



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOL
INSENERITEADUSKOND
Mehaanika ja tööstustehnika instituut

ELEKTRILINE KAABLI VINTS 15T

ELECTRICAL UMBILICAL WINCH 15T

MAGISTRITÖÖ

Üliõpilane: Vladimir Mihhejenko

Üliõpilaskood 183704MATM

Juhendaja: Martin Eerme, tootearendus ja
tootmistehnika programmijuht

(Tiitellehe pöördel)

AUTORIDEKLARATSIOON

Olen koostanud lõputöö iseseisvalt.

Lõputöö alusel ei ole varem kutse- või teaduskraadi või inseneridiplomit taotletud.

Kõik töö koostamisel kasutatud teiste autorite tööd, olulised seisukohad, kirjandusallikatest ja mujalt pärinevad andmed on viidatud.

“.....” 20.....

Autor: Vladimir Mihhejenko

/ allkiri /

Töö vastab magistritööle esitatud nõuetele

“.....” 20.....

Juhendaja: Martin Eerme

/ allkiri /

Kaitsmisele lubatud

“.....”20.....

Kaitsmiskomisjoni esimees

/ nimi ja allkiri /

Lihtlitsents lõputöö reprodutseerimiseks ja lõputöö üldsusele kättesaadavaks tegemiseks¹

Mina, Vladimir Mihhejenko (sünnikuupäev: 26.07.1983.)

1. Annan Tallinna Tehnikaülikoolile tasuta loa (lihtlitsentsi) enda loodud teose

Elektriline kaabli vints 15t,

(lõputöö pealkiri)

mille juhendaja on

Martin Eerme,

(juhendaja nimi)

1.1 reprodutseerimiseks lõputöö säilitamise ja elektroonse avaldamise eesmärgil, sh Tallinna Tehnikaülikooli raamatukogu digikogusse lisamise eesmärgil kuni autoriõiguse kehtivuse tähtaja lõppemiseni;

1.2 üldsusele kättesaadavaks tegemiseks Tallinna Tehnikaülikooli veebikeskkonna kaudu, sealhulgas Tallinna Tehnikaülikooli raamatukogu digikogu kaudu kuni autoriõiguse kehtivuse tähtaja lõppemiseni.

2. Olen teadlik, et käesoleva lihtlitsentsi punktis 1 nimetatud õigused jäävad alles ka autorile.

3. Kinnitan, et lihtlitsentsi andmisega ei rikuta teiste isikute intellektuaalomandi ega isikuandmete kaitse seadusest ning muudest õigusaktidest tulenevaid õigusi.

¹Lihtlitsents ei kehti juurdepääsupiirangu kehtivuse ajal, välja arvatud ülikooli õigus lõputööd reprodutseerida üksnes säilitamise eesmärgil.

_____ *(allkiri)*

_____ *(kuupäev)*

SISUKORD

EESSÕNA	5
1. SISSEJUHATUS	7
2. UURINGUD JA ANALÜÜS	9
2.1 Konkurentide lahendused.....	9
2.2 Turu uuring.....	12
2.3 Seadmete patendid.....	13
2.4 Nõuded konstruktsioonidele	13
3. KONSTRUKTIIVSETE LAHENDUSTE MOODUSTAMINE.....	15
3.1 Seadme kirjeldus	15
3.2 Seadme sõlmed.....	16
4. KONSTRUEERIMINE JA TUGEVSUSARVUTUSED	30
4.1 Trumli konstruktsioon.....	30
4.2 Ajami arvutused	33
4.3 Laagri arvutused.....	35
4.4 Trumli tugevsusarvutus.....	38
4.5 Raami konstruktsioon.....	41
4.6 Raami tugevsusarvutus.....	45
4.7 Optimeerimise analüüs	48
5. TOOTE HIND	50
6. SEADME OHUTUS	51
6.1 Ohutusmeetmed	51
6.2 Tõstmisoperatsioonid	52
KOKKUVÕTE	54
SUMMARY.....	56
KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU	58
LISAD	59
GRAAFILINE OSA.....	68

EESSÕNA

Käesoleva lõputöö teema on sõnastatud DECK Engineering OÜ tegevjuhi Dmitri Jekimovi algatusel, kes oli ka suureks abiks algandmete kogumisel. Kehtivate tööeesmärkide arutlemisel ja probleemide lahendamisel ettevõtte insenerosakonna liikmena, selgus ka lõputöö ülesannete lahendamise viis. Samuti olid abiks antud töö juhendaja professor Martin Eerme konsultatsioonid. Autor avaldab siirast tänu ülalpool nimetatud isikutele ja kõikidele teistele, kes aitasid kaasa lõputöö valmimisele.

Kuigi lõputöö oli koostatud väljaspool tööd, loodab autor, et antud töö leiab rakendust ka uute projektide arendamisel.

#elektro-mehhaniline #seade #projekteerimine #magistritöö

Lühendite ja tähiste loetelu

KAK – Kiige aktiivne kompenseerimine (ingl k Active heave compensation, AHC)

KJS – Kaugelt juhitud seade (ingl k Remotely operated vehicle, ROV)

LTS – Laskmise ja taastamise süsteem (ingl k Launch and recovery System, LARS)

LEM – Lõplike elementide meetod (ingl k finite element method, FEM)

1. SISSEJUHATUS

Deck Engineering OÜ, kust käesolev teema on pärit, peamiseks tegevusvaldkonnaks on tekiseadmete projekteerimine, tootmine ja müük. Ettevõtte üks põhilistest arengusuundadest on erinevat tüüpi vintside projekteerimine, mille hulgas on ka kaablivintsid vee all töötavate seadmete tõstmiseks ning juhtimiseks. Käesoleva toote tootmine on perspektiivne suund ning maailma tasemel tootjate arv ei ole eriti suur. Käesoleva töö autor valis antud teema, sest tal on kogemus sarnade süsteemide projekteerimises, Deck Engineering grupi liikmena ning tunneb huvi uue toote arendamise vastu. Ülesandeks on projekteerida elektriline 15-tonnise tõmbejõuga kaablivints. Kuigi autori poolt pole tehtud eraldi uuringuid nõudluse kohta, sai ta infot nõudluse kohta potentsiaalsete ning olemasolevate klientide kohta otseselt juhilt. Selline vints võimaldab töötada allveeseadmetega massiga kuni 15 tonni.

Selline seadme tüüp on mõeldud tõstmise operatsioonidele kaabli abiga ja kaabli kogu pikkuses hoidmisele. Tavaliselt kaabel kujutab endast optilise-, andme- ja toite kaablit, mis on armeeritud terastrossiga või kummiga. Kaabel toidab allveeseadmeid energiaga ja samaaegselt võimaldab neid seadmeid juhtida distantstilt.

Vintsi projekteerimisel tuleb arvestada sellega, et kaabel ühendab liikumatuid ning liikuvaid osi ning esimeseks eesmärgiks on projekteerida trummel nii, et see seda võimaldaks. Järgmiseks eesmärgiks on veenduda, et kaabel peab vastu ettenähtud kandevõime piires. Kaabli painutusraadius on üsna suur, et tagada optilise kaabli terviklikkus. Arvestades kõike ülaltoodut, antud töö esimeseks ülesandeks on projekteerida optimaalse suurusega trummel nii, et ühest küljest kaabel peab mahtuma trumli sisse ning sujuvalt väljuma kaabli painutusraadiusega. Teisest küljest avaldab trumli läbimõõt otsest mõju ajami pöördemomendile. Majanduslikus mõttes trumli optimaalsed mõõtmed lubavad vältida lisakulutusi, mis on seotud ajami soetamisega. Elektrilised ajamid tarbivad rohkem energiat kui hüdraulilised, aga nad on keskkonna mõttes kasulikumad ning teretulnud akulaevadel ja seal, kus kasutatakse regeneratiivset või akumulieeritud energiat.

Ajami valimisel tuleb arvestada seda, et trumli pöörlemise kiirus on suhteliselt madal ning pöörlemismoment on suur. Sellest järgneb töö järgmine ülesanne – vintsi ajami arvutus ja komponentide valik. Lähtudes keskkonna kaitsmise põhimõttest, autor valib vintsi elektriline ajami, vaatamata sellele, et turul on esindatud hüdraulilise ajamiga seadmed suuremas mahu. Oleviku üks suurim arengusuund laevatööstuses on roheline

energia ning akumulieeritud energia kasutamine. Elektrilised seadmed on sellisel juhul eelistatud.

Järgmine eesmärk on piisava jäikusega vintsi raami projekteerimine, et mõjuvatele koormustele vastu pidada. Ülesande keerulisus on ennekõike koormusjuhtumite määramises.

Sellele vaatamata et trossi kihtide kerimisseade on kaabli vintsi oluline osa ja tihti need on integreeritud vintsi raamile, võivad sellised mehhanismid olla ka eraldiseisvad. Käesolevas töös ei ole need mehhanismid esitatud, kuigi raami peale on jäetud kinnituskohad selleks, et oleks võimalus neid paigaldada.

Töös püstitatud ülesannete lahendamiseks on kasutatud järgmiseid tarkvarasid:

- Inventor – seadme mudeli ja jooniste valmistamiseks;
- Ansys, Inventor – tugevusarvutuste sooritamine lõplike elementide meetodiga;
- SMath Studio – matemaatilise mudeli valmistamiseks ning käsiarvutamiseks.

Teises peatükis on konkurentide lahenduste analüüs, mille käigus selgitakse vintsi tugevad ja nõrgad küljed. Teise peatüki teises osas on turu uuring ja spetsifikatsiooni koostamine.

Kolmanda peatüki käigus on paika pandud vintsi kontseptsioon. Autor alustab ideede genereerimisest ja valib parema variandi, kasutades kaalutud punkthindamise meetodit. Mõnede variantide genereerimiseks on kasutatud programmeerimiskeelt.

Neljandas peatükis on vintsi komponentide detailne projekteerimine ja ostukomponentide valik, mis põhineb arvutustel. Vintsi mudeli valmistamiseks on kasutatud raalprojekteerimise tarkvara. Mudelit analüüsitakse kasutades lõplike elementide meetodit. Peatüki lõpus on vintsi komponentide masside optimeerimine.

Viiendas peatükis on valmistoote ligikaudse hinna arvutamine.

Kuuendas peatükis on ohutusmeetmete rakendamine vastavalt *Euroopa Parlamendi ja nõukogu direktiivile 2006/42/EÜ*. Peatüki lõpus on komponentide valik vintsi tõstmiseks, mis baseerub arvutustel. Samuti on toodud vintsi mudeli vaade.

Lisades on toodud algoritm trumli kontseptsiooni valmistamiseks. Lisaks ka arvutuskäik ajami ja laagri valimiseks.

2. UURINGUD JA ANALÜÜS

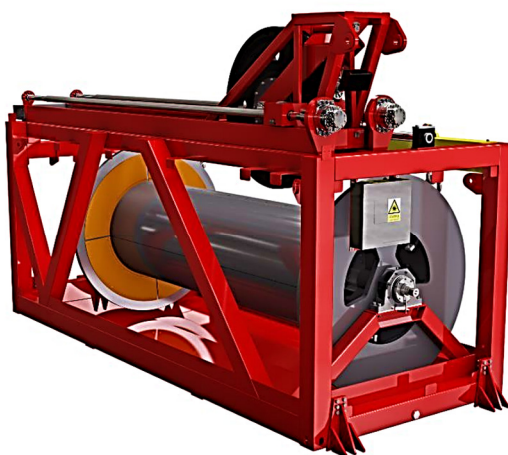
2.1 Konkurentide lahendused

Konkurentide lahenduste analüüs aitab vormida projekteerimise vundamendi, määrata seadme tugevad ja nõrgad kohad ning fokuseerida nendele aspektidele, mis moodustavad oma seadme konkurentsieelised. Puuduste analüüsi teostamine võimaldab vältida liigseid kulusi prototüübi tootmisel. Pärast olemasolevate lahenduste uurimist on lihtsam vormistada oma lahenduse jaoks spetsifikatsiooni. Võrdlemiseks on võetud erinevate tootjate 15 tonnised vintsid, mis on ette nähtud allveeseadmete tõstmiseks teadustöökäsi orienteeritud laevadel.

2.1.1 SMD lahendus

Esimeseks konkurendiks on globaalne allveeseadmete tootja Soil Machine Dynamics Ltd (SMD) [1]. Firma pakub 15 tonnise vintsi (vt. **Joonis 2.1**). Vintsile keritakse 4300 m kaablit läbimõõduga 41,3 mm. Ajami tüüp on hüdrauliline. Eeliseks on pikendatud trummel, mis võimaldab kerida ühel tasemel rohkem kaablit ja vähendada kihtide arvu. Kaabel väljub keskelt ja nurgad tõsteraami suhtes ei muutu, mis võimaldab vältida külkoormust.

GENERAL	
Typical Application	ROV LARS
Design	Lloyds
Environment	Safe Area or Zone II
Weight	
Standard (Empty Drum)	16.5Te
Operating Temperature	
Standard	-20°C to +45°C
Deck Mounting	
Transport Mounting	Twist Lock
Deck Mount Points	4
Mount Configuration	Bolted plate, welded to deck
Padeyes	
Main Lift	4-point to DNV 2.7-3 with sling set
DIMENSIONS	
Extremities	
Length (across drum)	6058mm
Width	2438mm
Height (includes fleetings)	3652mm
Drum	
Length (Between flanges)	4160mm
Core Diameter	1180mm
Flange Diameter	2140mm



PERFORMANCE	
Line Pull	
Bottom layer	21.7Te
Top Layer	15Te
Winch Speed	
Range	39m/min – 60m/min (Depends on layer and hydraulic power available)
Umbilical capacity	
41.2mm (Typical)	4300m
Drive	
Hydraulic	Bosch Rexroth (Hagglund)
Brake	Band Type, Direct Acting
Spooling	
Fleetings Carriage	Closed Loop
Hydraulic	
Supply (max)	250bar/400LPM
Fittings	All Stainless Steel
Connection	Quick release couplings
CONTROL	
Standalone Control Console	
Controls	Proportional In / Out
	Remote operation possible

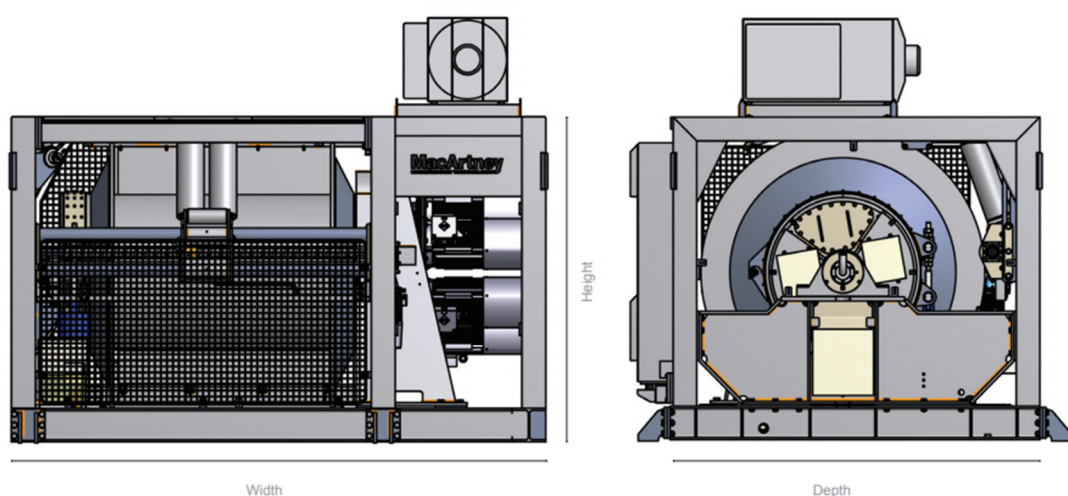
Joonis 2.1 SMD 15t vintsi¹

¹ <https://www.smd.co.uk/wp-content/uploads/2017/01/15Te-SWL-AXIAL-UMBILICAL-WINCH.pdf>

Puuduseks on see, et kerimismehhanismil tõmbejõud võrdub vintsi maksimaalse tõmbejõuga ning raami ülemine osa peab olema sama tugev nagu alusraam.

2.1.2 Macartney lahendus

Teiseks tootjaks on Macartney Group [2]. Firma pakub KJS vintside seeria tooteid (vt. **Joonis 2.2**). Antud seeriast kõige võimsam vints võimaldab tõsta 20 t seadmeid esimesel kihil, mis on ligikaudu samaväärne 13 t ülemisel kihil, arvestades, et trumli peal on 4050 m trossi. Kaabli läbimõõt on kuni 40,7 mm. Vintside ajami tüüp on elektriline.



Specifications

	Winch dimensions (Width/depth/height)	Drum dimensions (Core/flange x length)	Cable OD	Cable capacity (Length)	Winch weight	Pull (Layer 1)	Speed (Layer 1)	Motor size	Power supply
model	mm	mm	mm	m	kg	kN	m/min	kW	V
MERMAR R10 AHC	2,667/2,080/2,200	ø1,000/ø1,450 x 777	21-25.5	1,375-550	6,500	23.5	0-91	1 x 45	3x400/440
MERMAR R20	3,796/2,868/2,260	ø1,300/ø1,900 x 1,924	21-30	6,600-2,400	13,500	70	0-35	2 x 22	3x400/440
MERMAR R20 AHC	3,796/2,868/2,260	ø1,300/ø1,900 x 1,924	21-30	6,600-2,400	14,000	70	0-70	2 x 45	3x400/440
MERMAR R30	4,019/3,482/2,710	ø1,300/ø2,400 x 1,369	34.5-40.7	3,150-2,125	20,500	195	0-36	6 x 22	3x400/440
MERMAR R30 AHC	3,988/3,174/2,710	ø1,300/ø2,400 x 1,369	34.5-40.7	3,150-2,125	21,000	195	0-72	6 x 45	3x400/440
MERMAR R40	4,467/3,589/2,710	ø1,300/ø2,400 x 1,800	34.5-40.7	4,150-3,175	20,100	195	0-36	6 x 22	3x400/440
MERMAR R40 AHC	4,467/3,589/2,710	ø1,300/ø2,400 x 1,800	34.5-40.7	4,150-3,175	21,000	195	0-86	6 x 45	3x400/440
MERMAR R50	5,010/3,484/2,700	ø1,300/ø2,400 x 2,304	34.5-40.7	5,400-4,050	21,500	195	0-36	6 x 22	3x400/440
MERMAR R50 AHC	5,010/3,484/2,700	ø1,300/ø2,400 x 2,304	34.5-40.7	5,400-4,050	22,000	195	0-86	6 x 45	3x400/440

Joonis 2.2. Macartney Mermar-R vintsid¹

¹ <https://www.macartney.com/media/5275/mermar-r.pdf>

Vintside eeliseks on tugev raam ning kompaktne disain. Suvandiks on palju mooduleid, mida võib vastavalt nõudmistele vintsi disainile lisada. Süsteemi on mõeldud veejahutus, millega jahutatakse mootorit või trumlit.

Puuduseks võiks nimetada väikest nurka trossi ja laeva teki vahel. Allveeseadmete tekile tõstmiseks tuleb lisaks kasutada plokisüsteemi.

2.1.3 Ibercisa lahendus

Kolmandaks tootjaks on Ibercisa Deck Machinery [3]. Firma pakub erinevaid lahendusi, mille hulgas on ka kaablivintsid LTS süsteemile (vt. **Joonis 2.3**). Vints võimaldab tõsta 13,6 tonnise KJS. Kogu kaabli pikkus on 4000 m. Trossi läbimõõt on 34 mm. Vintsi ajami tüüp on elektriline.



Joonis 2.3 Ibercisa ROV vints¹

Vintsi disaini eelised on patenteeritud kerimissüsteem, millega pakutakse kaabli optimaalne kerimine. Seade on projekteeritud töötamiseks ekstreemolukorras. Kaabli kulumine on vähendatud.

Võrreldes teiste lahendustega on puuduseks suhteliselt suur mass – 30 t.

¹ https://ibercisa.es/index.php?/=section/marine_markets/markets/2.9

2.1.4 Konkurentide lahenduste koondtabel

Konkurentide lahenduste eelised ja puudused on näidatud koondtabelis (vt. **Tabel 2.1**).

Tabel 2.1 Konkureerivate vintside võrdlus

Firma	Eelised	Puudused
SMD	• Trumli konstruktsioon, mis võimaldab kerida ühel tasemel rohkem kaablit; • Kerimisseadme konstruktsioon võimaldab tasakaalustada tõmbejõudu trumli massiga; • Võrreldes teistega kaalub vähem.	• Lisaks alusraamile ka raami ülemine osa ning kerimisseadme raam võtavad vastu kogu koormuse.
Macartney	• Kompaktne disain; • Lisaks põhikonstruktsioonile on saadaval lisamoodulid.	• Vintsi kasutamine LTS süsteemi osana koos plokisüsteemiga
Ibercisa	• Optimaalne kerimine; • Robustne konstruktsioon; • Kaabli kulumine on vähendatud.	• Suur mass

Uurides konkurentide lahendusi tulevad esimesed tingimused ja nõuded, mida saab täpsustada hiljem.

2.2 Turu uuring

Deck Engineering OÜ areneb aktiivselt teki seadmete projekteerimise ja tootmise valdkonnas. Firma pakub erinevate toodete seeriat, mille hulgas on ka vintsid teaduslaevadele.

Teaduslaevale võib olla paigaldatud mitu erinevat LTS ja vintsi. Selliseid süsteeme kasutatakse antenn-seadmete või KJS tõsteoperatsioonideks, merepõhja uurimisel või ehitustööde teostamiseks mere põhjas (näiteks kaablite või torude parandamiseks vee all, ehitamiseks).

Arktika regioonis on leitud viimasel ajal suured naftamaardlad. Paljud riigid ehitavad laevastikku, mis suudaks töötada madala temperatuuriga keskkonnas. Selleks ehitatakse ka teaduslaevad [4]. Venemaa, Kanada, Ameerika Ühendriigid, Norra ja Taani on riigid, mis jagavad uued naftamaardlad Arktika regioonis.

Kokkuvõttes, Skandinaavia ja Venemaa turud on perspektiivsed teki seadmete tarnimiseks. Vintside konstruktsioonid ei ole standardsed ja nõuavad tihti eraldi tootearendust. See tähendab, et hea projekteerimise korral on võimalus haarata suur turuosa.

2.3 Seadmete patendid

Enamik osa patentidest, mis on esitatud patendibüroo kodulehel [5] on seotud lisa seadmetega, mis parandab kihtide kerimist.

Ibercisa omab patente [6] kerimisseadmete jaoks. Mehhanism kujutab endast raami, kuhu on paigaldatud kaks plokki, mis liiguvad telgede suunas tagades pideva trossi pingutuse ning õige kerimise trumli peale. Trumli konstruktsiooni ei ole kirjeldatud.

Macartney ja SMD patendid, mis oleks seotud trumli ja raami konstruktsiooniga, patendiameti kodulehel puuduvad.

Saab eeldada, et õiguse kontekstis projekteeritaval konstruktsioonil ei ole takistusi.

2.4 Nõuded konstruktsioonidele

Lahenduste genereerimisel tuleb järgneda valdkonna spetsiifilistele nõuetele. Järgmises tabelis (**Tabel 2.2**) on loetletud standardid, mis võivad kirjeldada nõudeid vintsi projekteerimiseks.

Tabel 2.2 Rakendatud standardid

Nr.	Tähis	Kirjeldus
S1.	CTU Code 2014 [12]	Code of Practice for Packing of Cargo Transport Units
S2.	DNV note 2.22 [13]	Lifting Appliances Standard for Certification
S3.	DNV 2.7-3 [14]	Standard for Certification – Portable Offshore Units

Toote spetsifikatsioon on jagatud erinevateks kategooriateks ning on koondatud järgmises tabelis (**Tabel 2.3**).

Tabel 2.3 Toote spetsifikatsioon

Tähis	Nõue	Väärtus	Ühik
-	Maksimaalne laius	2700	mm
-	Maksimaalne kõrgus	3655	mm
-	Maksimaalne pikkus	6060	mm
-	Maksimaalne mass	20	t
-	Teras märk	S355J2	-
-	D_p / d rohkem kui (vastavalt standardile S2 – 2.2.1)	18	-
-	Sooned trumli peal (Lebus)	jah	-
$r_{w,d}$	Kaabli painutusraadius, dünaamiline	750	mm
$r_{w,s}$	Kaabli painutusraadius, staatiline	375	mm
d_w	Kaabli läbimõõt	40	mm
m_a	Kaabli mass õhus	5,5	kg/m
m_w	Kaabli mass vee all	4,4	kg/m
V_w	Kaabli liini kiirus, maksimaalne	30	m/min
n_0	Kaabli minimaalne kihtide arv (vastavalt standardile S2 – 2.2.2)	3	-
n_w	Soovitav kaabli kihtide arv	7	-
ψ	Dünaamiline faktor	1,6	-
l_0	Kaabli pikkus	4000	m
n_{res}	Kihtide reserv trumli peal (vastavalt standardile S2 – 2.2.3)	2,5	tk
F_w	Kaabli tõmbejõud	15000	kgf

3. KONSTRUKTIIVSETE LAHENDUSTE MOODUSTAMINE

3.1 Seadme kirjeldus

Projekteeritav seade koosneb kahest põhiosast, need on vintsi raam ja vintsi trummel. Projekteerimisel tuleb alustada trumli geomeetriast, mis lähtub ülesandest: vajalikust momendist, võimsusest ning trossi pikkusest. Järgmiseks valitakse vintsi ajam, kas reduktor koos mootoriga või püsिमagnet ajam. Viimasena projekteeritakse raam.

Trummel kujutab endast suure läbimõõduga toru. Toru otstes on keevitatud äärikud. Üks äärik võtab vastu momendi, kuhu on paigaldatud kas hammasülekanne või reduktori liikumatu osa. Teise ääriku külge on keevitatud võlli ots, mille läbib vooluvõtja koos kaabliga. Kaabel-tross kinnitatakse trumli toru sisesel pinnal. Tross siseneb trumli otsa ja väljub trumlist läbi toru pinna. Trumli sees on tross painutatud spiraalkujuga. Võlliots on toetatud laagripuki peale. Trumli toru välise läbimõõdu peale kinnitatakse soontega sektorid. Peab olema võimalus eraldi tõsta trumlit koos trossiga. Selleks kinnitatakse äärikutele tõstekõrvad või juhul kui ääriku lehepaksus lubab puuritakse avad.

Raam kujutab endast keeviskonstruktsiooni, millele toetab laagripukk ühest küljest ning vintsi ajam teisest. Sõltuvalt trossi ja laeva teki vahenurgast, toetab raamile kerimisseade, kas ülevalt või otse raami küljelt. Raami konstruktsioon võimaldab tõsta vintsi ning paigaldada laevale tervik osana. Selleks on raami ülemisele pinnale keevitatud tõstekõrvad. Tõsteoperatsiooni käigus, tross ei tohi kahjustada vintsi mehhanisme ega värvitud pinda. Raam peab olema varustatud jalgadega, mis kinnitatakse raamile poltidega ning keevitatakse laeva teki külge. Jalad kannavad kogu koormust. Vooluvõtja kest, mis on paigutatud trumli võlli otsa, tõkestatakse raamil, et vältida kaabel-trossi pöörlemist. Liikuvad osad, komponendid ja teravad servad peavad olema vintsi gabariitide sees et mitte takistada ega kahjustada inimesi ning laeva varustust. Selleks on raami külge kinnitatud kaitserestid ja lisaraamid.

Vintsi juhtimiseks on mõeldud eraldiseisev juhtimispuht, mille sisuks on kontrolljuhtimissüsteem ja juhtimiselemendid. Sinna paigaldatakse ka sagedusmuundur(id), et vintsi mootorite sagedust seadistada. Juhtimispuht paigaldatakse vintsi lähedale. Juhtimispuhli projekteerimine ei ole käesoleva töö ülesandeks.

3.2 Seadme sõlmed

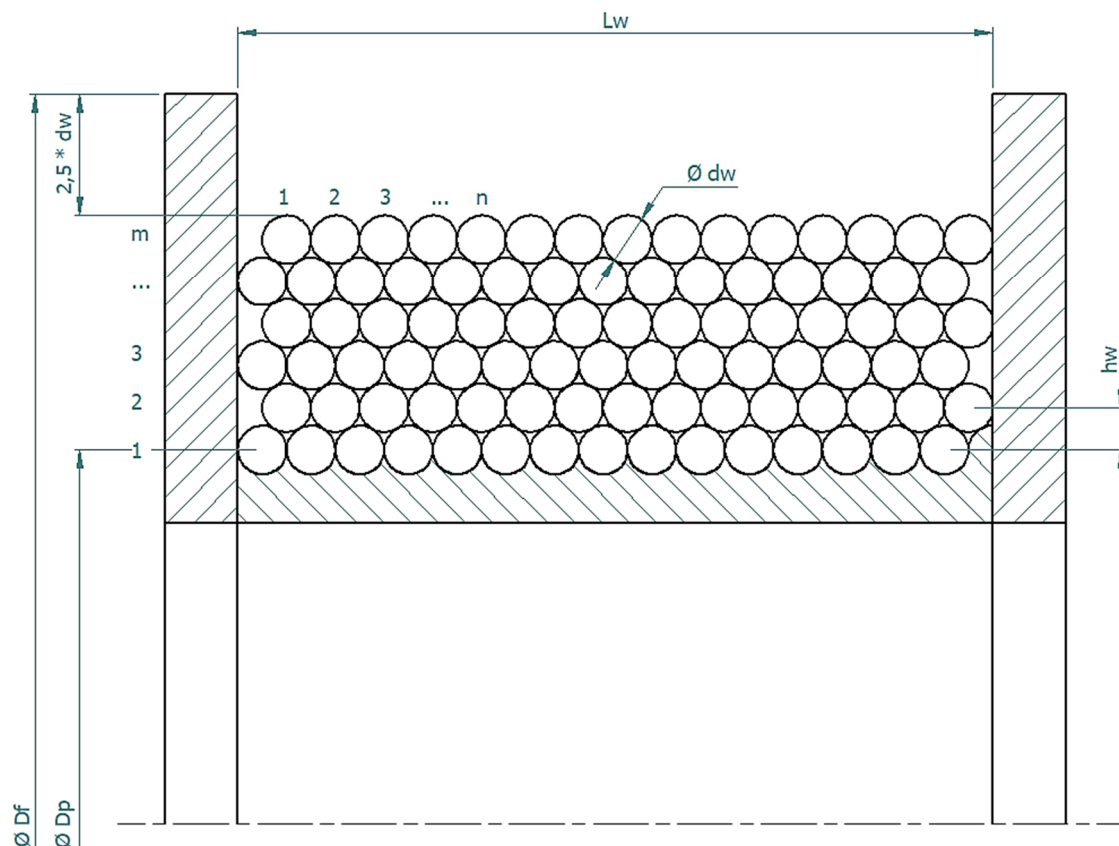
3.2.1 Trumli geomeetria

Vintsi projekteerimisel on esimene ülesanne määratleda trumli konstruktsiooni. Sellest sõltuvad vintsi põhiparameetrid ning geomeetria.

Trumli konstruktsioon sõltub erinevatest muutujatest. Need on järgmised:

- Kaabli läbimõõt ja pikkus;
- Trumli toru läbimõõt ja seina paksus;
- Trumli äärikute väline läbimõõt ja seina paksus.

Selleks et variante genereerida tuleb alustada kitsendusest. Toote spetsifikatsioonis on määratud kaabli läbimõõt ja pikkus. Need andmed võimaldavad saada kaabli ruumala, mis on keritud trumli. Teine kitsendus on trumli toru läbimõõt, mille alumine määr on piiratud kaabli painutusraadiusega ja seda on tarvis minimeerida. Kolmas kitsendus on kaablite kihtide arv, mis on võimalikult madal. Valikute genereerimisel on väljundis palju variante. Järgmisel joonisel (**Joonis 3.1**) on trumli geomeetria põhiparameetrid.



Joonis 3.1 Trumli konstruktsioon

Trumli äärikute vahelise laiuse L_w ning äärikute välisläbimõõdu D_f määramiseks tuleb teada kaabli läbimõõtu d_w , keerdude arvu n , kihtide arvu m ning kogu kaabli pikkust l_{r0} . Parameetrite leidmiseks kasutab autor algoritmi, mis on toodud allpool.

Algoritm variantide genereerimiseks:

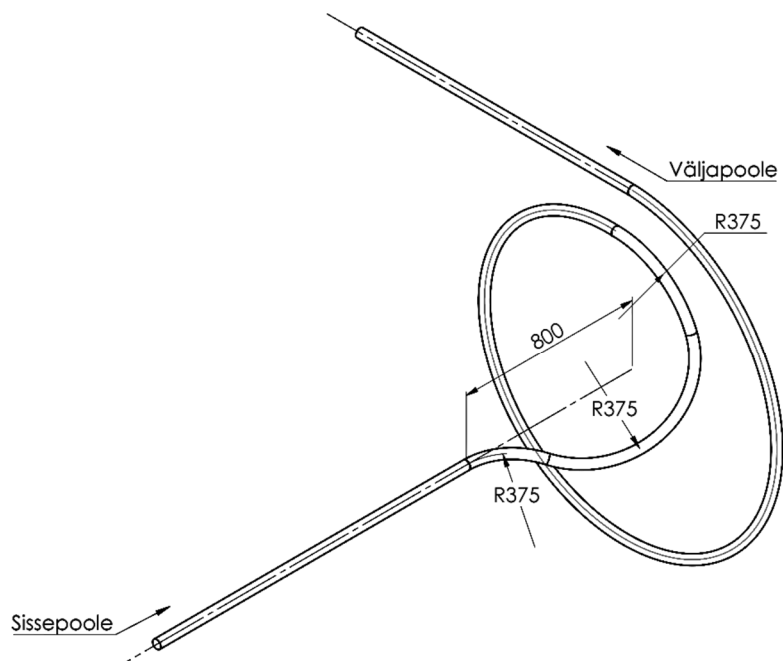
- 1) Alguseks võetakse: kaabli läbimõõt $d_w = 40$ mm; kaabli reserv $n_{res} = 2,5 * d_w$; trossi kogupikkus $l_0 = 4000$ m; kihtide arv on vahemikus $m \in [5 \dots 15]$; keerdude arv on vahemikus $n \in [1 \dots 250]$; kaabli painutusraadius on vahemikus $r_w \in [750 \dots 900]$;
- 2) Arvutatakse kihtide vahel kõrgus $h_w = 0,5 \cdot \sqrt{3 \cdot d_w^2}$;
- 3) Arvutatakse tsükel iga kaabli esimese kihi raadiuse kohta sammuga 10 mm (vahemikus 750 mm ... 900 mm);
- 4) Arvutatakse tsükel (mis kuulub eelmisse tsükliksse) iga kihi kohta sammuga 1 (vahemikus 5 ... 15);
- 5) Arvutatakse tsükel (mis kuulub eelmisse tsükliksse) iga keeru kohta sammuga 1 (vahemikus 1 ... 250);
- 6) Arvutatakse kaabli pikkus $l_0 \leq \sum_{i=0}^{m-1} 2\pi \cdot n \cdot (r_w + i \cdot h_w)$;
- 7) Valitakse esimene pikkus, mis on rohkem kui l_{r0} ;
- 8) Säilitakse kehtiv kaabli pikkus, kihtide arv ning keerdude arv;
- 9) Korratakse eelmisi tsükleid, kuni kõik võimalikud väärtused on kätte saanud.

Algoritmi rakendamiseks kasutati PowerShell programmeerimiskeelt. Detailsem algoritm on kirjeldatud lisas (**Lisa 1**). Saadud andmed on kasutatud, et teha graafik (**Lisa 2**), kus seeria on kaabli esimese kihi raadius, x-teljes on kihtide arv ning y-teljes on keerdude arv. Graafiku järgi on trumli geomeetria paikapanemisel kokku 319 erinevad varianti. Edasi liikumiseks tuleb kitsendada saadud tulemused.

Esimeseks kitsenduseks on kaabli miinimum raadius, mis on paikapandud toote spetsifikatsiooni tabelis (**Tabel 2.3**).

Teine kitsendus on seotud sellega, et kaabli peab painutama koonilise spiraali kujuliseks trumli sees. Kaabel siseneb trumli sisse sirgana, keeratakse miinimum raadiusega koonilise spiraali kujuks ning väljub trumli pinnalt puutujana. Järgmisel joonisel (**Joonis 3.2**) on näidatud geomeetriline lahendus, millega on määratud minimaalne pikkus ja läbimõõt, milledega saab kinnitada kaabli trumli sees.

Kuigi toote spetsifikatsiooni tabelis (**Tabel 2.3**) on määratud kaabli painutusraadius, trumli toru selle raadiusega valida ei saa. Selleks, et tagada kaabli kindlat kinnitust, peab enne väljumist kaabel olema kinnitatud vähemalt ühe spiraali terve sammu ulatuses. Kaabel kinnitatakse trumli sisemise pinna külge.



Joonis 3.2 Kaabli paine trumli sees

Saadud mõõtmised annavad võimalust arvutada trumli läbimõõdu ja pikkuse. Kuna vooluvõtja korpuse pikkus on umbes 1050 mm ning kaabli spiraal sees on umbes 800 mm, trumli sisemine pikkus on minimaalselt 1850 mm. Trumli pikkuse arvutamiseks on kasutatud järgmist valemit:

$$L_w = 1,015 \cdot \left(d_w \cdot n + \frac{d_w}{2} \right), \quad (3.1)$$

kus d_w – kaabli läbimõõt, mm,

n – keerdude arv,

1,015 – soovitatav sammutegur Lebus tootja poolt.

Variantide kogum on koondatud lisa (**Lisa 3**). Nagu saab tabelist lugeda siis minimaalseks võimalikuks trumli geomeetria kitsenduseks on raadius 750 mm ja pikkus 1850 mm. Kuigi trumli raadius on vintsi projekteerimisel kõrge prioriteediga parameeter, tuleb siiski ka teisi parameetreid analüüsida.

Hindamiseks on kasutatud kaalutud punkthindamise meetod. Meetodi sisuks on 5 sammu, et välja valida parim variant. Esimene samm on hindamiskriteeriumite püstistamine. Teiseks sammuks on kriteeriumite kaalumine. Järgmisel toimub omaduste analüüs. Neljas on hindamine vastavalt hindamisskaalale, mis on näidatud tabelis (**Lisa 4**). Viies on liitmine. Kõige paremaks variandiks on variant mille summa on kõige suurem.

Hindamise kriteeriumid:

- 1) Esimeseks kriteeriumiks on trumli raadius, millest otseselt sõltub ajami valik.
- 2) Teiseks kriteeriumiks on kihtide arv, mis ühelt poolt mõjub momendile trumli ajamil. Teiselt poolt kihtide suurem arv teeb keerukaks kerimisseade konstruktsiooni.
- 3) Kolmandaks kriteeriumiks on trumli mass, mis mõjub raami kandevõimele ning laeva vundamendi reaktsioonjõule. Massi arvutamiseks on kasutatud järgmist valemit, mis on põhigeomeetria mass (trummel ja äärikud):

$$m = \rho_{st} \cdot \left(2s \frac{\pi D_f^2}{4} + \frac{\pi (L_f + 2s) ((2R_s)^2 - (2R_s - 2s)^2)}{4} \right), \quad (3.2)$$

kus ρ_{st} – terase tihedus, kg/m³,
 s – lehe paksus, mm,
 D_f – ääriku väline läbimõõt, mm,
 R_s – trumli raadius, mm,
 L_f – äärikute vaheline pikkus, mm.

Tulemused on näidatud suhtena, kus 100% on minimaalne väärtus. Lisas (**Lisa 5**) on masside võrdlus, kus 15% väiksemad on märgitud rohelise värviga ning 15% suuremad on märgitud punase värviga.

- 4) DNV võib nõuda lisasertifitseerimist, kui kihtide arv on rohkem kui 7 (vastavalt standardile **S2 – 2.2.2**). Kulude vähendamiseks on 7 kihti prioriteetsem.
- 5) Äärikute vahelise pikkuse L_f ja ääriku välise läbimõõdu D_f suhe. Mida suurem läbimõõt, seda suurem on vintsi laiuse gabariitmõõt. Optimaalne lahendus võib olla väiksem või võrdne 1.0, et vältida probleeme kerimisega.

On valitud viis erinevaid varianti:

- 1) Lahenduse parameetrid: $r_w = 750$ mm; $n_w = 7$; $m = 107$

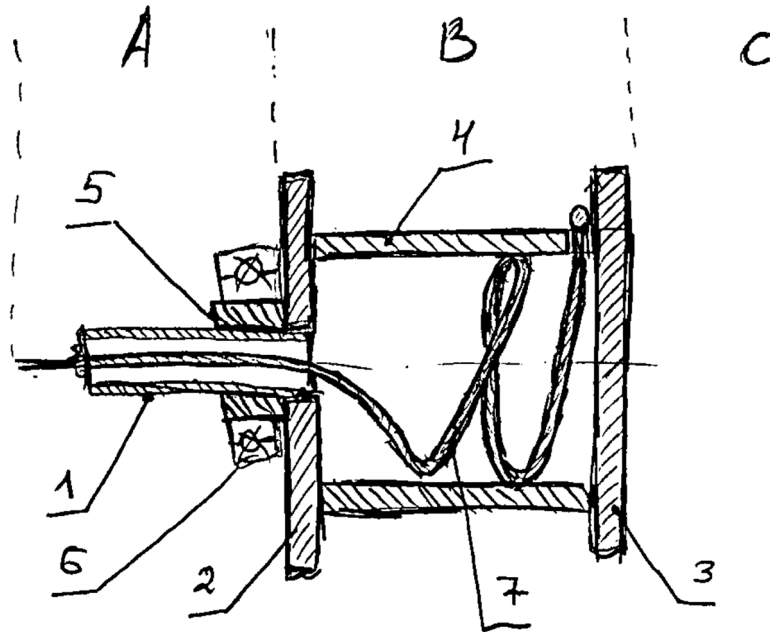
- 2) Lahenduse parameetrid: $r_w = 750 \text{ mm}$; $n_w = 11$; $m = 63$
 3) Lahenduse parameetrid: $r_w = 800 \text{ mm}$; $n_w = 7$; $m = 101$
 4) Lahenduse parameetrid: $r_w = 800 \text{ mm}$; $n_w = 10$; $m = 67$
 5) Lahenduse parameetrid: $r_w = 900 \text{ mm}$; $n_w = 9$; $m = 47$

Variantide hindamine on näidatud järgmises tabelis.

Tabel 3.1 Kaalutud punkthindamine

Hindamiskritee- riumide püstitamine	Raadius, mm		Kihtide arv		Mass, %		7 kihti		L_w/D_f suhe	
Hindamiskritee- riumide i kaalumine	$g_1 = 0,35$		$g_2 = 0,20$		$g_3 = 0,20$		$g_4 = 0,15$		$g_5 = 0,10$	
Variantide j omaduste analüüs										
Lahendus 1	750		7		132		jah		1,8	
Lahendus 2	750		11		100		ei		1,0	
Lahendus 3	800		7		129		jah		1,7	
Lahendus 4	800		10		108		ei		1,1	
Lahendus 5	900		9		114		ei		0,9	
Variantide j hinda- mine punktidega P_{ij} ja punktide korrutamine kaaludega g_i	P_{1j}	$P_{1j} \cdot g_1$	P_{2j}	$P_{2j} \cdot g_2$	P_{3j}	$P_{3j} \cdot g_3$	P_{4j}	$P_{4j} \cdot g_4$	P_{5j}	$P_{5j} \cdot g_5$
Lahendus 1	10	3,5	10	2,0	3	0,6	10	1,5	3	0,3
Lahendus 2	10	3,5	5	1,0	10	2,0	5	0,8	9	0,9
Lahendus 3	7	2,5	10	2,0	5	1,0	10	1,5	3	0,3
Lahendus 4	7	2,5	5	1,0	8	1,6	5	0,8	7	0,7
Lahendus 5	3	1,1	7	1,4	7	1,4	5	0,8	10	1,0
Liitmine	$\sum P_{ij} \cdot g_i$									
Lahendus 1	7,9									
Lahendus 2	8,2									
Lahendus 3	7,3									
Lahendus 4	6,6									
Lahendus 5	5,7									

Vastavalt saadud tulemustele on kõige parem lahendus nr 2. Seega trumli geomeetria on paika pandud. Mõõtmed on järgmised: trumli alumise kihi läbimõõt on 1400 mm; äärikute vaheline pikkus on 2578 mm; ääriku väline läbimõõt on 2580 mm. Järgmisel joonisel (**Joonis 3.3**) on näidatud trumli esialgne eskiis. Käesolevas peatükis on lahendatud keskmine trumli osa.

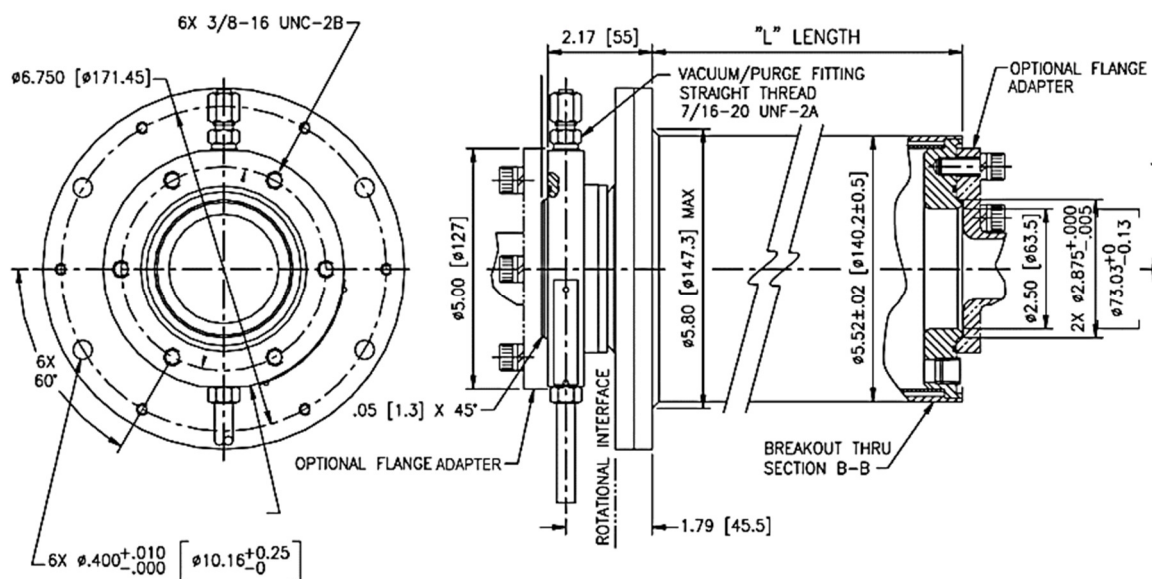


Joonis 3.3 Trumli eskiis:

1 – vooluvõtja kest, 2 – vooluvõtja poolne trumli äärik, 3 – ajami poolne trumli äärik, 4 – trumli toru, 5 – puks, 6 – laager, 7 – kaabel. Tsoonid: A – laagrisõlm, B – trumli osa, C – ajami sõlm.

3.2.2 Laagrisõlm

Laagrisõlme projekteerimisel tuleb arvestada vooluvõtja konstruktsiooni. Antud töös on valitud kaabli vooluvõtja [7], mis kujutab endast toru äärikuga (vt. **Joonis 3.4**), mille parem osa pöörleb ja vasak osa jääb paigale vintsi raami suhtes.



Joonis 3.4 Fiiberoptiline vooluvõtja Moog Focal 176¹

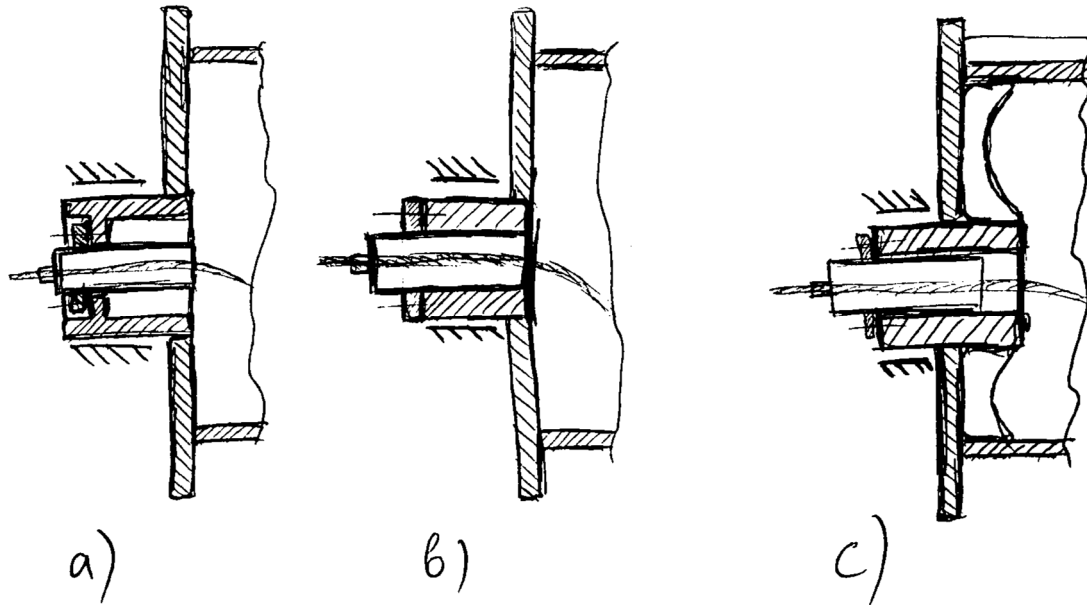
Valitud mudeli pikkus L sõltub kaabli tüübist, antud töös võetakse 1050 mm, mis on selle mudeli jaoks maksimaalne. Vooluvõtja konstruktsioon ei võimalda kasutada tuge, seega on otstarbes kasutada puksi trumli sees, mille sisemine läbimõõt võrdub vähemalt 145 mm. Puks toetatakse laagriga. Vooluvõtja toru võib olla paigaldatud kas trumli sees või väljas, kuigi arvestades trumli minimaalset pikkust, mis oli arvutatud alapeatükis, toru võiks suuremas osas olla paigaldatud trumli sisse. Vars, mis piirab vooluvõtja vasaku osa pöörlemist, peab olema fikseeritud vintsi raami peal. Vooluvõtja kinnitatakse trumli külge ääriku abiga.

Esimeseks lahenduseks vooluvõtja kinnitatakse äärikuga, mis asub puksi sees. Puks keevitatakse ääriku külge nii, et ääriku sisemine pind on ühel tasandil puksi otsaga. Lahenduse puuduseks on liiga suur puksi läbimõõt, mis nõuab suurema läbimõõduga laagrit. Puksi pikkus on sama väärtusega nagu vooluvõtja korpuse pikkus, mis on teine puudus.

Teise lahenduse eelis on puksi väiksem läbimõõt. Puudus on sama nagu esimesel lahendusel, puks on keevitatud konsoolina, mis ei ole hea lahendus antud konstruktsioonis.

¹ <https://www.moog.com/content/dam/moog/literature/MCG/Focal%20176ESR.pdf>

Kolmandas lahenduses on tugevdatud puksi väljuv ots ribidega. Käesoleval lahendusel on puksi läbimõõt võimalikult minimaalne. Pikendatud puks annab võimaluse kinnitada vooluvõtja äärik kaugemale. Kõik kolm lahendust on näidatud järgmisel joonisel (**Joonis 3.5**).



Joonis 3.5 Laagrisõlme lahendused

Neljaks lahenduseks võiks olla täiendatud kolmas lahendus. Muudatuseks on vahetoru vooluvõtja ja puksi vahel, et lükata kaabli spiraali algus trumli sisse. Lahenduste hindamiseks on kasutatud lihtpunktthinde meetodit (**Tabel 3.2**). Laagri tüüpi ning suurust saab autor valida järgmises peatükis.

Tabel 3.2 Laagrisõlme variantide hindamine

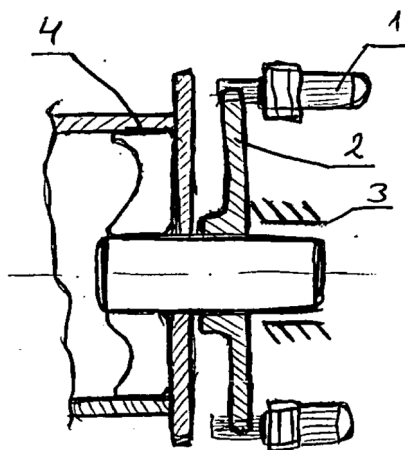
Tüüp	Laagri suurus	Konstruktiooni tugevus	Vooluvõtja lahendus	Punkte
a)	1	1	1	3
b)	3	1	2	6
c)	3	3	3	9
d)	3	3	2	8

Tulemusena valitakse kolmas lahendus. Parimal lahendusel on minimaalselt väike laager, tugevdatud puks ning vooluvõtja kinnitatakse otseselt puksi külge.

3.2.3 Ajami sõlm

Trumli teise poole projekteerimisel tuleb arvestada ajami konfiguratsiooni. Mõned ajamid lubavad staatilist koormust telje ristsuunal, aga otstarbekas oleks toetada trumlit kahe laagriga.

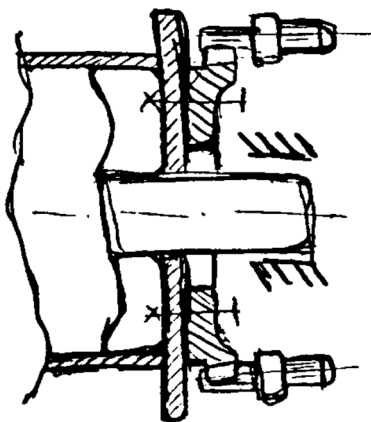
Esimene lahendus on näidatud järgmisel joonisel (**Joonis 3.6**). Trumli külge keevitatakse võlli ots, mis tugevdatakse ribidega. Võlli peal on hammasratas ja laager. Hammasratas kannab üle pöördemomendi trumlile elektriliste mootorite abiga.



Joonis 3.6 Ajami sõlme esimene lahendus:

1 – mootorid, 2 – hammasratas, 3 – laager, 4 – trummel.

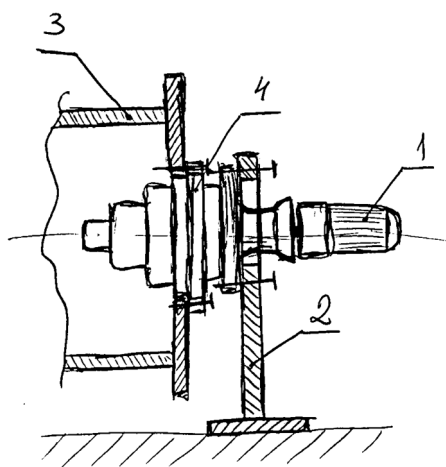
Selle lahenduse puuduseks on võlliots, mis kannab koormust. Hammasratta ja võlli vahel peab olema kindel ühendus. Liistu ühendus võib olla probleemiks koostel, sest ratta puksi piirhälve erineb laagri omast. Samuti ühenduskohal on maksimaalne moment.



Joonis 3.7 Ajami sõlme teine lahendus

Teisel lahendusel (**Joonis 3.7**) hammasratas kinnitatakse otse trumli peale. Sellega saab jagada momenti ning staatilist koormust. Poldid, mis ühendavad hammasratast ning trumli äärikut, paigaldatakse suurel läbimõõdul. Antud konstruktsioon võimaldab paremini töötada pöördemomendiga. Võlliotsa toetuseks on laagripukk või pöördlaager.

Kolmandaks lahenduseks on laagrita konfiguratsioon. Trumli külge kinnitatakse planetaarredukti pöörlev osa. Redukti teine osa kinnitatakse raami peale. Antud konfiguratsioonis laager asub reduktoris, mis võtab vastu ka staatilist koormust. Tavaliselt kasutakse ühte mootorit, aga on võimalik valida ka mitme mootoriga reduktorit.



Joonis 3.8 Ajami sõlme kolmas lahendus:
1 – mootor, 2 – tugi, 3 – trummel, 4 – planetaarreduktor.

Antud konfiguratsiooni kasutatakse tavaliselt hüdrauliliste mootoriga. Eeliseks on kompaktsus, sest redukti suurem osa on varjutud trumli korpuses. Reduktor on ostutoode, mis tarnitakse piduriga. Puuduseks on kinnine koost, mida on keeruline hooldada. Elektrilise mootori ühendamiseks reduktoriga tuleb valmistada adapter. Variantide hindamiseks on kasutatud lihtpunktide meetodit (**Tabel 3.3**).

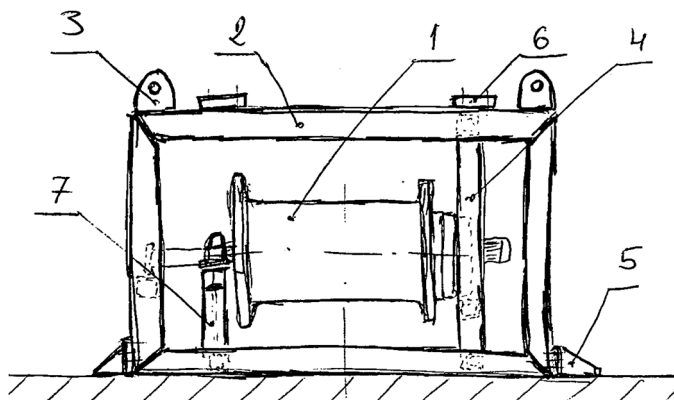
Tabel 3.3 Ajami sõlme variantide hindamine

Tüüp	Hind	Kompaktsus	Töökindlus	Toodetavus	Punkte
1)	2	1	2	1	6
2)	2	3	2	2	9
3)	1	2	2	3	8

Tulemusena valitakse teine lahendus baseerudes hinnangule. Valmistatakse raam kuhu paigaldatakse mootor-reduktorid völlihammasrattaga, trumlile kinnitatakse pöördlaager hammas vöõga.

3.2.4 Raami põhikonstruktsioon

Võttes arvesse trumli geomeetriat ja põhisõlmede konstruktsiooni saab genereerida raami lahendust. Raam võib olla valmistatud kas teraslehtedest või terase profiilidest. Nagu varem on määratud, peab raam ohutuse eesmärgil olema suurem kui vintsi gabariidid. Seega on otstarbekam valmistada raam profiilidest nagu on näidatud järgmisel joonisel (**Joonis 3.9**).



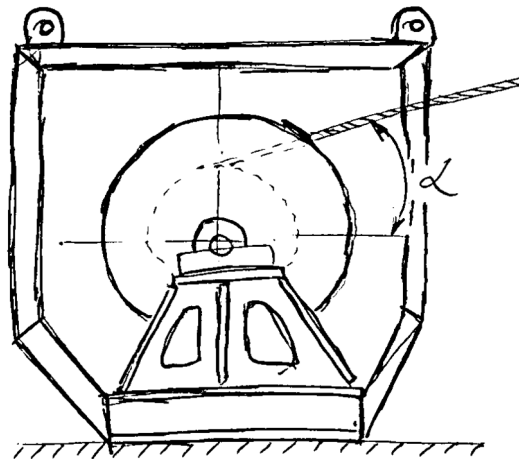
Joonis 3.9 Profiilidest valmistatud raam:

1 – trummel koostuna, 2 – profiilidest raam, 3 – tõstekõrvad, 4 – ajami tugiraam, 5 – kinnitus jalad, 6 – kerimisseadme kinnitusplaadid, 7 – laagri tugiraam

Terasprofiilidest valmistatud raam on kergem ning seda on lihtsam valmistada. Kuigi mõned kohad, mis nõuavad töötlemist, on otstarbekam valmistada teraslehtedest. Need kohad on järgmised:

- 1) laagrikorpuse alusraam;
- 2) reduktori kinnitusplaat;
- 3) kerimisseadme kinnitusplaadid;
- 4) raami jalgade kinnitusplaadid;
- 5) raami tõstekõrvad.

Ülejäänud komponendid saab valmistada profiilidest. Kuigi valiku otstarbekust saab hinnata tugevusarvutuse faasi käigus, saab mõningaid aspekte hinnata juba käesolevas etapis. Näiteks, joonisel (**Joonis 3.9**) näidatud raamil on mõned eelised – tootmise lihtsus ja vähem keevitust, aga seoses sellega, et koormus raamil ei ole homogeenne kõikides sõlmedes, tuleb valida suurema ristlõikega profiilid. See ei ole optimaalne lahendus ja autor otsustab jagada raami erinevateks osadeks. Järgmisel joonisel (**Joonis 3.10**) on näidatud lahendus, milles alusraam on valmistatud eraldi koostena teraslehtedest. Raam ise on valmistatud profiilidest, mille eesmärk on vintsi omakaalu hoida. Tugev alusraam võtab vastu vintsi koormuse.

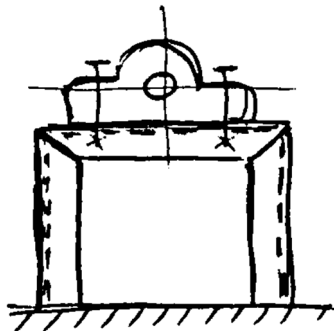


Joonis 3.10 Lehtedest ja profiilidest valmistatud raam

Tuginedes kogemusele autor kaldub arvama, et teine lahendus on optimaalsem vintsidel, mille tõmbetugevus ületab 10 tonni. Kuigi lõppotsus on kirjeldatud järgmises peatükis, kui tugevusarvutused on teostatud.

3.2.5 Laagri tugiraam

Laagri tugiraami projekteerimisel tuleb kaaluda erinevad lahendusi, lähtudes laagri tüübist, suurusest ja rakendatud jõududest. Põhi idee on näidatud järgmisel joonisel (**Joonis 3.11**).

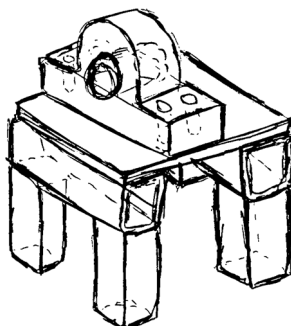


Joonis 3.11 Laagri tugiraami esimene lahendus

Ehk laagrikorpus paigaldatakse tugiraami peale, mis on valmistatud sirgetest U-profiilidest. Raam kannab hästi vertikaalseid koormusi, kuigi külgkoormused võivad olla sellele raamile probleemiks. Eelised on lihtsus tootmises, vähem keevitust ja mass.

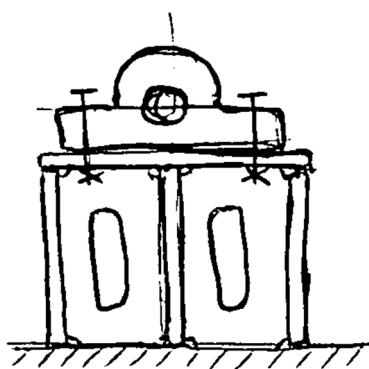
Raami saab täiendada diagonaalidega, mis annavad jäikust külgkoormuste puhul. Kuigi laagri teljesuunalise koormuse puhul lahendus ei sobi. U-profiilis puudub töötlemiseks varu, mis kindlasti vajab pärast keevitustööd freesimist.

Teiseks variandiks on nelikanttorudest valmistatud raam. Kindlasti ei ole optimaalne lahendus, aga on laagritelje suunas stabiilsem, võrreldes eelmise lahendusega. Käesoleval lahendusel võib tekkida probleem vertikaalse koormusega, sest nüüd lisandub moment teraslehe paindel. Samuti tuleb raam varustada diagonaalidega, et taluks külgkoormust. Eeliseks on alusplaat, mida võib töödelda pärast keevitamist.



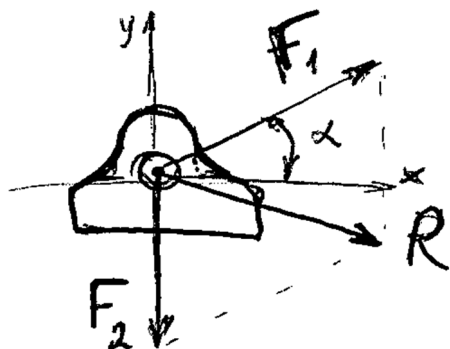
Joonis 3.12 Laagri tugiraam nelikanttorudest

Kolmandas variandis on raam valmistatud lehtedest. Lahenduse eeliseks on optimeerimise ja tugevdamise võimalused. Aluspinda saab töödelda. Laagrikorpuse kinnituskohad on läbimõeldud. Puuduseks on suurendatud mass.



Joonis 3.13 Laagri tugiraam teraslehtedest

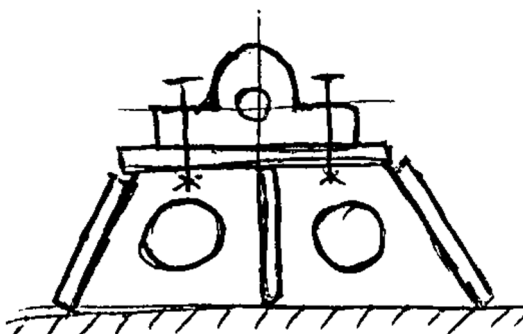
Kõik ülalesitatud lahendused on genereeritud arvestades ainult vertikaaljõudu. Kuigi kaabli tõmbejõud nihutab reaktsioonijõu vektori suunda. Järgmisel pildil on oletatav jõudude skeem.



Joonis 3.14 Laagrile mõjuvad jõud:

F_1 – kaabli tõmbejõud, F_2 – raskusjõud, R – reaktsioonjõud.

Neljandas lahenduses on arvestatud mõju reaktsioonijõust (**Joonis 3.15**). Selleks valmistatakse trapetskujuline raam. Raam on tehtud teraslehtedest, mis võimaldab optimeerida massi, kasutades rohkem materjali kohtades, kus on suured pinged. Kinnituskohad on samuti läbimõeldud, mis lihtsustab koostamist.



Joonis 3.15 Trapetskujuline tugiraam

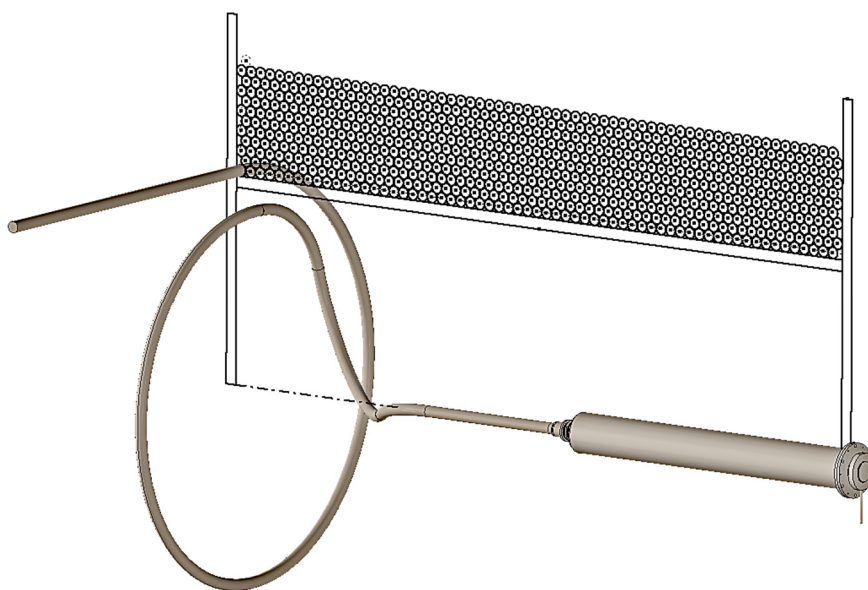
Erinevate variantide hindamisel, autor lähtub sellest, et kõik esitatud variandid on eelmise evolutsioon. Seega viimasel lahendusel kaalub eeliste osakaal puudused üle. Puuduseks võib arvata liigse massi, mida saab optimeerida tugevusarvutuse faasis. Teiseks puuduseks võiks tuua kõrgema maksumuse tootmisel, kuigi raami tootmishinna osakaal seadme müügihinnast on suhteliselt väike.

Baseerudes saadud tulemustele rakendab autor samu printsiipe reduktori tugiraami projekteerimisel.

4. KONSTRUEERIMINE JA TUGEVUSARVUTUSED

4.1 Trumli konstruktsioon

Käesolevasse peatükki on kogutud projekteerimise etapid, mis selguvad vintsi struktuuri ülesehitusel. Komponentid ja sõlmed on konstrueeritud, võttes arvesse genereeritud lahendusi eelmisest peatükist ning baseerudes arvutustel. Trummel on põhikomponent, millest alustatakse projekteerimist ja millest suurel määral sõltub ka raami koost.



Joonis 4.1 Kaabel ja vooluvõtja

Eelmisel joonisel (**Joonis 4.1**) on näidatud esialgne eskiis, arvestades saadud mõõtmeid. On selgelt näha, et kaabli spiraal mahub trumliisse suure varuga, mis võimaldab paigaldada vooluvõtja korpuse sisse ja vähendada raami gabariite.

Trumli toru seinapaksus leitakse valemist, mis on kirjeldatud standardis **S2 – 2.2.7**:

$$\sigma_h = C \cdot \frac{S}{p \cdot t_{av}}, \quad (4.1)$$

kus C – võetakse 3, kui kihtide arv on rohkem kui 5,

S – kaabli tõmbejõud, kgf,

p – kaablite vaheline kaugus, mm,

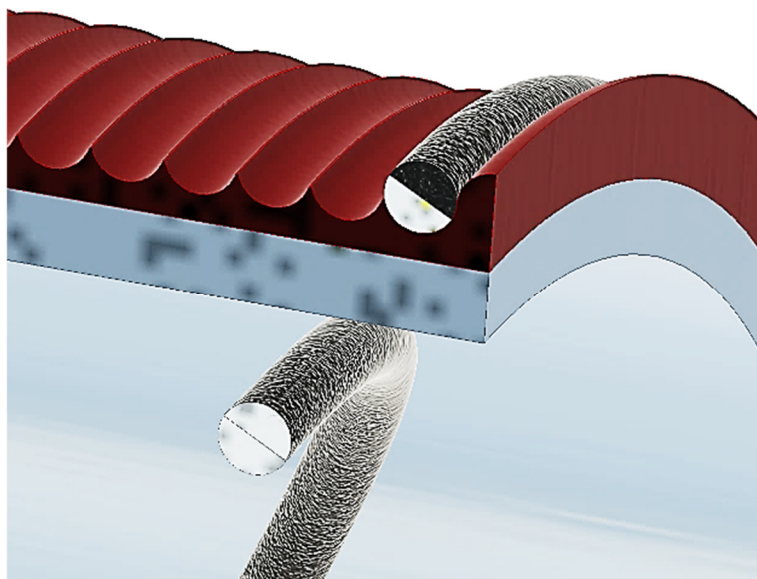
t_{av} – trumli toru seinapaksus, keskmine, mm,

σ_h – trumli ringpinge (mitte rohkem kui 85% piirpingest), MPa.

Võttes arvesse, et materjali lubatud pinge on 335 MPa lehe paksusel 40...63mm, saame 38 mm ja ümardame 40 mm-ks:

$$t_{av} = 3 \cdot \frac{15000 \cdot 9,82}{40,6 \cdot 0,85 \cdot 335} = 38 \text{ mm}$$

Trumli peale kinnitatakse poltidega Lebus Shell, et suunata kaablit kerimisel. Tänu Lebus tehnoloogiale keritakse kaabel sujuvalt ja sellega on vähendatud probleemide arv. Joonisel (**Joonis 4.2**) on näidatud soontega Lebus Shell.



Joonis 4.2 Lebus shell

Äärikute seinapaksus võetakse 50 mm. Ääriku välise diameetri arvutamiseks on kasutatud järgmist valemit:

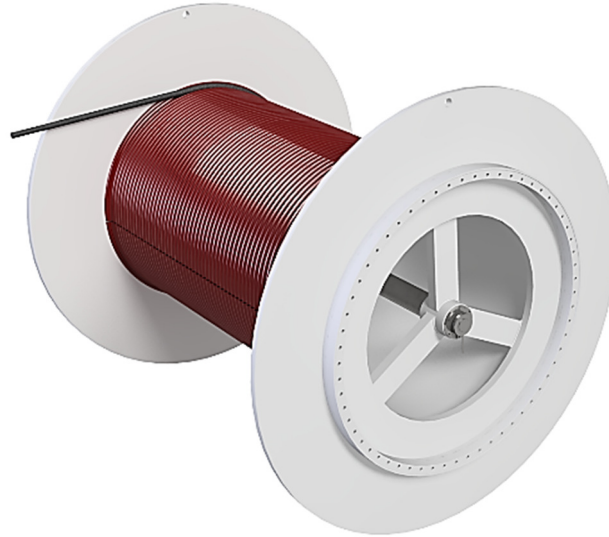
$$D_f = 2 \cdot (d_w \cdot (n_w + n_{res}) + r_w), \quad (4.2)$$

kus d_w – kaabli läbimõõt, mm,
 n_w – kihtide arv, toote spetsifikatsioonist,
 n_{res} – kaabli kihtide reserv, toote spetsifikatsioonist,
 r_w – esimese kihi raadius, mm.

Kasutades valemit 4.2 saame ääriku välisläbimõõdu, mis ümardatakse 2580 mm:

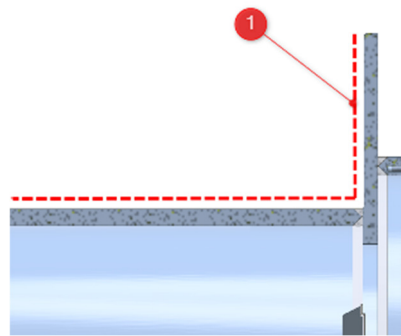
$$D_f = 2 \cdot (40 \cdot (7 + 2,5) + 750) = 2580 \text{ mm}$$

Trumli põhikonstruktsioon (vt. **Joonis 4.3**) koosneb kahest äärikust ja trumlist. Ühele äärikule on keevitatud pöördlaagri kinnitamiseks võru. Vooluvõtja kinnitatakse poltidega puksile, mis on hoitud kolme u-profiiliga. Teisele laagrile on konsoolina keevitatud telg, mida on tugevdatud ribidega.



Joonis 4.3 Trummel äärikutega

Tehnoloogia kontekstis valmistatakse trummel kahe etapina. Esimeses etapis detailid keevitatakse ja järgmisel töödeldakse. Selleks on vaja ette näha töötlusvaru. Selleks valitakse äärikute seinapaksus +5 mm ja trumlile +10 mm. See võimaldab vältida võimalikke defekte keevitusel.



Joonis 4.4 Trumli pinnad pärast mehhaanilist töötlust:
1 – Töötlusvaru

Ajami arvutamisel tuleb määrata reduktor ja mootor. Esimesena autor määratleb esimese reduktori, ehk pöördlaagri ja vedava hammasratta. Selleks tuleb arvutada maksimaalne koormuse teljele, radiaalne koormus ja moment.

4.2 Ajami arvutused

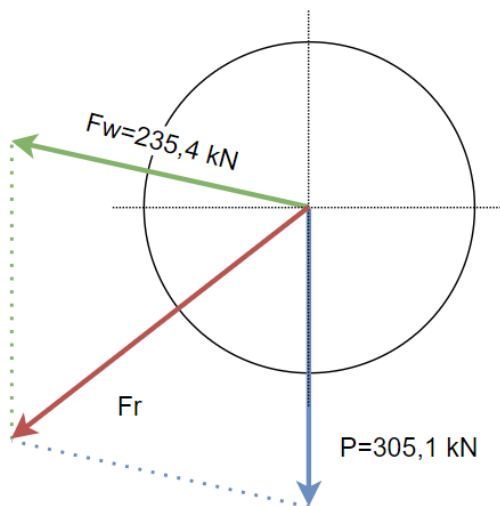
Vastavalt spetsifikatsioonile (vt. **Tabel 2.3**) on maksimaalne koormus 15 t. Kuigi selleks, et tagada antud koormust, on vaja arvestada laineid meres ehk dünaamikategurit. Arvestades dünaamilist tegurit on maksimaalne lubatud tõmbejõud järgmine:

$$F_w = 1,6 \cdot 15000 \cdot 9,8 = 235,4 \text{ kN}$$

Ligikaudne trumli mass koos kaabliga on järgmine:

$$F_{ma} = 9,8 \cdot (9000 + l_0 \cdot m_a) = 9,8 \cdot (9000 + 4000 \cdot 5,5) = 305,1 \text{ kN}$$

Arvestades, et tõmbejõud F_w mõju vektor on suunatud nurgaga 15° horisondist, saame teada radiaalse koormuse laagrile, mis on näidatud järgmisel joonisel (**Joonis 4.5**).



Joonis 4.5 Reaktsiooni jõud

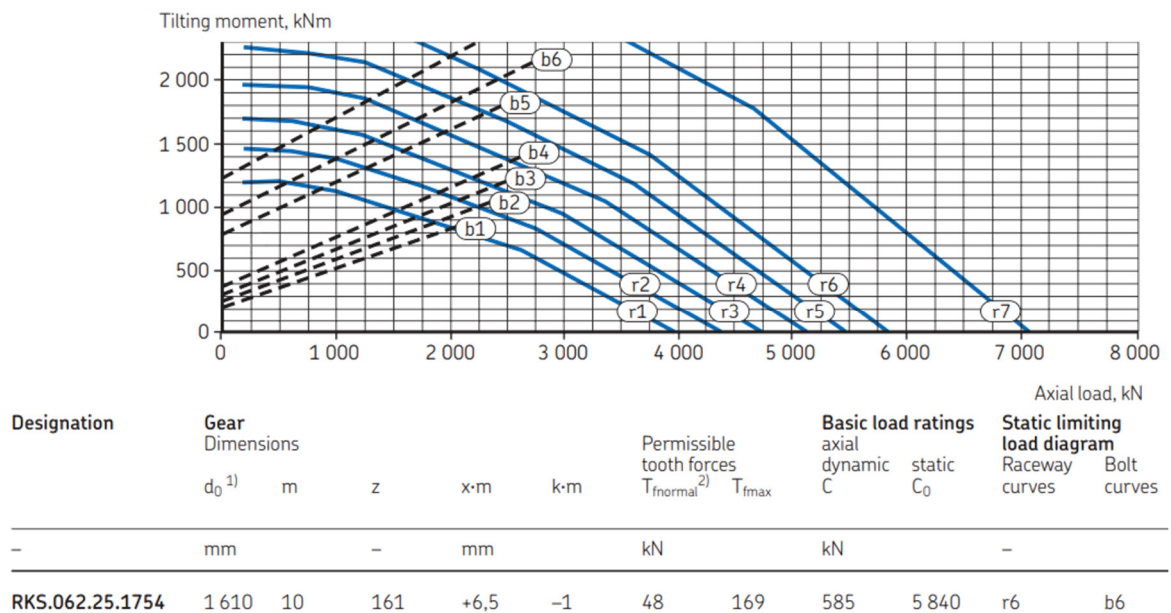
$$F_r = 1,1 \cdot \sqrt{F_w^2 + F_{ma}^2 - 2 \cdot F_{ma} \cdot F_w \cdot \cos(90^\circ - 15^\circ)} = 1,1 \cdot 305,1 = 333,6 \text{ kN},$$

kus 1,1 – on antud seadmetüübi kasutusala ohututegur.

Maksimaalse kallutamismomendi arvutamisel võetakse jõu rakendamise õlg, mis on maksimaalse väärtusega $L=2630 \text{ mm}$:

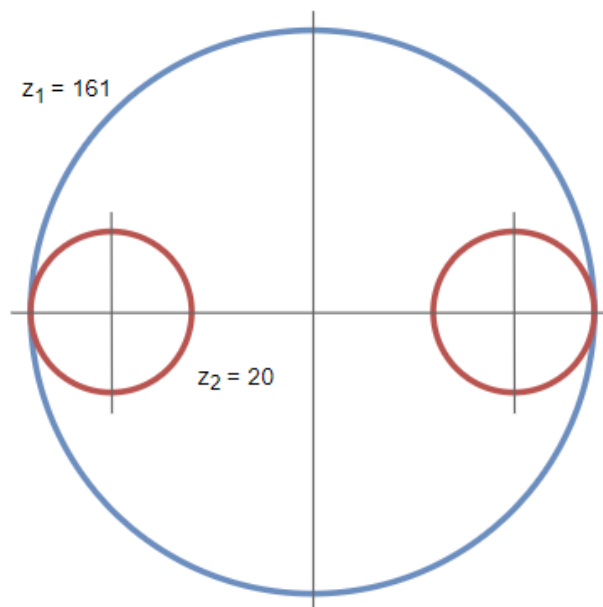
$$M_R = 1,1 \cdot F_r \cdot L = 1,1 \cdot 333,6 \cdot 2,63 = 1,1 \cdot 877,4 = 965,1 \text{ kNm}$$

Kasutades saadud tulemusi valib autor SKF pöördlaagri RKS.062.25.1754 [8], arvestades, et maksimaalne koormus hambale ei pea ületama 169 kN (vt. **Joonis 4.6**).



Joonis 4.6 Pöördlaagri valik [8]

Koostame ülekande skeemi.



Joonis 4.7 Ülekande skeem

Hammasvöö hammaste arv on 161. Satelliitide hammaste arv on valitud 20, seega ülekande arv $i_r = 8,05$.

Mootori valimiseks võetakse kaabli lineaarne kiirus ja leitakse nurkkiirus järgmise valemi abil:

$$\omega = \frac{v}{r}, \quad (4.3)$$

kus v – joonkiirus,
 r – raadius.

Kasutades valemit 4.4, saame trumli pöörete arvu:

$$\omega = \frac{30 \cdot 10^3}{60 \cdot (750 + 34,6 \cdot 11)} = 0,4421 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 0,4421 \cdot \frac{60}{2\pi} = 4,2 \text{ rpm}$$

Võttes arvesse kõik ülaltoodud, võib autor eeldada, et mootorite omadused on järgmised:

- 1) Pöörlemissagedus: $\omega_m = i_r \omega_t = 8,05 \cdot 4,2 = 34 \text{ rpm}$
- 2) Moment: $T_m = \frac{T_{max}}{2i_r} = \frac{266}{16,1} = 16,5 \text{ kNm}$
- 3) Võimsus: $P_m = \frac{T_m \omega_m}{\eta} = \frac{16,5 \cdot 34}{0,82} \cdot \frac{2\pi}{60} = 71,6 \text{ kW}$

Hammasvöö kontrollimiseks arvutame satelliitide puutuja jõud:

$$F = \frac{T_m}{0,5d_m} = \frac{16,5}{0,1} = 165,3 \text{ kN}$$

Saadud jõud on väiksem kui maksimaalselt lubatud ning valitud hammasvöö on sobilik. Detailsed arvutused on toodud lisas (**Lisa 7**).

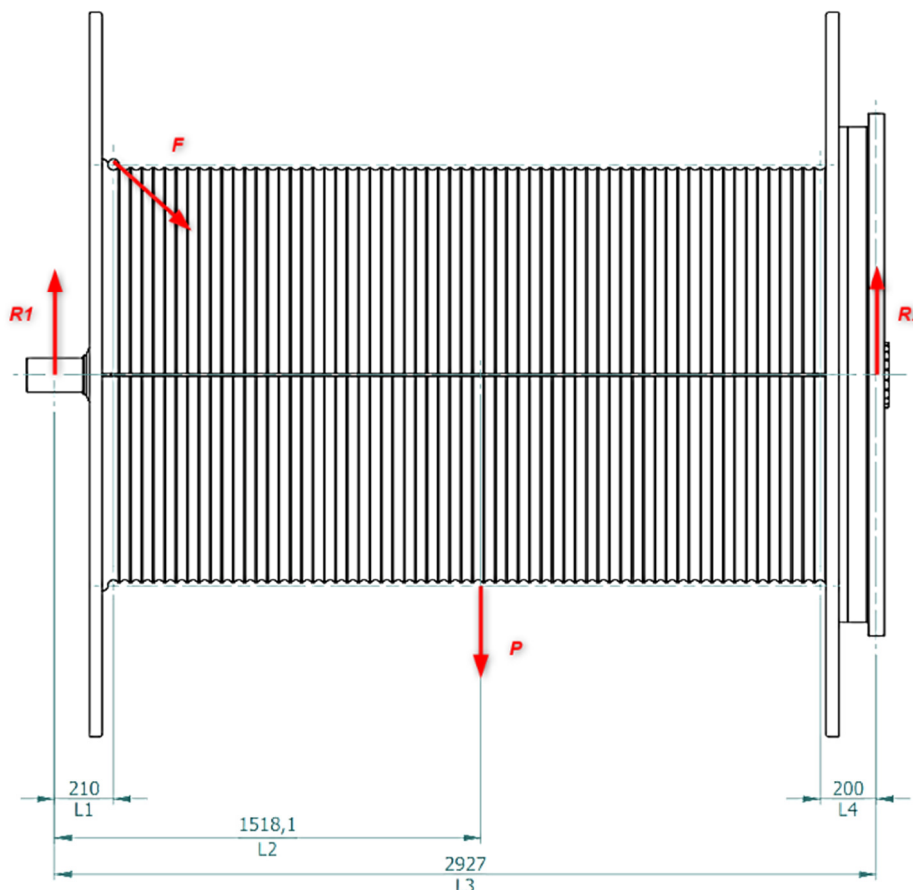
Vastavalt ülaltoodud arvutustele on valitud NORD reduktormootorid SK 9086.1VZ - 280SP/4 TF RD [9].

4.3 Laagri arvutused

Pöördlaager hoiab kogutrumli massi ja maksimaalset jõudu, kuigi on otstarbekas trumli teisel küljel kasutada sfäärilist laagrit ning vabastada telje suunas liikumised.

Laagri valimisel tuleb arvestada jõudusid, mis suurel määral mõjuvad süsteemile. Need on vintsi ja kaabli mass ning tõmbejõud. Arvutatakse mõlemad juhtumid, kui kaabli joon on laagri lähedal ja teine on reduktori poolel.

Kaabli mass on võetud $P_w=217$ kN ja trumli koostu mass on $P_t=88,3$ kN. Järgmisel joonisel (**Joonis 4.8**) on näha, kuidas paiknevad jõudude vektorid.



Joonis 4.8 Jõudude skeem:

F – kaabli suunas mõjuv tõmbejõud, P – raskusjõud, R_1 – laagri reaktsiooni jõud, R_2 – reduktori laagri reaktsiooni jõud, L_1 – laagri tsentrist kaabli tsentri pikkus, L_2 – laagri tsentrist trumli massi tsentri pikkus, L_3 – laagri ja reduktori laagri vaheline pikkus, L_4 – reduktori tsentrist kaabli tsentri pikkus.

Sest jõuvektorid on ei ole suunatud ühes suunas, laagri radiaalkoormuse arvutamisel autor esiteks leiab koormuste suhtelise väärtuse ja seejärel arvutab jõudude reaktsioonid (R_1, R_2) (vt. **Joonis 4.5**).

$$F_{m_{R1}} = \frac{(L_3 - L_2) \cdot (P_w + P_t)}{L_3} = \frac{(2977 - 1518,1)}{2977} \cdot (217 + 88,3) = 149,5 \text{ kN}$$

$$F_{w_{R1}} = \frac{(L_3 - L_1) \cdot F_w}{L_3} = \frac{(2977 - 210)}{2977} \cdot 235,4 = 218,8 \text{ kN}$$

$$R_1 = \sqrt{F_{m_{R1}}^2 + F_{w_{R1}}^2 - 2 \cdot F_{m_{R1}} \cdot F_{w_{R1}} \cdot \cos(90^\circ - 15^\circ)} = 230,8 \text{ kN}$$

$$F_{m_{R2}} = \frac{(L_3 - (L_3 - L_2)) \cdot (P_w + P_t)}{L_3} = \frac{(2977 - (2977 - 1518.1))}{2977} \cdot (217 + 88.3) = 155.6 \text{ kN}$$

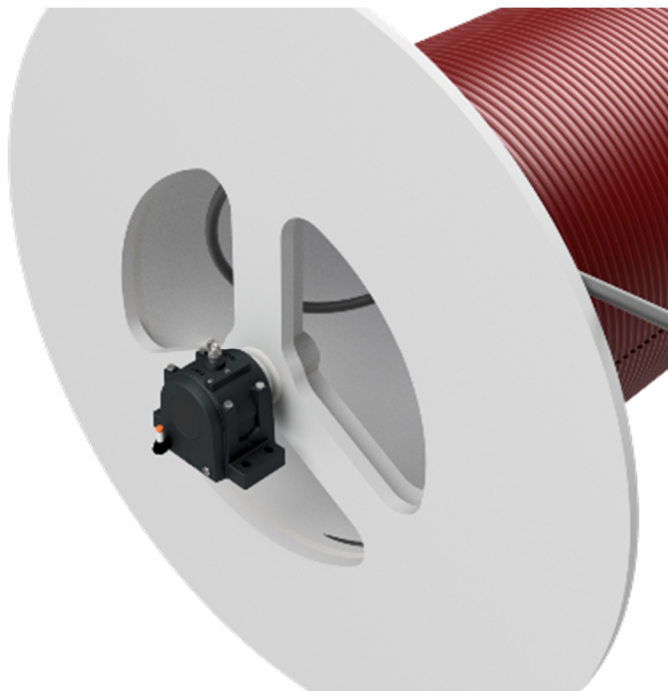
$$F_{w_{R2}} = \frac{(L_3 - L_4) \cdot F_w}{L_3} = \frac{(2977 - 200)}{2977} \cdot 235.4 = 219.5 \text{ kN}$$

$$R_2 = \sqrt{F_{m_{R2}}^2 + F_{w_{R2}}^2 - 2 \cdot F_{m_{R2}} \cdot F_{w_{R2}} \cdot \cos(90^\circ - 15^\circ)} = 233.9 \text{ kN}$$

Valitud laager koos korpusega FSNL 524-620+22224K+H3124 [10]. Korpuse lubatud koormus $P_{55^\circ} = 790 \text{ kN}$, mis on 3.4 korda rohkem, kui arvutatud maksimaalne reaktsioon laagri poolel. Laagri lubatud dünaamiline koormus on $C = 652 \text{ kN}$.

Laagri eluea arvutamiseks on kasutatud SKF [11] poolt pakutud valemit. Arvestades, et laager töötab teatud koormusega 16 t päevas, on laagri eluiga 22 aastat. Detailed arvutused on toodud lisa (vt. Lisa 8).

Seoses sellega, et laagri poolne äärik ei võta vastu pöördemomenti, saab massi optimeerida, tehes väljalõiked (**Joonis 4.9**).

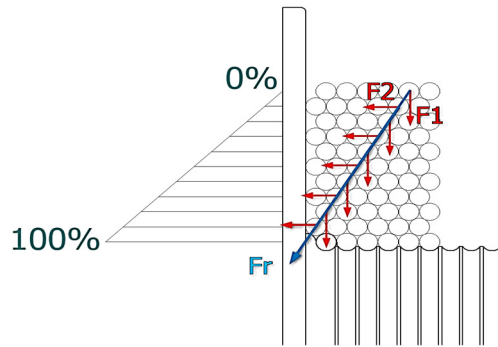


Joonis 4.9 Laagri poolne ääriku konstruktsioon

Laager asub teljel, mis on keevitatud ääriku külge. Puksi konsooli trumli sees toetatakse ribidega. Üks võre laagrikorpuses on ära võetud, et tagada teljesuunalist liikumist.

4.4 Trumli tugevusarvutus

Trumli analüüsiks, tuleb arvutada jõud, mis mõjub süsteemile. Keritud pingutusega kaabel rõhub trumli korpusele pingega σ_h (hoop stress). Samuti kaabel mõjub äärikutele, pingega p_f , mis kahaneb kaabli kihtide arvu tõusuga nagu on näidatud pildil (Joonis 4.10).



Joonis 4.10 Kaabli mõju äärikule

Nagu on näha skeemilt, koormused summeeruvad alumisel kihil ning ei mõju äärikule ülemisel kihil.

Trumli pinge arvutatakse **S2** (lk. 52) standardis kirjeldatud valemiga:

$$\sigma_h = C \cdot \frac{S}{p \cdot t_{av}} \quad (4.4)$$

Tuginedes arvutustele, autor valib C teguri väärtus 2, vaatamata soovituslikule. Sest 3 on liiga konservatiivne teguri väärtus. Kasutades valemit 4.4 saame:

$$\sigma_h = 2 \cdot \frac{15000 \cdot 9,8}{40,6 \cdot 55} = 131,8 \text{ MPa}$$

Koorikuteoriale tuginedes übermõõduline pinge arvutatakse järgmise valemi abil:

$$\sigma_h = \frac{P \cdot r}{t}, \quad (4.5)$$

kus P – sisemine rõhk silindris,
 r – silindri raadius,
 t – silindri seina paksus.

Teades juba übermõõdulise pinge väärtust, arvutame rõhu, mis rakendatakse trumli korpusele:

$$P = \frac{\sigma_h \cdot t}{r} = \frac{131,8 \cdot 55}{715} = 10,1 \text{ MPa}$$

Saadud väärtus rakendatakse trumli pinnal rõhuga väärtusega 10,1 MPa.

Äärikutele mõjuv rõhk arvutatakse vastavalt **S2** (lk. 53) kirjeldatud valemi abiga:

$$p_f = \frac{2 \cdot t_{av}}{3 \cdot D} \cdot \sigma_h \quad (4.6)$$

Kasutades 4.6 valemit ja määratud parameetrite väärtuseid saame:

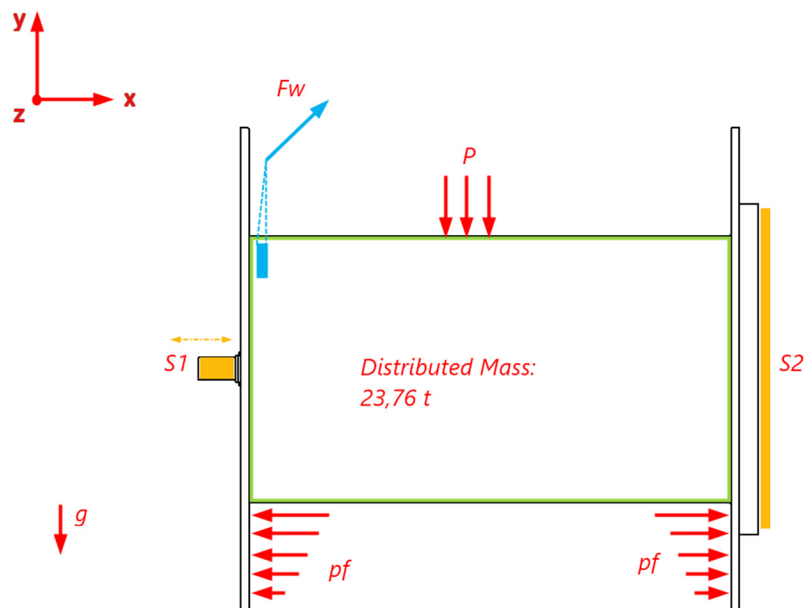
$$p_f = \frac{2 \cdot 55}{3 \cdot 2 \cdot 715} \cdot 131,8 = 3,22 \text{ MPa}$$

Tõmbejõudu määramiseks kasutatakse joonisel (**Joonis 4.5**) näidatud F_w vektorit, mille algus on ülemisel kihil. Vektori F_w komponendid on järgmised:

$$F_{w_a} = F_w \cdot \sin \alpha_w = 147 \cdot 0,26 = 38,1 \text{ kN}$$

$$F_{w_b} = F_w \cdot \cos \alpha_w = 147 \cdot 0,97 = 142,1 \text{ kN}$$

Järgmisel joonisel on näidatud kõik koormused ja toed, mis olid kasutatud LEM analüüsis.



Joonis 4.11 Koormuste skeem:

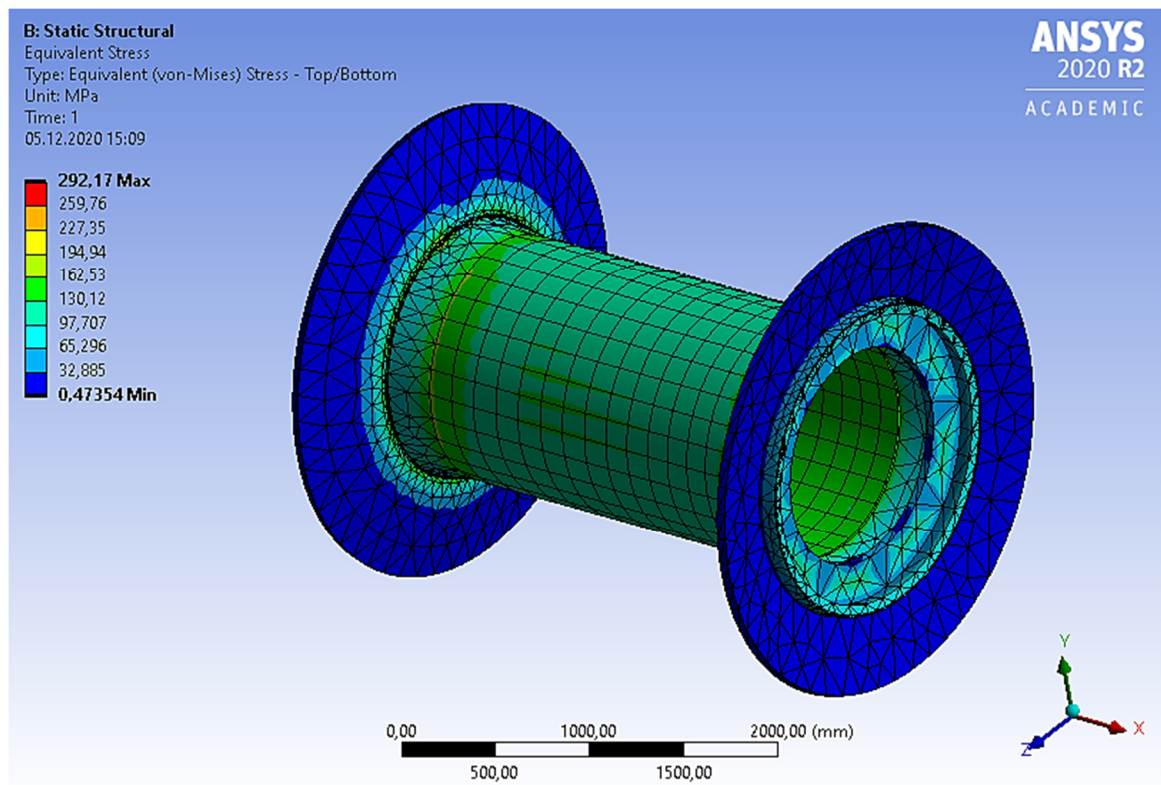
g – Raskuskiirendus ($9,807 \text{ m/s}^2$), P – trumli pinnale rakendatud rõhk, p_f – äärikutele rakendatud rõhk, $S1$ – Laagripoolne tugi, $S2$ – Reduktoripoolne tugi, F_w – tõmbejõud.

Lisaks trumli massile on lisatud kaabli mass ja Lebus Shell mass, mis on kokku 23,76 t. Järgmises tabelis on näidatud tugele liikumis- ja pööramisvõimalused ja nende piirangud.

Tabel 4.1 Trumli tugede piirangud

Tugi N	Liikumisteljed			Pöörämisteljed		
	x	y	z	x	y	z
S1	vaba	0	0	vaba	vaba	vaba
S2	0	0	0	0	vaba	vaba

Saadud maksimaalsed pinged on näidatud järgmisel joonisel (**Joonis 4.12**).

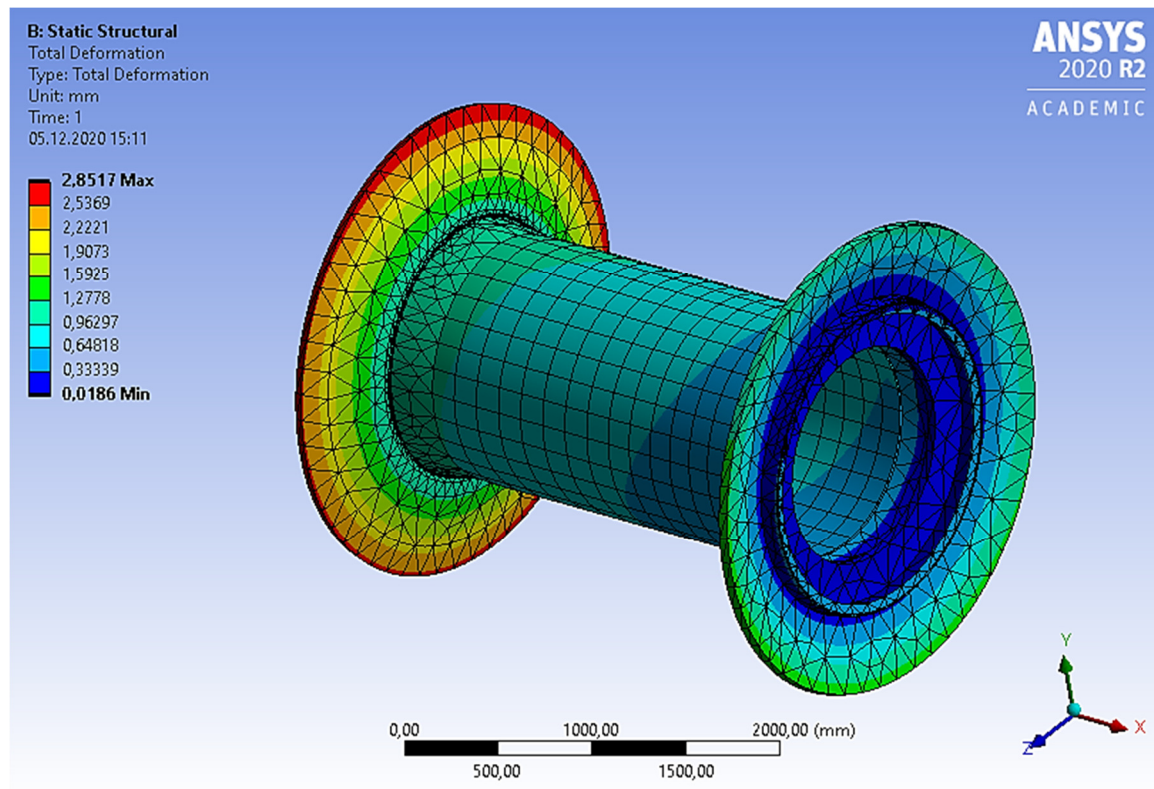


Joonis 4.12 Trumli maksimaalsed pinged materjalis

Saadud pinge (292 MPa) ei ületa 85% materjali lubatud voolavuspiiri $[\sigma] \leq 345$ MPa.

Maksimaalsed deformatsioonid on 2,9 mm (**Joonis 4.13**), mis on rahuldavad antud konstruktsiooni suuruse jaoks.

On näha, et laagripoolsel äärikul on pinged suuremad ja edasi arendamiseks võiks muuta ääriku konstruktsiooni.



Joonis 4.13 Maksimaalsed deformatsioonid

Mudel sai lihtsustatud SpaceClaim tarkvaraga, et võimaldada arvutuskäiku ANSYS tudengi versiooniga. Kuigi elementide suurus ja sidemete arv on ANSYS litsentsi piires, on saadud võrgu elemendi suurus liiga suur ja arvutustäpsus sellepärast madal. Edasi arendamiseks on soovituslik lisada materjali või muuta materjali. Näiteks S690.

4.5 Raami konstruktsioon

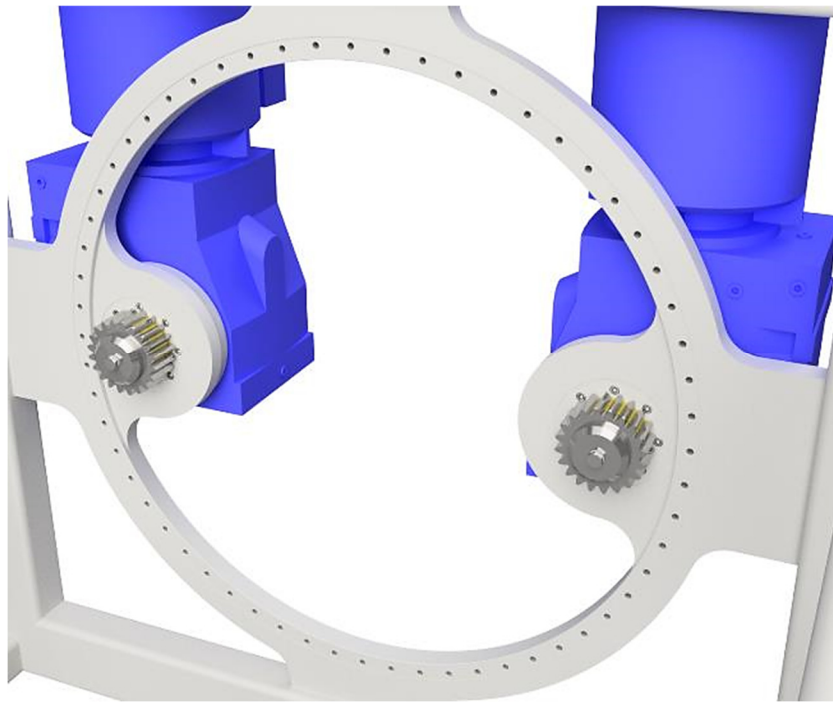
Käesolevas peatükis on teostatud raami projekteerimine. Raami põhimõte on süsteemi komponentide paigaldamine ja koormuste üleandmine laeva tekile. Vintsiraami põhiosad on:

- 1) Tugijalad;
- 2) Karkass;
- 3) Komponentide kinnitusplaadid.

Antud töös raami projekteerimise esimeseks etapiks on trumli ühendus hammasvööga ja mootoritega. Kinnitusvahendid on poldid ning kõige otstarbekam on projekteerida konstruktsioon sellisena, mis ühendab kõik ajami komponendid ühes kohas.

Selliseks sobib terasleht, mida saab töödelda ja keevitada ehk konstruktiivsest terasest. Antud töös on valitud materjal S355J2.

Kinnitusplaadi lõplik lahendus on näidatud järgmisel pildil (**Joonis 4.14**).



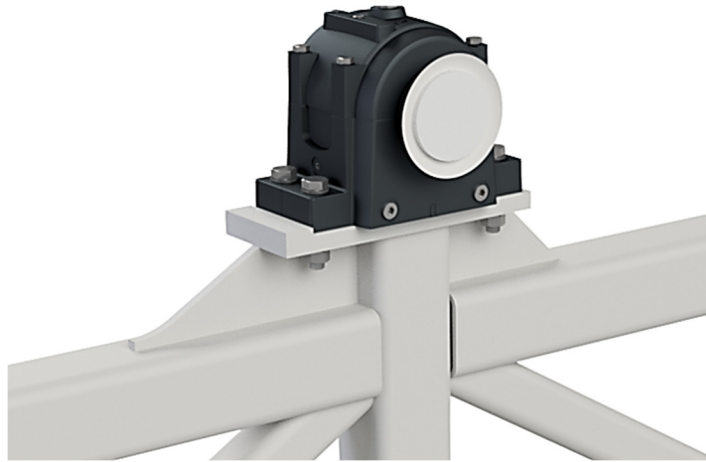
Joonis 4.14 Pöördlaagri ja mootor-reduktorite kinnitusplaat

Näidatud lahendus on juba optimeeritud ja üleliigne osa materjali eemaldatud. Pöördlaager koos trumliga kinnitatakse poltidega raami seestpoolt, mootor-reduktorid asuvad väljas. Hammasrattad on liistuga paigaldatud reduktori väljuva võlli peale. Kinnitusplaat keevitatakse raami külge.

Laagripukk paigaldatakse raami vastaspoolele. Laagrikorpus kinnitatakse poltidega teraslehe külge. Sest poldid ei pea vastu võtma radiaalseid koormusi, vaid ainult tõmbekoormusi. Leht on töödeldud nii, et laagripukil piirata liikumised töösuunas. Lõplik lahendus on näidatud järgmisel pildil (**Joonis 4.15**).

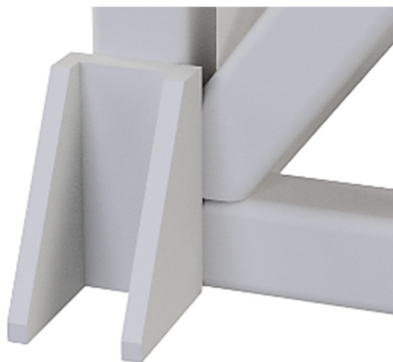
Antud lahenduse eelised on järgmised:

1. Suhteliselt lihtne koostamine;
2. Puuduvad keerulised töötlemispinnad;
3. Terve raamiosa teraslehega võib olla eraldi keevitatud;
4. Keeviskonstruktsioonis on kasutatud hästi levinud profile ja materjale.



Joonis 4.15 Laagripukk raamil

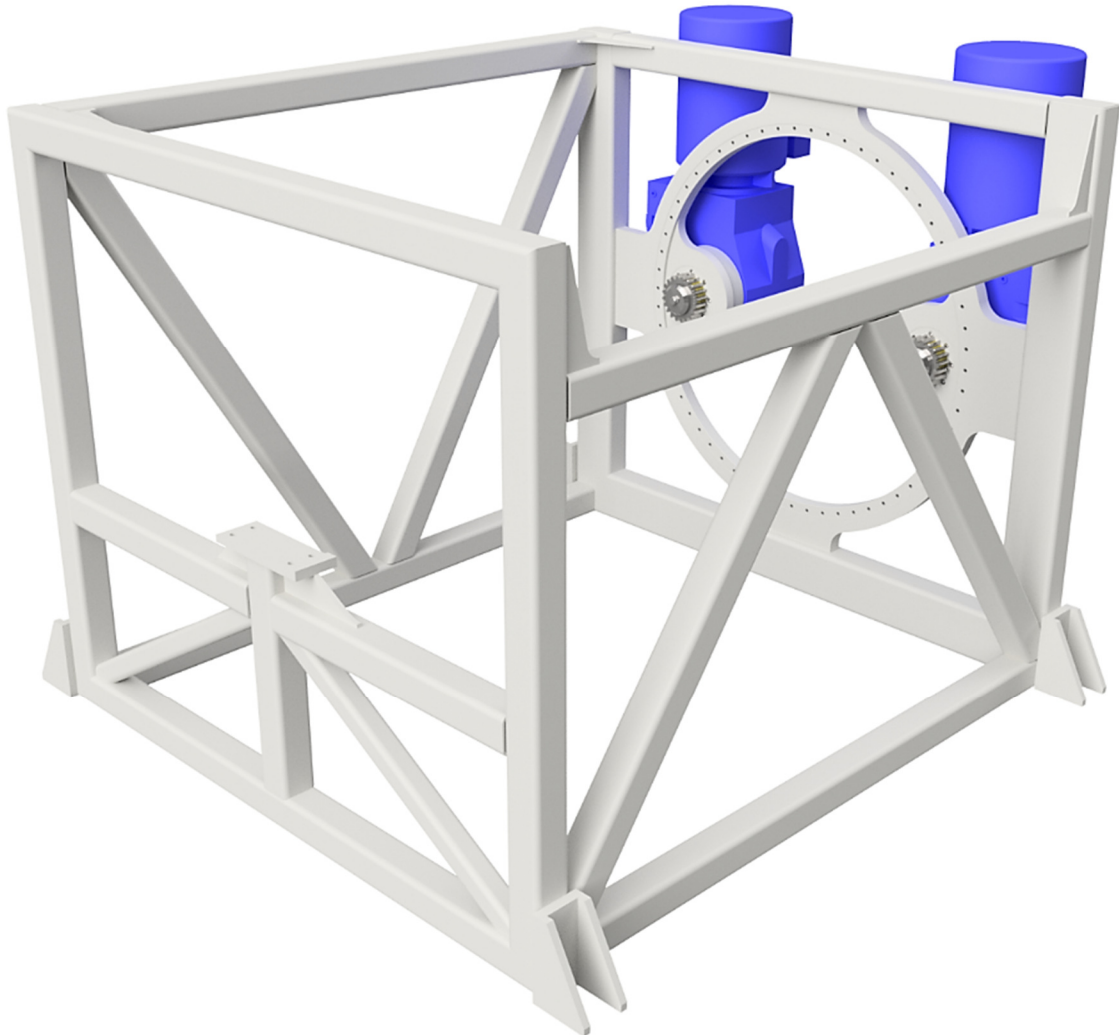
Tugijalgade projekteerimisel tuleb arvestada erinevaid aspekte. Kas see kinnitatakse laeval keevitusega või kinnitusvahenditega. Kas on ettenähtud vundament ja millise geomeetriaga. Antud töös tugijalad on teraslehtedest keevitatud konstruktsioon, mis kujutab ennast vastuplaati, mille pinnale on keevitatud ribad. Kokku on keevitatud raami külge neli tugijalga. Järgmisel pildil (**Joonis 4.16**) on näidatud lahenduse geomeetria. Tugijala alumine pind on keevitatud laeva teki külge.



Joonis 4.16 Raami tugijalg

Viimasena on projekteeritud karkass. Raami sõrestiku valmistamiseks on valitud nelikanttoru profiil. Raami põhimõte on ühendada kõik raami konstruktsioonid nii, et see võimaldaks kanda teatud koormusi.

Teine eesmärk on võimaldada komponentide koostamist ilma komponentide või raami kahjustamiseta. Samuti peab olema karkass minimaalse massiga. Järgmisel pildil (**Joonis 4.17**) on näidatud raami lõplik lahendus.



Joonis 4.17 Vintsi raam koostuna

Raami otsa- ja tagakülje stabiliseerimiseks on keevitatud diagonaalid. Pingete kontsentreerimispunktides on ribad.

Raami edasiarendamise võimalused on järgmised:

- 1) Tugijalgade konstruktsiooni muutmine nii, et võimaldada kinnitus poltidega. See annab võimaluse vintsi asukohta muuta ilma keevitustööd teostamata;
- 2) Laagripoolse raami osa ülemine tala kinnitada poltidega, et lihtsustada koostamist;
- 3) Tõstmiskõrvade projekteerimine;
- 4) Turvapiirete projekteerimine.

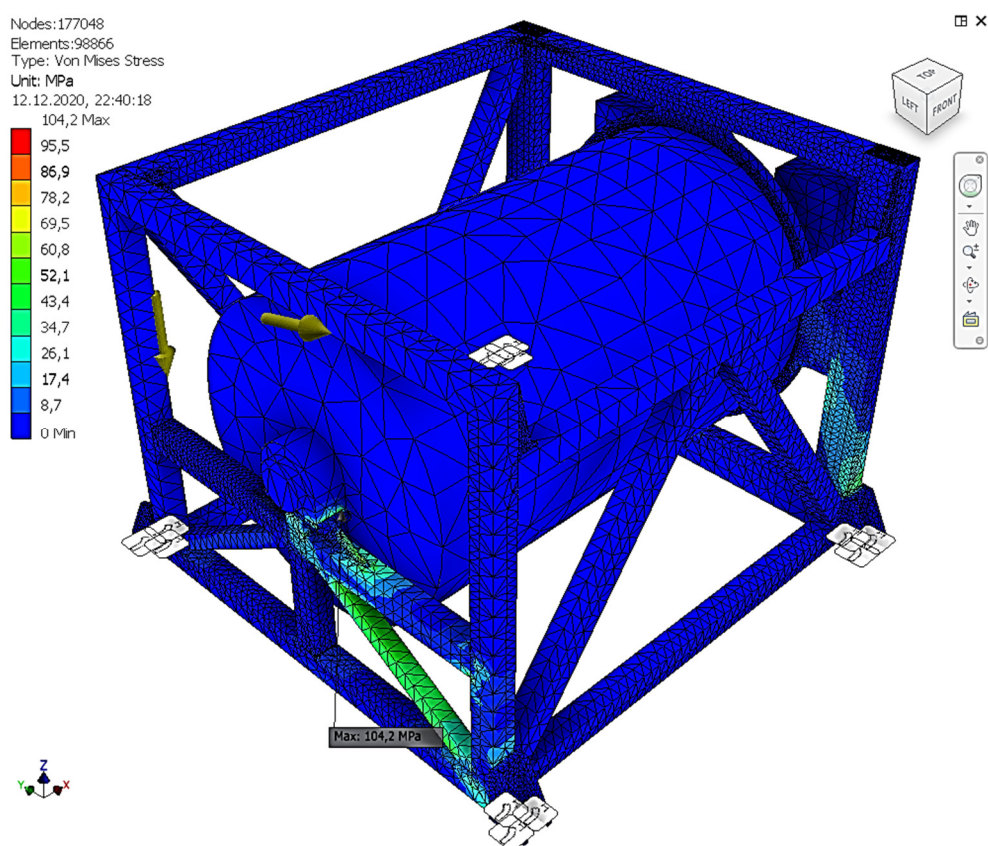
4.6 Raami tugevusarvutus

Seoses ANSYS tudengi versiooni piiranguga on raami arvutamisel kasutatud Inventor tarkvara. Juba teadaolevad koormused ja massid on rakendatud raami mudelis, et leida kriitilised kohad ja kontrollida vintsi raami kandevõimet. Massi simuleerimiseks on tehtud lihtne mudel, mida ühendab kaks tugipinda, mille mass sisaldab Lebuse, trumli ja kaabli masse. Laagripukki liikumine x-telje suunas on vabastatud, et simuleerida laagri teljesuunalised nihkumised. Materjali varutegur on 1,5.

Kokku on kontrollimiseks neli olukorda:

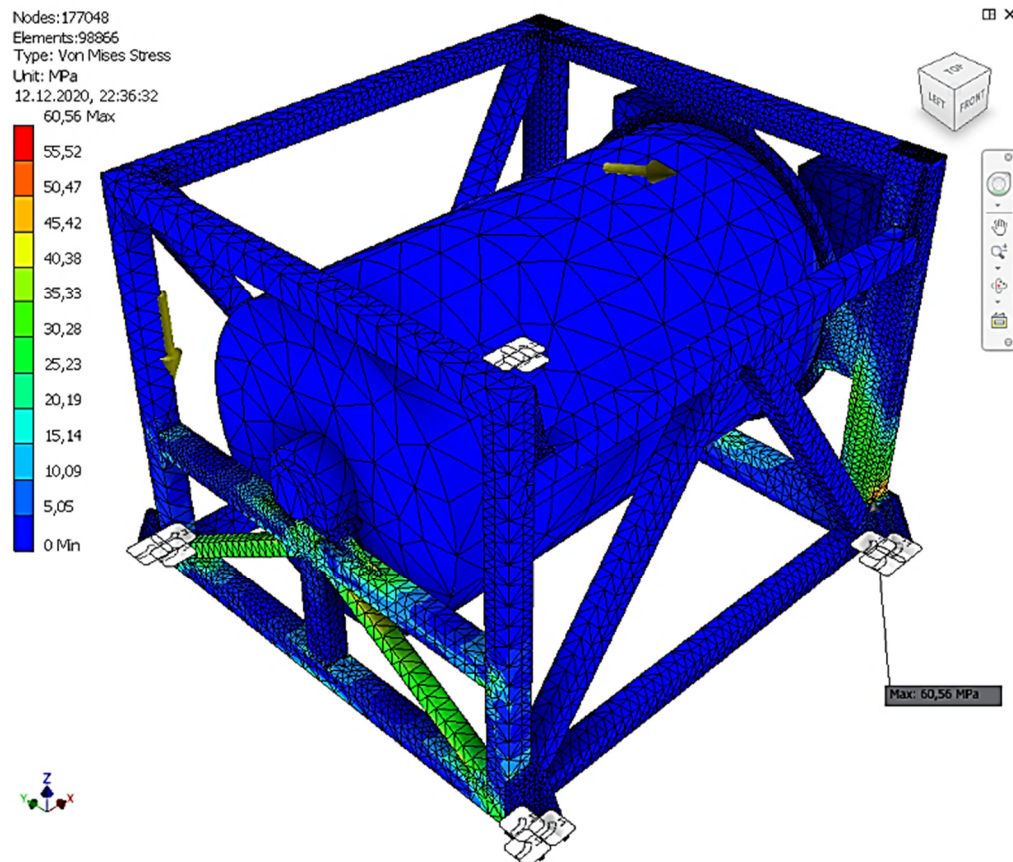
- 1) Trummel on täis ja tõmbejõu vektor on laagri lähedal;
- 2) Trummel on täis ja tõmbejõu vektor on pöördlaagri lähedal;
- 3) Transpordi asendis kiirendused põiksuunas;
- 4) Transpordi asendis kiirendused pikisuunas

Järgmisel pildil (**Joonis 4.18**) on näidatud esimese olukorra tulemused (max 104 MPa). Materjali ohutegur on 3,3, mis on rahuldav.



Joonis 4.18 Raami laagripoolne koormus

Järgmisel pildil (**Joonis 4.19**) on näidatud teise olukorra tulemused (max 61 MPa). Materjali varutegur on 5,7, mis on rahuldav.



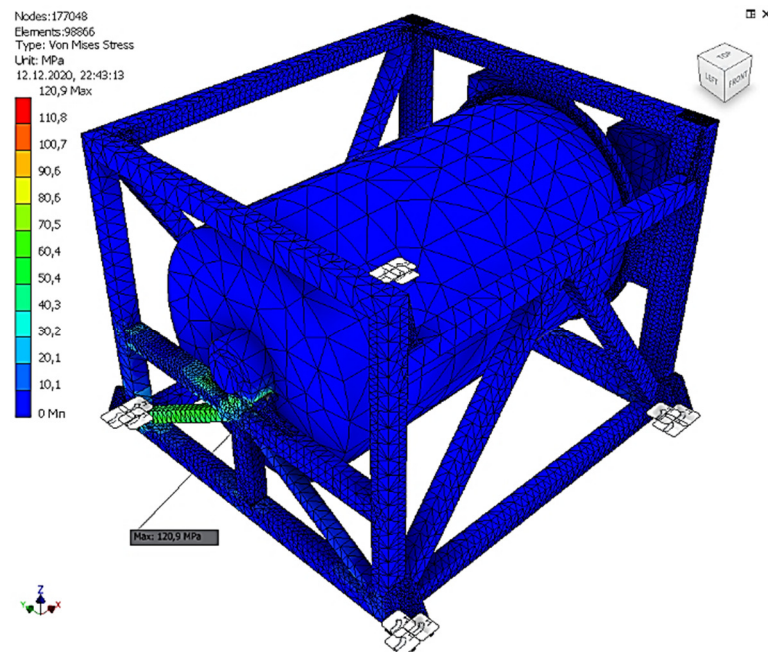
Joonis 4.19 Raami mootoripoolne koormus

Transpordi olukordade analüüsimiseks on kasutatud **S1** (lk. 15) standardis näidatud tabelit, kus on toodud süsteemi kiirendused. Lähtudes sellest, et vints transporditakse laevaga, on kasutatud järgmised väärtused (**Tabel 4.2**).

Tabel 4.2 Transpordi kiirendused

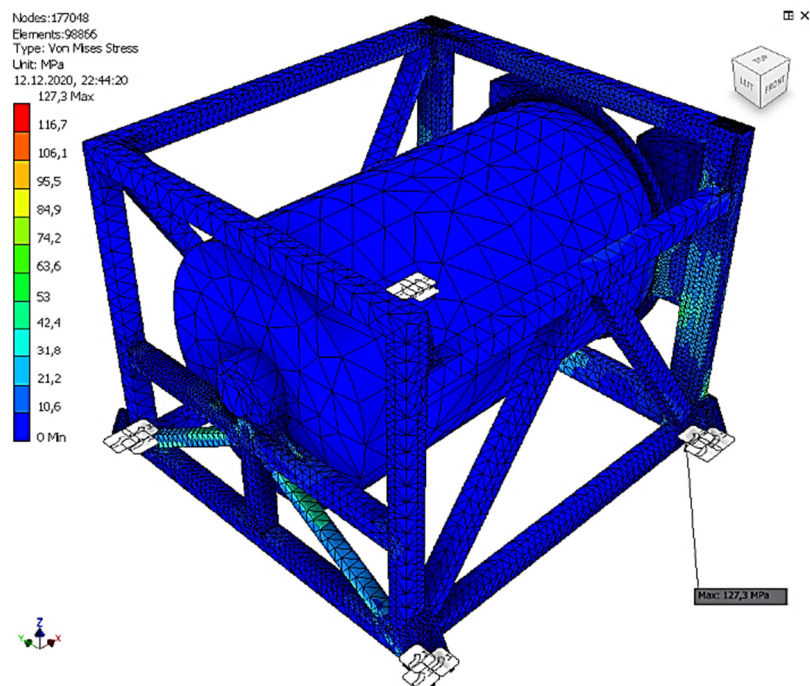
No	Pikisuunas kiirendus	Põiksuunas kiirendus	Vertikaalne kiirendus
1	-	0,8 g	1,0 g
2	0,4 g	-	1,0 g

Järgmisel pildil (**Joonis 4.20**) on näidatud esimese transpordi asendi tulemused (max 121 MPa). Kiirendused vastavalt No.1 (**Tabel 4.2**). Materjali varutegur on 2,8, mis on rahuldav.



Joonis 4.20 Transpordi kiirendused põiksuunas

Järgmisel pildil (**Joonis 4.21**) on näidatud teise transpordi asendi tulemused (max 127 MPa). Kiirendused vastavalt No.2 (**Tabel 4.2**). Materjali varutegur on 2,7, mis on rahuldav.



Joonis 4.21 Transpordi kiirendused pikisuunas

Analüüsi tulemusena saab eeldada, et vintsi raam on piisavalt tugev, et võimaldada süsteemi töö määaratud parameetritega.

4.7 Optimeerimise analüüs

Saadud vintsi mass on 16,3 t. Selleks, et võrrelda lahendust konkurentidega tuleb arvestada veel kerimisseadme massi ja piirdeid. Autori arvamusel lisa mass ei ületa 1,2 tonni. Kuigi saadud 17,5 t mass võrreldes konkurentide lahendustega on juba väiksem, saab vintsi komponente optimeerida. Järgmisel tabelil (**Tabel 4.3**) on koostatud komponentide loetelu massidega. Saab teha järelduse, et trumli massi on kõige mõistlikum optimeerida.

Tabel 4.3 Vintsi komponentide loetelu ja massid

No	Kirjeldus	Kogus	Mass, kg	Mass kokku, kg
1	Trummel	1	8174,3	8174,3
2	Raam	1	2902,7	2902,7
3	Mootor-reduktor	2	1400,0	2800,0
4	Lebus Shell	2	879,6	1759,2
5	Pöörilaager	1	249,5	249,5
6	Vooluvõtja	1	149,6	149,6
7	Laagripukk	1	70,0	70,0
8	Hammasratas	2	18,7	37,4
9	Mootori kinnitusplaat	2	11,1	22,1
10	Kaas	2	2,0	3,9
11	Seib	2	1,7	3,4

Laagripoolne telg on tugevdatud ribidega, kuigi analüüsi käigus on selgunud, et nende olemus pole vajalik. Iga ribi mass on 18,6 kg. Kokku on 3 ribi, mis kaovad. Ribide kaotamisega võib ka võlliots lühendada. Laagripoolse ääriku paksust trumli sees võib vähendada 10 mm võrra. Trumli korpuse osa valmistamisel on kasutatud teraslehte 55 mm, kuigi analüüsi käigus saab näha, et paksust saab vähendada, ehk trumli lõplik paksus saab olla ka 40mm.

Lahenduste kirjeldus ja masside vähendamise väärtused on koondatud järgmises tabelis.

Tabel 4.4 Trumli massi vähendamine

No	Lahendus	Massi vähendamine, kg	Kogu massist osakaal, %
1	Ribide eemaldamine	62,1	0,8
2	Telg on lühendatud	17,6	0,2
3	Trumli sees on vähendatud ääriku lehepaksus	31,1	0,4
4	Trumli seinapaksuse vähendamine	1272,5	15,6

Lõplik trumli mass on 6791 kg, ehk massi sääst on 1383 kg. Tabelist saab näha, et trumli paksuse vähendamine on kõige efektiivsem. Trumli optimeerimisest tuleneb veel üks järeldus. Kuigi kasutades valemit 4.1, trumli paksuse väärtus on saadud 40 mm mudelis oli kasutatud terasleht paksusega 55 mm. See oli liiga konservatiivne otsus ja analüüs kinnitas esialgset otsust.

5. TOOTE HIND

Toote projekteerimisel on kasutatud nii ostetud kui ka toodetud komponente. Ligikaudse hinna kalkulatsiooniks summeeritakse kõik kulud kokku. Järgmises tabelis on koondatud ligikaudsed kulud.

Tabel 5.1 Kulude loetelu

No	Kulu liik	Kogus	Hind, EUR	Hind kokku, EUR
1	Trummel (keevitus, töötlemine, värvimine)	1	32600	32600
2	Raam (keevitus, töötlemine, värvimine)	1	17220	17220
3	Mootor-reduktor	2	13300	26600
4	Lebus Shell	2	12000	24000
5	Pöördlaager	1	7500	7500
6	Vooluvõtja	1	9060	9060
7	Laagripukk	1	110	110
8	Juhtimissüsteemi kapp	1	5000	5000
9	Kaugjuhtimispult	1	3450	3450
10	Kontrollkooste	1	28000	28000
11	Hammasrattad	2	750	1500
Toote hind kokku:				154840

Vintsi tootmise omahind on ligikaudselt 155 000 EUR, millele lisandub kliendi soovil sertifitseerimine.

6. SEADME OHUTUS

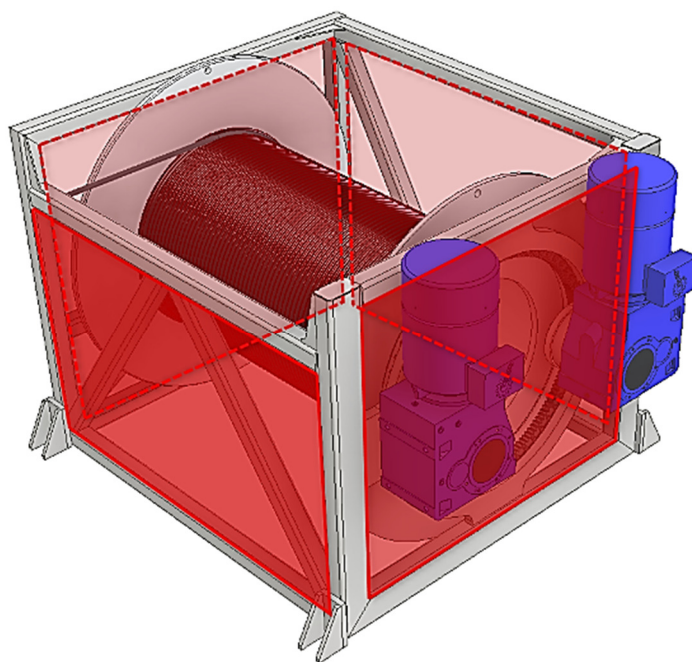
Vastavalt Euroopa Parlamendi ja nõukogu direktiivile 2006/42/EÜ, lk. 12:

Masina tootja või tema volitatud esindaja peab hoolitsema selle eest, et viiakse läbi riskihindamine, mis on vajalik masinale kohaldatavate tervisekaitse- ja ohutusnõuete kindlaksmääramiseks ja mille tulemusi masina projekteerimisel ja valmistamisel tuleb arvestada.

Kuna projekteeritav toode on massiivne mehhanism, tuleb rakendada ja jälgida ohutusmeetmeid. Ainult koolitatud personal saab teostada tööd kasutades vintsi funktsioone. Vintsi ohutu ala peab olema märgitud ja liikuvad mehhanismid kaetud. Muude ohutusmeetmete hulgas tuleb tähelepanu pöörata ka tõstmisoperatsioonidele.

6.1 Ohutusmeetmed

Vints juhtimiseks on kasutatud kaugjuhtimispulti. Töö käigus trummel pidevalt pöörab suure inertsiga, mis kujutab endast inimestele ohtu. Samuti on olemas muljumisoht liikuva mehhanismi tõttu. Et kaitsta inimeste tervist ohtude eest, on vints kaetud kaitsmega. Järgmisel pildil (**Joonis 6.1**) on näidatud raami osad, mis kaetakse restiga.



Joonis 6.1 Vintsi raami kated

6.2 Tõstmisoperatsioonid

Vastavalt standardile **S3** on teostatud seeklite ja ringtõstevööte valik. Selleks esiteks on arvutatud disainitegur, mis on juba antud tabelis 3-5 (**S3**), väärtusega 1.5, kui tõstetav mass ületab 50 t. Kuna projekteeritava vintsi mass kaabliga on 37.45 t, täpsustav disaini tegur arvutatakse järgmiselt:

$$DF = 1.4 + 0.1 \cdot \sqrt{\frac{50}{MGW}} = 1.4 + 0.1 \cdot \sqrt{\frac{50}{37.45}} = 1.52$$

Kasutades disainitegurit, saab arvutada koormuse ühes vöös, vastavalt 3.5.5 peatükile standardis (**S3**):

$$RSF = \frac{1.2 \cdot SKL \cdot PL \cdot F}{\cos(v)} \quad (6.1)$$

Vastavalt soovitudele toodud standardis on valitud järgmiste tegurite väärtused:

- 1) Ringtõstevööte pikkuste hälbed - SKL = 1.33 (minimaalne väärtus)
- 2) Protsentuaalne koormus - PL = 0.25 (4 tõsteavad)
- 3) Tõstetav koormus koos disaini teguriga - F = 558 kN
- 4) Rakendamise nurk - v = 45°

Kasutades valemit 6.1, saame leida koormuse tõstevöös:

$$RSF = \frac{1.2 \cdot 1.33 \cdot 0.25 \cdot 558}{0.7} = 315 \text{ kN}$$

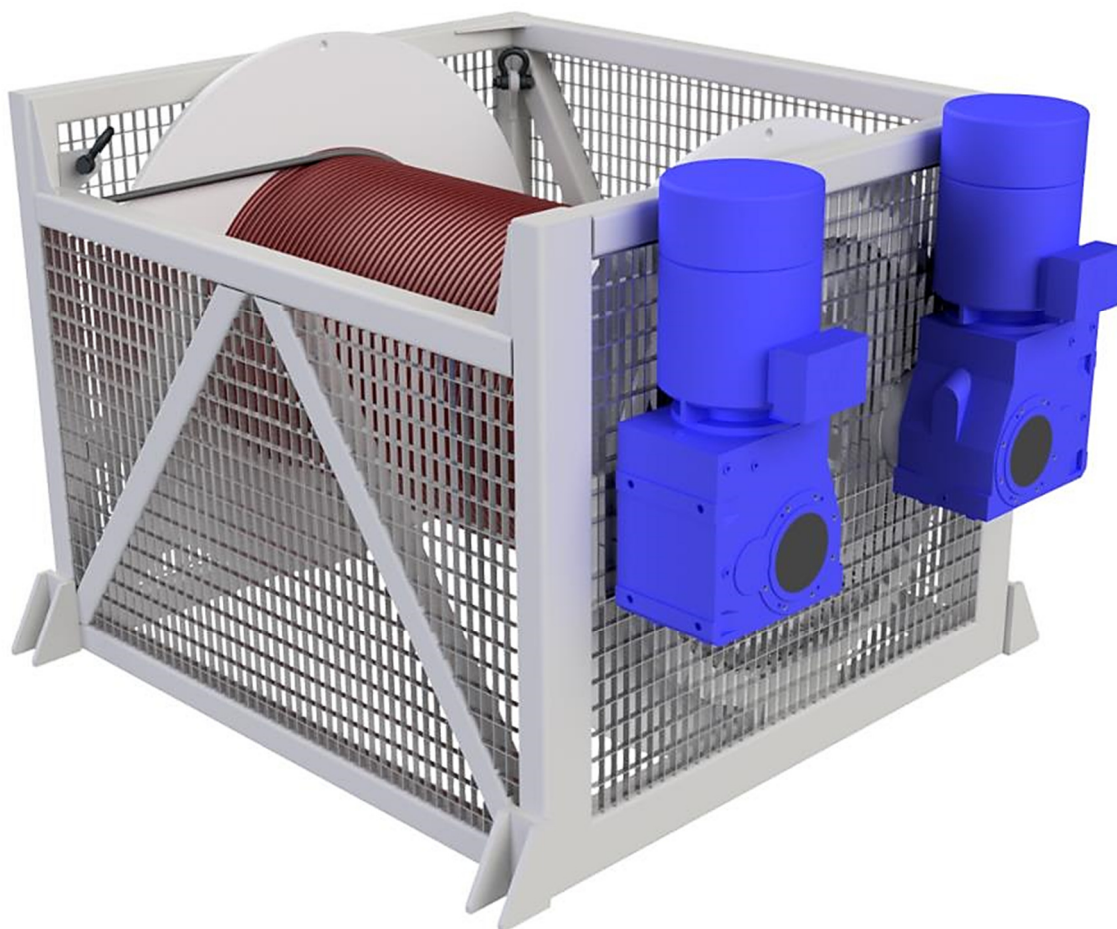
Seeklite maksimaalse koormuse leidmiseks on kasutatud peatükis 7.3.3 (**S3**), kirjeldatud valemit:

$$WLL \geq \frac{2.25}{6} \cdot \frac{RSF}{g}; WLL \geq \frac{2.25}{6} \cdot \frac{315}{9.81} = 12 \text{ t}$$

CERTEX¹ saidil on pakutud seeklid kandevõimega 12 t, kuigi konservatiivsem oleks valida järgmine rida, ehk 13.5 tonnised seeklid.

¹ <https://www.certex.ee/tootekataloog-e-pood/tosteabivahendid-ketid-komponendid/seeklid-ja-tostesilmad/tostesseeklid-powertex/seekel-tuup-833-omega-splinditav-p95334>

Järgmisel pildil (**Joonis 6.2**) on näidatud rakendatud ohutusmeetmed. Tõstekõrvad keevitatakse raami külge.



Joonis 6.2 Elektriline kaabli vints 15 t

KOKKUVÕTE

DECK Engineering OÜ tegevjuhi algatusel oli sõnastatud teema, mille arendamise käik on käesolevas lõputöös. Töö eesmärgiks oli projekteerida vints, mis suudaks tõsta seadet massiga kuni 15 tonni. Toote eeliseks võiks olla elektrilise ajami kasutamine.

Esimeseks probleemiks oli ühe kaabli kasutamine, nii tõstmiseks, kui ka energia ja signaali edastamiseks ja kogu kaabli pikkuse hoidmine ja käsitlemine. Selleks on tarvis kasutada suure läbimõõduga kaablit. Kaabli üks ots on ühendatud allveeseadmega ja teine laeva infrastruktuuriga. Probleemi lahendamiseks oleks trumli geomeetria määramiseks ja nende parameetritega projekteerimine. Teiseks probleemiks oli ajami komponentide põhjendatud valik, arvestades töörežiime. Ajami tüüp oli valitud elektriline. Järgmiseks eesmärgiks oli raami projekteerimine, et ühendada kõik seadme komponendid ja üle kanda teatud koormusi. Probleemiks oli koormusjuhtumite määramine.

Konkurentide lahenduste analüüsi käigus eristas autor lahenduste eelised ja puudused. Moodustati projekteeritava seadme esimene visioon. Selgusid perspektiivsed turud. Kontrolliti ka patendi olemasolu patendiametist, õiguse kontekstis. Loodi toote spetsifikatsioon.

Konstruktiiivsete lahenduste moodustamise faasis sai genereeritud sõlmede erinevad konstruktiivsed variandid, kasutades skripte ja projekteerimise metoodikaid. Autor analüüsis saadud tulemusi ja valmistas algoritmi sobiva geomeetria valimiseks. Erinevaid variante oli hinnatud kaalutud punkthindamise meetodi abiga. Üheks järeltuleks variantide võrdlemises oli massi sõltuvus trumli geomeetriast.

Konstrueerimise faasis autor lahendas projekteerimise eesmärgid, tuginedes eelmises peatükis genereeritud lõplikele variantidele, arvutustele ja kogemusele. Töö käigus autor arvutab ajami komponendid ja valib tootja. Arvutuskäigus selgus, et ajam suudab üksi kanda kogukoormust. Kuigi otsustati valida lisaks laagripukid. Peatüki lõpus on raami projekteerimiskäik ja kontrollarvutus kasutades LEM. Tehtud trumli massi optimeerimine.

Omahinna ligikaudseks arvutamiseks olid kasutatud hinnapäringuid, mis ei olnud ära toodud lõputöös. Toote ligikaudne hind on 155 000 EUR. Viimasena olid rakendatud ohutusmeetmed, et tagada töötajate tervis. Toodud oli seeklite arvutus ja nende valik. Lõplik lahendus on näidatud pildina.

Seoses sellega, et kerimisseadme konstruktsioon suurel määral sõltub vintsi asukohast laeval, jäi töös arvestamata kerimisseadme kinnituskohad. Autor lähtub sellest, et kerimisseade on eraldi seisev konstruktsioon.

Autor arvab, et kõik lõputöös püstitatud eesmärgid on saavutatud. Võrreldes konkurentide lahendustega on saadud vintsil väiksem kogumass ja gabariidid. Vintsi mass on 15,5 t ja gabariidid on 3950x3380x2636 mm. Lõputöö edasiarendamiseks võiks valida kerimisseadme tüübi ja integreerida vintsi konstruktsioonile.

SUMMARY

A topic formulates by the CEO of DECK Engineering OÜ, which is developing in the present thesis. The work aimed to design a winch that could lift the device's weight up to 15 tons. The advantage of the product could be the use of an electric drive.

The first problem was using a single cable for lifting and transmitting energy and data online. This cable's entire length should be stored and handling. For that goal, the cable's diameter should be big enough. One end of the cord connects to the ROV and the other to the ship's infrastructure. To solve the problem would be to determine the parameters of the drum and design with these parameters.

Another problem was the reasonable choice of drive components, considering the operating modes. The drive type was selected electric. The next goal was to design the frame to connect all the device parts and carry specific loads. The problem was in determining the load cases.

During the analysis of competitors' solutions, the author discovered the advantages and disadvantages of their solutions. Determines the first configuration of the device and became clear future delivery directions. The author inspected Patent Office in the context of the law and generated the product specification.

The author produced different winch parts' designs in the third chapter, using code and design methodology, analyzed the results, and developed a drum geometry selection procedure. To evaluate different solutions was used the weighted scoring method. One of the outcomes was the dependence of the mass on the drum geometry.

In the design phase, the author solves the design objectives with the generated solutions, calculations, and work experience. During the work, the author calculates the drive components and selects the manufacturer. The analyses showed that the drive alone could carry the total load. However, the author decided to choose additional bearing support. At the end of the chapter is the frame design process and control analysis using FEM and drum weight optimization.

Price offers in the thesis not included in the work, besides their use in winch cost estimating. The estimated cost of the product is about 155,000 EUR. In the final chapter is device safety implementation to ensure the health of workers. For lifting purpose is calculated and selected shackles. In the last picture is the final solution.

Since the spooling device design depends on the winch's location on the ship, the frame's fastening points not included in this thesis. The author assumes that the spooling device is a separate system.

In the author's opinion, he achieved all the goals of the thesis. Compared to competitors' solutions, the winch has a preferred total weight and dimensions. The winch's weight is 15.5 t, and the dimensions are 3950x3380x2636 mm. To further develop the thesis, the author suggests selecting the spooling device type and integrating it into the current system.

KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU

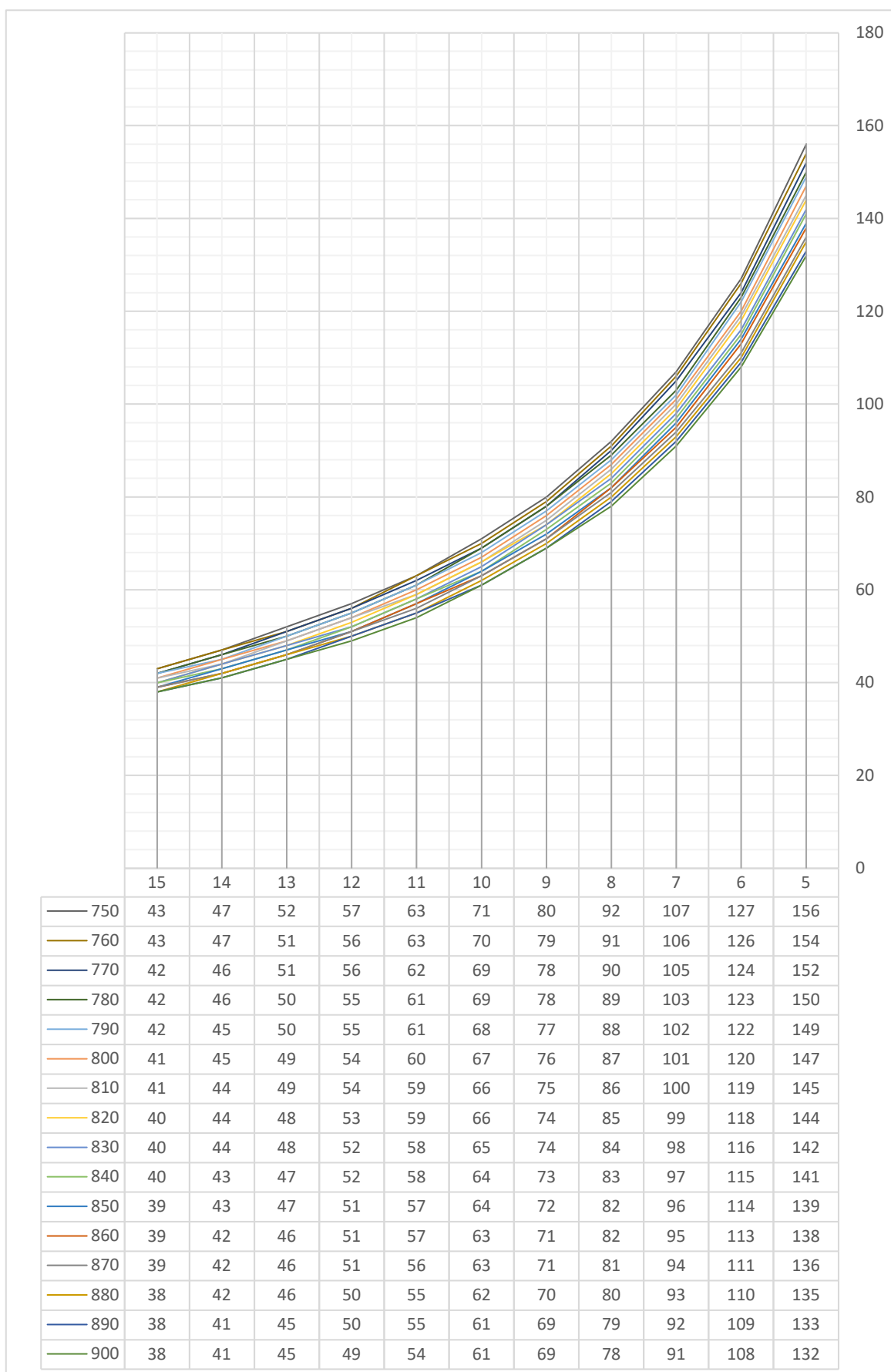
1. Soil Machine Dynamics Ltd. [Online]. <https://www.smd.co.uk> (20.02.2020)
2. MacArtney Group. [Online]. <https://www.macartney.com/> (11.03.2020)
3. Ibercisa Deck Machinery. [Online]. <https://ibercisa.es/> (11.03.2020)
4. Skipsteknisk Offshore ST-Design ROV+IMR Ships [Online]. (11.03.2020)
<https://www.skipsteknisk.no/st-design/offshore/rov--imr/31/0>
5. European Patent Office. [Online]. <https://worldwide.espacenet.com/> (15.03.2020)
6. Cable-Stowing Machine. Ibercisa Deck Machinery. [Online].
<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/055524368/publication/ES2579209B1?q=ibercisa> (15.03.2020)
7. MOOG. [Online]. <https://www.moog.com> (11.04.2020)
8. SKF. [Online]. RKS.062.25.1754.
https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196809590fe-Slewing-bearings_tcm_12-513670.pdf#cid=513670
9. NORD. [Online]. SK 9086.1VZ - 280SP/4 TF RD.
<https://www.nord.com> (29.11.2020)
10. SKF. [Online]. <https://www.skf.com/in/products/mounted-bearings/bearing-housings/split-pillow-block-housings-snl-2-3-5-6-series/productid-FSNL%20524-620%20%2B%2022224%20K%20%2B%20H%203124> (02.12.2020)
11. SKF. [Online]. <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-rating-life/bearing-rating-life> (02.12.2020)
12. IMO/ILO/UNECE Code of Practice for Packing of Cargo Transport Units (CTU Code) 2014. [Online].
https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2014/wp24/CTU_Code_January_2014.pdf (10.12.2020)
13. DNV No. 2.22. Lifting Appliances JUNE 2013. [Online].
<https://rules.dnvgl.com/docs/pdf/DNV/stdcert/2013-06/Standard2-22.pdf> (10.12.2020)
14. DNVGL-ST-E273. April 2016. [Online]. https://www.atcno.com/wp-content/uploads/2018/05/Trans-_Innk._DNVGL-ST-E273-replac.pdf (10.12.2020)

LISAD

Lisa 1 Trumli põhiparameetrite arvutamiseks skript

```
# Teatud trossi läbimõõt, mm
$dw = 40
# Trumli MIN sisemise raadius, mm
$rw = 500
# Kaabli varu ääriku äärmisest pinnast kaabli viimase kihi tsentrini
$nw = 2.5
# Kaabli nõutav trossi pikkus, mm
$lw = 4000000
# Kihtide vaheline kaugus Pythagorase teoreemi järgi  $a^2 + b^2 = c^2$ ,
# kus a - dw/2; b - ?; c - dw. Valem on lihtsustatud.
# Esialgne avaldis:  $hw^2 = hw^2 - (hw/2)^2$ 
$hw = 0.5 * [Math]::Sqrt(3 * [Math]::Pow($dw,2))
# Funktsioon, et arvutada trossi pikkus, kus l - kiht, w - keerd,
# r - trumli sisemise raadius
function lengthOfRope($l, $w, $r) {
# Ajutine muutuja, et summeerida vahelised väärtused
    $sum = 0
# Iga kihi kohta...
    for ($i = 0; $i -lt $l; $i++) {
# Summeritakse trossi pikkus kehtival kihil. Valem on lihtsustatud.
# On kasutatud ringjoone pikkuse valem  $l = 2*Pi*r$ , kus r suureneb
# igal kihil. Saadud pikkus korrutatakse keerdude arvuga.
        $sum += $w * [Math]::PI * 2 * ( $r + $i * $hw )
    }
# Funktsiooni väärtus, e. trossi pikkus
    $sum
}
# Tulemuste salvestamiseks avatakse uus Exceli fail
$excelFile = New-Object -ComObject excel.application
$excelFile.Visible = $true
$workbook = $excelFile.Workbooks.Add()
$currentSheet= $workbook.Worksheets.Item(1)
# Exceli veeru indeks
$column = 1
# Iga trumli raadiuse kohta...
for ($m = $rw; $m -le 1.2 * $rw; $m += 10) {
# Exceli rea indeks
    $row = 1
# Pannakse kirja trumli raadius, mis tuleb graafikku seeriana
    $currentSheet.Cells.Item($row, $column) = $m; $row++
# Iga kihi kohta...
    for ($i = 5; $i -le 15; $i++) {
# Iga keeru kohta...
        for ($j = 1; $j -le 250; $j++) {
# Võetakse pikkused, kasutades funktsiooni
            $length = lengthOfRope -l $i -w $j -r $m
# Valitakse esimene variant, mis on rohkem kui nõutud
# trossi pikkus
            if ($length -gt $lw -and $length -le $lw * 1.5) {
# Pannakse kirja kihi indeks
                $currentSheet.Cells.Item($row, $column) = $i
# Pannakse kirja keeru indeks
                $currentSheet.Cells.Item($row, $column+1) = $j; $row++
                break }}}
        $column += 2
    }
}
```

Lisa 2 Trumli geomeetria põhiparameetrid



Lisa 3 Trumli pikkus vastavalt raadiusele ning kihtide arvule

R\n	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
750	6354	5177	4365	3756	3268	2903	2578	2335	2132	1929	1766
760	6273	5136	4324	3715	3228	2862	2578	2294	2091	1929	1766
770	6192	5055	4283	3674	3187	2822	2538	2294	2091	1888	1726
780	6110	5014	4202	3634	3187	2822	2497	2253	2050	1888	1726
790	6070	4974	4162	3593	3147	2781	2497	2253	2050	1847	1726
800	5989	4892	4121	3553	3106	2741	2456	2213	2010	1847	1685
810	5907	4852	4080	3512	3065	2700	2416	2213	2010	1807	1685
820	5867	4811	4040	3471	3025	2700	2416	2172	1969	1807	1644
830	5786	4730	3999	3431	3025	2659	2375	2132	1969	1807	1644
840	5745	4689	3959	3390	2984	2619	2375	2132	1929	1766	1644
850	5664	4649	3918	3350	2944	2619	2335	2091	1929	1766	1604
860	5623	4608	3877	3350	2903	2578	2335	2091	1888	1726	1604
870	5542	4527	3837	3309	2903	2578	2294	2091	1888	1726	1604
880	5501	4486	3796	3268	2862	2538	2253	2050	1888	1726	1563
890	5420	4446	3756	3228	2822	2497	2253	2050	1847	1685	1563
900	5380	4405	3715	3187	2822	2497	2213	2010	1847	1685	1563

Lisa 4 Trumli läbimõõt vastavalt raadiusele ning kihtide arvule

R\n	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
750	2100	2180	2260	2340	2420	2500	2580	2660	2740	2820	2900
760	2120	2200	2280	2360	2440	2520	2600	2680	2760	2840	2920
770	2140	2220	2300	2380	2460	2540	2620	2700	2780	2860	2940
780	2160	2240	2320	2400	2480	2560	2640	2720	2800	2880	2960
790	2180	2260	2340	2420	2500	2580	2660	2740	2820	2900	2980
800	2200	2280	2360	2440	2520	2600	2680	2760	2840	2920	3000
810	2220	2300	2380	2460	2540	2620	2700	2780	2860	2940	3020
820	2240	2320	2400	2480	2560	2640	2720	2800	2880	2960	3040
830	2260	2340	2420	2500	2580	2660	2740	2820	2900	2980	3060
840	2280	2360	2440	2520	2600	2680	2760	2840	2920	3000	3080
850	2300	2380	2460	2540	2620	2700	2780	2860	2940	3020	3100
860	2320	2400	2480	2560	2640	2720	2800	2880	2960	3040	3120
870	2340	2420	2500	2580	2660	2740	2820	2900	2980	3060	3140
880	2360	2440	2520	2600	2680	2760	2840	2920	3000	3080	3160
890	2380	2460	2540	2620	2700	2780	2860	2940	3020	3100	3180
900	2400	2480	2560	2640	2720	2800	2880	2960	3040	3120	3200

Lisa 5 Trumli suhteline mass vastavalt raadiusele ning kihtide arvule

R\n	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
750	14295	12396	11160	10296	9658	9246	8915	8737	8641	8552	8543
760	14359	12507	11252	10375	9727	9308	9045	8790	8690	8672	8661
770	14419	12541	11344	10453	9795	9369	9101	8915	8813	8718	8705
780	14477	12648	11358	10530	9938	9505	9156	8966	8860	8838	8823
790	14607	12753	11445	10605	10004	9564	9285	9092	8983	8881	8942
800	14658	12779	11530	10679	10068	9621	9338	9140	9028	9002	8983
810	14706	12880	11615	10751	10131	9677	9389	9266	9151	9043	9102
820	14829	12980	11697	10821	10193	9811	9518	9312	9194	9163	9141
830	14871	12998	11778	10890	10333	9865	9567	9357	9c316	9284	9259
840	14991	13093	11858	10958	10393	9918	9696	9482	9358	9323	9378
850	15026	13187	11936	11024	10451	10051	9743	9525	9480	9444	9415
860	15142	13280	12013	11172	10507	10102	9872	9650	9520	9481	9534
870	15172	13286	12088	11236	10647	10236	9917	9776	9642	9602	9654
880	15283	13375	12161	11299	10702	10284	9960	9816	9765	9723	9688
890	15307	13462	12233	11360	10755	10331	10089	9941	9802	9757	9807
900	15415	13548	12304	11419	10894	10464	10130	9980	9925	9878	9927

Lisa 6 Hindamisskaalad

Punkte	Sisu
0	absoluutselt kasutuskõlbmatu
1	suurte puudustega
2	nõrk
3	talutav
4	kõlbulik
5	rahuldav
6	hea väikeste puudustega
7	hea
8	väga hea
9	sihiasetusi ületav
10	ideaalne

Lisa 7 Ajami arvutused (SMath studio)

Kaabli tõmbejõud	$F_w := 1,6 \cdot 15000 \text{ kgf} = 235,4 \text{ kN}$
Pöördemoment ülemisel kihil	$T_{max} := F_w \cdot (n_w \cdot h_w + r_w) = 266 \text{ kN m}$
Kaabli mass vee all	$F_{mw} := l_w \cdot 4,4 \frac{\text{kgf}}{\text{m}} = 173 \text{ kN}$
Kaabli mass õhus	$F_{ma} := l_w \cdot 5,5 \frac{\text{kgf}}{\text{m}} = 217 \text{ kN}$
Pöördemoment alumisel kihil	$T_l := F_{mw} \cdot r_w = 130 \text{ kN m}$
Kaabli kiirus	$V_w := 30 \frac{\text{m}}{\text{min}}$
Trumli pööred	$\omega_t := \frac{V_w}{r_w + h_w \cdot n_w} = 4,2 \text{ rpm}$
Hammasratta hambade arv	$z_1 := 161$
Motori hammasratta hambade arv	$z_2 := 20$
Moodul	$m_z := 10 \text{ mm}$
Ülekanne suhe	$i_r := \frac{z_1}{z_2} = 8,05$
Vöö hammasratta jaotusläbimõõt	$d_v := z_1 \cdot m_z = 1610 \text{ mm}$
Vöö hammasratta jalgderinoon	$d_{v_a} := d_v + 2 \cdot m_z = 1630 \text{ mm}$
Vöö hammasratta peaderingjoon	$d_{v_f} := d_v - 2 \cdot 5 \cdot m_z = 1585 \text{ mm}$
Mootori hammasratta jaotusläbimõõt	$d_m := z_2 \cdot m_z = 200 \text{ mm}$
Mootori hammasratta peaderingjoon	$d_{m_a} := d_m + 2 \cdot m_z = 220 \text{ mm}$
VMootori hammasratta jalgaderingjoon	$d_{m_f} := d_m - 2 \cdot 5 \cdot m_z = 175 \text{ mm}$
Mootori arv	$n_m := 2$
Mootori efektiivsus	$\eta_m := 0,86$
Hammasratta ülekanne efektiivsus	$\eta_h := 0,96$
Laagri efektiivsus	$\eta_l := 0,995$
Kogu efektiivsus	$\eta_T := \eta_m \cdot \eta_h \cdot \eta_l = 0,82$
Mootori kiirus	$\omega_m := i_r \cdot \omega_t = 34 \text{ rpm}$
Nõutav mootori moment	$T_m := \frac{T_{max}}{n_m \cdot i_r} = 16534 \text{ N m}$
Nõutav mootori võimsus	$P_m := \frac{T_m \cdot \omega_m}{\eta_T} = 71,6 \text{ kW}$
Mootori hammasratta aksiaalne jõud	$F_{a_m} := \frac{T_m}{0,5 \cdot d_m} = 165,3 \text{ kN}$

Lisa 8 Laagri arvutused (SMath stuudio)

Kaabli mass	$P_w := l_w \cdot 5,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}} g_e = 217 \text{ kN}$
Trumli mass	$P_t := 10450 \text{ kgf} = 102 \text{ kN}$
Pikkused joonisel	$L1 := 210 \text{ mm} \quad L2 := 1518,1 \text{ mm} \quad L3 := 2977 \text{ mm} \quad L4 := 200 \text{ mm}$
Trumli mass R1 poolel	$F_{m_R1} := \frac{(L3 - L2) \cdot (F_{ma} + m_t)}{L3} = 149,5 \text{ kN}$
Tõmbejõud R1 poolel	$F_{w_R1} := \frac{(L3 - L1) \cdot F_w}{L3} = 218,8 \text{ kN}$
Laagri reaktsioon	$R_1 := \sqrt{F_{m_R1}^2 + F_{w_R1}^2 - 2 \cdot F_{m_R1} \cdot F_{w_R1} \cdot \cos(90 \text{ deg} - \alpha_w)} = 230,8 \text{ kN}$
Trumli mass R2 poolel	$F_{m_R2} := \frac{(L3 - (L3 - L2)) \cdot (F_{ma} + m_t)}{L3} = 155,6 \text{ kN}$
Tõmbejõud R2 poolel	$F_{w_R2} := \frac{(L3 - L4) \cdot F_w}{L3} = 219,5 \text{ kN}$
Reduktori laagri reaktsioon	$R_2 := \sqrt{F_{m_R2}^2 + F_{w_R2}^2 - 2 \cdot F_{m_R2} \cdot F_{w_R2} \cdot \cos(90 \text{ deg} - \alpha_w)} = 233,9 \text{ kN}$
Töötunnid päevas	$h_{day} := 16 \text{ hr}$
Töötunnid aastas	$h_{year} := h_{day} \cdot 365 = 5840 \text{ hr}$
Trumli pöörete arv aastas	$n_{year} := h_{year} \cdot \omega_t \cdot \frac{1}{\text{yr}} = 1,479 \cdot 10^6 \frac{\text{rev}}{\text{yr}}$
Basic rating life (millions of revolutions)	$L_{10} := \left(\frac{C}{P} \right)^p$
Equivalent dynamic design bearing load	$P := R_1 = 230,8 \text{ kN}$
Basic dynamic load rating of bearing	$C := 652 \text{ kN}$
Exponent of life equation for ball bearings	$p := \frac{10}{3}$
Laagri eluiga	$L_y := \frac{L_{10} \cdot 10^6 \text{ rev}}{n_{year}} = 21,5 \text{ yr}$

GRAAFILINE OSA

D011320 Kaabli vintsi koostejoonis