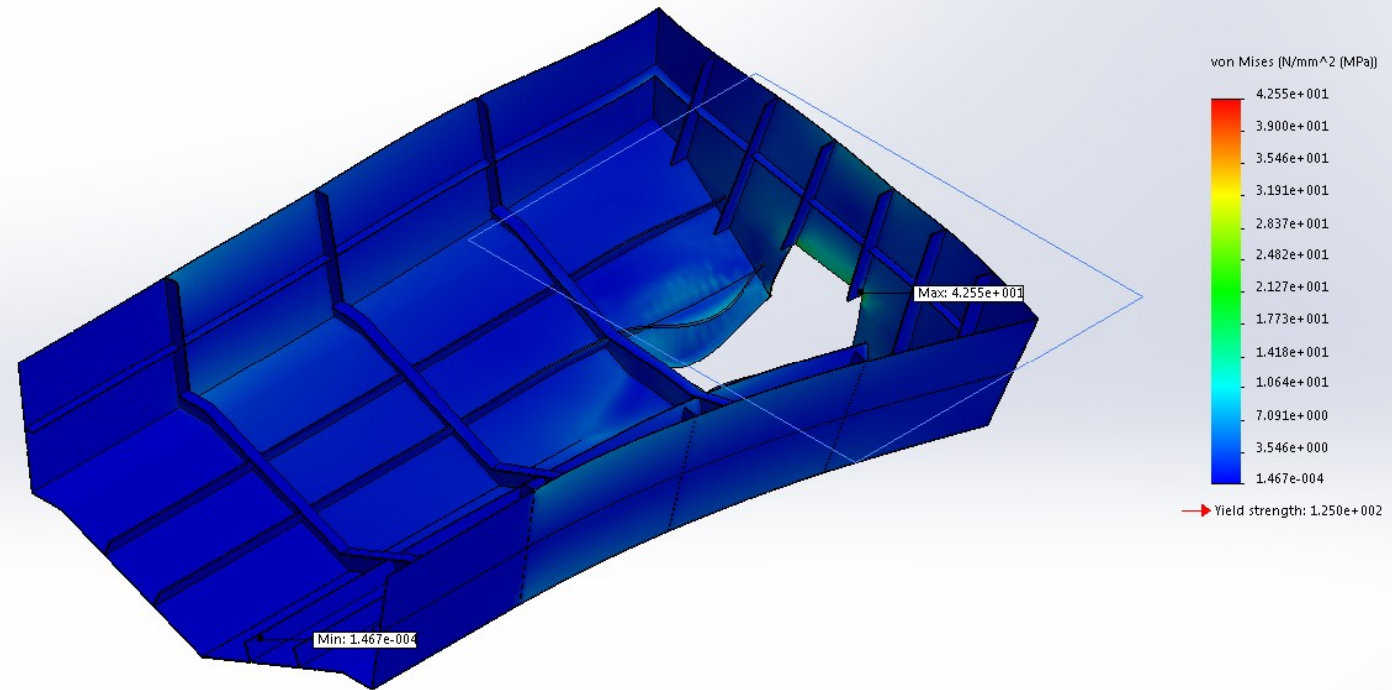
Elementtianalyysin lähtöarvot lyhyelle vetolaitteasennukselle ohjaussuuttimen ääri-
asennossa

Kiinnitys	Kuva	Lisätiedot
Kiinnitys-1		<p>Kohde: Keskilaivan kohdalla oleva jäykistekaari</p> <p>Tyyppi: Kiinnityskohta</p>

Voiman nimi	Kuva	Lisätiedot
Voima pohjassa		<p>Kohde: Imutunnelia ympäröivä horisontaalinen taso rungon pohjassa, Ws.</p> <p>Tyyppi: Normaali voima</p> <p>Arvo: 4940 N</p>
Voima peräpeilissä		<p>Kohde: Asennusaukon sivureuna peräpeilissä, Ls.</p> <p>Tyyppi: Normaali voima</p> <p>Arvo: 10061 N</p>

Nimi	Tyyppi	Min	Max
Suuri ohjausliike, lyhyt asennus	VON: von Mises jännitys	0.000146654 N/mm ² (MPa)	42.5482 N/mm ² (MPa)

Model name: Fem runko_lyhyt asennus
 Study name: SimulationXpress Study(-Default-)
 Plot type: Static nodal stress Stress
 Deformation scale: 310.194



Fem runko_pitkä asennus-SimulationXpress Study-Stress-Stress

Koko vetolaitteen CFD-laskennan voimakomponenttien arvoja

AJ245, impelleri #10, kuristin 115 cm²

Nopeus [m/s]	0			0			11			18			25		
RPM [1/min]	3300			4000			4000			4000			4000		
Momentti [Nm]	334,6			491,9			493,5			487,6			473,6		
Teho [kW]	115,6			206,0			206,7			204,2			198,4		
Q [l/s]	294			357			375			394			420		
Voimat [kN]	x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z
Siivet, paine	0,139	-0,022	-9,208	0,206	-0,037	-13,547	-0,052	0,011	-13,272	-0,077	0,013	-12,730	-0,087	-0,017	-11,838
Siivet, kitka	0,001	-0,002	0,030	0,001	-0,003	0,043	-0,005	0,001	0,044	-0,006	0,002	0,047	-0,008	0,005	0,052
Siivet yht.	0,140	-0,024	-9,178	0,208	-0,040	-13,505	-0,057	0,011	-13,229	-0,083	0,015	-12,683	-0,095	-0,012	-11,786
Muut pinnat, paine	0,227	0,306	1,589	0,332	0,466	2,336	-0,453	-0,731	4,914	-0,718	1,267	6,349	-1,395	5,106	7,920
Muut pinnat, kitka	0,001	0,005	0,114	0,001	0,006	0,157	0,000	0,010	0,125	0,000	0,016	0,152	-0,002	0,027	0,206
Nettotyöntö $T_n \times (1-t)$	0,368	0,286	-7,475	0,541	0,432	-11,012	-0,510	-0,710	-8,190	-0,801	1,299	-6,181	-1,492	5,121	-3,661
Nettotyöntö T_n			-7,492			-11,026			-8,085			-6,428			-4,864

z-akseli on veneen kölin suuntainen, y-akseli pystysuuntainen ja x-akseli poikkisuuntainen