



Eesti Mereakadeemia  
Meremajanduse Keskus

Meelis Liiv

**TÖÖLAEVA PUKSIIRPOLLARI SUURIMA LUBATUD  
TÕMBEJÕU DEFINEERIMINE ALUNAUT A10 RIB NÄITEL**

Lõputöö

Juhendaja: DSc, Mihkel Kõrgesaar  
Ettevõtte poolne juhendaja: Argo Sannik

Kuressaare 2019

Olen koostanud töö iseseisvalt.

Töö koostamisel kasutatud kõikidele teiste autorite töödele, olulistele seisukohtadele ja andmetele on viidatud.

Meelis Liiv

.....

(allkiri, kuupäev)

Üliõpilase kood: 154307SDSR

Üliõpilase e-posti aadress: meelis.liiv99@gmail.com

Juhendaja: DSc, Mihkel Kõrgesaar

Töö vastab lõputööle esitatud nõuetele

.....

(allkiri, kuupäev)

Kaitsmiskomisjoni esimees: Dsc, Mihkel Kõrgesaar

Lubatud kaitsmisele

.....

(ametikoht, nimi, allkiri, kuupäev)

## ANNOTATSIOON

Käesoleva lõputöö eesmärk on teoreetiliselt välja selgitada kas töölaevale Alunaut A10 RIB projekteeritud puksiirpollar on võimeline vastu võtma suurimaid koormusi, mida arendavad laevale paigaldatud mootorid.

Alunaut A10 RIB on projekteeritud merepäästetöödeks ja võib tekkida olukordi kus on vaja aidata madalikule sattunud laevu ja pukseerida teisi laevu. Oluline on teada kui ohutu on teiste laevade pukseerimine või väljatõmbamine nii hädasolevale kui abistavale alusele. Järgnevas uurimustöös prooviti sellele küsimusele vastus leida.

Töös käsitletakse kahte põhiküsimust: millist piirkoormust talub laevale projekteeritud puksiirpollar ja millist tõukejõudu arendavad laevale paigaldatud mootorid. Töö käigus uuriti olemasolevaid standardeid ja erinevaid teooriaid ja raporteid. Tulemuse väljaselgitamiseks kasutati olemasolevaid programme ja empiirilisi valemeid.

Käesoleva lõputöö tulemusena saadi vastus uurimustöös püstitatud küsimusele kus defineeriti ära, et Alunaut A10 RIB-ile projekteeritud puksiirpollar on piisava tugevusega ka suurima saadaoleva koormamise puhul.

Lõputöö on kirjutatud eesti keeles ning sisaldades teksti 35 leheküljel, 5 peatükki, 18 joonist, 6 tabelit.

# SISUKORD

1	SISSEJUHATUS .....	5
2	LAEV .....	7
2.1	Laeva lühitutvustus .....	8
2.2	Laeva jõuseadmed.....	10
2.3	Laeva käituriid .....	11
2.3.1	Sõukruvi karakteristikud .....	12
3	PUKSIIRPOLLARI TUGEVUSANALÜÜS .....	13
3.1	Nõuded tugevpunktidele .....	13
3.2	Pollari konstruktsioon ja materjali omadused.....	15
3.3	Tugevusarvutused .....	17
3.3.1	Koormusskeem .....	17
3.3.2	Tugevus paindele.....	18
3.4	LEM analüüs.....	20
3.5	Tugevusanalüüsi tulemused.....	23
4	KASULIKU TÕUKEJÕU MÄÄRAMINE.....	25
4.1	Kasulik tõukejõud .....	25
4.2	Laeva keretakistus liikumisel.....	26
4.3	Alunaut A10 RIB keretakistus ja vajaminev võimsus .....	26
4.3.1	Hüdrostaatilisid parameetrid .....	27
4.3.2	Laeva keretakistuse ja vajamineva võimsuse arvutused.....	28

4.4	Propulsiivtegur.....	30
5	TÕMBEJÕUD PUKSIROTSAL .....	32
5.1	Tõmbejõu määramine puksirotsal.....	33
5.2	Staatiline tõmbejõud (Static Bollard Bull).....	34
	KOKKUVÕTE .....	36
	SUMMARY .....	38
	KASUTATUD KIRJANDUS .....	40
	Lisa 1 Alumiiniumtoru sertifikaat .....	42
	Lisa 2 Free!ship raport: Mercier-Savitsky meetod .....	43
	Lisa 3 Free!ship raport: D. Savitsky meetod (1964) .....	44

# 1 SISSEJUHATUS

Käesoleva lõputöö teema on töölaeva puksiirpollari suurima lubatud tõmbejõu defineerimine Alunaut A10 RIB näitel. Uurimustöö eesmärk on teoreetiliselt välja selgitada kas alusele projekteeritud puksiirpollar on võimeline vastu võtma suurimaid koormusi, mida arendavad laevale paigaldatud mootorid. Teisisõnu kas on võimalik puksiirpollari maksimaalseid koormusväärtusi ületada pukseerimise käigus.

Alus on projekteeritud merepäästetööde ja kiirabi transpordiülesannete täitmiseks Liivi lahel, Väinameres ja Läänemeres nii avatud veega kui ka kergetes jääoludes. Võib tekkida olukordi kus on vaja aidata madalikule sattunud laevu ja pukseerida teisi laevu. Oluline on teada kui ohutu on teiste laevade pukseerimine või väljatõmbamine nii hädasolevale kui abistavale alusele. Sellest tulenevalt on valitud lõputöö teema.

Alunaut A10 RIB on projekteeritud ja ehitatud riigihanke korras Saaremaa laevaehitusettevõttes Alunaut OÜ. Laeva omanik on MTÜ Saaremaa Vabatahtlik Merepääste Selts ja alus on mõeldud Ruhnu merepääste üksuse kasutusse. Laeva valmimistähtaeg on mai 2019 aasta ja lõputöö valmimise hetkeks täidab laev oma töökohustusi.

Uurimustöö eesmärgi lahendamiseks on püstitatud kaks põhiküsimust:

- millist piirkoormust talub laevale projekteeritud puksiirpollar;
- millist tõukejõudu arendavad laevale paigaldatud mootorid.

Kui teiste laevade pukseerimiseks mõeldud pollaritele on määratud tugevuse nõuded standarditega ja nende nõuete täitmiseks tehakse tugevusanalüüse, siis palju keerulisem on ära defineerida suurim tõmbejõud puksiirpollaril. Puksiirlaevade puhul määrataksegi laeva tõmbejõud katselisel teel.

Töö ülesehitus:

- Laeva lühituvustus ja parameetrite määratlemine;
- Projekteeritud puksiirpollari konstruktsiooni tugevusarvutused;
- Projekteeritud puksiirpollari LEM-analüüs;
- Laevakere kogutakistuse ja vajamineva võimsustarbe arvutamine;
- Laevamootorite kasuliku tõukejõu määramine;

- Tõmbejõu puksiirotsal määramine;
- Staatilise tõmbejõu arvutamine;
- Kokkuvõtte ja tulemuste analüüs.

Laevale projekteeritud puksiirpollari tugevusanalüüsis kasutati teoreetilisi valemeid. 3D mudelite projekteerimisel ja jooniste tegemisel kasutati tarkvara Siemens NX 10 PLM. LEM-analüüsiks kasutati programmi Siemens NX 10 PLM simuleerimistarkvara NX Advanced FEM. Laevakere takistuse ja vajamineva võimsustarbe arvutamisel kasutati programmi Free!ship. Tõmbejõu määramiseks puksiirotsal kasutati empiirilisi valemeid. Mahulistema arvutuste ning graafikute koostamiseks kasutati arvutitarkvara Microsoft Excel. Töö kirjalik osa koostati arvutitarkvaraga Microsoft Word.

## 2 LAEV

Alunaut A10 RIB (jäigapõhjaline kummipaak, Rigid-inflatable Boat) on projekteeritud ja ehitatud riigihanke korras Saaremaa laevaehitusettevõttes Alunaut OÜ. Laeva hankija on MTÜ Saaremaa Vabatahtlik Merepääste Selts, alus on mõeldud Ruhnu merepääste üksuse kasutusse. Laeva valmimistähtaeg on mai 2019 aasta.

Alunaut A10 RIB SAR on alumiiniumkerega ja Hypalonpontooniga RIB tüüpi veesõiduk (Joonis 1). RIB ehk jäigapõhjaline kummipaak (inglise keeles rigid-inflatable boat) on tavaliselt plastikust, alumiiniumist või mõnest muust materjalist jäiga põhjaga paak, täispuhutavate ujukitega parrastel. Alus on projekteeritud merepäästetööde ja kiirabi transpordiülesannete täitmiseks Liivi lahel, Väinameres ja Läänemeres nii avatud veega kui ka kergetes jääoludes. Mootorpaadi ehituslik konstruktsioonikategooria on B [1].

Kategooria B sätestab Eesti Vabariigis järgmised piirangud kasutusele: B-kategooria (avameri) – projekteeritud ja ehitatud avameresõiduks, kus tuule tugevus võib tõusta kuni 8 pallini (kuni 20,7 m/s) ja laine kõrgus kuni 4 meetrini [2].



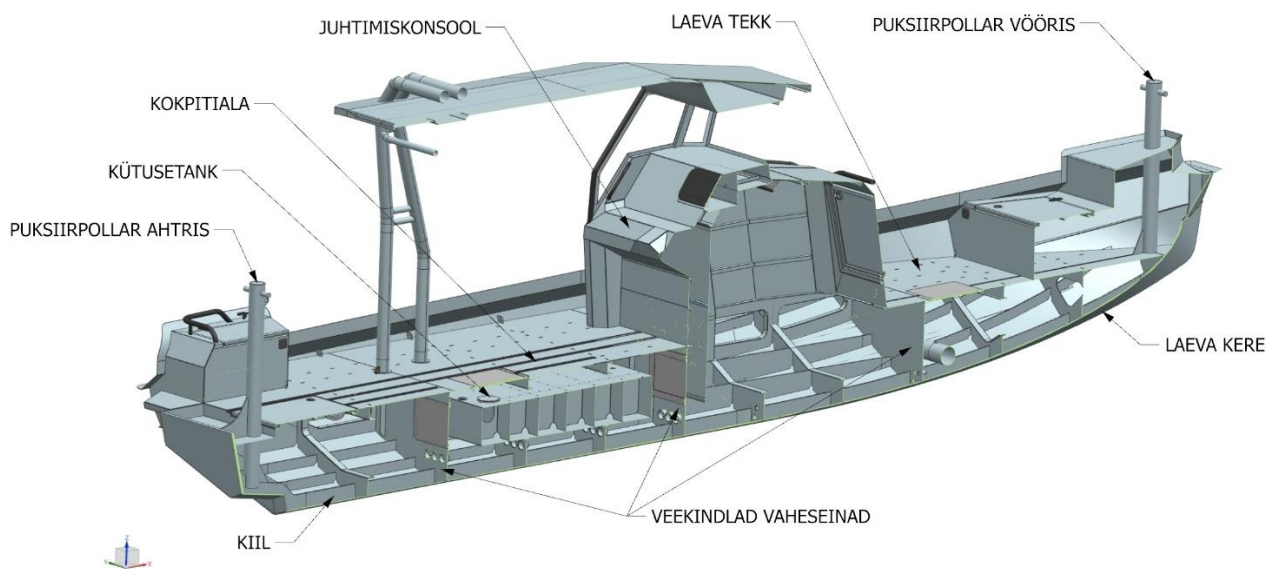
**Joonis 1 Alunaut A10 RIB SAR**



## 2.1 Laeva lühituvustus

Aluse kere ja tekk on ehitatud mereklassi alumiiniumist. Kasutatavate lehtmaterjalide sulam on EN AW 5083, profiilmaterjalid on sulamitest EN 6060, 6063 ja 6082. Aluse tekk on keevitatud kerele hermeetiliselt ja kere on jaotatud neljaks veekindlaks osakonnaks. Aluse tekk on isetühjenev (Self-Bailing Deck), mis tähendab, et teki diferent on ahtrisse nii sõidu kui seisu ajal ja tekile kogunev vesi suundub vabavooluga ahtrisse ja sealt merre. Aluse miidlis asub juhtimiskonsool ja sellest tagapool paiknev kokpitalia on kaitstud konsoolile kinnitatud tuuleklaasiga ja alumiiniumist kõvakatusega. Mootorpaadil on üks kerekonstruktsioonidega seotud puksiirpollar vööris ja kerekonstruktsiooniga seotud puksiirpollar ahtris (vt. Joonis 2) [1]. Laeva peamõõdud on ära toodud tabelis 1 ja üldine planeering joonisel 3.

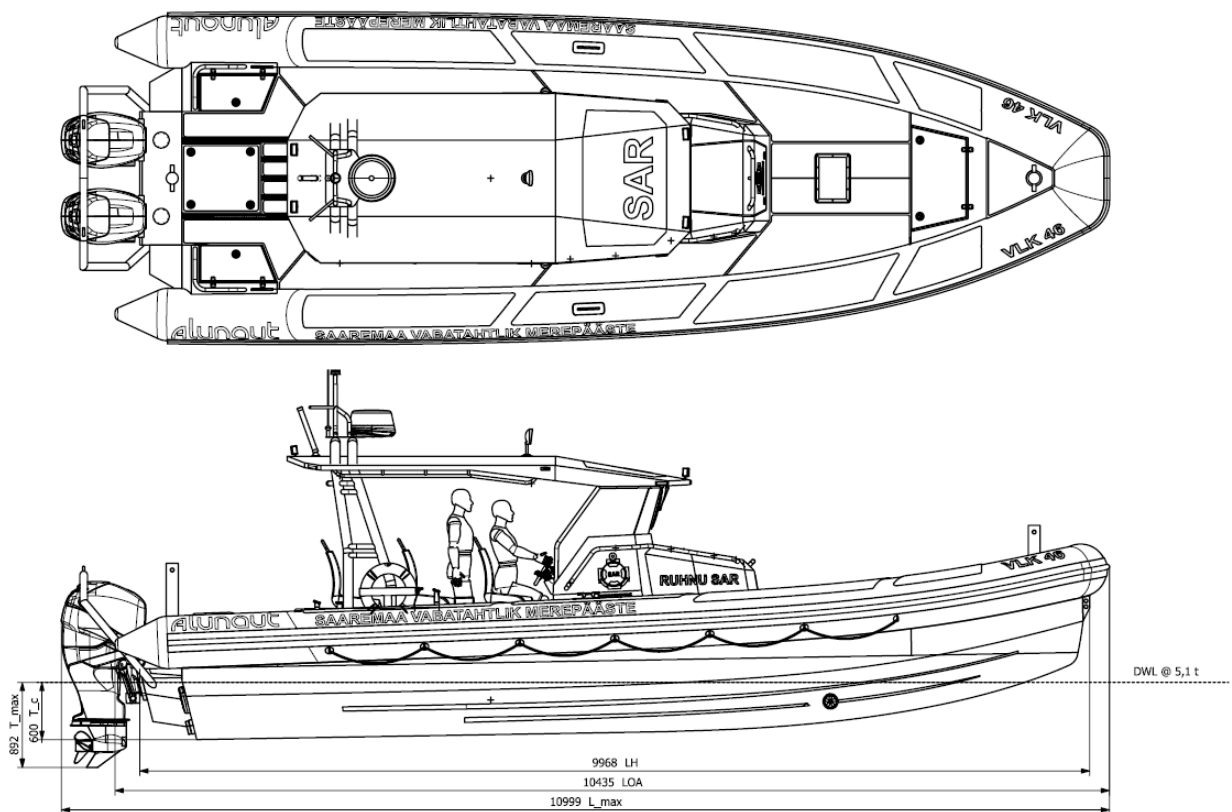
Alusele on paigaldatud kaks Mercury VERADO 350 mootorit paarispaigaldisena, mille koguvõimsus on 700hj. Sõukruvidena kasutatakse roostevabast erisulamist sõukruvisid. Alusel on mootorite tarbeks üks alumiiniumist statsionaarne kütusetank. Tanki maht on 600 liitrit ja arvestatud sellisena, et aluse autonoomsus on kiirusel 40 sõlme 120 meremiili ja kiirusel 25 sõlme 200 meremiili [1]. Võimalikult sujuvaks liikumiseks on väikelaevale paigaldatud ZipWake aktiivne trimmisüsteem [3].



Joonis 2 Läbilõige laeva struktuurist

**Tabel 1 Laeva peamõõdud**

Kere pikkus	$L_H$	9,97	m
Veeliini pikkus	$L_{WL}$	8,77	m
Kogupikkus	$LOA$	10,99	m
Kere laius	$B_H$	2,68	m
Veeliini laius	$B_{WL}$	2,54	m
Maksimaalne laius	$BOA$	3,49	m
Põhja V-nurk	$\beta$	20	kraadi (°)
Maksimaalne süvis	$T$	0,60	m
Laeva tühikaal (light craft condition)	$m_{LCC}$	3300	kg
Täislastis laeva kaal (loaded displacement)	$m_{LDC}$	5100	kg
Maksimaalne lubatud inimeste arv pardal		12	



**Joonis 3 Üldine Planeering**

## 2.2 Laeva jõuseadmed

Alusele on paigaldatud kaks Mercury VERADO 350 rippmootorit (vt. Joonis 4). Mercury Verado 350 on neljataktiline 2,6 liitrise töömahuga ülelaaduriga (supercharger) mootor. Mootori tehnilised andmed on kirjeldatud tabelis 2. Mootorite paigaldis on ette nähtud paarispaigaldisena ja mootorite sõuvõllid pöörlevad kumbki erinevas suunas. Mootorite juhtimine on Mercury DTS (Digital Throttle & Shift) paarisjuhtkangiga (vt. Joonis 4). Mootoreid saab paarisjuhtkangi abil juhtida kas kumbagi mootorit eraldi või ümberlülitusega mõlema mootori sünkroniseeritud juhtimisele. Sünkroniseeritud juhtimise režiimis ühtlustab mootorite juhtautomaatika mõlema mootori töörežiimid (väntvõlli pöörded). Mootorid on elektriliselt trimmitavad nii käsitsi juhtkangil asuvast nupust kui ka automaatselt Mercury Active Trim süsteemi poolt. Mootorid ja nende juhtsüsteem on ühendatud aluse NMEA2000 (National Marine Electronics Association) võrku ja parameetrid on kuvatavad navigatsiooniekraanil [1].



Joonis 4 Mercury DTS paarisjuhtkang (vasakul) ja Mercury Verado 350 rippmootor [4]

**Tabel 2 Mootori tehnilised andmed**

Mootori max võimsus (sõuvõllil)	350 hj / 257 kW
Mootori tüüp / silindreid	Ridamootor / 6 silindrit
Töömaht	2,6 l
Mootori max pöörded	5800-6400 p/min
Käivitus	Elektriline
Kütusesüsteem	Sissepritse
Roolisüsteem	Elektro-hüdrauliline roolivõim
Kaal	309 kg
Jala pikkus	635 mm
Käigukasti ülekandearv	1,75:1

### 2.3 Laeva käiturid

Käituritena kasutatakse roostevabast erisulamist sõukruvisid mootoritootja originaalvalikust. Alusele paigaldatud sõukruvid on Mercury Mirage Plus seeriast (vt. Joonis 5). Kuna mootorite sõuvõllid pöörlevad kumbki erinevas suunas, siis sõukruvid on valitud selle järgi erinevas suunas töötavad.



**Joonis 5 Mercury Mirage Plus sõukruvi (kuvatõmmis viitelt [5])**

### **2.3.1 Sõukruvi karakteristikud**

- Materjal: roostevaba teras;
- Labade arv: 3;
- Diameeter: 15,25 tolli (0,38 m);
- Geomeetriline samm: 19 tolli (0,48 m).

### 3 PUKSIIRPOLLARI TUGEVUSANALÜÜS

Uurimustöö ühe osana uuritakse laevale projekteeritud puksiirpollari tugevust. Selleks, et välja selgitada millist koormust projekteeritud puksiirpollar talub, on vaja välja selgitada välisjõu ehk koormuse maksimaalne suurus, mida võib pukseerimisel rakendada. On teada pollari mõõtmed, materjal ja materjali füüsikalised omadused.

#### 3.1 Nõuded tugevpunktidele

Nõuded laeva tugevpunktidele on määratud standardiga ISO 15084:2003 [6]. See rahvusvaheline standard määratleb nõuded väikelaevade tugevpunktidele, kuhu kinnitatakse otsad ankurdamiseks, sildumiseks ja pukseerimiseks.

Standardis on kirjeldatud, milliseid koormuseid peab tugevpunkt vastu võtma enne purunemist. Standard ütleb, et iga tugevpunkt peab olema projekteeritud ja paigaldatud nii, et ta on võimeline vastu võtma horisontaalkoormust  $F_n$  (kN), ilma et tugevpunkt ja seda ümbritsev struktuur puruneks.

Tugevpunkti purunemistugevuse,  $F_n$  määramine:

- võõris, ankurdamiseks ja laeva edaspidiseks pukseerimiseks:

$$F_1 = f(4,3L_C - 5,4) = 34,91 \text{ kN} \quad (3.1)$$

- võõris, sildumiseks:

$$F_2 = f(3,5L_C - 4,3) = 28,51 \text{ kN} \quad (3.2)$$

- ahtris:

$$F_3 = f(3,0L_C - 3,8) = 24,31 \text{ kN} \quad (3.3)$$

Kus:

$f = 1,0$  (disainikategooria A ja B);

$f = 0,9$  (disainikategooria C);

$f = 0,75$  (disainikategooria D);

$L_C$  on arvatud pikkus:

$$L_C = \frac{L_H + L_{WL}}{2} = 9,375 \text{ m} \quad (3.4)$$

Teise laeva pukseerimiseks mõeldud tugevpunkti ISO 15084 ei käsitle.

Nõuded pukseerimiseks mõeldud pollarile leiab Lloyd's Registri standardist [7]. Nõuded pollarile on määratud pukseerimisotsa katketugevusega (vt. Tabel 3). Standard ütleb, et pukseerimiseks mõeldud pollar peab vastu võtma koormust mitte vähem kui 1,5 kordselt nõutud pukseerimisotsa maksimaalse katketugevusega [7].

Selleks, et teada saada nõutud pukseerimisotsa minimaalset katketugevust, on vaja välja arvutada laeva varustustaseme number (Equipment Number, EN). Varustustaseme numbri leiame valemist:

$$EN = \Delta^{2/3} + 2(D_h + B_0 \alpha_1) + 0,1A \approx 14 \quad (3.5)$$

Kus:

$\Delta$  – täislastis laeva kaal (t);

$b_i$  – tekiehitise keskmine laius (m);

$h_i$  – tekiehitise keskmine kõrgus (m);

$a_I$  – distant veeliinist tekiehitise lähima tasapinnani (m);

$\theta_I$  – nurk veeliini ja tekiehituse alumise tasapinna vahel, võetud ahtrist;

$D_h = b_i + h_i + \cos\theta_I$ ;

$A$  – tekiehitise pindala laevakere profiilvaates ülalpool veeliini (m<sup>2</sup>);

$B_0$  – Laeva suurim laius (m).

Alunaut A10 RIB varustustaseme number EN jääb vahemikku 10...15 ja minimaalse nõutud pukseerimisotsa katketugevuse leiab tabelist:

**Tabel 3 Pukseerimis- ja sildumisotsad (kuvatõmmis viitelt [7])**

Equipment Number		Towline, See Notes		Mooring lines		
Exceeding	Not Exceeding	Minimum length, in metres	Minimum breaking strength, in kN	Number of lines	Minimum length of each line, in metres	Minimum breaking strength, in kN
-	5	90	19,9	2	55	13,9
5	10	90	22,5	2	55	17,6
10	15	90	27,7	2	55	21,5
15	20	90	32,9	2	55	24,5

Tabelist selgub, et nõutud minimaalne pukseerimisotsa katketugevus on 27,7 kN.

Kasutades varutegurit 1,5, saame koormuseks  $F = 41,55$  kN. See on ka välisjõudude suurus, mida pollar peab vastu võtma enne deformeerumist või purunemist.

### 3.2 Pollari konstruktsioon ja materjali omadused

Pukseerimiseks mõeldud pollar on paigaldatud laeva ahtrisse. Pollar on valmistatud alumiinium ümartorust, mis on paigaldatud läbi laeva laevateki ahtris asuva mootorikaevu põhja (paksus 5 mm) ja toetatud kiilu konstruktsioonile (paksus 15 mm). Toru täispikkus on 1650 mm. Pukseerimisotsa kinnitamiseks on toru otsa paigaldatud läbi toru ümarlatt, mis asub 70 mm kaugusel toru otsast ja mille pikkus on 280 mm.

Toestuseks on toru tugipunktidele paigaldatud lisatoed paksusega 8mm. Pukseerimise ajaks on pollarile mõeldud lisatugevdusena seeklitega paigaldatavad ketid. Kettide pingutamiseks kasutatakse talrepeid. Talrep, ka tõmmits või tõmbpinguti on seadis vantide, parduunide, taakide ja muude trosside pingutamiseks ja kinnitamiseks [8]. Ketid kinnitatakse pollari ülemise otsa ja kokpiti A-masti vahele (vt. Joonis 6).

Antud uurimustöö tugevusanalüüsis ei arvestata lisatuge ja kettidega.

Pollariks kasutatud toru on markeering on EN AW-6082 T6. Sertifikaat EN 573-3 ja 755-2 (vt. Lisa 1 Alumiiniumtoru sertifikaat). Toru mehaanilised omadused on kirjeldatud tabelis 4.





### 3.3 Tugevusarvutused

Konstruksiooni tugevusarvutuseks on vaja teada materjali ohtlikku piirpinget  $\sigma_{piir}$ . Plastse materjali piirpinge on voolavuspiir  $\sigma_y$  (yield strength). Voolavuspiir e. voolepiir on materjali tugevusnäitaja. Voolavusnähtuse korral pinge, mille saavutamisel katse käigus toimub plastne deformeerumine ilma jõudu suurendamata [10] [11].

Materjalile ohutuks võib pidada piirpingest madalamat lubatud pinget

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{piir}}{S}, \quad (3.6)$$

kus  $S$  on varutegur.

Konstruksiooni tugevust võib pidada piisavaks, kui konstruksiooni suvalises lõikes pinge ei ületa lubatud väärtusi. Seda väljendab võrratus:

$$\sigma_{max} = \frac{F_n}{A} \leq [\sigma], \quad (3.7)$$

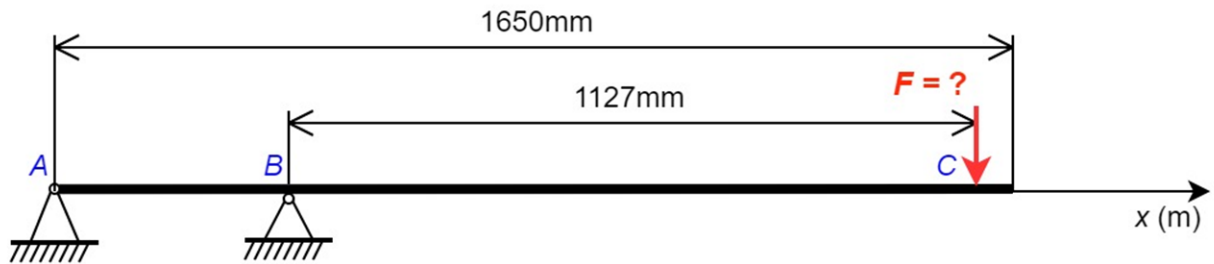
mida nimetatakse tugevustingimuseks.

Käesolevas uurimustöös kasutatakse lubatud koormuse arvutust, kus ristlõike pindala ja lubatud pinge abil leitakse tugevustingimust rahuldav pikijõud  $F_n$  ja sellest omakorda lubatav välisjõud [10].

$$F_N \leq A[\sigma] \quad (3.8)$$

#### 3.3.1 Koormusskeem

Tugevusarvutuste esimese etapina koostame alusele projekteeritud puksiirpollari koormusskeemi (vt. Joonis 7). Punktid A ja B on toed ja välisjõu rakenduse punkt asub punktis C. Punkide B ja C vaheline kaugus on jõu õlg  $l$ .



Joonis 7 Koormusskeem

### 3.3.2 Tugevus paindele

Paindeks nimetatakse varda koormusseisundit, milles ristlõikepindadel jaotatud sisejõud taanduvad paindemomendiks  $M$  [10]. Selleks, et välja selgitada millist koormust projekteeritud puksiirpollar talub ja millist maksimaalset välisjõudu võib pukseerimisel rakendada, on vaja leida lubatud paindemomendi suurus.

Painde tugevustingimus:

$$\sigma_{max} = \frac{M}{W_x} \leq \frac{\sigma_y}{[S]}, \quad (3.9)$$

Kus

$\sigma_{max}$  – suurim normaalpinge ristlõikes;

$W_x$  – ristlõike vastupanumoment ehk telgtugevusmoment;

$M$  – ristlõike paindemoment;

$\sigma_y$  – materjali voolepiir;

$[S]$  – varutegur.

Peale paindemomendi  $M$  mõjub painutatud tala ristlõikes enamasti lisaks põikjõud  $F_Q$ , mida iseloomustavad ristlõikesihilised tangentsiaalpinged. Võib arvestada, et kui normaalpingete tugevustingimus (3.9) on täidetud, on täidetud ka tangentsiaalpingete tugevustingimus [10].

Esmalt on vaja leida pollari ristlõikele nõutav vastupanumoment  $W_x$ . Rõngas-ristlõikele nõutav vastupanumomendi leian valemiga [12] :

$$W_x = \frac{\pi \cdot D^3}{32} \cdot (1 - a^4) \approx 96,3 \text{ cm}^3 \quad (3.10)$$

Kus:

$a$  – toru sise- ja välisläbimõõdu suhe:

$$a = \frac{d}{D} = 0,84 \quad (3.11)$$

Kus:

$D$  – toru välisläbimõõt;

$d$  – toru siseläbimõõt.

Järgmisena leiame lubatud paindemomendi  $M$ , mille valemi tuletame painde tugevustingimuse valemist (3.9). Kuna meil on vaja teada, mis pingetel toru materjal hakkab deformeeruma, siis jätame varuteguri arvestamata:  $\sigma_{max} = \sigma_y$ .

Voolavuspiiri  $\sigma_y$  saame tabelist 4.

$$M = \sigma_y \cdot W_x = 290 \cdot 96 \cdot 10^3 \approx 27,92 \text{ kNm} \quad (3.12)$$

Kus:

$\sigma_y$  – suurim normaalpinge ristlõikes;

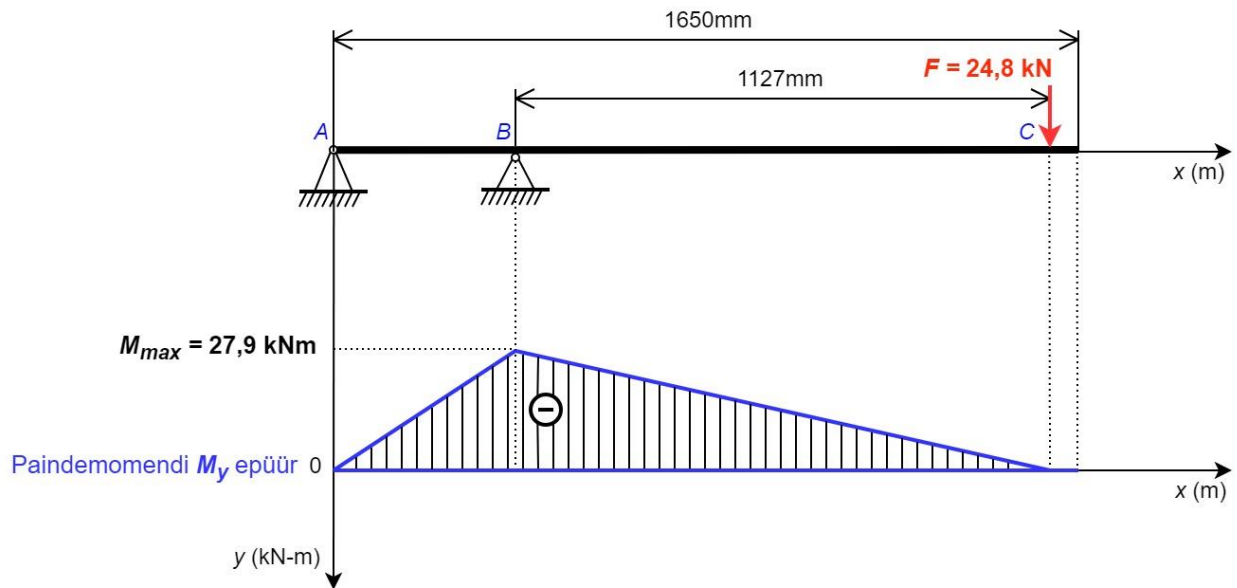
$W_x$  – ristlõike vastupanumoment.

Suurim paindemoment asub punktis B (vt. Joonis 8), kus paindele mõjuv jõu õlg on suurim. Maksimaalse lubatud välisjõu  $F$  leiame valemiga:

$$F = \frac{M}{l} = 24,775 \text{ kN} = 2,53 \text{ t} \quad (3.13)$$

Kus:

$l$  – jõu õlg.



**Joonis 8 Välisjõud ja Painedmomendi epüür**

Arvutustest lähtuvalt selgub, et projekteeritud puksiirpollar ilma lisatugede ja kettideta ei vasta nõutud lubatud koormusele  $F = 41,55 \text{ kN}$  (vt. pt 3.1).

### 3.4 LEM analüüs

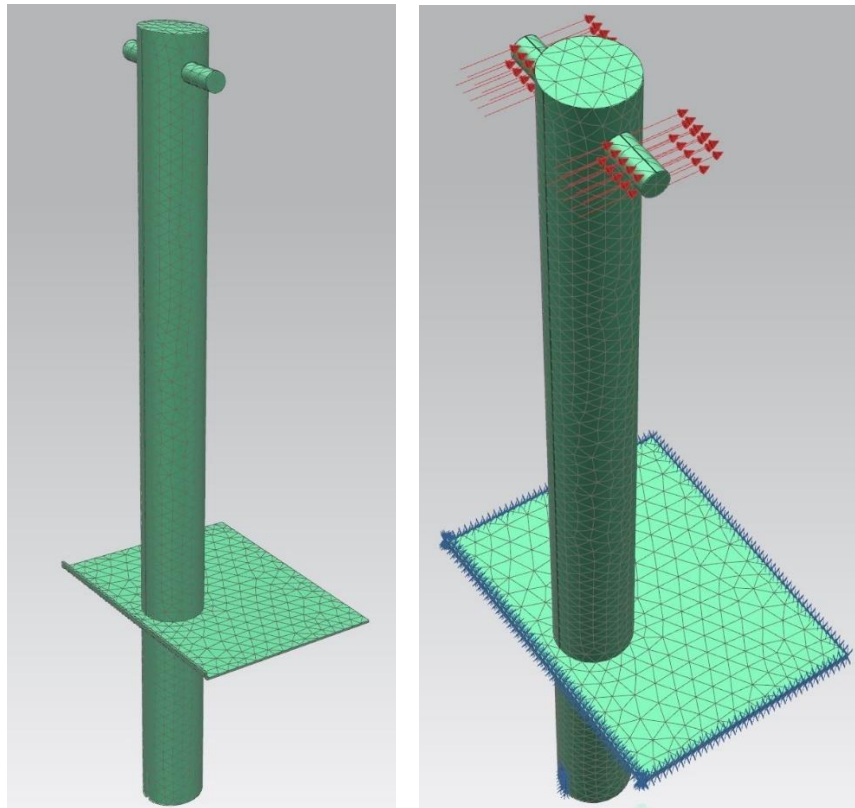
Tugevusarvutuse kontrolliks kasutatakse lõplike elementide meetodit LEM (inglise k. FEM – Finite Element Method). Antud uurimustöös on LEM analüüsiks kasutatud programmi Siemens NX 10 PLM simuleerimistarkvara Siemens NX Advanced FEM.

Simulatsioonil on kasutatud puksiirpollari 3D CAD (Computer Aided Design) mudelit. Mudelit on lihtsustatud nii palju, et simulatsioon tuleks võimalikult ligilähedane koormusskeemile, mida on kasutatud arvutusliku tala tugevusarvutustes (vt. Joonis 7).

Enne uue simulatsiooni loomist on vajalik määrata CAD mudelile materjal. Kuna programmi materjalivalikust puudus Alumiinium 6082, siis tuli materjal ise defineerida. Selleks kasutati parameetreid tabelist 4.

Järgmise sammuna tuleb luua uus simulatsioon ja 3D mudel elementideks jagada ehk võrk moodustada. Elementide suurust saab ise määrata. Simulatsioonidel on kasutatud automaatselt genereeruvat võrgustikku, mis peaks olema optimaalne võrgustik analüüsiks (vt. Joonis 9).

Järgnevalt on vaja aktiveerida simulatsioon. Määrata ära kinnised toed (fixed constraint) ja jõud (loads).

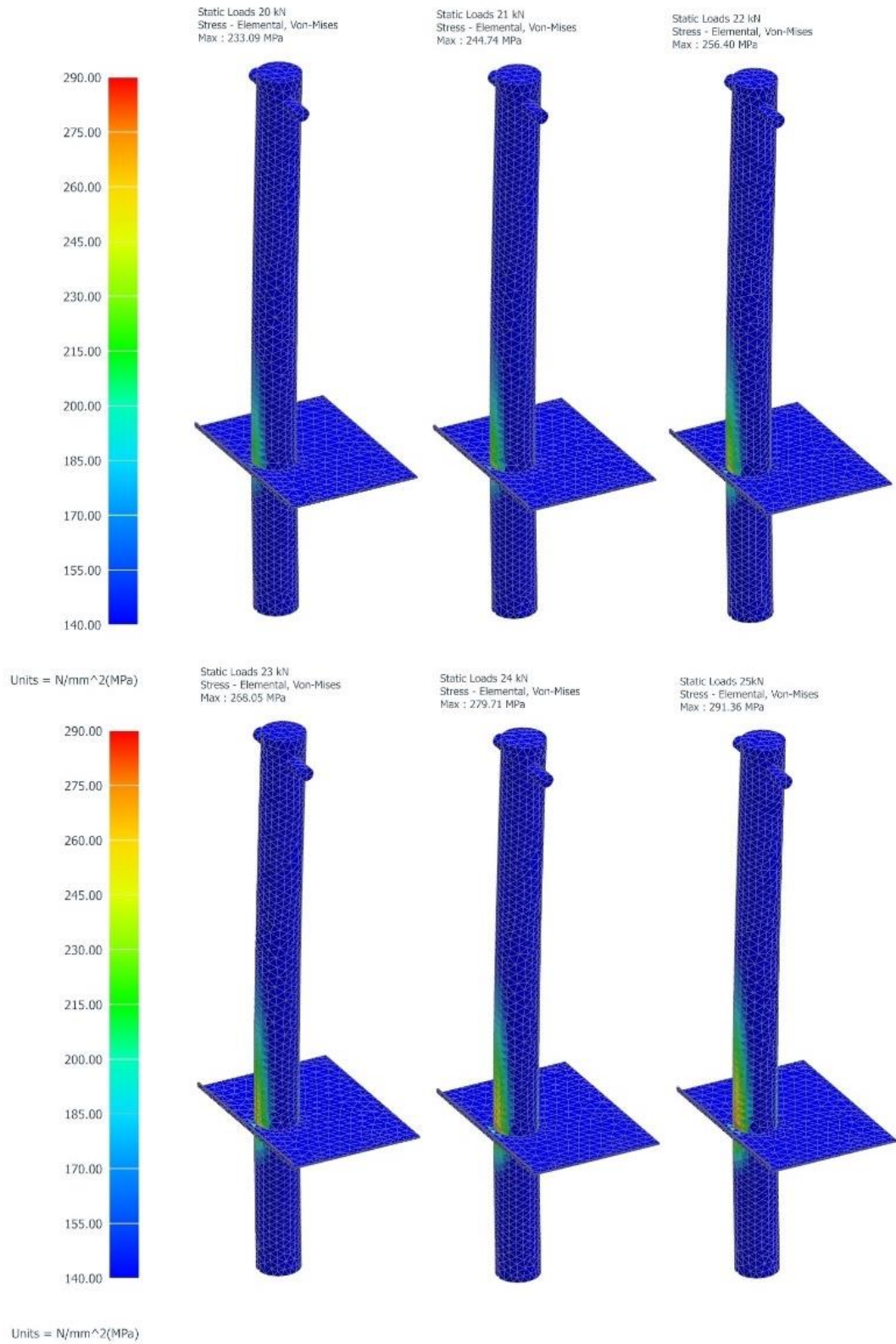


**Joonis 9 3D CAD mudeli elementide jaotus vasakul; Kinnised toed ja horisontaaljõud paremal**

Koormuste määramisel tuleb ära defineerida välisjõudude suurus. Järgnevates simulatsioonides kasutati horisontaalseid jõudusid 20...25 kN. Simulatsioonide tulemused on kirjas tabelis 5 ja graafiliselt joonisel 10.

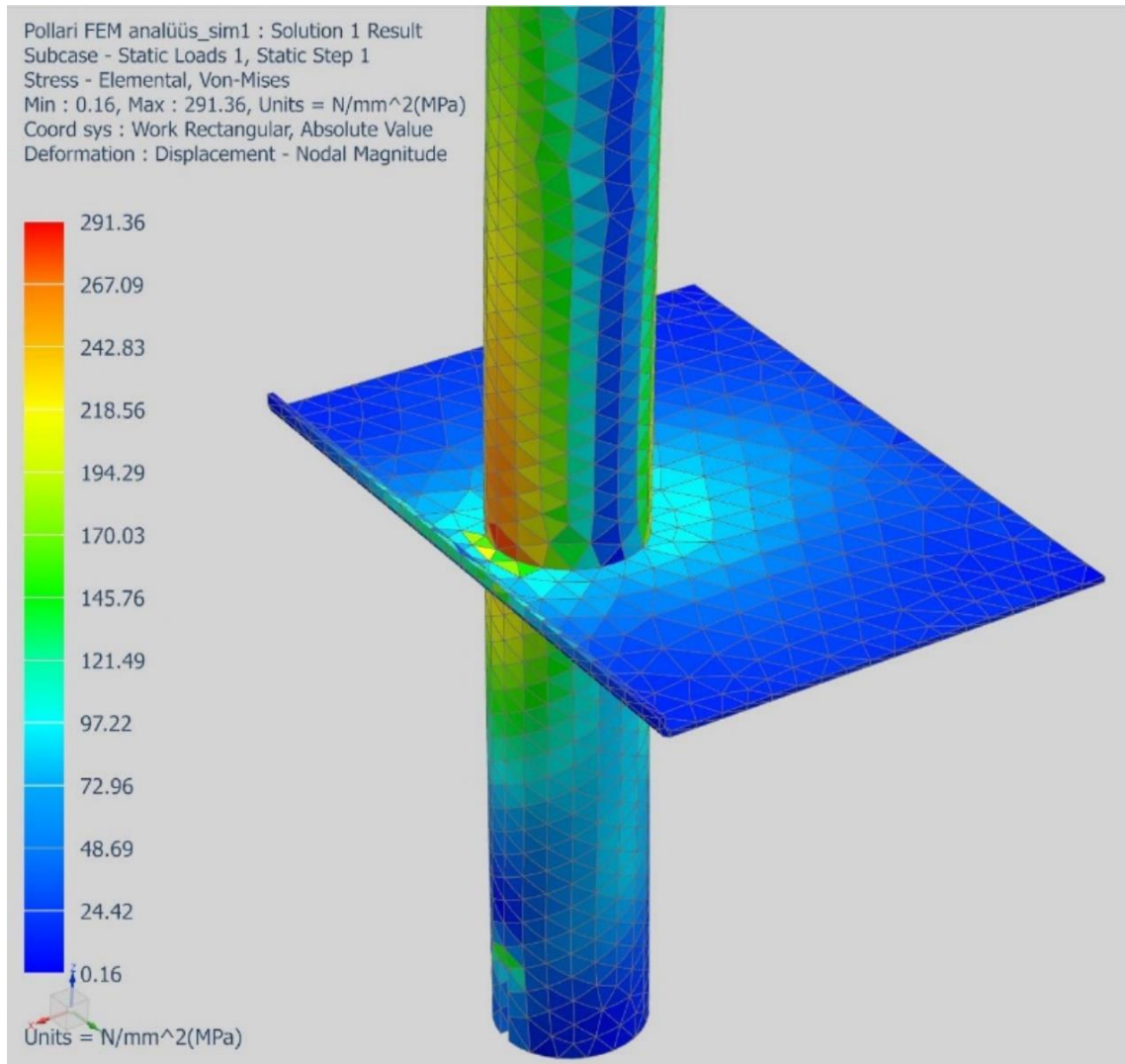
**Tabel 5 LEM analüüsi tulemused erinevatel koormustel**

Koormus $F$ , kN	Suurim pinge $p$ , MPa
20	233
21	245
22	256
23	268
24	279
25	291



**Joonis 10 Pinged koormustel 20 - 25 kN**

LEM analüüsil leidsime, et maksimaalsed pinged tekivad tõmbele töötavas pooles (vt. Joonis 11). Jooniselt näeme, et küllaltki suured pinged tekivad ka plaadis, mida toru läbib. Välisjõu 25 kN juures suurimad pinged plaadis on ligikaudu 200 MPa.

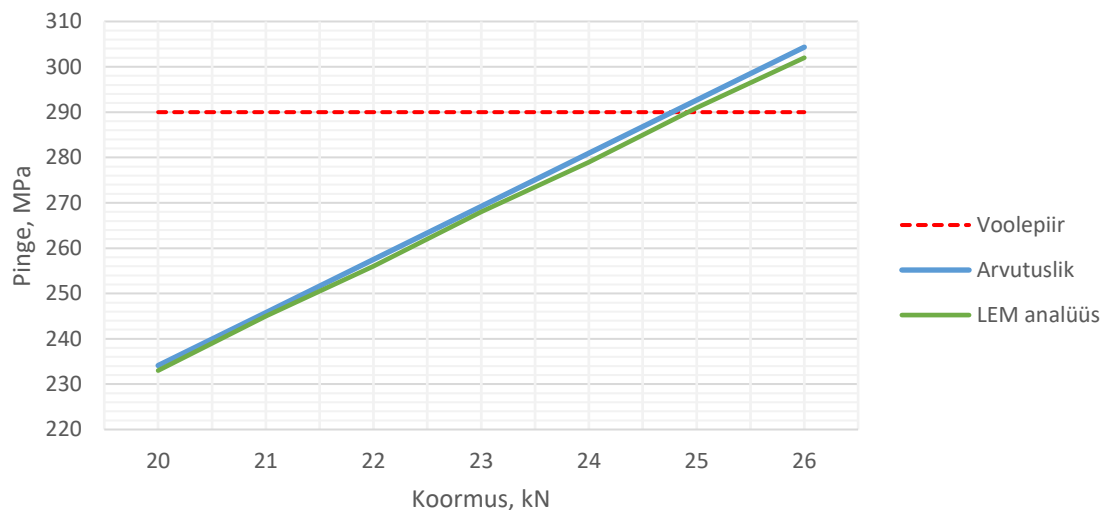


Joonis 11 Pingete jagunemine talas välisjõu 25 kN juures

### 3.5 Tugevusanalüüsi tulemused

Tugevusarvutuste tulemusena saime suurima lubatud pinge  $\sigma_{max}$  korral välisjõu  $F = 24,775$  kN. Tulemuste võrdluseks koostame graafiku (vt. Joonis 12), kuhu on LEM analüüsi tulemuste kõrvale lisatud arvutuslikud pinged samade koormuste korral. Arvutuslike pingete määramisel on kasutatud valemeid (3.12) ja (3.13).





**Joonis 12 Tugevusanalüüsi tulemused graafiliselt**

Graafikust selgub, et koormuse suurenemisel kasvavad maksimaalsed pinged pollaris lineaarselt. Selgub, et arvutuslikud pinged on natuke suuremad LEM analüüsi tulemustest ja materjali voolavuspiir pained saavutatakse väiksema koormuspinge korral. Koormusvahemikus 20...25 kN on tulemuste vahe 1 - 2 MPa. Tulemused erinevad vähem kui 1%. Vahed ei ole väga suured ja seega võib usaldada arvutatud maksimaalset välisjõu suurust edasises uurimustöös.

## 4 KASULIKU TÕUKEJÕU MÄÄRAMINE

### 4.1 Kasulik tõukejõud

Laeva liikumine mingil kiirusel on võimalik laevale mõjuvate jõudude ja momentide tasakaalu tingimusel. Ühtlase käigu tagamiseks laevale peab keretakistus olema tasakaalustatud sellega võrdse ja vastassuunalise tõukejõuga. Tõukejõu tekitamiseks kasutatakse laevadel käitureid, mille poolt arendatav tõukejõud tagab laevale käikuvuse [13]. Käikuvus (propulsion quality) on laeva võime saavutada käituri abil vajalik kiirus. Käikuvus oleneb laevakere kujust, käituri tüübist, veealuse osa siledusest ja muust [14].

Lisaks mõjuvad liikuvale laevale hüdrodünaamiline tõstejõud ja trimmi mõjutav jõumoment. Tõstejõu osatähtsus liikuvale laevale oleneb laeva tüübist ja kerekujust. Sellest sõltuvalt eristatakse muutumatu veeväljasurvega (displacement hull) ja dünaamilise kandvusega laevu (planing hull). Muutumatu veeväljasurvega laeva süvis ei sõltu laeva kiirusest. Dünaamilise kandvusega laevadel väheneb hüdrodünaamilise tõstejõu mõjul laeva süvis ja seoses sellega laeva veetakistus. See võimaldab saavutada suuremat kiirust mootorite väiksema võimsuse juures [13].

Dünaamilise kandvuse mõju on määrava tähtsusega väiksematel kiirlaevadel. Neid laevu nimetatakse ka glisseerivateks laevadeks, mis laeva kohta tähendab liuglemist mööda veepinda.

Laeva ühtlase liikumise tingimust väljendatakse avaldisega:

$$\Sigma T_e = R_{(V)} \quad (4.1)$$

Kus:

$\Sigma T_e$  – käituri arendatav summaarne tõukejõud;

$R_{(V)}$  – laevakere kogutakistus kiirusel  $v$ .

Kasulike tõukejõu  $T_e$  all mõistetakse jõudu, mille rakendamine ilma käituri laevakerele tagab laevale käigu kiirusega  $v$ .

Kasulikuks võimsuseks  $P_e$  nimetatakse antud kiirusel laeva ühtlase liikumise säilitamiseks vajaminevat võimsust:

$$P_e = R \cdot v = T_e \cdot v \text{ (kW)} \quad (4.2)$$

Valemist selgub, et kasulik võimsus on võrdne laevakere pukseerimisel kiirusega  $v$  kulutatav võimsus.

## 4.2 Laeva keretakistus liikumisel

Selleks, et määrata millist kasulikku tõukejõudu laevale paigaldatud mootorid erinevatel pööretel tekitavad, on vaja esmalt välja selgitada laevakerele mõjuv takistus. Laeva keretakistust saab määrata arvutuslikult, laeva vähendatud mudelite katsetamise teel katsebasseinides või valmis laevakere tegelikul pukseerimisel [13].

Laevakerele mõjuv takistus tuleneb vee füüsikalistest omadustest, milleks on tihedus ja viskoossus. Kogutakistus laeva liikumisele moodustub:

$$R_T = R_F + R_R \quad (4.3)$$

Kus:

$R_T$  – kogutakistus;

$R_F$  – hõõrdetakistus;

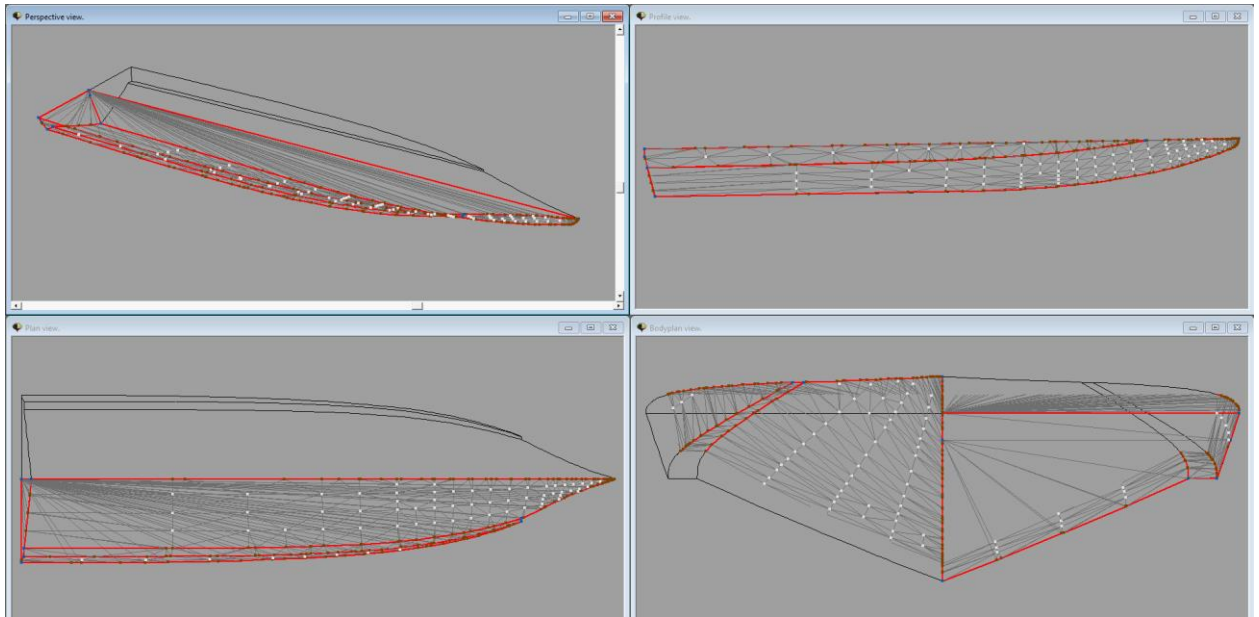
$R_R$  – jääktakistus ehk rõhutakistus.

Jääktakistus koosneb pööristakistusest ja lainetakistusest [13].

## 4.3 Alunaut A10 RIB keretakistus ja vajaminev võimsus

Keretakistuse ja vajamineva võimsuse leidmiseks on uurimustöös kasutatud programmi Free!ship. Selle programmiga on võimalik disainida laevakere 3D pindasid. Lisaks on programmil kalkulaatorid laevakere hüdrodünaamiliste arvutuste tegemiseks.

Järgnevatel kalkulatsioonides on kasutatud laevakere 3D mudeli pindasid, mis on eksporditud programmist Siemens NX VRML-failina ja imporditud programmi Free!ship (vt. Joonis 13). Algselt imporditud 3D pinnad on programmis defektidega ja vajavad enne kalkulatsioone parandamist.



Joonis 13 3D laevakere pinnad (kuvatõmmis programmist Free!ship)

### 4.3.1 Hüdrostaatilised parameetrid

Esmalt kalkuleerime hüdrostaatilised näitajad erinevatel süvistel (vt. Tabel 6).

Maksimaalses situatsioonis laeva mass  $m_{LDC} = 5100$  kg (vt. Tabel 1). Selle sisse kuulub lastimisel lisanduv mass: ohutusvarustus, pagas, lubatud inimesed pardal (12 inimest) ja kütus.

Järgnevates kalkulatsioonides eeldame, et laev ei ole maksimaalselt lastitud ja arvestame laeva süviseks 0,575 m. Selle süvise juures on laeva kaaluline veeväljasurve 4465 kg (Tabel 6).

Tabel 6 Hüdrostaatilised näitajad (kuvatõmmis programmist Free!ship)

Draft	Trim	Lwl	Bwl	Volume	Displ.	LCB	VCB	Cb	Am	Cm	Aw	Cw	LCF	Cp	S
m	m	m	m	m <sup>3</sup>	tonnes	m	m	[-]	m <sup>2</sup>	[-]	m <sup>2</sup>	[-]	m	[-]	m <sup>2</sup>
0,525	0,000	8,583	2,510	3,552	3,641	2,972	0,367	0,2748	0,451	0,3224	15,391	0,7145	3,207	0,8522	17,632
0,550	0,000	8,674	2,527	3,946	4,045	2,998	0,384	0,2914	0,500	0,3412	16,088	0,7341	3,263	0,8539	18,587
0,575	0,000	8,762	2,544	4,356	4,465	3,026	0,401	0,3077	0,551	0,3603	16,681	0,7485	3,322	0,8539	19,454
0,600	0,000	8,845	2,560	4,779	4,899	3,054	0,418	0,3235	0,609	0,3812	17,164	0,7579	3,376	0,8486	20,249

Kus:

Lwl - Veeliini pikkus;

Bwl - Veeliini laius;

Volume - Mahuline veeväljasurve;

Displ. - Kaaluline veeväljasurve;

LCB - Pikiteljeline ujvuskese, mõõdetud ahtrist;  
VCB - Vertikaalne ujvuskese, mõõdetud kiilust;  
Cb – Üldtäitlustegur;  
Am - Keskkaaresetasandi pindala;  
Cm - Keskkaaresetäitlustegur;  
Aw - Veeliinitasandi pindala;  
Cw - Veeliini täidlustegur;  
LCF – Veeliini ujvuskese;  
Cp – Pikiprisma tegur;  
S – Märgpindala, laeva veetalune välispindala.

#### 4.3.2 Laeva keretakistuse ja vajamineva võimsuse arvutused

Laeva keretakistust on võimalik määrata arvutuslikult. Järgnevates kalkulatsioonides on kasutatud keretakistuse arvutustes kahte erinevat meetodit programmiga Free!ship. Kuna Alunaut A10 RIB on dünaamilise kanduvusega laev, siis töötab laevakere kahes erinevas režiimis: väikestel kiirustel enne laevakere glisseerimist (pre-planing) ja glisseerivas (planing) režiimis.

Enne kui kalkulatsioone tegema hakkame, määrame ära laeva teoreetilise kiiruse. Dünaamilise kanduvusega ehk glisseerivate laevade eeldatava maksimaalse kiiruse määramiseks kasutame valemit (Crouch's Planing Speed Formula) [15]:

$$V = C \div (m/SHP)^{0,5} = 50,6 \text{ kn} = 26 \text{ m/s} \quad (4.4)$$

Kus:

$V$  – laeva kiirus sõlmedes (kn);

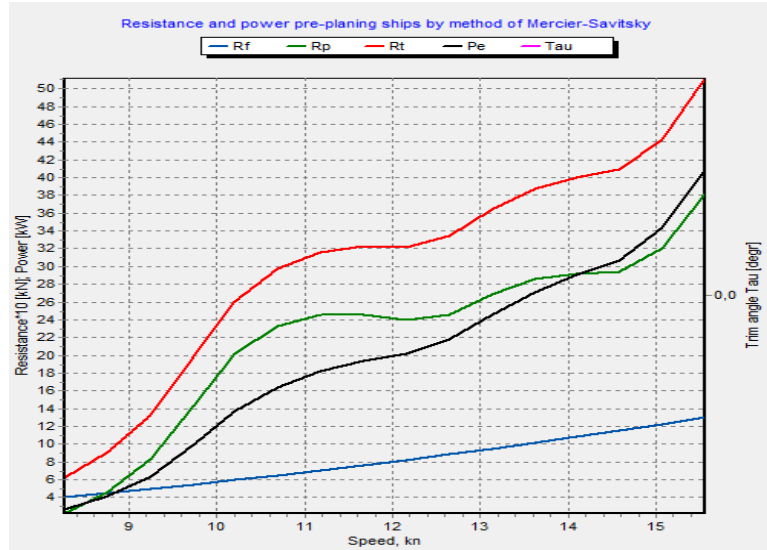
$C$  – konstant (Kiirete väikelaevade puhul  $C = 190$ );

$m$  – laeva mass naelades (lb)

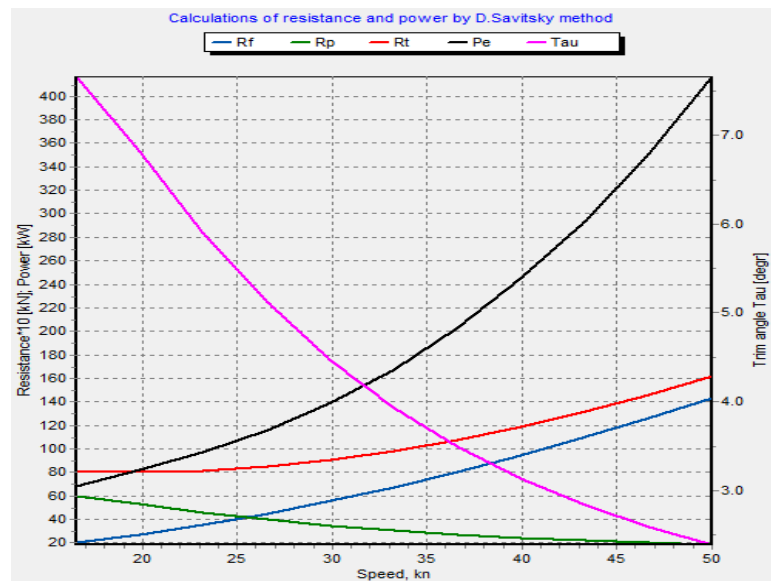
$SHP$  - võimsus sõuvõllil (hj).

Väikestel kiirustel kasutatakse keretakistuse arvutamiseks Mercier-Savitsky meetodit. Suurematel kiirustel, kui laevakere hakkab hüdrodünaamilist tõstejõudu arendama, kasutatakse D. Savitsky meetodit (1964).

Kasutades Free!ship programmi kalkulaatorit, saame tulemused nii graafiliselt (vt. Joonis 14 ja Joonis 15) kui ka raporti kujul (vt. Lisa 2 Free!ship raport: Mercier-Savitsky meetod ja Lisa 3 Free!ship raport: D. Savitsky meetod (1964)).



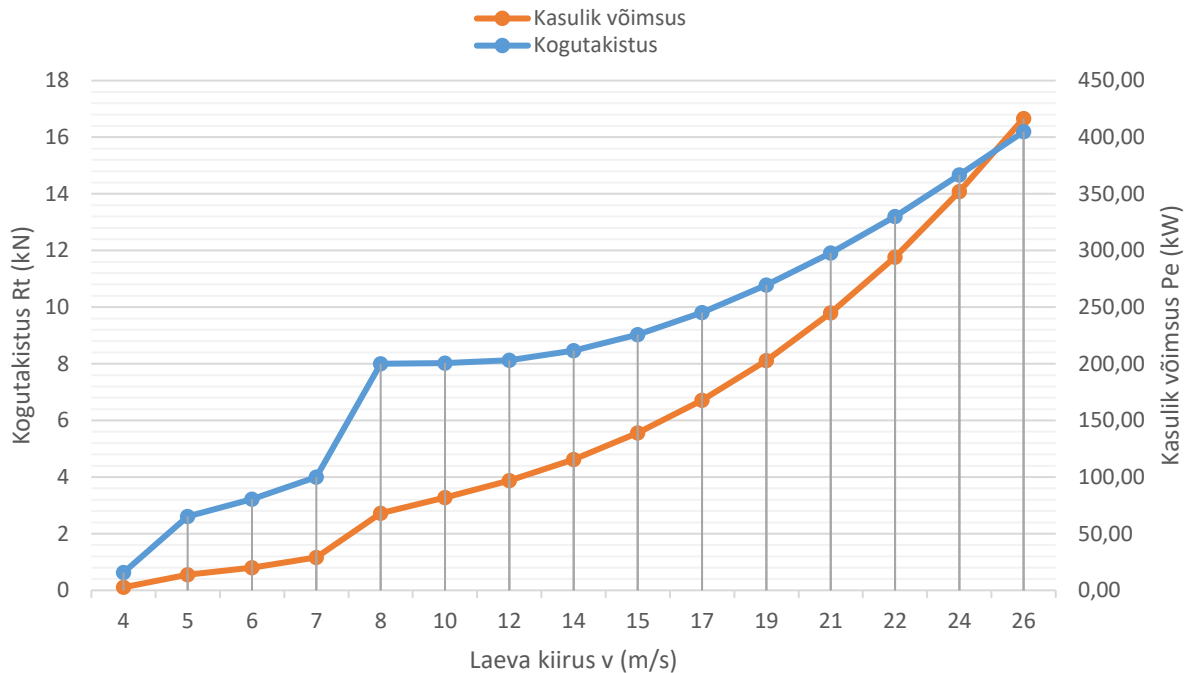
**Joonis 14 Takistus ja võimsus Mercier-Savitsky meetodil**



**Joonis 15 Takistus ja võimsus D. Savitsky meetodil**

Mercier-Savitsky meetodil tulemused saame laeva kiirustel vahemikus 8,27 - 15,56 sõlme. Kasutades D. Savitsky meetodit (1964) määrame ära laeva maksimum teoreetilise kiiruse 50 sõlme (25,7 m/s) ja tulemused saame laeva kiirustel 16,51 – 50 sõlme.

Selleks, et saada paremat ülevaadet tulemustest, sisestame andmed Exceli tabelisse, teisendame saadud tulemused meile sobivatesse ühikutesse ja koostame diagrammi (Joonis 16). Graafikust on näha, et laevakere kogutakistus  $R_t$  kasvab hüppeliselt laeva kiirusel 7...8 m/s juures. See on seletatav sellega, et sellel kiirusel kasvab hüppeliselt laevakerele mõjuv rõhutakistus kuna laev hakkab glisseerima.



**Joonis 16 Kalkulatsioonide tulemused**

Võttes nüüd laeva ühtlase liikumise tingimuse (4.1), mille kohaselt laeva käiturite summaarne tõukejõud on võrdelises seoses laevakere kogutakistusega kiirusel  $v$ , saame laevale paigaldatud mootorite kasuliku tõukejõu  $T_e$  määrata laeva summaarse keretakistusega  $R_t$  kiirusel  $v$ .

Võttes valemi (4.2), näeme et kasulik tõukejõud võrdub keretakistusega antud kiirusel. Maksimaalset kasulikku tõukejõudu arendavad laevale paigaldatud mootorid kiirusel 25,7 m/s, kus  $T_e = 16,195$  kN.

#### 4.4 Propulsiivtegur

Propulsiivkasutegur ehk propulsiivtegur  $\eta$  (Propulsive Coefficient) on laeva kasuliku võimsuse  $P_e$  ja käituri tarbitava võimsuse  $P_s$  suhe:

$$\eta = \frac{P_e}{P_s} \quad (4.5)$$

Propulsiivsustegur näitab käituri tõhusust töötamisel hüdrodünaamiliseses koosmõjus laevakerega. Propulsiivteguri väärtuse määrab põhiliselt sõukruvi kasutegur (mis määratakse sõukruvide või nende mudelite seeriakatsetustel vabas vees), mida korrigeeritakse keremõju teguriga [16].

Kiirusel 50 sõlme on laeva kasulik võimsus 416,6 kW. Laevale paigaldatud mootorite koguvõimsus on 514 kW. Teoreetiliselt teeb see laeva propulsiivseks kasuteguriks 81% kiirusel 50 sõlme. Selline tulemus on küll väga optimistlik, aga saavutatav.

Sõukruvide kasutegurit soodustab laevale paigaldatud trimmisüsteem. Lisaks mootorite aktiivne trimmisüsteem (Mercury Active Trim System). See süsteem reguleerib mootori trimmi asendit nii laeva kiiruse kui ka mootori pöörete arvu järgi. See tähendab, et automaatika korrigeerib mootori asendit nii, et sõukruvi saavutab parima töörežiimi [17].



## 5 TÕMBEJÕUD PUKSIROTSAL

Kui eelmisest peatükis leidsime laevamootorite kasuliku tõukejõu, siis järgnevalt uurime tõmbejõudu puksirotsal. Kuna leitud tõukejõud läheb kõik laevale käigu andmiseks, siis pukseerimine vastaval käigurežiimil pole võimalik. Pukseerida teist laeva saab vaid siis kui käsutuses olev tõukejõud ja mootorite võimsus antud kiirusel on suuremad laevale käigu andmiseks tarbitavast [13].

Tõmbejõu väärtust puksirotsal saab määrata empiiriliste valemite abil. Näiteks võib kasutada järgnevaid seoseid [13]:

$$F[\text{kN}] = 0,133P_e [\text{kW}] \quad (5.1)$$

$$F[\text{kgf}] = 10P_e [\text{eH}] \quad (5.2)$$

Kus:

$F$  – tõmbejõud konksul;

$P_e$  – mootorite efektiivne võimsus.

Erinevate pukseerimiskiiruste juures tõmbejõu määramiseks puksirotsal saab kasutada järgnevat valemit:

$$F = 0,133(P_t - P_p) \text{ (kN)} \quad (5.3)$$

Kus:

$P_t$  – pukseeriva laeva efektiivne koguvõimsus täiskäigu kiirusel  $v_t$  (kW);

$P_p$  – laeva peamasinate võimsus sõidul kiirusel  $v_p$  (kW).

Peamasinate efektiivne koguvõimsus on võrdeline laeva kiiruse kuubiga:

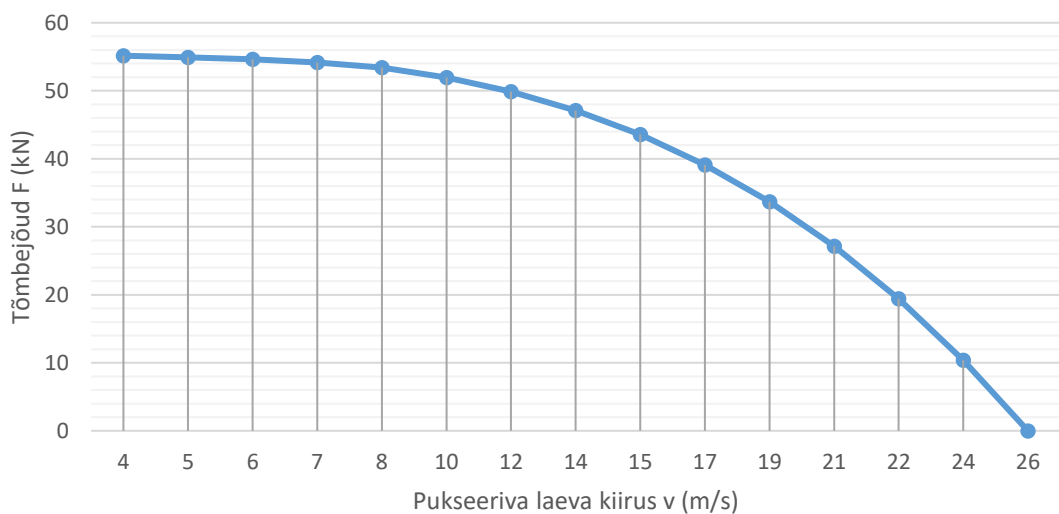
$$\frac{P_p}{P_t} = \frac{v_p^3}{v_t^3} \quad (5.4)$$

Sellest avaldisest saame tuletada peamasinate võimsuse  $P_p$  kiirusel  $v_p$ :

$$P_p = P_t \left( \frac{v_p}{v_t} \right)^3 \quad (\text{kW}) \quad (5.5)$$

## 5.1 Tõmbejõu määramine puksiirotsal

Võttes aluseks tulemused, mille leidsime peatükis 4.3.2 ja teoreetilised valemid (5.1) - (5.5), leiame teoreetilise saadaoleva tõmbejõu erinevatel pukseerimiskiirustel (Joonis 17). Tuleb silmas pidada, et kasutatud valemid annavad vaid ligikaudsed tulemused ja ei kajasta kõiki nüansse. Tegelikuses ei võimalda jäiga sammuga sõukruvi pukseerimisel mingil kiirusel kasutada täiskäigule vastavaid mootori pöörete arvu, vaid pöördeid mis on väiksemad. Koos sellega väheneb võrdeliselt ka mootorite lubatud maksimaalne võimsus võrreldes laeva vaba sõiduga täiskäigul [13]. Lisaks ei ole antud valemites kajastatud sõukruvide kasutegurit ega sõukruvi libisemist.



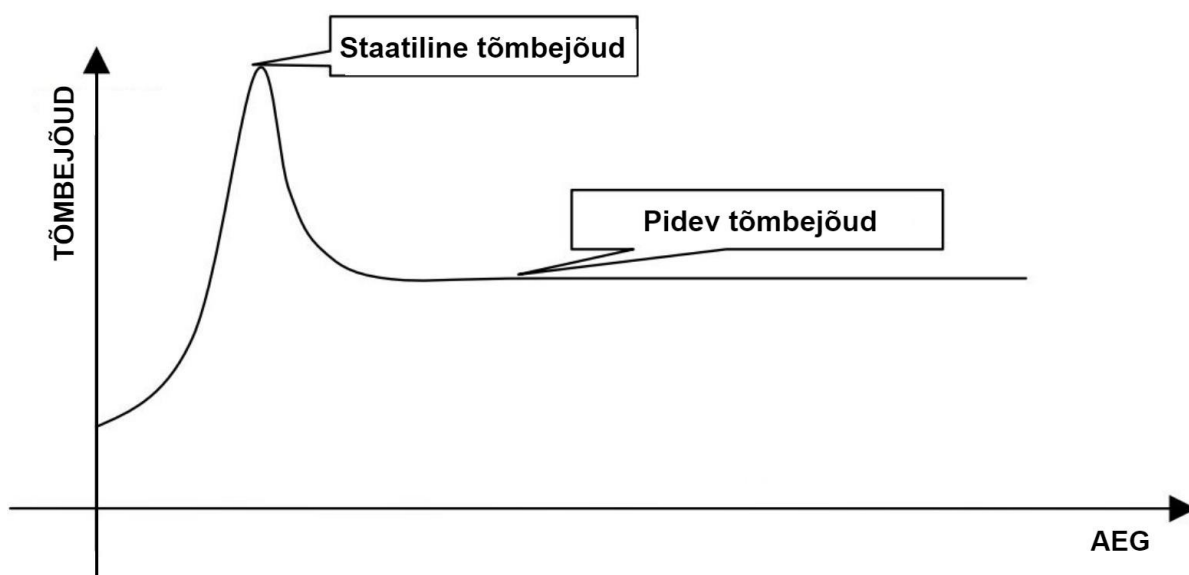
**Joonis 17 Teoreetiline saadaolev tõmbejõud puksiirotsal**

Graafikust selgub, et saadaolev tõmbejõud on suurim kiirusel 0 ja puudub laeva maksimaalsel kiirusel, sest kogu tõukejõud läheb laevale käigu andmiseks. Sellest tulenevalt vaatleme järgnevalt staatilist tõmbejõudu ehk teisisõnu millist tõmbejõudu arendavad laevale paigaldatud mootorid laeva liikumisel kiirusega 0.

## 5.2 Staatiline tõmbejõud (Static Bollard Bull)

Eelnevalt saadud tulemustest saame järeldada, et kui laev liigub vabas vees, siis väiksemad kiirused tähendavad ka väiksemat tõmbejõudu. (vt. Joonis 16). Kui aga laev pukseerib, siis kiiruse vähenedes laeva tõmbejõud suureneb. Tõmbejõudu laevamootorite maksimaalsel võimsusel puksirotsa kinnitamisel kai külge nimetatakse staatiliseks tõmbejõuks [15].

Staatiline tõmbejõud on laeva veojõud, mida väljendatakse jõud tonnides (t) või jõud kilonjuutonites (kN). Staatilist tõmbejõudu (Static Bollard Bull) võib nimetada ka maksimaalseks tõukejõuks. Laevade puhul saavutatakse suurim tõukejõud peatselt peale laeva käituritele käigu andmist kui sõukruvi töötab paigalseisvas vees ja täisvõimsus on saavutatav. Pärast lühikest perioodi tekib vee voolamine sõukruvi suhtes. Tõmbejõud väheneb kuna sõukruvi libisemine väheneb. Järgnevat veojõudu nimetatakse pidevaks või püsivaks tõmbejõuks (Continuous Bollard Bull), mida katsetustel mõõdetakse perioodil kestvusega 10 minutit [18].



Joonis 18 Katseline staatiline tõmbejõud puksirotsal ajaliselt [18]

Eelnevalt kasutasime tõmbejõu määramiseks valemit (5.1). Hinnangulise staatilise tõmbejõu määramiseks saame kasutada valemit, mis on seotud võimsusega sõuvõllil ja sõukruvi diameetriga [15]:

$$T_s = 62,72 \cdot \left( SHP \cdot \frac{D}{12} \right)^{0,67} \quad (5.6)$$

Kus:

$T_s$  – Staatiline tõmbejõud jõunaelades (lbf);

$SHP$  – võimsus sõuvõllil (hj);

$D$  – sõukruvi diameeter (tollid).

Valemist 5.6 selgub, et mida suurem sõukruvi diameeter, seda suurem on ka tõmbejõud. Sellest järeldub fakt, et suurema tõmbejõu saavutamiseks madalatel kiirustel on suurema diameetriga sõukruvi olulise tähtsusega. Laevad, mis on mõeldud pukseerimistödeks, on varustatud suure diameetriga sõukruvidega ja madalate sõuvõlli pöörlemiskiirustega (sagedasti alla 500 p/min).

Glisseerivad laevad, mis on disainitud kõrgete sõuvõlli pöörlemiskiirustega, harva genereerivad rohkem kui 70% staatilist tõmbejõudu valemist (5.6) saadud tulemusest.

Reeglina puksiirlaev peaks arendama staatilist tõmbejõudu 1 tonn iga 100 BHP (efektiivse hobujõu) kohta [15].

Rippmootoritel on tehase poolt paigaldatud käigukastid ja nende mootorite võimsus on määratud võimsusega sõuvõllil (Shaft Horsepower). Seega saame arvutada laevale paigaldatud ühe mootori staatilise tõmbejõu:

$$T_s = 62,72 \cdot \left( 350 \cdot \frac{15,25}{12} \right)^{0,67} \approx 3731 \text{ lbf} = 16,6 \text{ kN} \quad (5.7)$$

Kogu staatilise tõmbejõu saamiseks korrutame saadud tulemuse 2-ga:

$$T_s = 33,2 \text{ kN} \quad (5.8)$$

Kui nüüd tulemusest võtta 70%, saame maksimaalseks tõmbejõuks 23,23 kN ehk 2,33 tonni.

## KOKKUVÕTE

Lõputöö eesmärk oli teoreetiliselt välja selgitada kas töölaevale projekteeritud puksiirpollar on võimeline vastu võtma suurimaid koormusi, mida arendavad laevale paigaldatud mootorid.

Töö käigus saadud tulemustest selgus, et puksiirpollar on võimeline vastu võtma suuremaid koormusi kui alusele paigaldatud mootorid on võimelised genereerima. Seega võib väita, et Alunaut A10 RIB-ile projekteeritud puksiirpollar on projekteeritud piisava tugevusega.

Uurimustöö eesmärgi lahendamiseks püstitati kaks põhiküsimust:

- millist piirkoormust talub laevale projekteeritud puksiirpollar;
- millist tõukejõudu arendavad laevale paigaldatud mootorid.

Lahenduse otsimisel määratleti vajaminevad laeva parameetrid, teostati detailide tugevusarvutused ja kontrolliks LEM-analüüs. Veojõu defineerimisel kasutati saadaolevat infot laevale paigaldatud mootorite ja sõukruvide kohta, kasutati valemeid ja programme laevakere takistuse leidmiseks. Töö käigus töötati läbi erinevaid eesti ja inglise keelseid erialaseid raamatuid ja standardeid.

Suured tõmbejõud on olulise tähtsusega puksiirlaevade puhul ja need laevad ei ole kunagi disainitud kasutamiseks suurtel kiirustel. Selgus, et suurema tõmbejõu saavutamiseks madalatel kiirustel on väga olulisel kohal suurema diameetriga sõukruvid. Uurimustöös käsitletud laeva ainus eesmärk ei ole pukseerimistööd ja ta on disainitud arendama ka suuri kiiruseid. Sellest tulenevalt on laev varustatud mootoritega, mille pöörlemiskiirus on väga suur. Kui antud juhul täidavad mootorid oma eesmärgi, siis töös selgus, et laeva veojõule kiired mootori pöörded kasuks ei tule.

Puksiirpollari tugevusarvutustes võeti aluseks detaili tugevuse paindele. Analüütilised ja numbrilised analüüsid näitasid, et pollar hakkab deformeeruma plastselt välisjõu 2,53 tonni juures.

Tugevusanalüüsil kasutati lihtsustatud koormusskeemi. Arvesse ei võetud pollari tugipunktidele toetuseks paigaldatud lisatugesid ega pukseerimise ajaks pollarile paigaldatavad kette. Sellest lähtuvalt võib öelda, et saadud tulemus on tegelikkusest väiksem ja puksiirpollar talub suuremaid koormusi.

Tõmbejõu puksiirotsal määramiseks leiti laeva eeldatav suurim kiirus laeva tavalisel töötingimusel kui pukseerimist ei toimu. Leiti, et teoreetiliselt peaks laev saavutama lõppkiiruseks 50,6 sõlme. Kuigi see oli väga optimistlik tulemus, siis tegelikkuses saavutata.

Kogutakistuse ja vajamineva võimsuse arvutamiseks kasutati programmi Free!ship kalkulaatorit kahel erineval meetodil. Veojõu arvutusetel saadud tulemus põhines vaid empiirilistel valemitel.

Edasi leiti laeva staatiline tõmbejõud ehk laeva suurim veojõud, mida reaalselt teostatakse katselisel teel puksiirotsa kai külge kinnitamisega. Tulemuseks saadi, et laevale paigaldatud mootorid arendavad tõmbejõudu puksiirotsal 2,33 tonni.

Uurimustöö käigus selgus, et nõuded pollaritele, mis on paika pandud standarditega, täidavad oma eesmärgi ja võib julgelt väita et neis nõuetes on alati arvestatud piisavate varuteguritega. Veelgi enam, ka kõige ekstreemsemates olukordades on alati esimene lüli puksiirots, mis puruneb. Sellega on kõrvaldatud ka vähimigi võimalus laeva konstruktsioonile viga teha.

# SUMMARY

## **DETERMING THE BIGGEST ALLOWED BOLLARD PULL OF A WORKBOAT BASED ON THE EXAMPLE OF ALUNAUT A10 RIB**

Meelis Liiv

The thesis is written in Estonian and contains 35 pages of text, 5 chapters, 18 figures, 6 tables, 18 references.

Keywords: workboat, shipbuilding, strenght analysis, FEM analysis, ship resistance and effective power, bollard pull.

The aim of the thesis is to find out theoretically whether a towing bollard designed to the workboat is capable of absorbing the greatest loads developed by engines installed on the ship. The vessel is designed for search and rescue purposes and it is important to know how safe it is to tow or help out grounded ships. For that reason the following research tasks have been set up to achieve the objectives:

- to find out maximum load limit for the towing bollard;
- to find out the maximum tractive force of the ship.

The subjects of this study were:

- Short description of the vessel and definition of parameters;
- Strength calculations of the designed towing bollard;
- LEM analysis of the designed towing bollard;
- Calculation of total hull resistance and required power consumption;
- Determining the effective thrust of the engines;
- Determination of the pulling force on the towing bollard;
- Calculation of static bollard pull.

As a result of calculations the towing bollard is capable of taking larger loads than the engines installed on the vessel are capable to generate. Thus, it can be argued that the bollard designed for the Alunaut A10 RIB is with sufficient strength.

A simplified load chart was used for strength analysis. No additional supports installed to support the bollard were taken into account. Accordingly, it can be said that the result obtained is smaller than the reality and that the towing bollard can withstand even higher loads.

Analytical and numerical calculations showed that the bollard would deform plastically at an external force of 2.53 tons.

The result of the traction force calculation was based only on empirical formulas and static bollard pull of the vessel was found. As a result of calculations the engines installed on the vessel will develop a pulling force of 2.33 tons.

It was concluded that high tractive force is essential for tugboats and these vessels are never designed for high speeds. Turned out that propellers with large diameter play very important role in achieving higher thrust. High tractive force is not the only purpose for Alunaut A10 RIB and the boat is designed to develop high speeds as well. As a result, the ship is equipped with high shaft speed's. In this case the engines fulfill their purpose, but it is not beneficial for the tractive force.



## KASUTATUD KIRJANDUS

- [1] Alunaut OÜ, *Hanke Tehniline Kirjeldus*. 2018.
- [2] Majandus- ja Kommunikatsiooniministeerium, “Nõuded väikelaeva varustusele ning väikelaeva kategooriad vastavalt väikelaeva konstruktsioonile, samuti sellise väikelaeva ohutusnõuded, millega korraldatakse tasu eest vabaajareise – Riigi Teataja,” 2011.
- [3] “Zipwake | Dynamic Trim-Control System.” [Online]. Available: <http://www.zipwake.com/>. [Accessed: 19-May-2019].
- [4] “Verado® 250-400hp | Mercury Marine.” [Online]. Available: <https://www.mercurymarine.com/en-gb/europe/engines/outboard/verado/250-400/>. [Accessed: 08-Apr-2019].
- [5] “Sport Series Mirage® Plus | Mercury Marine.” [Online]. Available: <https://www.mercurymarine.asia/en-gb/europe/propellers/sport-series/mirage-plus/>. [Accessed: 05-May-2019].
- [6] Eesti Standardikeskus, *EVS-EN ISO 15084:2003 Väikelaevad. Ankurdus, sildumine ja pukseerimine. Tugevpunktid*. 2003.
- [7] Lloyd`s Register, *Rules and Regulations for the Classification of Special Service Craft*. 2018.
- [8] “Talrep – Mereviki.” [Online]. Available: <http://mereviki.vta.ee/mediawiki/index.php/Talrep>. [Accessed: 25-May-2019].
- [9] Alumeco, “Inspection certificate, DIN EN 10204 -3.1,” 2017.
- [10] I. Kleis and A. Heino, *Rakendusmehaanika*. 2001.
- [11] P. Kulu, J. Kübarsepp, and M. Saarna, “Terminoloogiasõnaraamat,” 2011.
- [12] K. Laigna, *Tugevusõpetus*. 2000.
- [13] P. Heino, *Laeva Jõuseadmed*. Eesti Mereakadeemia, 2008.
- [14] “Käikuvus – Mereviki.” [Online]. Available: <http://mereviki.vta.ee/mediawiki/index.php/Käikuvus>. [Accessed: 15-Apr-2019].
- [15] D. Gerr, “The Propeller Handbook.” p. 50, 2001.
- [16] “propulsiivtegur - Eesti Entsüklopeedia.” [Online]. Available: <http://entsyklopeedia.ee/artikkel/propulsiivsustegur1>. [Accessed: 19-May-2019].
- [17] “Steering Active Trim | Mercury Marine.” [Online]. Available: <https://www.mercurymarine.com/en-gb/europe/gauges-and-controls/steering/active-trim/>. [Accessed: 19-May-2019].

- [18] P. Zahalka, "Bollard Pull." [Online]. Available: [www.dieselduck.net](http://www.dieselduck.net). [Accessed: 19-May-2019].

# Lisa 1 Aluminiumtoru sertifikaat

ST Extruded Products Bitterfeld

x: 0003238448  
0003238447  
0003238417



<b>Abnahmeprüfzeugnis DIN EN 10204 -3.1</b> Inspection certificate Certificat de réception		Zu Lieferschein Nr. Bill of delivery Nr. Bulletin de livraison No. 2160215			
Besteller: Customer: Alumecco A/S, DK 5100 Odense Client:					
Ihre Auftrags-Nr.: Your Order Nr.: Votre commande No.:		vom: of: du:		Ihre Profil-Nr.: Your shape-Nr.: Votre profilé No.:	
120383303		05.10.17		sev.see D/N	
Unsere Auftrags-Nr.: Our order Nr.: Notre référence No.:		30040731		Unsere Profil-Nr.: Our shape-Nr.: Notre profilé No.:	
30040731				sev.see D/N	
Abmessungen: Dimensions:		Gelieferte Menge: Quantity delivered: Quantité livrée:		Werkstoff/Zustand: Alloy: Matériau:	
6000 mm		53 Stk. 2130 kg		AISi1MgMn / T6	

Mechanische Eigenschaften		Mechanical properties			Caractéristiques mécaniques	
Los-Nr. Lot Nr. Pos. No.	Probe-Nr. Sample Nr. Essai-No.	Dehngrenze Yield Strength Limite d'élasticité Rp 0,2 [N/mm <sup>2</sup> ]	Zugfestigkeit Tensile Strength Résistance à la traction Rm [N/mm <sup>2</sup> ]	Dehnung Elongation Allongement A <sub>5</sub> [%]	Härte Hardness Dureté HB	Sonstige Prüfungen Other Tests Autres essais
01	128204	290	316	16,0	97	Rohr 125 x 10mm
02	128205	296	329	15,6	99	Rohr 80 x 8mm

Chemische Zusammensetzung		Chemical composition					Composition chimique				
Los-Nr. Lot Nr. Pos. No.	Guß-Nr. Cast Nr. No. de coulée	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti		Pb
		[%]									
01	28488	0,77	0,25	0,04	0,44	0,66	0,02	0,02	0,019		0,003
02	2636071	0,92	0,27	0,03	0,62	0,73	0,04	0,03	0,024		0,002

Bemerkungen	Notes	Remarques
Entspricht EN 573-3 und 755-2		

Bitterfeld, den 08.11.17 Abnahmebeauftragter: A. Berg Prüfer: \_\_\_\_\_  
A. Berg

ST Extruded Products Germany GmbH - Werk Bitterfeld - Devillestraße 2 - 06749 Bitterfeld - Postfach 1153 - 06731 Bitterfeld  
 Tel.: 03493 / 72227 Fax: 03493 / 72333 E-mail: Anke.Berg@step-g.com  
 Geschäftsführung: Michael Zint - Handelsregister Ulm - HRB 550822

## Lisa 2 Free!ship raport: Mercier-Savitsky meetod

Program of resistance prediction planing and pre-planing ships

Project : ALUNAUT A10 RIB  
 Designer :  
 Created by : Meelis Liiv  
 Comment : SAR  
 Filename : A 10 RIB Freeship prt.fbm

Design length : 9,970 m  
 Design beam : 2,680 m  
 Design draft : 0,575 m  
 Midship location : 4,985 m  
 Water density : 1,025 t/m<sup>3</sup>  
 Appendage coefficient : 1,0000

Date : 4.05.2019  
 Time : 23:35:26

-----  
 Input variables

Hull

Effective waterline length	: 8,762 m
Beam on waterline	: 2,544 m
Draft hull	: 0,575 m
Wetted surface area	: 19,45 m <sup>2</sup>
Prismatic coefficient	: 0,8440
Displacement	: 4,47 t
Deadrise amidships	: 20,000 degr
X of CoG	: 3,026 m
Midship area above waterline	: 2,00 m <sup>2</sup>
Roughness coefficient *10 <sup>3</sup>	: 2,000
Maximal speed	: 55,00 knots
Midship area	: 0,000 m <sup>2</sup>
Transom area	: 1,000 m <sup>2</sup>
Half entrance angle of DWL	: 15,908 degr

-----  
 FrV is outside valid domain 1,0 ... 2,0

Final calculations of resistance and power by Mercier and Savitsky's method

Vs [kn]	FrB -	FrV -	R <sub>f</sub> [kN]	R <sub>r</sub> [kN]	R <sub>t</sub> [kN]	Pe [kW]
8,27	0,85	1,06	0,405	0,221	0,626	2,66
8,75	0,90	1,13	0,450	0,466	0,916	4,12
9,24	0,95	1,19	0,497	0,835	1,332	6,33
9,72	1,00	1,25	0,546	1,433	1,979	9,90
10,21	1,05	1,31	0,598	2,013	2,611	13,71
10,70	1,10	1,38	0,651	2,328	2,980	16,40
11,18	1,15	1,44	0,707	2,457	3,164	18,20
11,67	1,20	1,50	0,765	2,461	3,226	19,37
12,16	1,25	1,56	0,825	2,394	3,219	20,13
12,64	1,30	1,63	0,887	2,459	3,346	21,76
13,13	1,35	1,69	0,951	2,690	3,641	24,59
13,61	1,40	1,75	1,017	2,855	3,872	27,12
14,10	1,45	1,81	1,085	2,917	4,002	29,03
14,59	1,50	1,88	1,155	2,935	4,091	30,69
15,07	1,55	1,94	1,227	3,200	4,427	34,33
15,56	1,60	2,00	1,302	3,816	5,117	40,96

-----  
 Estimated FrV= 7,070

Copyright (c) 2008-2012, Timoshenko V.F.

## Lisa 3 Free!ship raport: D. Savitsky meetod (1964)

Resistance and power planing ships by D.Savitsky's method (1964)

Project : ALUNAUT A10 RIB  
 Designer :  
 Created by : Meelis Liiv  
 Comment : SAR  
 Filename : A 10 RIB Freeship prt.fbm

Design length : 9.970 m  
 Design beam : 2.680 m  
 Design draft : 0.575 m  
 Midship location : 4.985 m  
 Water density : 1.025 t/m<sup>3</sup>  
 Appendage coefficient : 1.0000

Date : 18.05.2019  
 Time : 20:09:59

---

### Input variables

#### Hull

Effective waterline length : 8.762 m  
 Beam on waterline : 2.544 m  
 Draft hull : 0.575 m  
 Wetted surface area : 19.45 m<sup>2</sup>  
 Prismatic coefficient : 0.8440  
 Displacement : 4.47 t  
 Deadrise amidships : 20.000 degr  
 X of CoG : 3.026 m  
 Midship area above waterline : 2.00 m<sup>2</sup>  
 Roughness coefficient \*10<sup>3</sup> : 2.000  
 Maximal speed : 50.00 knots  
 Angle between Thrust and Keel lines : 0.00 degr  
 Distance between Thrust line and CoG : 0.800 m

---

### Final calculations of resistance and power for planing ships by D.Savitsky

Vs	FrB	Tau	R <sub>f</sub>	R <sub>p</sub>	R <sub>t</sub>	Pe
[kn]	-	[degr]	[kN]	[kN]	[kN]	[kW]
16.51	1.70	7.66	2.017	5.983	8.001	67.9343
19.86	2.04	6.82	2.702	5.319	8.021	81.9258
23.20	2.39	5.90	3.527	4.600	8.127	97.0170
26.55	2.73	5.11	4.482	3.983	8.465	115.631
29.90	3.08	4.46	5.559	3.474	9.033	138.952
33.25	3.42	3.93	6.754	3.057	9.812	167.848
36.60	3.77	3.49	8.062	2.717	10.780	202.981
39.95	4.11	3.14	9.479	2.438	11.917	244.927
43.30	4.46	2.84	10.995	2.206	13.202	294.085
46.65	4.80	2.59	12.622	2.012	14.634	351.197
50.00	5.15	2.39	14.340	1.855	16.195	416.564

Lambda = 1.538  
 Lk = 7.450 m  
 Lc = 0.376 m  
 d = 0.310 m  
 Estimated FrV= 6.427

Copyright (c) 2008-2012, Timoshenko V.F.