



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOL
MEHAANIKATEADUSKOND

Mehhatroonika instituut
Mehhatroonikasüsteemide õppetool

MHK70LT

Marek Laul

Transportöör treppi mööda transportimiseks

Autor taotleb
tehnikateaduse magistri
akadeemilist kraadi

Kuressaare
2014

AUTORIDEKLARATSIOON

Deklareerin, et käesolev lõputöö on minu iseseisva töö tulemus.
Esitatud materjalide põhjal ei ole varem akadeemilist kraadi taotletud.
Töös kasutatud kõik teiste autorite materjalid on varustatud vastavate viidetega.

Töö valmis..... juhendamisel

“.....”201...a.

Töö autor

..... allkiri

Töö vastab magistritööle esitatavatele nõuetele.

“.....”201...a.

Juhendaja

..... allkiri

Lubatud kaitsmisele.

..... eriala/õppekava kaitsmiskomisjoni esimees

“.....”201... a.

..... allkiri

MAGISTRITÖÖ ÜLESANNE

2014.. aasta ...kevad.....semester

Üliõpilane:Marek..Laul..... (nimi, üliõpilaskood)

Õppekava ...MAHM02/09.....

Erialamehhatroonika.....

Juhendaja:assistent...Leo..Teder..... (amet, nimi)

Konsultandid: (nimi, amet, telefon)

MAGISTRITÖÖ TEEMA:

(eesti keeles).....Transportöör treppi mööda transportimiseks.....

(inglise keeles).....Stair climbing transporter.....

Lõputöös lahendatavad ülesanded ja nende täitmise ajakava:

Nr	Ülesande kirjeldus	Täitmise tähtaeg
1.	Olemasolevate transportööride uurimine	10.02.2014
2.	Esialgne suutlikkuse parameetrite määramine	12.02.2014
3.	Mehaanilise mudeli loomine 3D keskkonnas	15.04.2014
4.	Elektroonikasüsteemide esialgne valimine	25.04.2014
5.		

Lahendatavad insenertehnilised ja majanduslikud probleemid:

Täiturite arvutamine ja valimine, mehaanilise mudeli loomine 3D keskkonnas koos mõningate detailide tugevusarvutustega, juhtelektroonika valimine.....

Täiendavad märkused ja nõuded:.....

Töö keel: ...eesti.....

Kaitsmistaotlus esitada hiljemalt ...22.05.2014..... **Töö esitamise tähtaeg** ...22.05.2014...

Üliõpilane /allkiri/ kuupäev.....

Juhendaja..... /allkiri/ kuupäev.....

Konfidentsiaalsusnõuded ja muud ettevõttepoolsed tingimused formuleeritakse pöördel

SISUKORD

Magistritöö ülesanne	3
Sisukord	4
EESSÕNA.....	6
1. SISSEJUHATUS.....	7
2. OLEMASOLEVAD TRANSPORTÖÖRID.....	9
3. ESIALGSED IDEELISED LAHENDUSED	12
4. ESIALGSED ARVUTUSED MOOTORI VALIKUKS.....	15
5. JÕUÜLEKANNE	18
5.1. Mootor	18
5.2. Reduktor	22
5.2.1. Reduktori arvutus	24
5.2.2. Varuteguri leidmine	25
5.2.3. Reduktori ja mootori arvutuste jätk	27
5.3. Lisaülekanne	31
5.3.1. Kettülekanne arvutus.....	31
5.3.2. Hammasrattad.....	33
6. VEORATTA VÖLLI TUGEVUSARVUTUS	34
7. KALLUTATAV PLATVORM	43
8. ROOMIKUD	48
9. TRANSPORTRATTAD	50
10. HÜDRAULIKA	52
10.1. Platvormi hüdraulika	52
10.2. Transportrattaste hüdraulika	53
10.3. Hüdraulikakomplekt	55
11. ELEKTROONIKA.....	56
11.1. Mootorite juhtimine	56
11.2. Sõiduki juhtimine.....	58
11.3. Akud	61
12. 3D MUDEL.....	64
12.1. Veoratas	64
12.2. Transportrattad	65
12.3. Üldine paigutus	66

12.4. Põhjaplaat.....	66
KOKKUVÕTE	67
SUMMARY.....	70
KASUTATUD KIRJANDUS	72
LISAD	74
Lisa 1. Reduktorite/hammasrattapaaride võrdlus	74
Lisa 2. Silindri tõuke/tõmbejõudude võrdlus – Excel vs SolidWorks	75
Lisa 3. Transportatuste võrdlus.....	76
Lisa 4. Trepiroboti üldine disain	77
Lisa 5. Sõiduki liikumine transportratistel	79
Lisa 6. Eesmise transportratta konstruktsioon.....	80
Lisa 7. Eesmise transportratta tugiplaadi tugevuanalüüs erinevatel koormustel	81
Lisa 8. Eesmise transportratta juhiku analüüs painutamisele	83
Lisa 9. Tagumise transportratta üldine konstruktsioon	84
Lisa 10. Veoratta ehitus	85
Lisa 11. Alusvanker.....	86

EESSÕNA

Lõputöö teema pärineb koolipoolsest 2013. aasta lõputööteemade nimekirjast. Lõputöö koostamine ei toimu üheski asutuses ja seetõttu on tegu puhtalt teoreetilise tööga. Sooviksin tänada mehhatroonikasüsteemide õppetooli assistenti Leo Tederit, kes võimaldas teha sellel teemal magistritöö. Teema teoreetilisuse ja praktiliste võimaluste puudumise tõttu ei ole kasutada reaalseid andmeid rohkem kui neid, mis võimalik mingil määral leida erinevatest käsiraamatutest või andmelehtedelt.

1. SISSEJUHATUS

Teema on valitud koolipoolsest lõputööde nimekirjast. Peamiseks põhjuseks oli see, et sel hetkel ja juba mõnda aega enne seda ei olnud võimalik leida teemat ühestki uuritud ettevõttest. Konkreetne teema valiti kuna tundus huvitav, kuigi reaalne kokkupuude sarnaste robotitega puudus ja seda oli ühtlasi võimalik teha teoreetiliselt ehk võimalik koostada kodus.

Transportöör treppidele on vajalik inimese töö lihtsustamiseks raskete esemete transportimisel, eelkõige just treppidel. Väga palju vigastusi on tekitatud just liiga raskete asjade mitteergonoomilisest käsitlemisest. Väga raske ja koormav on inimesel raskeid esemeid transportida juba tasase maa peal ilma lisaseadmeteta, rääkimata treppidest. Siiski ei ole töös koostatav trepibot otseselt mõeldud kasutamiseks väga kitsastes kohtades nagu paljude kortermajade trepikojad.

Töö eesmärk on pakkuda välja teoreetiline lahendus väga raskete esemete transportimiseks treppidele. Töö ülesanne on teha esialgsed arvutused komponentide valikuks, teha esialgne komponentide valik seal kus võimalik. Koostada transportööri virtuaalne 3D mudel koos mõnede detailide tugevusanalüüsiga ja valida ka esialgsed elektrilise poole komponendid. Pidevalt korrutatakse sõna esialgne. See tuleneb sellest, et mõnede komponentide puhul ei pruugi olla saadaval kõik vajalik informatsioon teatud arvutuste/toimingute läbiviimiseks, sest reaalsuses lastakse valmistada vastavate omadustega komponent kui võimalik. Lisaks, kuna töö on teoreetiline, puudub reaalne võimalus transportööri komponentide käitumise või mõnede detailidele täpsemalt mõjuvate jõudude kindlaks määramiseks ja seetõttu on võimalik, et masinat on reaalsuses võimalik optimeerida mitmes sõlmes. Arvestades töö võimalikku mahtu ja praktilise valmistamisvõimaluse puudumist, ei koostata masin lõplikult valmis. See tähendab, et ei viida läbi tugvusanalüüsi erinevatele võimalikele poltidele või laagritele ja mitmele muule detailile. Mõned detailid ei pruugi valmidagi liiga suure töömahu tõttu.

Praegusel hetkel turul saadaolevad sarnased transportöörid koos mõnede omaduste kommentaaridega on lähemalt toodud järgmises peatükis.

Töö kirjalik osa koostatakse tarkvaras MS Word 2007. Suurem osa arvutustest viiakse läbi tabelarvutusprogrammis MS Excel 2007, sest on jooksvalt võimalus muuta väärtusi nii, et ei peaks kõike käsitsi uuesti läbi arvutama. 3D mudeli valmistamiseks kasutatakse programmi SolidWorks 2013. Mõnede detailide tugevusanalüüsid tehakse programmis SolidWorks. Kui võimalik, siis kasutatakse tugevusanalüüsiks ka programmi Ansys V14.

Töös uuritakse esimese tegevusena müügis olevaid lahendusi saamaks teada, mis omadusi nad endas sisaldavad, et mitte koostada kokkuvõttes täpselt samade näitajatega transportööri, vaid pakkuda midagi enamat. Edaspidi tehakse arvutusi, et saaks valida transportööri erinevaid vajalikke detaile, täiturseadmeid jne. Ühtlasi uuritaksegi kas on võimalik kohe saada valmistooteid või on neid võimalik saada vaid vastavatelt tootjatelt eritellimusel.

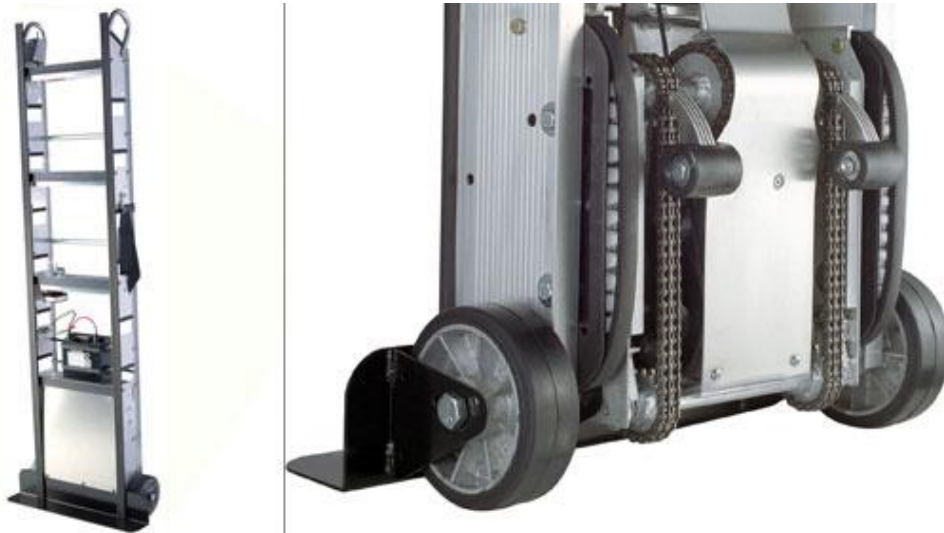
Koos erinevate komponentide otsimisega koostatakse jooksvalt ka 3D mudelit.

Töö lõpeb kokkuvõtte ja kasutatud kirjanduse loeteluga ja mõne pildiga 3D mudelist.

2. OLEMASOLEVAD TRANSPORTÖÖRID

Treppidest asjade transportimiseks on olemas mitmeid erisuguseid transpordivahendeid. Peamised võimalikud lahendused on välja toodud allpool esitatud seledel. Üldiselt võib motoriseeritud transportöörid treppidele jagada kaheks. Üks grupp on käsikäru tüüpi masinad, mille ühest otsast hoiab vahetult kinni operaator, kelleta ei ole võimalik masinat juhtida. Vastavad näidised on toodud seledel 2.1 ja 2.2a ning 2.2b. Teise grupi moodustavad platvormtüüpi masinad, mis liiguvad peamiselt roomikutel ja mis on võimalised treppidel liikuma suuremas osas ilma operaatori pideva otsese abita. Vastavad näited on toodud seledel 2.3 ja 2.4a ning 2.4b.

Esimese grupi võib omakorda jagada liigutava osa poolest mitmeks. On olemas liikuvate jalakestega nagu seel 2.1, kus jalakesed liiguvad põhimõtteliselt edasi-tagasi või üles-alla, sõltub mis pidi vaadata. Konkreetse seel oleval transportööril teevad jalakesed küll täisringi ära ehk pöörleb ketiga kaasa. Seel 2.2a puhul on tegemist pöörlevate ratastega, kus iga ratas koosneb tegelikkuses kolmest väiksemast rattast. Seel 2.2b korral on tegu hübriidiga, mis on olemuselt ikkagi käsikäru, aga treppidel liigub see roomikute abil nagu teise grupi transportöörid.



Seel 2.1. Hercules Handtruck stairclimber [1]

Sõltuvalt treppidest veetavatele esemetele võib kasuks tulla nii üks kui teine. Käsikäru tüüpi transportöörid on kasutusel peamiselt kergemate asjade transportimiseks. Kandevõime tundub enamasti olevat kuni 300+ kg. Siiski see sama Herculesi tootja pakub ka toodet maksimaalse kandevõimega kuni 540 kg. Enamasti sobib selline transportöör just kõrgemate esemete nagu joogiautomaadid jms transportimiseks. Seda peamiselt seetõttu, et treppidele lähenetakse

püstises asendis ja nii pole karta, et treppidele liikudes transportitava eseme mingi osa vastu maad puutuks. See võib juhtuda teise gruppi kuuluvate transportööridega sõltudes loomulikult asendist, mis pidi see transportöörile asetatakse.



Sele 2.2. a - Mario Super RD 158 TB [2]; b – Aata SR 450 [3]

Platvormtüüpi transportööride kandevõime on üldjuhul suurem, treppidel liikudes kuni 600 kg, samas seel 2.3 toodud juhul isegi kuni 1000 kg. Seda tüüpi masinate kasutamise eelis ongi just suurem kandevõime ja ka väiksem operaatori vahetu sekkumine selle liikumisel.

Käesoleva töö eesmärgiks on luua teise gruppi kuuluv transportöör. Seetõttu vaadatakse lähemalt kolme peamist turul müüdavat transportööri, kuigi ei õnnestunud leida veebilehti, kus mõni neist oleks koos hinnaga välja toodud.

Suurima kandevõimega on toodud seel 2.3 Hollandi firma Aata robot SR1750 HE. Selle kandevõime on kuni 1000 kg. Suurim lubatud tõusunurk on 45°. Lisaks on selle platvorm kallutatav. Seega on võimalik esemeid hoida alati horisontaalses asendis. Kasutusel olev ajam on vahelduvvoolumootor ja töötab seega ainult vooluvõrgust. Kasutatav on see ilmselgelt peamiselt ainult kohtades, kus on võimalik saada võrgust voolu. Kasutusel on sellel ainult üks mootor, mis veab korraga mõlemat roomikut. Seega ilma väliste abivahenditeta liigub see ainult otse. Madalast kliirensist võib eeldada, et on mõeldud kasutamiseks peamiselt kinnise pinnase peal.

Seel 2.4a on kujutatud Prantsuse ettevõtte CTE toodang Pianoplan, mis, nagu nimigi ütleb, on peamiselt loodud suurte tiibklaverite, aga ka muude klahvpillide transportimiseks. Selle kandevõime on kuni 600 kg. Sarnaselt esimesele, on ka sellel kallutatav platvorm ja sarnaselt järgmisele kummagi roomiku tarbeks eraldi alalisvoolumootor. Juhitakse seda sõiduki küljes

olevate juhtnuppudega, seega sarnaneb paljuski sellega 2.2b tooduga. Selle transportööri kohta ei õnnestunud kusagilt leida maksimaalset tõusnurka.

Selel 2.4b on näidatud Kanada firma Movex Innovation transportöör Track-O 66. Selle kandevõime treppidel on kuni 500 kg ja maksimaalne tõusnurk kuni 40°. Kasutusel on kaks alalisvoolu ajamit – kummagi roomiku jaoks eraldi. Kliirensi tõttu võiks see masin ka mujal kui kõvakattega pinnasel liikuda. Erinevalt eelmistest, puudub sellel kallutatav platvorm.



Sele 2.3. Aata StairRobot SR1750 HE [4]



Sele 2.4. a – CTE Pianoplan [5]; b – Movex Innovation Track-O 66 [6]

3. ESIALGSED IDEELISED LAHENDUSED

Transportööri loomiseks on esialgu vaja paika panna kriteeriumid, millest püütakse lähtuda komponentide valikul ja sõiduki üldisel disainimisel. Tabelis 3.1 on välja toodud esialgsed loodetavad andmed, mida transportöör võiks olla suuteline täitma. Reaalsed tulemused võivad hiljem loodetust erineda. See sõltub peaaesjalikult saadaolevatest komponentidest ja ka keskkonnatingimustest (kas oluline on pääsetavus või nõutavad omadused).

Tabel 3.1. Sõidukile esitatavad nõudmised

Kandevõime	1000 kg
Koormuse mõõtmed (max kandevõime korral)	1 m ³ (1x1x1 m)
Maksimaalne tõus	45°
Maksimaalne kiirus	5 m/min (0,085 m/s) – aeglane käik 10 m/min (0,17 m/s) – kiire käik
Tööpinge	24 V

Ideeks on luua roomikutega akutoitel liikuv sõiduk. Roomikute kasutamise eelis peaks olema stabiilsus treppidel liikumisel. See tuleneb sellest, et veoelement on põhimõtteliselt tasane suures pikkuses. Nii toetub sõiduk ühtlase tasase pinnaga korraga mitmele astmele. See peaks vältima sõiduki pidevat üles-alla kõikumist astmelt astmele liikudes (väheneb oht kallist tehnikat liigselt põrutada). Samuti võimaldab niisugune lahendus teha iseliikuvat sõidukit, mille korral ei pea operaator seda pidevalt vahetult käsitsi suunama. Suure massi mitme trepiastme vahel jagamine säästab ühtlasi ka treppe paremini.

Esialgsed liikumiskiirused on valitud madalad. Selle peamiseks põhjuseks on see, et suurem kiirus tähendab suuremat võimsuse vajadust, mis omakorda tähendab suuremat mootorit. Reaalelulise kokkupuuteta ei ole ka teada kuidas roomik erinevatele kiirustele või oludele vastu peab. Väikese kiiruse tõttu võtab töö tegemine oluliselt rohkem aega, seetõttu on plaan lisada abirattad, mida saaks kasutada tasasel pinnal liikumiseks. Nii saab sõidukit teatud mõttes kasutada käsikahveltõstuki ehk rahvakeeli rokla laadse transportöörina.

Asukoha mõttes peaks abirattad asuma nii sõiduki eesmisel kui tagumisel osal, et tagada teatud stabiilsus liikumisel. Rattad peavad pikkuse osas mahtuma sõiduki piiridesse nii, et ei ulatuks ettepoole kui seda teevad roomikud, muidu ei saaks roomikud eesoleva trepiastmega haarduda. Seetõttu ei tohiks need asuda kaugemal kui roomiku veoratta keskel. Nii aga pannakse osaliselt paika veorattaste ülekanne. Sel juhul ei ole võimalik roomiku veorattaid

otse vedada, kuna veomootor peab rattast eemal asuma, vaid tuleb kasutada mingit lisatulekannet hammasrataste, keti või rihma näol. Seega on esialgu osaliselt paigas roomikute ja abirataste asukoht.

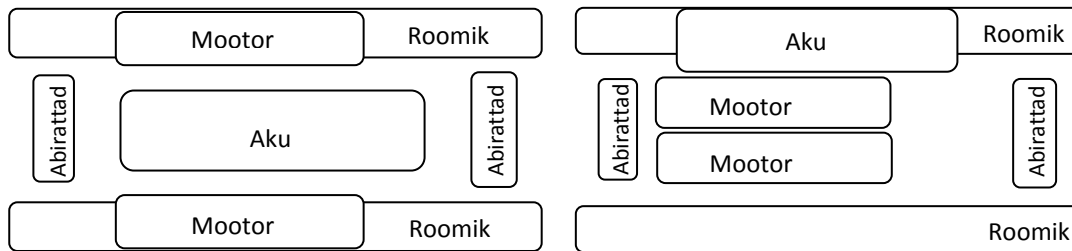
Transportööri koorma toetuspind peaks olema kallutatav. Nii oleks võimalik transportida esemeid alati loodis. Ühtlasi aitaks see teatud esemeid lihtsamini peale või maha laadida.

Veoskeemi puhul on valida kahe võimaluse vahel. Üks võimalus on ühe mootoriga vedada ühte silda. See tähendab loomulikult mõlema roomiku üheaegset ühtemoodi liikumist ja seega ei oleks võimalik sõidukit ilma väliste abi- või lisavahenditeta pöörata. Teine võimalus on kummagi roomiku jaoks oma mootor. Nii on võimalik roomikuid juhtida üksteisest sõltumatult ja loomulikult saab niiviisi sõidukit ka vajadusel ilma abivahenditeta pöörata. Oluliselt suurematel sõidukitel siiski piisab ka ühest mootorist, et saaks nii otse liikuda kui pöörata, sest on kasutusel vastavad ülekanded, mis võimaldavad vajadusel mõlemat poolt erinevalt juhtida. Nagu toodud peatükis 2, on nii ühe kui kahe mootoriga veoskeemid ka kasutusel trepitransportööridel. Käeosolevas töös keskendutakse viimasele, ehk kahe mootoriga lahendusele. Selle üle juureldi pikalt, milline neist oleks mõttekam. Ühe mootori eelisteks on vähem komponente, seega kergem ja väiksem sõiduk, mis pääseb hoonetes suuremal valikul treppidel liikuma. Samas ei oleks temast välitingimustel nii palju abi, sest erinevatel pinnastel on keerulisem temaga opereerida. Kahe mootoriga võimaldab kergema vaevaga liikuda ka erinevates välitingimustes, aga see tähendab raskemat ja suuremat sõidukit, mis paljudes siseruumides, näiteks kortermajades, arvatavasti liikuma ei mahu, sest ei pruugi olla piisavalt ruumi vahekorrustel sõiduki pööramiseks. Samas ei ole kortermajades üldjuhul vajalik nii suurt raskust vedada.

Mootori ehk sisuliselt veoratta asukoht on võimalik panna nii ette kui taha. Loogiliselt võttes peaks üles liikumisel ees asetsev veoratas eelkõige pingule tõmbama roomiku ülemise poole ja alumine, treppidega kontaktis olev pool, peaks väikese lõtkuga olema. Taga asetsev veoratas peaks just vastupidiselt töötama - üles liikumisel tõmbama kontaktis oleva poole pingule. Piisavalt eelpingutatud roomiku puhul ei pruugi see tegelikult suurt rolli mängida, sest eelpool väljatoodud trepirobotite hulgas on edukalt kasutusel mõlemad variandid.

Seel 3.1 on graafiliselt toodud esialgsed ideed transportööri erinevate peamiste komponentide paigutamiseks. Loomulikult on välja toodud ainult mõned peamised komponendid, sest kõikide puhul ei ole veel teada millise kujuga või asetusega on saadaval ja need selguvad hiljem. Küll aga ei pruugi saada kõiki ideid realiseerida, sest tingimused võivad seada osaliselt omad piirid ja kõige suurem roll on siiski saadaolevatel komponentidel ja nii tuleb leppida sellega, mis võimalik, kuigi ei pruugi just väga hea lahendus olla. Soov oleks seel 3.1 vasakul poolel

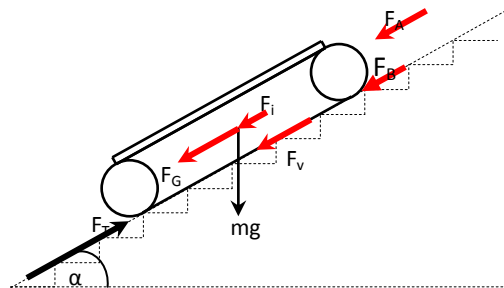
oleva lahenduse vastu, sest see peaks saadaoleva ruumi maksimaalselt ära kasutama. Esialgsete ideede põhjal on transportööril vaja väga palju osasid kuhugi paigaldada: mootorid, abirattad, aku, platvormi täiturseade, abirataste täiturseade, elektroonika. Loomulikult peab ka sõiduki enda konstruktsioonid ära mahtuma, et sõiduk ikka koos püsiks. Pingsalt peab jälgima ka sõiduki mõõtmeid. Saadaolevad komponendid määravad ära piiri, millest ei saa enam allapoole minna, sest ei pruugi väiksemaid komponente vabalt saada olla. Samas ei tohiks minna liiga suureks, sest see võib ära nullida transportööri vajalikkuse.



Sele 3.1. Sõiduki peamiste komponentide ideelised võimalikud paigutused

4. ESIALGSED ARVUTUSED MOOTORI VALIKUKS

Transportööri loomise esimeseks oluliseks tegevuseks peale algse kavandi tegemist on leida liikurile mõjuvad jõud, et saaks hakata esimesi detaile dimensioneerima. Kõigepealt on vaja leida sõiduki liigutamiseks sobilik mootor ja ülekanne. Selleks on vaja teha arvutused leidmaks sõidukile mõjuvate takistusjõudude suurus. Need on toodud seel 4.1.



Sele 4.1. Sõidukile peamiselt mõjuvad takistusjõud, kus F_A – aerodünaamiline ehk õhutakistus, F_v – veeretakistus, F_i – inertsjõud kiirendamisest, F_G – tõusutakistus gravitatsioonist, F_B – buldooseri takistus, F_T – sõiduki veojõud, α – tõus

Sõidukile mõjuvad liikudes peamiselt viis takistavat jõudu - veeretakistus, tõusutakistus, õhutakistus, kiirendamisest tekkivad jõud ja roomikutega sõiduki puhul ka buldooseri efekt. Õhutakistust käesoleval juhul ei arvestata, kuna sõiduk on väga väikese liikumiskiirusega ja seetõttu on ka tekkivad jõud väga väikesed kuigi esiosa pindala võib sõltudes transportitavast esemest olla küllaltki suur ja vähe aerodünaamiline. Lisaks jäetakse arvestamata ka kiirendamisest tekkivad jõud. Neid vaadeldakse eraldi veidi hilisemas peatükis. Samuti jäetakse arvestamata buldooseri efekt, sest sõiduk on eelkõige mõeldud liikumiseks kõval pinnasel, seega ei tohiks ka pinnast sõiduki ette kuhjuda, mis takistaks sõiduki liikumist. Loomulikult peaks sõiduk olema võimeline liikuma ka lahtisemal pinnasel, kus buldooseri efekt mängib rolli, aga sellistes oludes ei ole transportöör võimeline ületama tabelis 3.1 määratud takistusi maksimaalse koormaga, sest lisaks suuremale takistusele ei pruugi ka sõiduk piisavat haardumist maapinnaga leida.

Seel 4.1 on kujutatud sõidukile mõjuvad jõud treppidest üles liikumisel. Just see olukord on transportöörile eeldatavalt pidev suurim katsumus ja seega ka kõige suuremad püsivalt mõjuvad jõud mõjuvad näidatud olukorras.

Selleks, et sõiduk püsiks paigal või liiguks püsiva kiirusega peab tema nõutav veojõud F_T olema võrdne kõikide sõidukile mõjuvate takistusjõududega. Seda väljendab valem (4.1). Kuna aerodünaamilist, inertisaalset ja buldooseri takistust käesoleval juhul ei arvestata, on need järgnevast valemist välja jäetud.

$$F_T = F_v + F_G = \mu_R \cdot m_T \cdot g \cdot \cos\alpha + m_T \cdot g \cdot \sin\alpha = m_T \cdot g(\mu_R \cdot \cos\alpha + \sin\alpha), \quad (4.1)$$

kus μ_R – veeretakistuskoeffitsient,

g – raskuskiirendus – 9,81 m/s²,

m_T – sõiduki mass koos maksimaalse koormaga, kg,

α – trepi kalle, °.

Arvutuste tegemiseks on vaja teada veeretakistuse koeffitsienti $\mu_R = 0,045$ [7], mis vastab kõvale pinnasele. Ilmselt ei ole see absoluutväärtus, mis kehtib iga sõiduki korral igasugusel kõval pinnasel, aga ilma realselt testimata paremaid näitajaid kui see saada ei ole. Valemile on vaja lisada ka sõiduki enda eeldatav mass, milleks esialgu arvatakse umbes 450 kg ja seega kogumass $m_T = 1450$ kg. 450 kg on arvatud erinevate transportöride vastavat näitajat uurides, lisades neile natuke juurde, teades, et võetakse kasutusele ka transporditrad. Hetkel ei ole loomulikult teada sõiduki tegelikku massi, seega on võimalik olukord, kus hiljem tuleb sõiduki lubatavat kandevõimet vähendada sõiduki loodetust suurema massi tõttu. Tegelikult tuleks pärast sõiduki tegeliku massi teadasaamist arvutused niikuinii uuesti läbi teha kontrollimaks valitud komponentide sobivust. Kui komponendid on valitud teatud varuga, on võimalik ka loodetust suurema massiga vedada soovitud koormust. Kui väärtused on teada, on võimalik leida sõidukile mõjuvate takistusjõude summa.

$$F_T = 1450 \cdot 9,81(0,045 \cdot \cos 45^\circ + \sin 45^\circ) = 10511 \text{ N.}$$

Valemist (4.2) on võimalik leida veoratta poolt nõutav staatiline pöördemoment. Kuna kasutusel on kaks mootorit, tehakse edasised arvutused ühe mootori mitte kogu süsteemi tarvis.

$$T = F_T \cdot r_l, \quad (4.2)$$

kus T – nõutav staatiline vääne, Nm,

r_l – roomiku efektiivne raadius (veoratas + roomik - roomiku padjad), m.

Märkus: Treppidel liikumisel on roomiku padjad jäetud arvestamata, sest transportöör peab nende abil haakuma trepi serva külge, mitte patjade peal sõitma.

Esialgu valitakse mingi soovitud raadius, mis olude sunnil võib muutuda. Mida suurem on raadius, seda kõrgemat trepiastet on robot võimeline ronima. Suurem raadius tähendab samas ka suuremat vajatavat pöördemomenti. Raadius võiks esialgu olla $r_l = 125$ mm ehk 0,125 m.

Nõutav pöördemoment tuleb nii: $T = \frac{10511}{2} \cdot 0,125 \approx 657$ Nm.

Ilmselt on leitud pöördemoment liiga suur ükskõik millise kompaktse mootori jaoks ja seetõttu on vaja kasutada reduktorit.

Edaspidi leitakse mootori esialgne nõutav koguvõimsus P_T valemist $P_T = P_S + P_D$. Nõutav võimsus koosneb kahest osast. Esimene ja eeldatavasti oluliselt suurem on staatiline võimsus P_S - võimsus püsival liikumisel. Horisontaalse pinna peal see loomulikult väga suurt rolli ei mängi, küll aga just tõusu peal liikudes. Teine võimsuse komponent on dünaamiline võimsus P_D , mida on vaja sõiduki ja kõikide selle pöörlevate osade kiirendamiseks.

Järgnevalt leitaksegi staatiline võimsus valemist (4.3). Esialgu leitakse ainult roomikute poolt nõutav ehk väljundvõimsus jättes seega arvestamata muud kasutegurid peale roomiku (milleks üldjuhul on 85-90% [8]), kuna praegusel hetkel ei ole veel teada ei reductori ega muude võimalike ülekannete efektiivsust.

$$P_S = \frac{F_T \cdot v}{\eta_r}, \quad (4.3)$$

kus v – sõiduki soovitud kiirus tõusul, m/s,

η_r – roomiku efektiivsus.

$$\text{Seega, } P_S = \frac{5255 \cdot 0,085}{0,85} \approx 526 \text{ W.}$$

Kuna praegusel hetkel ei ole teada ei mootori, ega ka muude pöörlevate osade kohta täpsemalt midagi, ei saa dünaamilist võimsust veel väga täpselt leida. Seetõttu kasutatakse üldist kiirendamisest tekkiva jõu valemit dünaamilise koormuse leidmiseks valemist (4.4).

$$P_D = \frac{m_T \cdot a \cdot v}{\eta_r}, \quad (4.4)$$

kus a – sõiduki kiirendus, m/s^2 .

Sõiduki kiirendusajaks valitakse esialgu kolm sekundit. Kuigi lõppkiirus on väike ja see oleks võimalik saavutada väga kiiresti, hoitakse kiirendust madalana, nii ei lähe ka kõrget pöördemomenti startimiseks vaja. Kiirendus $a = \frac{v}{t_A} = \frac{0,085}{3} = 0,028 \text{ m/s}^2$. Käesolevas valemis see suurt rolli ei mängi, küll aga võib hiljem oluliseks muutuda.

$$\text{Seega } P_D = \frac{1450 \cdot 0,085 \cdot 0,028}{2 \cdot 0,85} \approx 2 \text{ W, millest saadakse ühtlasi ka koguvõimsus } P_T = 526 + 2 = 528 \text{ W.}$$

Selle võimsuse järgi tuleks teha esialgne valik mootori osas. Kuna staatiline võimsus on peamine ja dünaamilist võimsust läheb vaja vaid kiirendamiseks ja enamjaolt pakuvad elektrimootorid kiirendamiseks vähemalt 1,5kordset väänet, valitakse mootor staatilise võimsuse põhjal, kuigi tuleb tõdeda, et nende arvutuste põhjal ei lisa dünaamiline võimsus eriti midagi juurde. Seega peaks mootor olema vähemalt 0,53kilovatine. Mootori valimisest on juttu järgnevas peatükis.

5. JÕUÜLEKANNE

5.1. Mootor

Sõiduk on mõeldud liikuma elektri jõul. Seda eelkõige seetõttu, et elekter ei tekita hetigaase, mis siseruumides liiklemisel just kõige tervislikum ei ole. Lisaks on ka müratase eeldatavasti oluliselt madalam, kuigi selles ei saa enne testimist kindel olla. Ei ole varem ka suuremate reduktoritega kokku puutunud, seega ei tea nende mürataset. Bensinimootorid ei ole üldjuhul ka väga efektiivsed elektrimootoritega võrreldes. Nende põhjenduste tõttu on kasutusel elektrimootor. Elektrimootorite valik on aga väga suur ja igasugune mootor ei sobi igasuguseks tööks. Järgnevalt ongi uuritud erinevaid mootoritüüpe ja põhjendatud miks eelistati just valitud mootori tüüpi.

Elektrimootoreid on peamiselt kahte liiki toiteallika põhjal – alalisvoolu- ehk DC- ja vahelduvvoolu- ehk AC-mootorid. Vahelduvvoolumootori kasutamise eelis on see, et hea vahelduvvoolumootor on üldiselt efektiivsem kui hea alalisvoolumootor [9]. Küll aga vajab see töötamiseks nagu nimigi ütleb – vahelduvvoolu. Kuna sõiduk peaks olema mobiilne ehk võimeline liikuma kohtades, kus ei pruugi elektrit kerge saada olla peab see suutma liikuda akude ehk alalisvoolu jõul. Vahelduvvoolu mootori kasutamise puhul tähendaks see inverteri kasutamist, mis teeks alalisvoolust vahelduvvoolu. Kuna ka inverteril on üldjuhul oma efektiivsus, ei pruugi kogu komplekt enam efektiivsem olla kui DC mootor, rääkimata sellest, et ühe seadme asemel on nüüd kaks. Seetõttu keskendutakse DC mootori valimisele. Loomulikult on alalisvoolu ehk patareitoite häda see, et sõiduk vajab akusid, mis lisavad sõidukile arvestatava osa massi. See aga tähendab masina puhul suurema võimsuse vajadust sama töö tegemiseks. Samuti võtavad akud väga palju kasulikku ruumi, mis tõttu muutub sõiduk mõõtmetelt suuremaks.

Alalisvoolumootorid võib jagada ergutusviisi põhjal kaheks – püsिमagnetergutusega ja elektrilise ergutusega. Viimase võib omakorda jagada – sõltumatu ergutusega, jadaergutusega, paralleelergutusega ja segaergutusega. Sõltumatu ergutusega siinkohal ei vaadata, sest staatori ergutusmähis vajab eraldiseisvat pingesallikat. Ülejäänute põhilised omadused antud kontekstis on toodud tabelis 5.1.1 [10, 11]. Tabelisse lisati ka harjadeta mootor kuigi tööviisilt meenutab see pigem vahelduvvoolumootorit.

Tabel 5.1.2. Alalisvoolumootorite omaduste võrdlus

Elektrilise ergutusega		Segaergutusega	Püsिमagnetergutusega	Harjadeta
Jadaergutusega	Paralleelergutusega		Harjadega	
Suur käivitusvääne, seetõttu sobilik suure inertsiga koormuste käitamiseks	Hea kiiruseregulatsioon ka varieeruva koormusega - koormuse suurendamisel või vähendamisel hoiab mootor kiirust	Võimalik korraga saada nii üsna hea paralleelergutusega mootori kiiruseregulatsioon kui jadaergutusega mootori kõrge käivitusmoment	Kompaktne suurus ja kergus – sama võimsuse juures väiksem ja kergem kui paralleelrgutusega mootor	Kommutaatori puudumine tagab pika eluea ja väiksema hoolduse
Mootori suunda saab muuta voolu vastupidiseks muutmisega kas väljamähisel või armatuuri mähisel	Ei ole sellist käivituspöördemomenti nagu jadaergutusega mootoril		Sarnaste näitajate juures oluliselt kõrgem võimalik käivitusmoment kui paralleelergutusega mootoril	Jahutus on parem kuna mähis on staatoril väliskesta küljes
Kiiruseregulatsioon on kehv - kiirus muutub vastupidiselt koormuse muutusele iseenesest	Väike muutus väljavoolus põhjustab suure muutuse väändes		Pöörlemissuuna muutmine toimub armatuuri pinge polaarsuse vahetamisega	Kõrge kasutegur ja võimsustihedus
Kiiruse vähenemisel suureneb mootori vääne ja vastupidi	Pöörlemissuunda saab muuta kas välja- või rootorimähise voolu vastupidiseks muutmisega nagu jadaergutusega mootorilgi		Energiasäästlik – efektiivsem kui elektrilise ergutusega mootorid	Usaldusväärsem
Odav toota, mis tähendab, et toode ka ise odav			Kiiruse-väände karakteristik väga lineaarne laias vahemikus	Lineaarsed karakteristikud
Ei pruugi pöörelda sama efektiivselt mõlemas suunas			Lihtsama ehitusega, seega odavam	Suur käivitusmoment
	Väga hea kiiruseregulatsiooniga			

Igal mootoril on omad eelised ja puudused. Järgnevalt lahatakse selles projektis sobilikke omadusi.

Jadaergutusega mootori peamiseks eeliseks on suur käivitusvääne. Üldjuhul peaks olema suurim väljatoodud mootoritest, kuigi antud ülesandes ei püüta käivitusväänat väga kõrgeks ajada. See mootor on laialdaselt kasutatud leidnud just veomootorina, peamiselt küll rongides, aga ka paljudes elektriautodes. Mootori suurimaks probleemiks on väga kehv kiiruseregulatsioon, kus kiirus sõltub peamiselt liigutatavast koormusest. Kuna transportöör on mõeldud erinevaid koormuseid vedama, on sõiduki kiirus iga koormusega erinev, mis ei ole eelistatud käitumine antud olukorras. Paljudel juhtudel võib mootori ühtepidi pöörlemine olla efektiivsem teisest, nii tuleks valida spetsiifiline mootor, kus treppidest üles liikumisel vajalik mootoripöörlemise suund oleks efektiivsem.

Paralleelergutusega mootor eemaldab suuresti probleemi, kus mootori kiirus sõltub koormusest. Seda kutsutaksegi just püsikiirusega mootoriks. Erinevalt jadaergutusega mootorist, ei ole sellel kuigi kõrget käivitusväänat. Arvatavasti seetõttu ei ole see leidnud laialdast kasutust veomootorina, küll aga pumbamootorina.

Segaergutusega mootor omab nii paralleel- kui jadaühenduses väljamähist. Seetõttu on võimalik saada nii paralleel- kui jadaergutusega mootori head omadused ja lahti saada halvadest omadustest. Siiski peab selle mootori puhul tootma nii väljamähiseid kui ankrumähist.

Püsimagnetergutusega ehk PMDC mootor sisaldab endas palju teiste mootorite häid omadusi: hea käivitusvääne, kuigi arvatavasti veidi väiksem kui jadaergutusega mootoril, mis antud olukorras väga suurt rolli ei tohiks mängida. On väga hea kiiruseregulatsiooniga, lineaarne kiiruse-väände graafik, seega on võimalik ette teada mootori käitumine. Püsimagnetergutusega mootor on ka väga efektiivne. Efektiivsem elektrilise ergutusega mootoritest, sest ei sisalda väljamähist. Suurem efektiivsus tagab loomulikult pikema kasutuse ühe laadimisega.

Harjadeta mootor ehk BLDC on mitmes mõttes nagu PMDC mootor – suur käivitusmoment, lineaarsed graafikud. Mitmes mõttes on see isegi veel parem. Harjadeta mootoril, nagu nimigi ütleb, puuduvad harjad ja seega ka füüsiline kommutaator – vähem kulumist. Kommuteerimine toimub elektrilisel viisil sarnaselt AC mootorile. Harjade puudumise tõttu on see ka usaldusväärsem ja vajab vähem hooldust, mistõttu on ka eluiga oluliselt pikem. Paljudel PMDC mootoritel on harjad toodud kerest välja, seega nende vahetamine võib tegelikult olla väga lihtne, aga see ei vähenda nende hooldusvälpa.

Kõike eelnevat arvesse võttes võib sobivaimaks pidada püsिमagnetergutusega ja harjadeta mootorit, kuna nendel on kõige rohkem sobilikke omadusi. Sobiva PMDC või BLDC mootori leidmine on siiski väga keeruline protsess. Reaalsuses tuleks teha koostööd mootoritootjaga, kes püüab valmistada nõutavate omadustega mootoreid ja neid reaalses tingimustes testides valitakse parim lahendus. Samuti võib neil ka kohe olla valmis sobivaid mootoreid, aga paraku ei panda neid Internetti koos kõigi vajalike andmetega enamasti üles. Praegusel juhul ei ole võimalik mootoritootjatega koostööd teha, sest käesolev töö on teoreetiline ja seetõttu püütakse leida valmis mootor. Valmis mootor võib pahatihti olla suuremate mõõtmetega kui oleks mootoritootja poolt spetsiifiliseks ülesandeks valmistatu. Seega on võimalus, et spetsiifilise mootoriga saaks sõiduki mõõtmeid vähendada.

Kõige suurem valik valmis mootoreid, mis on silma hakanud, on jadaergutusega. See tüüp sai esialgu siiski välistatud nende kiiruslike omaduste ja efektiivsuse pärast. Nõuetele vastavaid harjadeta mootoreid samas ei olnud edukalt võimalik leida. Ka püsिमagnetergutusega mootorite valik ei olnud väga suur. Loomulikult on Hiinast võimalik leida igasugu asju, aga samas ei saa nende näitajates ja kvaliteedis kindel olla, seega sai see kanal välistatud. Harjadeta mootoreid ja püsिमagnetergutusega mootoreid võis leida küll, aga need ei olnud sobilikud käesolevaks ülesandeks.

Eelnevates arvutustes sai leitud, et sobiva suurusega mootor peaks olema vähemalt 0,53 kW. Kuna see ei arvestanud paljusid, sel hetkel tundmatu väärtusega, kasutegureid, peab võimsus olema ilmselgelt suurem. Kuigi mootoreid on võimalik valmistada erineva võimsusega, on valmis mootorid üldjuhul mingi standardi järgi, aga see ei ole reegel. Seega väiksemad mootorid on üldjuhul 0,75 kW/1 HP, 1,1 kW/1,5 HP ja 1,5 kW/2 HP. 0,75kW mootor oleks seega esimene suurem mootor, mis peaks ülesandeks sobima. Kuna ei ole võimalik ei sõidukit ega ka mootorit reaalsuses testida, ei tea kuidas see erinevate temperatuuride juures käituks. Seega valitakse esialgu mootor suurema varuga. Loomulikult ei tööta masin pidevalt. See tähendab, et ka väiksem mootor on tegelikkuses võimeline välja andma suuremaid väärtusi kui on tema nimiväärtused püsitoimega mootorite korral. Kuna puudub siiski võimalus testida, keskendutakse 1,1 kW mootorite valikule, millega arvestatakse ka tulevaste komponentide valikul. Sobiva võimsusega mootoreid oli võimalik leida vaid USA tootjalt Leeson ja Euroopas DriveSystems. Muidugi oli lihtne leida soovitud tüüpi ja võimsusnäitajatega mootoreid ka teistelt tootjatelt, aga need olid peamiselt mõeldud kasutamiseks elektriroolleritel ja muudel taolistel kergsõidukitel, seega nende kinnitusavad ei ole sellise asukoha ja mõõtmetega nagu soovitud või võlli läbimõõt on erinev või oli nimikiirus liiga suur - $> 3000 \text{ min}^{-1}$. Viimane kehtib eriti just BLDC mootorite kohta.

Peamiselt olid need aga oluliselt võimsamad. Kõige rohkem leiab siiski mootoreid, mis mõeldud töötamiseks oluliselt suuremate pingetega nagu 90 V ja 180 V, mitte 24 V. Nagu mainitud eelnevas peatükis, on vaja kasutada ka reduktorit ja tööstuses kasutatavatel reduktoritel on üldjuhul standardiseeritud mootorikinnitused ja võlli läbimõõdud. Seega peaks ka mootor vastama nendele standarditele. Kuigi reduktoritest tuleb juttu järgnevas peatükis, võib etteruttavalt ära mainida nõutavad standardmõõdud - IEC80/19 mm B14 ja IEC90/24 mm B14. Sai vaadatud just B14 flantsiga reduktoreid ja mootoreid, sest see on piisaval määral väiksem B5 kinnitustest. Flantside mõõdud on vastavalt 120 mm ja 140 mm vs 200 mm. Eialgu sobivad mootorid on välja toodud tabelis 5.1.2. Nende mootorite viga on muidugi see, et kõik andmed ei ole kättesaadavad. Sai ka kontakteerunud tootjatega, aga ühel juhul ei vastanud ei tootja ega edasimüüja ja teisel juhul olid saada ainult need näitajad, mis välja toodud olid. Hilisemates arvutustes võib ka selguda, et valitud mootorid ei pruugigi tegelikult väga sobida.

Tabel 5.1.2. Eialgsed sobivad mootorid

Tootja	DriveSystems [12]	DriveSystems [12]	Leeson [13]
Kood	V745.18	V88.38	108458
Võimsus, kW	1	1,2	1,1
Nimikiirus, min ⁻¹	1500	1500	3000
Pinge, V	24	24	24
Nimivool, A	53,5	60	62
Nimivääne, Nm	6,4	7,6	3,56
Duty	S1	S1	S1
Efektiivsus, %			76
Inertsimoment, kgm ²			0,0038
Mass, kg	16	22	19

5.2. Reduktor

Eelnevast on selgeks saanud tõsiasi, et transportöör vajab suurt pöördemomenti, mida ükski mootor anda ei suuda. Loomulikult ei sobi mootor ka töötamiseks pikka aega väga madalatel pööretel, sest see on väga ebaefektiivne. Selleks, et neid olulisi tegureid oma kasuks pöörata, on vaja mootori ja ratta vahele reduktorit. Reduktori ülesanne on vähendada väljundi pöörlemiskiirust võrreldes sisendi kiirusega tõstes seejuures võimalikku pöördemomenti. Reduktori valik on keeruline ja aeganõudev protsess, sest erinevaid reduktoreid on väga palju ja nende valiku kriteeriume on väga palju ja samas puudub ka varasem kokkupuude. Nii nagu mootorit, tuleks ka reduktorit valides teha koostööd reduktoritootjaga, sest neil on võimalus muuta parameetreid teatud määral, et saada sobivam reduktor. Loomulikult on nad ka oluliselt

rohkem kvalifitseeritud, teadmaks kas mingid reduktorid sobivad teatud ülesandeks paremini kui teised.

Lisas 1 on toodud peamised omadused/erinevused erinevate reduktorite ja nendes kasutatavate hammasrattapaaride vahel, mis aitavad teha valikut erinevate tüüpide vahel [14, 15, 16, 17]. Tabelis on toodud ainult lihtreduktorid/lihthammasrattapaarid, aga on saadaval ka reduktoreid, mis sisaldavad endas mitut eri tüüpi hammasrattapaare korraga.

Arvestades, et reduktori külge tuleb ühendada ka mootor, mis teeb koosluse arvestatava pikkusega ja võttes arvesse sõiduki laiuse, on ilmselge, et reduktor peab asetsema risti veorattaga. Seetõttu on üpris võimatu kasutada sirgülekandeid, vaid on vaja kasutada täisnurkse asetusega reduktorit. Seega lihtreduktoritest sobiks ainult kas tigureduktor või koonusülekandega reduktor. Teisi võimalusi saab kasutada ainult liitreduktorite korral.

Reduktori valimiseks on kõigepealt vaja teada tegelikku pöördemomenti mida on vaja üle kanda. Üldjuhul on reduktorite andmed antud mingi standardkoormusega olukorra jaoks, mis ei sobi ilmselgelt kõikideks erinevateks ülesanneteks, milleks reduktorit võidakse kasutada ja seetõttu tuleb tegelik nõutav pöördemoment korrutada varuteguriga, et saada teoreetiline ülekantav moment. Seega ekvivalentne pöördemoment = tegelik pöördemoment · varutegur.

Reduktorite tootjaid on väga palju. Omavahel võrreldi väga palju erinevaid reduktoreid tootjatelt nagu *Motovario*, *Ghirri Riduttori*, *Challenge*, *SITI*, *Bonfiglioli*, *Tramec*, *KEB*, *ZAE* ja *Sew-Eurodrive*. Peamiselt otsiti just täisnurkse konfiguratsiooniga reduktoreid nagu varasemalt selgus. Siia alla kuuluvad tigureduktor, koonushammastega reduktor ja liitreduktoritest täisnurkne planetaarreduktor. Planetaarreduktor tundus alguses ahvatlev, sest oli olemas reduktoreid, mille lubatav ülekantav pöördemoment oli väga kõrge ja samas reduktor ise väikeste mõõtmetega. Samas olid need mõeldud lühiajaliseks tööks ja kasutatav peaaesjalikult servoülesannetes. Seega olid mõeldud servo suuruses kinnitustega mootoritele. Tavamootoritele mõeldud planetaarreduktorid osutusid mõõtmetelt ja kaalult liiga suurteks. Näiteks on Bonfigliolil pakkuda planetaarreduktor, mille nominaalpöördemoment on 800 Nm [18]. Mass on sellel juhul aga juba 55 kg. Sõidukil läheks vaja vähemalt 2. Ilmselgelt on seda liiga palju. Nii jäi üle uurida tigureduktoreid ja koosuhammasrattaga reduktoreid. Mõlemad on väga erinevate näitajatega. Valikul tuleb jälgida väga paljusid parameetreid ja valida neist optimaalne. Praegusel juhul olid olulised esmajärjekorras ülekantav pöördemoment, aga ka mõõtmed ja mass olid ülimalt olulised.

Tigureduktori eeliseks on see, et need on üldjuhul vaiksemad, eriti just sirg- ja kaldhammasrattastega võrreldes, lisaks vähetundlikud erinevatele löökkkoormustele. Suur pluss

on loomulikult suur ülekandearv oma mõõtude kohta, kuigi paljusid erinevaid reduktoreid võrreldes on silma jäänud, et erilist eelist teiste tüüpide ees enam ei ole selles vallas. Samas peaks neil siiski olema suurim ülekandearv ühe hammasrattapaari kohta. Tigureduktori kõige suurem eelis peaks olema vastupidi mittejuhitavus, eriti just praeguses ülesandes. Siiski sõltub see peamiselt ülekandearvust, hambumisnurgast ja kasutegurist. Tigureduktor on väga halb valik efektiivsuse osas. Selle kasutegur on 50 % - 90 % üldjuhul, kuigi needki ei ole mingid absoluutsed näitajad ja täpsemalt saab teada ainult igat konkreetset reduktorit vaadates. Mida väiksem efektiivsus, seda suuremat mootorit nii võimsuselt kui sellega arvatavasti kaasneva suuremate mõõtmete ja kaaluga läheb vaja. Olukord on isegi veel hullem käivitamisel, sest tigureduktoril on kaks kasutegurit [19]. Dünaamiline kasutegur loeb püsival töötamisel ja käivitamisel loeb staatiline kasutegur, mis on veel väiksem kui dünaamiline. Püsiva tööga masinal, mida käivitatakse kord-kaks päevas, see erilist rolli ei tohiks mängida, küll aga masinal mida käivitatakse tihemini, seega tuleb ka sellega arvestada. Tagasitulles tagurpidi mittejuhitavuse juurde, nii nagu tigureduktoril on kaks efektiivsust on ka tagurpidi mittejuhitavust kahte tüüpi. Dünaamilise mittejuhitavuse korral hakkab reduktor koheselt pidurdama kui sisendist kaob vedu ära. Staatilise mittejuhitavuse korral ei ole võimalik seisval reduktoril välise jõu mõjul väljundis kutsuda esile sisendi pöörlemist. Siiski teatud vibratsioonide korral võib isegi see olla võimalik [19].

Koonushammasrattaga reduktoritel nii suuri probleeme ei ole. Neil on ainult üks kasutegur ja seegi on üldjuhul üle 90% kui uskuda uuritud reduktoreid.

Liitreduktorid võib jagada kaheks. Ühed on need, mis sisaldavad endas kahte eri tüüpi hammasrattapaare. Teine tüüp on see, kus suurema reduktori sisendiks on väiksem, aga sama tüüpi reduktor.

Selleks, et tulemuslikult otsida konkreetset reduktorit, on vaja leida millise ülekandearvu ja pöördeomendiga peab see olema. Need leitakse järgnevate arvutuste käigus.

5.2.1. Reduktori arvutus

Reduktori arvutusteks on vaja kõigepealt teada milline peab olema väljundi pöörlemissagedus. Eelnevalt on paika pandud sõiduki kiirus ja on teada ka mootori nimikiirus tabelist 5.1.2. Nende ja sõiduki ratta läbimõõdu järgi on võimalik leida otsitav suurus n valemiga (5.2.1.1).

$$n = 19100 \frac{v}{D_1}, \quad (5.2.1.1)$$

kus n – veoratta pöörlemissagedus, min^{-1} ,

D_1 – veoratta + roomiku läbimõõt – roomiku padjad, mm.

Seega $n = 19100 \cdot \frac{0,085}{250} \approx 6,5 \text{ min}^{-1}$.

Nüüd on võimalik leida nõutav ülekandearv valemist (5.2.1.2).

$$i = \frac{n_m}{n}, \quad (5.2.1.2)$$

kus n_m – mootori pöörlemissagedus, min^{-1} .

$$i = \frac{1500}{6,5} = 230.$$

See on väga suur ülekandearv. Reduktori valikul ei saa vaadata ainult ülekandearvu. On vaja jälgida veel lubatavat väännet ja lubatud sisendvõimsust. Üldjuhul mida väiksem on lubatud võimsus, seda suurem ülekandearv peaks olema võimalik.

Peatükis 2 sai paika pandud transportraste ligikaudne asukoht, mis tähendab, et reduktorit ei ole võimalik veorattaga otse ühendada, kui just sõidukit ülemäära laiaks ei taha lasta. Seega peab reduktori ja veoratta vahel veel omakorda mingi lisaülekanne olema. Suure väände tõttu ei hakata seda siiski väga suurt määrama ja pannakse esialgu $i_l = 1,25$. Seega reduktor peaks olema $i = \frac{230}{1,25} = 184$.

5.2.2. Varuteguri leidmine

Edaspidi on vaja leida varutegur ja nii ka nõutav pöördemoment, et saaks juba konkreetse reduktori valida. Nii pöördemomendi kui varuteguri leidmiseks on vaja teada sõiduki inertsimomente. Inertsimomente tekitavad pöörlevad kehad, aga on vaja arvestada ka lineaarselt liikuvaid kehi. Sõiduki enda pöörlevateks osadeks on rattad ja võllid. Lisaks, sõltuvalt kasutatavast lisaülekandest, kas hammasrattad või ketirattad. Kuna jällegi ei ole selleks hetkeks päris valmis 3D mudelit, liiga väheste andmete tõttu, tuleb esialgu luua eeldatavad detailid, et saada ligilähedased inertsimomendid, mida saab hiljem korrigeerida vajadusel kui erinevused peaksid liiga suured olema. Kõige lihtsam ongi inertsimomente leida SolidWorks programmiga, mis leiab need iseseisvalt kui on olemas mudel ja valitud ka materjal. Loomulikult ei ole päris korrektne nii praegu arvutusi teha, sest tulemused ei ole täpsed, aga see on igal juhul lähemal tegelikkusele kui need üldse jätta arvestamata. Loomulikult on võimalus ka lihtsalt suvaliselt mingi varuteguri väärtus võtta, aga nii võib

juhtuda, et ei pruugita ühtegi sobilikku reduktorit leida. 3D mudel valmib üldjuhul jooksvalt, seega peaks mingil määral tulemus tulema ligilähedane tegelikkusele.

Selleks, et neid inertsimomente saaks üheselt hinnata kiirendamisel, peavad need oleme redutseeritud samale alusele [19]. Antud juhul redutseeritakse kõikide liikuvate osade inertsimomendid mootori võllile.

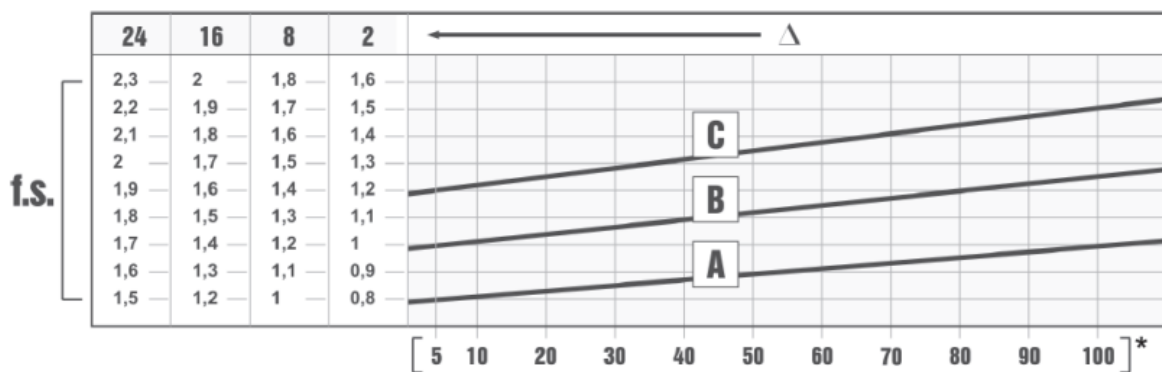
Sirgjooneliselt liikuvate osade mootori võllile redutseeritud inertsimomendi saadakse valemiga (5.2.2.1) [20]. Pöörlevate osade redutseeritud inertsimomendid saadakse valemiga (5.2.2.2) [20]. Redutseeritud inertsimomendid on toodud tabelis 5.2.2.1. Kuna reduktoreid on kaks, siis tabel on tehtud ühe reduktori jaoks.

$$J_{red} = 91,2 \cdot m \cdot \left(\frac{v}{n_M}\right)^2 \quad (5.2.2.1)$$

$$J_{red} = J \cdot \left(\frac{n}{n_M}\right)^2 = J \cdot \frac{1}{i^2} \quad (5.2.2.2)$$

Tabel 5.2.2.1. Komponentide inertsimomendid ja mootori võllile redutseeritud inertsimomendid

Komponent	Kogus	Inertsimoment [kgm ²]	Redutseeritud inertsimoment [kgm ²]
Sõiduk	0,5		2,12e-4
Esiratas	1	8,93e-2	5,23e-6
Tagaratas	1	8,92e-2	1,21e-7
Telg	1	1,44e-4	4,24e-9
Võll	1	4,14e-3	2,39e-7
Roomik	1		2,93e-6
Hammasratas 40T	1	2,04e-2	5,98e-6
Hammasratas 50T	1	4,98e-2	1,46e-6
		Kokku	1,07e-3



Sele 5.2.2.1. Motovario reduktori varuteguri valik [19]

A – uniform $f_a \leq 0,3$

B – moderate shock $f_a \leq 3$

C – heavy shock $f_a \leq 10$

Tabelist 5.2.2.1 saab teada väliste jõudude inertsimomendid redutseerituna mootori võllile.

Erinevatel tootjatel võib reduktori varuteguri leidmiseks vajalik väliste ja mootori inertsimomendi suhe väga vähesel määral erineda, aga üldjoontes on samad. Motovariol võetakse varutegur vastavalt seale 5.2.2.1. Õige joon saadakse inertsimomentide suhte valemist (5.2.2.3)

$$f_a = \frac{J_e}{J_m}, \quad (5.2.2.3)$$

kus f_a – inertsimomentide suhe,

J_e – välistel inertsimomentid redutseerituna mootori võllile, kgm^2 ,

J_m – mootori inertsimoment, kgm^2 .

Selleks et oleks võimalik kasutada võimalikult väikest varutegurit, peab mootori võllile redutseeritud väliste inertsimomentide J_e ja mootori inertsimomendi J_m suhe olema kuni 0,3.

Praegusel juhul peaks mootori inertsimoment seega olema vähemalt $J_m = \frac{1,07 \cdot 10^{-3}}{0,3} = 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$. Mootori inertsimomenti saab ka tõsta, lisades sellele näiteks piduri. Siiski, vaadates 1,1kilovatise Leeson mootori inertsimomenti tabelis 5.1.2, võib-eeldada, et DrivingSystemsi 1,2kilovatisel mootoril on see näitaja veidi suurem, aga arvestatakse praegu Leeson mootori oma teise puudumisel. Seega $3,8 \cdot 10^{-3} > 3,6 \cdot 10^{-3}$ ja seega joon A sobib. Varuteguri leidmisel kasutatakse mootori lülituste puhul maksimaalset mida seale 5.2.2.1 lubab ja arvestatakse 2 tunniga päevas. Kuigi graafik näitab tunde ühes päevas, peaks see tegelikult olema koostatud aastas töötavate tundide jagamisel päevade arvuga, seega ei tohiks see 2 h päevas olla range reegel. Siiski vajadusel võimalus tootjaga üle arutada kui osta vaja. Käesoleval juhul tuleb igatahes $f_s \approx 1,02$. Varutegur on seega nüüd teada.

5.2.3. Reduktori ja mootori arvutuste jätk

Järgmiseks on võimalik kontrollida mootori sobivust selleks ülesandeks ja ühtlasi leida ka reduktori nõutav pöördemoment.

Mootori poolt arendatav pöördemoment leitakse võimsuse, väände ja pöörlemissageduse omavahelise sõltuvuse valemist (5.2.3.1). Kasutatatakse selleks tabelis 5.1.2 väljatoodud mootorit DriveSystems V88.38.

$$T_N = \frac{P_M \cdot 9550}{n_M} \quad (5.2.3.1)$$

kus T_N – mootori poolt arendatav nimivõimsus, Nm,

P_M – mootori võimsus, kW.

$$T_N = \frac{1,2 \cdot 9550}{1500} = 7,64 \text{ Nm.}$$

Järgnevalt leitakse vajalik vääne kõige halvemal juhul ehk tõusul püsival liikumisel valemist (5.2.3.2). Enne seda on aga vaja leida süsteemi dünaamiline koguefektiivsus η_{Td} valemist (5.2.3.3). Varasemalt on välja toodud roomiku efektiivsus üldjuhul ehk $\eta_r = 0,85$. Lisaülekande efektiivsuseks määratakse esialgu $\eta_g = 0,93$, kuigi täpseid andmeid ei ole. Määratakse ka mingi reduktori efektiivsus kuigi seda alles valitakse. Esialgu on paslik võtta väga konservatiivne $\eta_d = 0,75$, teades et vaadatakse ka tigureduktoreid. Ühtlasi võetakse mootori pöörlemissageduseks 1400 min^{-1} . Kuigi mootori nimikiirus $n_M = 1500 \text{ min}^{-1}$, siis reduktorite puhul on andmed antud tavaliselt kiirustel $900, 1400$ ja 2800 min^{-1} . Eks see tuleneb arvatavasti vahelduvvoolumootorite kasutamisest.

$$\eta_{Td} = \eta_r \cdot \eta_g \cdot \eta_d = 0,85 \cdot 0,93 \cdot 0,75 = 0,59 \quad (5.2.3.2)$$

$$T_S = \frac{F_T \cdot v \cdot 9,55}{n_M \cdot \eta_T} = \frac{5255 \cdot 0,085 \cdot 9,55}{1400 \cdot 0,59} \approx 5,16 \text{ Nm.} \quad (5.2.3.3)$$

Ilmselt on mootor selle ülesande jaoks enam kui sobilik ja ei pea kasutama kogu oma võimsust. Kasutades leitud suurust, saab leida tegeliku mootori staatilise võimsuse, mis arvestab nüüd ka kasutegureid. $P_s = \frac{5,16 \cdot 1400}{9550} = 0,76 \text{ kW}$. Nagu eelnevalt arvati, võiks vaadata alates $0,75$ kilovatisest mootorist. Kasutades seda võimsust, on võimalik leida reduktori väljundvääne selles olukorras sarnaselt valemile (5.2.3.1), lisades ka efektiivsuse ja varuteguri ja lisaülekande.

$$T_R = \frac{0,76 \cdot 9550}{6,5 \cdot 1,25} \cdot 0,75 \cdot 1,02 \approx 680 \text{ Nm.}$$

Seega tuleb otsida reduktorit, mille vääne oleks varutegur $1,0$ korral 680 Nm või 667 Nm , kui varuteguriks on $1,02$. Lisaks peaks ka ülekandearv olema 184 .

Algul keskenduti lihtreduktori otsingutele, aga kui see piisavaid tulemusi ei andnud, laiendati otsinugud ka esimest tüüpi liitreduktoritele, aga ka nende hulgast ei leitud vähemalt kõikide vaadatud tootjate hulgast väga täpset vastet. Alati on kas vääne liiga väike vastava ülekandearvu korral või on ülekandearv liiga väike selle väände korral või on tegu lihtsalt mõõtmelalt natuke suure reduktoriga, mis ei sobi kasutamiseks.

Väga pikkade otsingute järel jäid esialgu sõelale kolm varianti. Esimene neist on peamiselt koonushammaspaariga reduktor, millele eelneb kaldhammastega hammasrattapaar. Teised kaks on tigureduktorid, mille sisendis on samuti kaldhammaspaariga hammasrattad. Need on toodud tabelis 5.2.3.1, aga nende korral tuleks teha ümberarvutused kontrollimaks nende kasutamise võimalust.

Tabel 5.2.3.1. Valik reduktoreid. [19]

Mudel	PB083				HW40+NMRV-P90					HW40+NMRV-P90				
n_1 [min^{-1}]	1400		900		1400	900	1400	900	1400	1400	900	1400		
sf	1				1					1				
i	100,57				126					165				
η_d/η_s	0,9				0,79*0,95 / 0,79*0,95					0,79*0,95 / 0,79*0,95				
n_{2N} [min^{-1}]	13,9		8,9		11,1	7,1	11,1	7,1	11,1	8,5	5,5	8,5		
T_{2N} [Nm]	833	883	833	874	693	635	768	637	785	650	723	846	750	73 4
P_{IN} [kW]	1,5	1,1	0,75		1,5	1,1	0,92	0,75		0,75	0,92	1,1		
Kõrgus [mm]	225				247					247				
Pikkus [mm]	352				321					321				
Laius [mm]	180				140					140				
Mass [Kg]	29,3				14,6					14,6				
Radiaalne väljundi koormus [N]	8267	8553	8802	9978	7892	8180	7892	8180	7892	8180				
Flants	IEC80 B5 19 mm				IEC80/90 B5/B15 19/24 mm					IEC80/90 B5/B14 19/24 mm				

Nagu tabelistki näha, ei ole ühtegi päris sobivat reduktorit. Seega on siin ainuke võimalus teha mõningad arvutused üle, et kontrollida kas sobib mõni neist või tuleks vähendada lähteandmeid. Kuna kõik arvutused on tehtud ka Exceli tabelarvutusprogrammis, on võimalik kontroll kiirelt läbi viia nii, et ei peaks uuesti käsitsi arvutama väikeste muudatuste korral. Kontrollides arvutusi, kasutades kõige suurema ülekandearvuga tabelis toodud reduktorit, saab selgeks, et oluliselt midagi muuta ei olegi vaja. Siiski on väiksema ülekandearvuga kui varem leitud 184 reduktori kasutuselevõttuga suurenenud vajatav mootori võimsus. See on seetõttu, et kiirus on veidike suurenenud. Mootori võimsuse vähendamiseks on vaja vähendada mootori pöörlemissagedust. Seda sai tegelikult juba eelnevalt tehtud kui valiti kiiruseks 1400 min^{-1} , ehk reduktori testkiirus. Seega on võimalik kasutada ka ülekandearvuga $i = 165$ reduktorit. Kuigi Motovario PB083 võimaldab kõrgemat väännet samadel kiirustel ja võimsustel arvatavasti oluliselt parema efektiivsuse tõttu, on see laiuselt liiga suur võrreldes HW40-090 reduktoriga – 180 mm vs 140 mm. See kehtib ka massi kohta – 29,3 kg vs 14,6 kg. Põhimõtteliselt on võimalik kasutada ka reduktorit ülekandearvuga 126. Erinevalt teisest, on see hinnatud ka kasutamiseks 1,5kilovatise mootoriga. Siiski jäädakse reduktori, mille $i = 165$ juurde.

Valemiga 5.2.3.3 leiti staatilised väänded. Selle jaoks oli valitud mootor ülehinnatud. Kuna leiti ka inertsimomendid, on võimalus mootorit kontrollida ka dünaamilisele ehk kiirendamisest tekkivale pöördemomendile. Mootori puhul võib üldiselt arvestada 1,5kordse nominaalpöördemomendiga, sest ei ole öeldud teisiti, seega $T_H = 1,5 \cdot 7,6 = 11,4 \text{ Nm}$.

Kiirendamiseks vajalik vääne leitakse valemist (5.2.3.4) [21].

$$T_D = \frac{\left(J_M + J_Z + \frac{J_e}{\eta_{Ts}}\right) n_M}{9,55 \cdot t_A} + T_S, \quad (5.2.3.4)$$

kus J_Z – piduri inertsimoment, kgm^2 ,

η_{Ts} – staatiline efektiivsus,

t_A – kiirendusaeg, s.

Märkus: Staatiline (ka dünaamiline) efektiivsus on määratud, kasutades vastava tootja (*Motovario*) tigureduktori vastavaid kasuteguri väärtusi korrutades need sirghammasrataste üldise varuteguriga, sest andmelehes ei ole otseselt selle komplekti varutegureid antud.

$$T_D = \frac{\left(3,80 \cdot 10^{-3} + \frac{1,07 \cdot 10^{-3}}{0,37}\right) \cdot 1400}{9,55 \cdot 3} + 5,14 = 5,63 \text{ Nm}.$$

Siit on näha, et mootori vääne on oluliselt kõrgem kui seda startimiseks vaja on. Seega võib edukalt kasutada väiksemat mootorit.

Ühtlasi tuleb mainida, et selle reductori tigureduktori poole staatiline efektiivsus on $\eta_s = 0,49$ (valemis on sellele lisatud ka lisaülekanne ja roomiku efektiivsus). Nende oma terminites tähendab see sisuliselt staatilist vastupidi mittejuhitavust. Kui mingeid ebasobilikke vibratsioone ei ole, peaks reductor toimima ise pidurina olukorras, kus transportöör ise seisab. Seega läheks teoorias eraldi pidurit vaja ainult selleks, et seisma jääda. Teoorias pole selleks isegi pidurit vaja. On võimalus kasutada ka vastupolaarsust mootoril, ehk voolusuund käigupealt ära vahetada. Siiski vajab see reaalselt testimist, kui just eelnevalt piisavalt kogemust eriti nii võimsa mootoriga ei ole ja praegusel hetkel seda pole. Esialgu on mootori puhul arvestatud elektromagnetpiduri olemasoluga.

Kuna esialgu sai valitud *Motovario* reductor, kasutatakse 3D mudeli puhul juba valmis mudelit [22].

5.3. Lisaülekanne

Reduktorilt on vaja võimsus üle kanda ratastele. Lisaülekannet läheb küll eelkõige vaja kuna reduktorit ei saa otse veorattale ühendada, aga ühtlasi annab võimaluse suurendada väännet ja vähendada kiirust. Järgnevalt leitakse kas kettülekanne on sobiv antud ülesandeks.

5.3.1. Kettülekannde arvutus

Kettülekannde kalkulatsioonid tehaks standardi ISO 606 (Short-pitch transmission precision roller and bush chains, attachments and associated chain sprockets) põhjal. Kuna standardile endale ligi ei pääse ilma ostmata, on vastavad arvutused ketitootja IWIS välja toonud [23]. Võimsusena kasutatakse eelnevalt valitud mootori võimsust reduktori väljundil.

Ülekande detailid:

Reduktori väljundvõimsus $P = 1,2 \cdot 0,75 = 0,9 \text{ kW}$

Reduktori väljundi kiirus $n_1 = 8,2 \text{ min}^{-1}$

Ülekandesuhe $i = 17/13 = 1,3$

Vahekaugus $a = \text{umbes } 200 \text{ mm}$

a) Keti eelvalimine DIN 8187 võimsusdiagrammilt

Antud võimsuse põhjal sobiks kett M 2012 ehk 20B. Küll aga ei võta see arvesse erinevaid tegureid. Seetõttu tuleb leida korrigeeritud diagrammvõimsus P_D .

Diagrammvõimsuse P_D kindlaksmääramine

Veoketta hammaste arv $z_1 = 13$ $f_1 = 1,46$

Ülekandearv $i = 1,3$ $f_2 = 1,18$

Löökide faktor $Y = 2$ $f_3 = 1,37$

Ketirataste vahekauguste suhe $a/p = 200/38,1 = 5,2$ $f_4 = 1,43$

Määrimine $f_5 = 1$ (ideaalne määrimine, aeglase kiiruse puhul sisuliselt käsitsi määrimine)

Ülekanne kahe ketirattaga $f_6 = 1$

$$f_G = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_6 = 1,46 \cdot 1,18 \cdot 1,37 \cdot 1,43 \cdot 1 \cdot 1 = 3,38 \quad (5.3.1.1)$$

$$P_D = P \cdot f_G = 0,90 \cdot 3,38 = 3,0 \text{ kW} \quad (5.3.1.2)$$

Kui kontrollida korrigeeritud võimsust diagrammilt vastava kiiruse juurest, leitakse, et eelnevalt valitud ketisuurus ei sobi. Ei sobi ka sellest järgnev suurus, vaid suurus M2819 28B. Selle lüli pikkus on 44,45 mm, mis on ilmselgelt liiga suur. Selleks, et saada väiksema mõõduga ketti, tuleks kasutada kas mitut eraldi ketti või liitkette. Eraldi kette on hea kasutada seetõttu, et ülakantav võimsus kahekordistub. Topeltketi kasutamisel suureneb ülekantav võimsus umbes 1,7 korda. Kasutades kahte ketti on võimalik kasutada seda mõõdus M2416 24B, mille lüli suurus on 38,1 mm.

b) Ümberarvutamine kasutades valitud ketti topelt Roller M 2416 24B

Lüli $p = 38,1 \text{ mm}$

Purustav koormus $F_B = 320\,000 \text{ N}$

Laagri suurus $f = 11,00 \text{ cm}^2$

Keti mass $q = 14,1 \text{ kg/m}$

Väiksema ketiratta jaotusringjoone läbimõõt $z_1 = 13$ $d = 159,18 \text{ mm}$

c) Tugevusarvutused

1) Keti kiirus:
$$v = \frac{d \cdot \pi \cdot n_1}{60000} = \frac{159,18 \cdot \pi \cdot 8,1}{60000} = 0,07 \text{ m/s} \quad (5.3.1.3)$$

2) Keti tõmme:
$$F = \frac{1000 \cdot P}{v} = \frac{1000 \cdot 0,9}{0,07} = 13331 \text{ N} \quad (5.3.1.4)$$

3) Tsentrifugaaljõud:
$$F_f = q \cdot v^2 = 14,1 \cdot 0,07^2 = 0,07 \text{ N} \quad (5.3.1.5)$$

4) Kogu tõmme:
$$F_G = F + F_f = 13331 \text{ N} \quad (5.3.1.6)$$

5) Laagrisurve arvutuslik:
$$p_r = \frac{F_G}{f} = \frac{13331}{11} = 1212 \text{ N/cm}^2 \quad (5.3.1.7)$$

6) Laagri surve lubatav:
$$p = \frac{p_v \cdot \lambda}{f_5 \cdot f_6} = \frac{3227 \cdot 0,43}{1 \cdot 1} = 1387 \text{ N/cm}^2 \quad (5.3.1.8)$$

Ligikaudsed väärtused p_v ja λ saadakse vastavatest tabelitest interpoleerimise teel.

$$p_v = 3500 - ((3500 - 3110) / 10 * 7) = 3227$$

$\lambda = 0,43$ – tulemus ei ole eeldatavasti täpne. Võiks olla väiksem, aga kuna tabel ei näita väiksemaid tulemusi, ei tea täpselt.

Tulemustest on näha, et arvutuslik surve keti lülidele on küllaltki sarnane lubatud survele. Lubatud surve koosneb aga väärtustest, mis ei ole väga täpsed, kuna on skaalalt väljas ja seega on vaid arvatavad vaadates eelmisi tabelite väärtusi. Nii võib tegelikkuses olla lubatud surve hoopiski väiksem tegelikust. Selleks, et minna kindla peale välja, oleks vaja:

- muuta ketirataste vahekaugus oluliselt suuremaks,
- tõsta keti kiirust,
- suurendada väiksema ketiratta hammaste arvu.

Kuna need valikuvõimalused ei ole täidetavad, ei ole antud juhul võimalik kettülekanne vähemalt teoreetiliste väärtuste põhjal kasutada ja seetõttu pole edasisi arvutusi läbi viia mõtet. Kontrollides ka ketirataste kaalu, on 24B'le mõeldud ketirattad kaaluga umbes 27 kg. Seetõttu tuleks uurida ka teisi ülekandevõimalusi.

5.3.2. Hammasrattad

Kett ja ketirattad sai esialgu kõrvale jäetud, sest tulemused olid piiripealsed ja küsitava väärtusega. Seega sai vaadatud ka muid ülekandeid. Rihmülekanne võib esialgu ka välja jätta, sest üldiselt on need mõeldud kiiremakäiguliseks ülekandeks. Nii jäi üle vaadata hammasrattaid. Hammasrattaid vaadati seetõttu, et ka reduktor töötab hammasratastega. Seega peavad need olema võimelised aeglasemakäiguliseks ja suurema väändega ülesanneteks.

Paljud hammasrattaid pakkuvad veebilehed sisaldavad endas ainult üldinfot, ehk moodul, hammaste arv, ratta laius ja ka materjal heal juhul. Mõned tootjad on võtnud ka vaevaks hammasrattaid testida või arvutada. Nii nagu reduktoreid testitakse mingite tüüptingimuste korral ja tuleb lisada varutegur, nii on ka lihtsalt hammasratastega. Sai peamiselt uuritud Jaapani firma KHK Gears ja Saksamaa tootja Mädler poolt pakutavaid hammasrattaid, sest need sisaldavad ka lubatavat ülekantavat pöördemomenti.

Mädler toodangust sobis esialgu tooted koodidega 2348814 ja 23488150 [24]. Need on vastavalt 40 ja 50 hambaga rattad. Valmistatud on need C45 terasest, läbides ka induktsioonkõvendamise, mis tõstab pinnakõvadust 54 + 4 HRC. Mooduliks on neil 4 ja hamba laiuseks mõlemal 40 mm. Tootja poolt on neil lubatavad pöördemomendid vastavalt 1300 Nm ja 2343 Nm. Seega kasutades tootjapoolset lubatavat pöördemomenti ja võrreldes seda käesoleva sõiduki puhul, on varuteguriks $f_s = \frac{1300}{5,64 \cdot 165 \cdot 0,75} \approx 1,86$. Kuigi see tundub küllaltki suur, oleks vaja tootjapoolsed arvutused läbi viia, sest nemad teavad kõige paremini. Lisavõimalusena on 40 ja 50 hambaga ratta asemel võimalik võtta ka 50 ja 60 hambaga. Ülekandearv küll väheneks – 1,2 vs 1,25, aga varutegur oleks siis oluliselt suurem, sest 50 hambaga ratta lubatav pöördemoment on 2343 Nm Mädleri kodulehe andmetel. Ühtlasi pakuvad nad ka oma hammasrataste ligikaudseid 3D mudeleid vabalt kasutamiseks.

6. VEORATTA VÖLLI TUGEVUSARVUTUS

Võlli tugevusarvutustel on kasutatud peamiselt Maido Ajaotsa loengumaterjalis "Võllid ja teljed" ja Priit Põdra materjalis "Detailide paindedeformatsioonid" [25] kasutatud meetodikat ja tabeleid. Siiski on arvutus läbiviidud eelkõige kiire arvutusmeetodika loomiseks, sest kasutatavad andmed ei ole täielikud, aga nii on võimalik arvutused alati kiiresti üle teha Excelis täpsemate andmete olemasolul. Kuigi arvutused viiakse läbi Excelis, kasutades seal vajalikku valemite formaati, on siin välja toodud tavalised valemid.

Andmed:

Võlli materjal: teras C45E ($R_{p0,2} = 370$ MPa, $R_m = 630$ MPa, $\sigma_{-1} = 275$ MPa, $\tau_{-1} = 165$ MPa).

Valitud esialgu, kuna andmed on teada. Tugevama materjali puhul saaks veidi väiksema läbimõõduga võlli kasutada.

Veoratta läbimõõt (koos roomikuga): $d_r = 280$ mm

Suurema ehk veovõlli hammasratta jaotusringjoone läbimõõt: $d_2 = 200$ mm

Väiksema ehk reduktori hammasratta jaotusringjoone läbimõõt: $d_1 = 160$ mm

Laagrite vahekaugus $l = 230$ mm

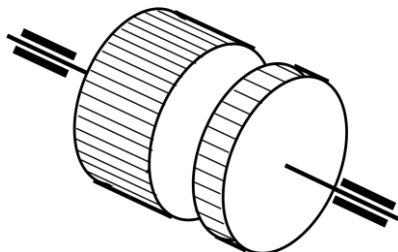
Maksimaalne ülekantav pöördemoment (= reduktor · hammasülekanne) $T = 900$ Nm

$$\text{Hammasratta ringjõud } F_t = \frac{2T}{d_2} = \frac{2 \cdot 900}{0,2} = 9000 \text{ N.} \quad (6.1)$$

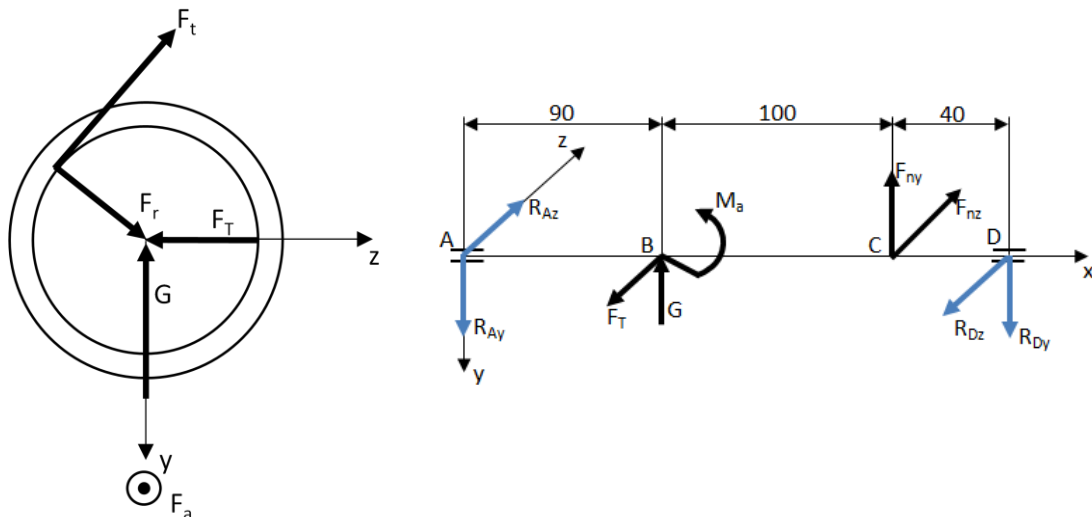
$$\text{Normaaljõud } F_n = \frac{F_t}{\cos\beta} = \frac{9000}{\cos 20^\circ} = 9578 \text{ N,} \quad (6.2)$$

kus β on hamba survenurk, 20° .

Ülekande üldine skeem on toodud seel 6.1. Seel 6.2 a ja b on toodud peamiselt mõjuvad jõud külgsaates ja valitud koordinaatsüsteemi viiduna. Arvutused on tehtud olukorras, kus sõiduk pöörab ühele poole ja võllile mõjub maksimaalne pöördemoment, mis tegelikkuses ei pruugi juhtuda.



Sele 6.1. Võlli, hammasratta ja veoratta üldine skeem



Sele 6.2. a - võllile mõjuvad jõud külgvaates, b - mõjuvad jõud valitud koordinaatsüsteemis

Kuna hammasratta jõud ei ühti valitud telgedega, tuleb see jagada komponentideks. Selleks tuleb eelnevalt leida, mis nurga all mõjub normaaljõud valitud telgede suhtes. Selleks läheb vaja teada hammasrataste vahekaugust ja nende kõrguste vahet.

Hammasrataste vahekaugus on nende jaotusringjoonte raadiuste summa ehk $c = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{160 + 200}{2} = 180 \text{ mm}$.

Hammasrataste kõrguste vahe on $a = 58 \text{ mm}$. (saadud 3D mudelilt)

Normaaljõu ja valitud telgede vaheline nurk on

$$\alpha = 90^\circ - \sin^{-1}\left(\frac{a}{c}\right) - \beta = 90^\circ - \sin^{-1}\left(\frac{58}{180}\right) - 20^\circ = 51,2^\circ. \quad (6.3)$$

Normaaljõu komponentideks saadakse:

$$F_{ny} = F_n \sin \alpha = 9578 \cdot \sin 51,2^\circ = 7464 \text{ N}.$$

$$F_{nz} = F_n \cos \alpha = 10429 \cdot \cos 51,2^\circ = 6001 \text{ N}.$$

Veorattale pööramisele mõjuv telgjõud leitakse valemist 6.4

$$F_a = mgC_s = 400 \cdot 9,81 \cdot 0,9 = 3532 \text{ N}, \quad (6.4)$$

kus m – rattale mõjuv sõiduki raskus, kg (ligikaudne väärtus varuga),

C_s – ratta libisemiskoefitsient (0,9 [8]).

Reaaleluliste tulemuste puudumisel peab leppima praegu selle väärtusega. Samas ei ole see määrav, sest aksiaaljõu poolt tekkiv pingeline on praegusel juhul eeldatavasti tühine paindepingetega võrreldes, samas veorattale mõjuv aksiaaljõud mõjub ratta kokkupuutepunktis maapinnaga, mis tähendab, et see on võlli suhtes ekstsentriline ja seega põhjustab paindemomendi M võllis. See koondatud paindemoment leitakse valemist 6.5:

$$M_a = F_a \frac{d_r}{2} = 3532 \cdot \frac{0,28}{2} \approx 494 \text{ Nm.} \quad (6.5)$$

Transportöörile mõjub ka enda kaalust tulenev raskusjõud, mis on rataste vahel ära jagatud. $G = 400 \cdot 9,81 = 3924 \text{ N}$. Kuigi see jõud on põhimõtteliselt jaotatud, mitte punktjõud, kasutatakse lihtsuse huvides punktjõuna veoratta tsentris.

Üks olulisemaid jõudusid on roomikute poolt tekitatav tõmbejõud võllile, mis leitakse valemist (6.6) [26]. Roomikut ja veoratast võib sisuliselt käsitleda kui hammasrihma ja rihmaratast. Selleks, et oleks tagatud hambumine, peab olema roomikus teatud eelpinge. Lisaks mõjub liikumisel ka veojõust põhjustatud tangentsiaalne jõud.

$$F_T = F_{stat} + F_{Tv} = 2F_v + F_{Tv} = 2 \cdot \% \cdot m \cdot g + \frac{2T}{d_{rj}}, \quad (6.6)$$

kus F_T – liikumisel mõjuvad jõud, N,

F_{stat} – paigalseistes mõjuv jõud (sisuliselt eelpingutus jõud roomiku mõlemas pooles), N,

F_v – eelpingutusjõud, N,

F_{Tv} – veojõust tingitud tangentsiaalne jõud, N..

Eelpingutusjõud on reaaleluliste andmete puudumisel tundmatu. Seetõttu on see valitud välismaises uuringus kasutatud suurusest, milleks on 12% [27] sõiduki massist. Siinkohal võetakse väike varu ja arvestatakse 15%-iga. Samas seegi väärtus võib-olla liiga suur või liiga väike. Puudub reaaleluline kokkupuude ja võimalus proovida.

$$F_T = 2 \cdot 0,15 \cdot 1450 \cdot 9,81 + \frac{2 \cdot 900}{0,22} = 12449 \text{ N.}$$

Projektarvutus

Võlli minimaalne läbimõõt

$$d_{min} \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 900}{3,14 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0,061 \text{ m} \approx 63 \text{ mm.} \quad (6.7)$$

Esialgu valitakse $d_{min} = 63 \text{ mm}$ eelisarvuderea järgi hammasratast ja veoratast kandvates osades.

Kuna laagrid on võlli otstes ja seal painde- ning pöördemomente ei mõju, võib tapi läbimõõdu valida väiksemad, näiteks $d_t = 50 \text{ mm}$.

Järgnevalt leitakse reaktsioonijõud ehk laagritele mõjuvad jõud peatasandites tasakaalutingimustest.

Xy-peatasand

$$\sum M_{Az} = 0 \Rightarrow G \cdot 0,09 + M + F_{ny}(0,09 + 0,1) - R_{Dy}(0,09 + 0,1 + 0,04) = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{Dy} = \frac{G \cdot 0,09 + M + F_{ny}(0,09 + 0,1)}{0,09 + 0,1 + 0,04} = \frac{3924 \cdot 0,09 + 494 + 7464 \cdot 0,19}{0,23} = 9849 \text{ N.}$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_{Ay} - G - F_{ny} + R_{Dy} = 0 \Rightarrow R_{Ay} = G + F_{ny} - R_{Dy} = 3924 + 7464 - 9849 = 1539 \text{ N.}$$

Xz-peatasand

$$\sum M_{Ay} = 0 \Rightarrow -F_T \cdot 0,09 + F_{nz}(0,09 + 0,1) + R_{Dz}(0,09 + 0,1 + 0,04) = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{Dz} = \frac{F_T \cdot 0,09 - F_{nz}(0,09 + 0,1)}{0,09 + 0,1 + 0,04} = \frac{12449 \cdot 0,09 - 6001 \cdot 0,19}{0,23} = -86 \text{ N.}$$

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow R_{Az} - F_T + F_{nz} + R_{Dz} = 0 \Rightarrow R_{Az} = F_T - F_{nz} + R_{Dz} = 12449 - 6001 + 86 = 6534 \text{ N.}$$

Sisejõudude (paindemomendid M_y ja M_z ning väändemoment T) epüürid arvutatakse lõikemeetodiga. Otses, ehk punktides A ja D paindemomente ja väändemomente ei mõju:

$$M_{Bz'} = R_{Ay} \cdot 0,09 = 1539 \cdot 0,09 = 138 \text{ Nm.}$$

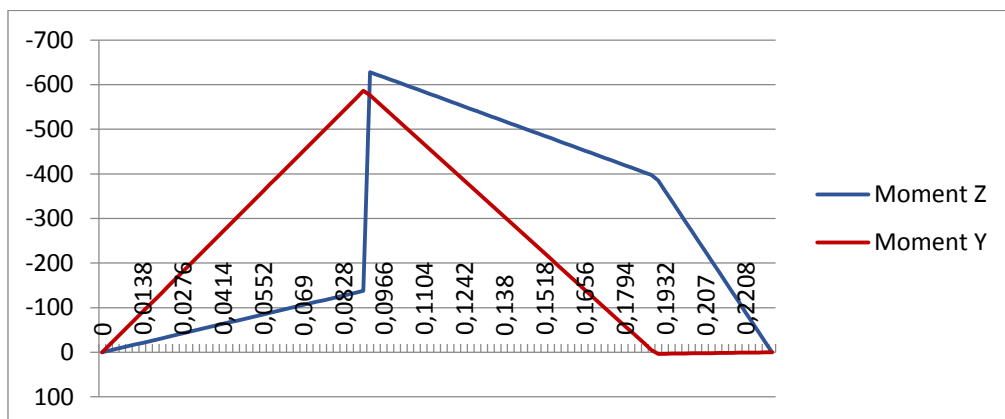
$$M_{Bz''} = M_{Bz'} + M_a = 138 + 494 = 633 \text{ Nm.}$$

$$M_{cz} = R_{Dy} \cdot 0,04 = 9849 \cdot 0,04 = 394 \text{ Nm.}$$

$$M_{By} = R_{Az} \cdot 0,09 = 6534 \cdot 0,09 = 588 \text{ Nm.}$$

$$M_{Cy} = R_{Dz} \cdot 0,04 = 86 \cdot 0,04 = 3 \text{ Nm.}$$

$$T = 900 \text{ Nm}$$



Sele 6.3. Paindemomentide epüür

Ekvivalentse paindemomendi epüür koostatakse IV tugevusteooria järgi valemiga:

$$M_{ekv}^{IV} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2 + 0,75T^2} \quad (6.8)$$

$$\text{Ristlõikes A: } M_{ekv,A}^{IV} = \sqrt{M_{y,A}^2 + M_{z,A}^2 + 0,75T_A^2} = \sqrt{0^2 + 0^2 + 0^2} = 0 \text{ Nm.}$$

$$\text{Ristlõikes B': } M_{ekv,B'}^{IV} = \sqrt{M_{y,B'}^2 + M_{z,B'}^2 + 0,75T_{B'}^2} = \sqrt{633^2 + 138^2 + 0,75 \cdot 900^2} = 986 \text{ Nm.}$$

$$\text{Ristlõikes B'': } M_{ekv,B''}^{IV} = \sqrt{M_{y,B''}^2 + M_{z,B''}^2 + 0,75T_{B''}^2} = \sqrt{633^2 + 588^2 + 0,75 \cdot 900^2} = 1163 \text{ Nm.}$$

$$\text{Ristlõikes C: } M_{ekv,C}^{IV} = \sqrt{M_{y,C}^2 + M_{z,C}^2 + 0,75T_C^2} = \sqrt{3^2 + 394^2 + 0,75 \cdot 900^2} = 873 \text{ Nm.}$$

$$\text{Ristlõikes D: } M_{ekv,D}^{IV} = \sqrt{M_{y,D}^2 + M_{z,D}^2 + 0,75T_D^2} = \sqrt{0^2 + 0^2 + 0^2} = 0 \text{ Nm.}$$

Kõige ohtlikum on ristlõige B'', kus $M_{ekv,B''}^{III} = 1163 \text{ Nm}$

Kuna tegu on ümarprofiiliga, paiknevad kõik ohtlikud punktid ristlõike servadel ja seega on tugevustingimus:

$$\sigma_{ekv}^{IV} = \frac{M_{ekv}^{IV}}{W} + \frac{F_a}{A} = \frac{32M_{ekv}^{IV}}{\pi \cdot d_r^3} + \frac{4F_a}{\pi \cdot d_r^2} \leq [\sigma] \quad (6.9)$$

Siinkohal arvestatakse ka aksiaaljõudu, kuigi selle mõju on üpris tühine paindemomendiga võrreldes. Ekvivalentpinge võllis seega

$$\sigma_{ekv,max}^{IV} = \frac{32 \cdot 1163}{\pi \cdot 0,063^3} + \frac{4 \cdot 3532}{\pi \cdot 0,063^2} \approx 49 \text{ MPa} < [\sigma] = \frac{R_{p0,2}}{S} = \frac{370}{2,5} = 148 \text{ MPa} \quad (6.10)$$

Suurim väändepinge võllis

$$\tau_{max} = \frac{T}{W_0} = \frac{16T}{\pi d_r^3} = \frac{16 \cdot 900}{\pi \cdot 0,063^3} \approx 18,3 \text{ MPa} < [\tau] = 165 \text{ MPa} . \quad (6.11)$$

Ühtlase võlli puhul oleks tugevustingimused koos suure varuga täidetud.

Küll aga on ohtlikuimas ristlõikes pingekontsentraatoriks liistupesa, mille korral tuleb samuti tugevust kontrollida.

Kontrollarvutus

Liistupesa mõõtmed valitakse vastavalt võlli läbimõõdule.

Kuna $d = 63 \text{ mm}$, siis liistu mõõtmed $b = 18 \text{ mm}$, $h = 11 \text{ mm}$, $t_1 = 7 \text{ mm}$, $t_2 = 4,4 \text{ mm}$.

Efektiiwsed pingekontsentratsiooni tegurid K_σ ja K_τ võetakse tabelist 6.1 ja mastaabitegurid $K_{d\sigma}$ ja $K_{d\tau}$ tabelist 6.2.

Pinnatööstlustegur $K_F = 0,97 \dots 0,90$. Empiirilised tegurid $\psi_\tau = 0,1$ – legeeritud ja süsinikterastel ning $\psi_\sigma = 0,25 \dots 0,3$ – legeeritud ja $\psi_\sigma = 0,2$ – süsinikterastel [Võllid ja teljed loengumaterjal]. Seega interpoleerimise teel saadud tegurid on $K_\sigma = 1,6$; $K_\tau = 1,5$; $K_{d\sigma} = 0,78$; $K_{d\tau} = 0,67$; $K_F = 0,95$; $\psi_\tau = 0,1$; $\psi_\sigma = 0,2$.

Amplituudpinge

$$\sigma_a = \frac{M}{W} = \frac{32\sqrt{M_y^2 + M_z^2}}{\pi d_r^3} = \frac{32\sqrt{633^2 + 588^2}}{\pi \cdot 0,063^3} \approx 36,9 \text{ MPa.} \quad (6.12)$$

Ja keskmine pinge $\sigma_m = 0$

Varutegur paindele tuleb sel juhul

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_F K_{d\sigma}} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{275}{\frac{1,6}{0,95 \cdot 0,78} \cdot 36,9 + 0,2 \cdot 0} = 3,45 \quad (6.13)$$

Keskmine ja amplituudpinge

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{T}{2W_p} = \frac{16T}{2\pi d_r^3} = \frac{16 \cdot 900}{2\pi \cdot 0,063^3} \approx 9,2 \text{ MPa.} \quad (6.14)$$

Varutegur väände

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_F K_{d\tau}} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{165}{\frac{1,5}{0,95 \cdot 0,67} \cdot 9,2 + 0,1 \cdot 9,2} = 7,33 \quad (6.15)$$

Üldvarutegur

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{3,45 \cdot 7,33}{\sqrt{3,45^2 + 7,33^2}} \approx 3,1 \quad (6.16)$$

Soovituslik üldvarutegur võllidele [S] = 2,5 ... 3.

Võll vastab esialgsete andmete põhjal tugevustingimustele

Tabel 6.1. Pinge kontsentratsiooni tegurid K_σ ja K_τ

tegurid	Rm, MPa				
	600	700	800	900	1000
K_σ	1,6	1,75	1,8	1,9	2,0
K_τ	1,5	1,6	1,7	1,9	2,1

Tabel 6.2. Mastaabitegurid $K_{d\sigma}$ ja $K_{d\tau}$

teras		Võlli läbimõõt d, mm						
		20	30	40	50	70	100	120
süsinik	$K_{d\sigma}$	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,61
	$K_{d\tau}$	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
legeeritu d	$K_{d\sigma}$ ja $K_{d\tau}$	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

Lisaks võlli tugevuse kontrollimise paindele on vaja kontrollida ka võlli läbipainet ja paindenurka. Paindenurk on oluline just laagrite valikul.

Läbipaine leitakse universaalvõrrandite kasutamise teel. Universaalvõrrandid koostatakse mõlemas peatasandis ja seejärel arvutatakse summaarne läbipaine huvipakkavas punktis - hammasratta kohal..

Võlli ristlõike telginertsimoment (kasutatakse võlli keskmist läbimõõtu $\frac{0,05+0,063}{2} = 0,0565$):

$$I = \frac{\pi D^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,057^4}{64} = 5,0 \cdot 10^{-7} m^4 \approx 50,0 cm^4 \quad (6.17)$$

$$\text{Võlli paindejäikus: } EI = 200 \cdot 10^9 \cdot 5,0 \cdot 10^{-7} = 100045 Nm^2 \quad (6.18)$$

Xy-tasandis koostatakse läbipainde universaalvõrrand.

Koormuste suunamärgid ja rakenduskohtade koordinaadid saadakse seelt 6.2.

$$F_A = 1537 (+); \quad a_{FA} = 0;$$

$$F_{By} = 3924 (-); \quad a_{FCy} = 0,09 m;$$

$$F_{Cy} = 7564 (-); \quad a_{FDy} = 0,19 m;$$

$$F_{Dy} = 9851 (+); \quad a_{FBy} = 0,23 m;$$

$$M_{Ay} = 494 (-); \quad a_{FBy} = 0,09 m;$$

Läbipainde universaalvõrrandi algkuju:

$$\begin{aligned} vEI = v_0EI + \varphi_0 xEI + F_A \frac{(x - a_{FA})^3}{6} \cdot H(x - a_{FA}) - F_B \frac{(x - a_{FB})^3}{6} \\ \cdot H(x - a_{FB}) - F_C \frac{(x - a_{FC})^3}{6} \cdot H(x - a_{FC}) + F_D \frac{(x - a_{FD})^3}{6} \\ \cdot H(x - a_{FD}) - M_a \frac{(x - a_M)^2}{2} \cdot H(x - a_M) \end{aligned}$$

ehk

$$\begin{aligned} vEI = v_0EI + \varphi_0 xEI + 1537 \frac{(x - 0)^3}{6} \cdot H(x - 0) - 3924 \frac{(x - 0,09)^3}{6} \cdot H(x - 0,09) \\ - 7564 \frac{(x - 0,19)^3}{6} \cdot H(x - 0,19) + 9851 \frac{(x - 0,23)^3}{6} \cdot H(x - 0,23) \\ - 494 \frac{(x - 0,09)^2}{2} \cdot H(x - 0,09) \end{aligned}$$

ehk

$$\begin{aligned} vEI = v_0EI + \varphi_0 xEI + 256x^3 - 654(x - 0,09)^3 \cdot H(x - 0,09) - 1244(x - 0,19)^3 \\ \cdot H(x - 0,19) - 247(x - 0,09)^2 \cdot H(x - 0,09) \end{aligned}$$

Konstandid v_0 ja φ_0 leitakse piirtingimustest, et laagrite kohal läbipainet ei ole, s.t. $v = 0$, kui $x = 0$ ja kui $x = 0,23$ m.

$$\begin{cases} v_0EI = 0 \\ v_0EI + 0,23\varphi_0EI + 256 \cdot 0,23^3 - 654(0,23 - 0,09)^3 - 1244(0,23 - 0,19)^3 - 247(0,23 - 0,09)^2 = 0 \end{cases} \quad (6.19)$$

$$\text{millest: } \begin{cases} v_0 EI = 0 \\ v_0 EI + 0,23 \varphi_0 EI = 3,6 \end{cases}$$

ehk võrrandisüsteemi lahendades:

$$\begin{cases} v_0 EI = 0 \\ \varphi_0 EI = \frac{3,6}{0,23} = 15,7 \end{cases}$$

ehk

$$\begin{cases} v_{0y} = 0 \\ \varphi_{0z} = \frac{15,7}{100045} \approx 1,57 \cdot 10^{-4} \text{ rad} = 0,5' \end{cases}$$

Läbipainde universaalvõrrandi lõplik kuju xy-peatasandis on:

$$100045v = 15,7x + 256x^3 - 654(x - 0,09)^3 \cdot H(x - 0,09) - 1244(x - 0,19)^3 \cdot H(x - 0,19) - 247(x - 0,09)^2 \cdot H(x - 0,09)$$

ehk

$$v_y = 1,57 \cdot 10^{-4}x + 2,56 \cdot 10^{-3}x^3 - 6,54 \cdot 10^{-3}(x - 0,09)^3 \cdot H(x - 0,09) - 1,24 \cdot 10^{-2}(x - 0,19)^3 \cdot H(x - 0,19) - 2,47 \cdot 10^{-3}(x - 0,09)^2 \cdot H(x - 0,09) \quad (6.20)$$

Xz-tasandis koostatakse läbipainde universaalvõrrand.

Koormuste suunamärgid ja rakenduskohtade koordinaadid saadakse seelt 6.2.

$$F_A = 6534 (+); \quad a_{FA} = 0;$$

$$F_{Bz} = 12449 (-); \quad a_{FCy} = 0,09 \text{ m};$$

$$F_{Cz} = 6001 (+); \quad a_{FDy} = 0,19 \text{ m};$$

$$F_{Dz} = 86 (-); \quad a_{FBY} = 0,23 \text{ m};$$

Läbipainde universaalvõrrandi algkuju:

$$vEI = v_0 EI + \varphi_0 x EI + F_A \frac{(x - a_{FA})^3}{6} \cdot H(x - a_{FA}) - F_B \frac{(x - a_{FB})^3}{6} \cdot H(x - a_{FB}) + F_C \frac{(x - a_{FC})^3}{6} \cdot H(x - a_{FC}) + F_D \frac{(x - a_{FD})^3}{6} \cdot H(x - a_{FD})$$

ehk

$$vEI = v_0 EI + \varphi_0 x EI + 6534 \frac{(x - 0)^3}{6} \cdot H(x - 0) - 12449 \frac{(x - 0,09)^3}{6} \cdot H(x - 0,09) + 6001 \frac{(x - 0,19)^3}{6} \cdot H(x - 0,19) - 86 \frac{(x - 0,23)^3}{6} \cdot H(x - 0,23)$$

ehk

$$vEI = v_0 EI + \varphi_0 x EI + 1089x^3 - 2075(x - 0,09)^3 \cdot H(x - 0,09) + 1000(x - 0,19)^3 \cdot H(x - 0,19)$$

Konstandid v_0 ja φ_0 leitakse piirtingimustes, et laagrite kohal läbipainet ei ole, s.t. $v = 0$, kui $x = 0$ ja kui $x = 0,23$ m.

$$\begin{cases} v_0 EI = 0 \\ v_0 EI + 0,23\varphi_0 EI + 1089 \cdot 0,23^3 - 2075(0,23 - 0,09)^3 + 1000(0,23 - 0,19)^3 = 0 \end{cases}$$

millest:
$$\begin{cases} v_0 EI = 0 \\ v_0 EI + 0,23\varphi_0 EI = -7,6 \end{cases}$$

ehk võrrandisüsteemi lahendades:

$$\begin{cases} v_0 EI = 0 \\ \varphi_0 EI = \frac{-7,6}{0,23} = -33,1 \end{cases}$$

ehk

$$\begin{cases} v_{0z} = 0 \\ \varphi_{0y} = \frac{-33,1}{100045} = -3,31 \cdot 10^{-4} \text{ rad} \approx -1,1' \end{cases}$$

Läbipainde universaalvõrrandi lõplik kuju xz-peatasandis on:

$$100045v = -33,1 + 1089x^3 - 2075(x - 0,09)^3 \cdot H(x - 0,09) + 1000(x - 0,19)^3 \cdot H(x - 0,019)$$

ehk

$$v_z = -3,31 \cdot 10^{-4}x + 1,1 \cdot 10^{-2}x^3 - 2,1 \cdot 10^{-2}(x - 0,09)^3 \cdot H(x - 0,09) + 1,0 \cdot 10^{-2}(x - 0,19)^3 \cdot H(x - 0,019) \quad (6.21)$$

Arvutustest sai selgeks, et laagrites oleva võlliosa paindenurk on väga väike. See tähendab, et peaks olema võimalik kasutada ka koonusrull-laagreid.

Ühtlasi on võimalik leida hammasratta asukohas olev võlli läbipaine, mis ei tohiks olla liiga suur, muidu kannatab hambumine selle all. Selle leidmiseks asendatakse valemite 6.20 ja 6.21 vastav x-koordinaat kaugusega 0,19 m. Arvutused viiakse jällegi läbi Excelis, nii saab kiirelt tulemused.

$$x_c = 0,19 \Rightarrow v_{cy} = 1,6 \cdot 10^{-5} \text{ m} = 0,016 \text{ mm},$$

$$x_c = 0,19 \Rightarrow v_{cz} = -9,0 \cdot 10^{-6} \text{ m} = -0,009 \text{ mm}.$$

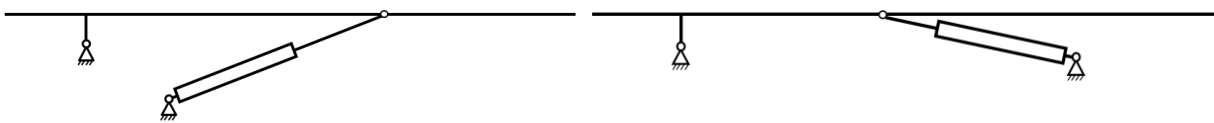
Summaarne läbipaine selles punktis saab arvutatud valemiga:

$$v_c = \sqrt{v_{cy}^2 + v_{cz}^2} = \sqrt{0,016^2 + (-0,009)^2} = 0,018 \text{ mm}.$$

See peaks olema piisavalt väike läbipaine, et mitte väga mõjutada hammasratta tööd.

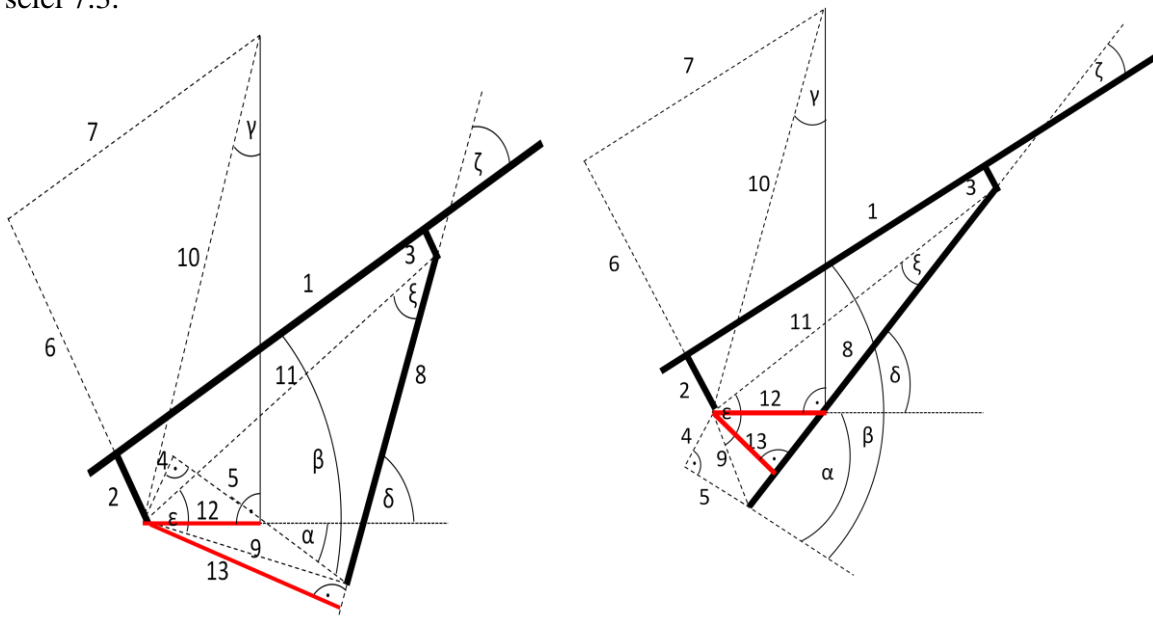
7. KALLUTATAV PLATVORM

Transportöörile sai valitud tõstetav/kallutatav platvorm. Tõstetaval platvormil on mitu kasulikku omadust. Esiteks ei ole mõnda seadet soovitatav kallutada, seega saab neid transportida alati loodis. Teiseks aitab tõstetav platvorm liigutada veetava koormuse raskuskeset ettepoole. See vähendab võimalust, et sõiduk võiks üle tagumise silla ümber käia. Platvormi liigutamiseks on peamiselt kaks võimalust. Kas linearsilindriga või pöördsilindriga. Esimene võib olla nii hüdrauliline, pneumaatiline kui elektriline. Lisaks on ka asetuvõimalusi peamiselt 2 nagu toodud seel 7.1 - kas silindri alumine kinnitus on platvormi kinnituse ja platvormi raskuskeskme vahel või teisel pool raskuskeset.

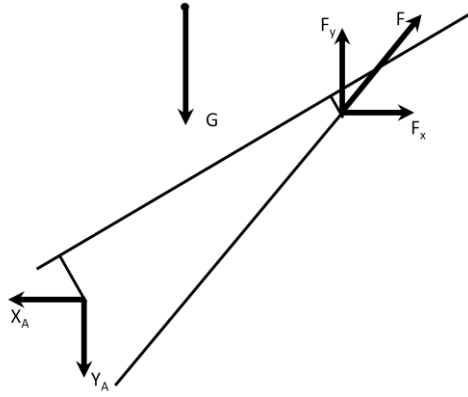


Sele 7.1. Silindri kaks peamist võimalikku asendit

Selleks, et leida jõud, mida silinder peab suutma täita, on vaja teha kinemaatiline skeem. Nii leiab ka ühtlasi toereaktsioonid nii silindri kui platvormi kinnituskohtades. Neid on vaja teada tugijalgade valmistamiseks. Arvutuskeemid on toodud seel 7.2a ja 7.2b ja toereaktsioonid seel 7.3.



Sele 7.2. a – arvutuskeem olukorras, kus silindri transportööri poolne kinnitus on madalamal platvormi samast kinnitusest; b – arvutuskeem olukorras, kus silindri transportööri poolne kinnitus on kõrgemal platvormi samast kinnitusest



Sele 7.3. Platvormi pöörlemispunkti komponentjõud ja silindri lükke/tõmbejõud ja komponendid ning veetava koorma raskusjõud

Sele 7.2 skeemidel on toodud seitse pikkust (esimesed seitse), mis on kasutaja poolt muudetavad. Ülejäänud on nii abipikkused nurkade leidmiseks kui muu oluline info. Nurgad α ja β on vastavalt transportööri tõusunurk horisontaali suhtes ja platvormi kalle transportööri suhtes. Arvutused on tehtud arvestusega, et saaks muuta nii silindri transportööri poolset kinnituskoha kui platvormi sama kinnituskoha igas suunas. Ka silindri teise poole kinnitust platvormi külge saab muuta igas suunas loogika piires. Pikkus 8 on silindri enda pikkus. Kasutades piirväärtuseid, mil θ on 0° ja 90° , on võimalik leida kolvi käik.

Sele 7.3 skeemil on kujutatud platvormi reaktsioonid – Y_a , X_a ja F_y , F_x , millest esimesega kinnitatakse platvorm transportööri külge ja teine liigend on silindri lõpu kinnitamispunkt. Silindri transportööri poolset otsa ei ole välja toodud, sest seal mõjuvad samad jõud, mis platvormi kinnituses, ainult et vastupidi. G kujutab koormuse raskuskeskme soovitatavat asukohta. Arvutuste läbiviimisel on koormuse sisse arvestatud ka platvormi enda ligikaudne mass. Küll aga ei ole platvormi massikeskme asukohaga arvestatud. Eeldusel, et platvormi enda massikeskme asub platvormi keskel kõrguse mõttes, toob see tegelikku massikeset veidi madalamale kui arvutustes kasutatud. Seetõttu peaks reaalsuses olema tekkivad jõud veidi väiksemad arvutuslikest. Raskuskeskme kohta saab muuta, nii on võimalik leida kui suured jõud mõjuvad massikeskme erinevate asukohtade korral. Tugevusarvutused on tehtud maksimaalse koormusega 1000 kg ja mõõtmetega 1 x 1 x 1 m nagu ülesande algtingimustes välja toodud. Mõõdud ei ole ranged, oluline on massikeskme asukohta õigetes piirides hoida. Massikeskme kõrguse jaoks on arvestatud 0,5 m platvormist kõrgemal ja umbes 0,15 m platvormi keskkohast eespool. Kergemate koormuste raskuskese võib loomulikult olla mingil määral kõrgemal ja tagapool.

Arvutused on tehtud nii, et toereaktsioonid on globaalsed ehk x-suund on alati paralleelne maapinnaga (paremale on positiivne), y-suund on alati vertikaalne (positiivne suund üles) olenemata sõiduki enda kaldest. Koordinaatsüsteemi valik ei muuda jõudude magnituudväärtust. Arvutuste tuumaks oli leida koormuse masskeskme jõu ja silindri jõu kaugus platvormi transportööri külge kinnitamise punkti suhtes (punaselt seel 7.2) ja kasutada nii momentide võrrandit selle punkti suhtes leidmaks vajaliku silindri jõu. Nii piisas ainult jõust endast. Ei olnud vaja lahutada see jõukomponentideks, mille korral oleks olnud kaks tundmatut suurust. Pärast analüütilisi arvutusi, viidi alati läbi ka kontroll SolidWorks Motion Analysis keskkonnas. Tulemuste kontroll SolidWorks keskkonnas oli üsna sarnane, aga alati mõni kN vähem. Osalt ei oska arvata, millest see erinevus tuleb, kohati aga tuleb sellest, et simulatsiooni tehes ei ole platvormi tegelik asend alati selline nagu määratud, ehk kui platvorm peaks näiteks olema aluse suhtes täisnurga all, võib see tegelikult olla 1-2° vähem. Üks tähelepanek oli see, et mida lühem on pikkus 2 ehk platvormi kinnitusjalg transportööri külge, seda lähedasemad olid arvutuslikud ja SolidWorksist saadud tulemused. Sobiva lõppkonfiguratsiooni leidmine käis proovimise teel. Muudeti erinevaid väärtusi ja vaadati kus suunas silindri nõutav jõud liigub. Peamiselt kontrolliti jõudusid olukordades, kus sõiduk on maksimaalse ehk 45° kalde all, aga platvorm on alla lastud ja sõiduk on horisontaalselt, aga platvorm 90° all üles tõstetud. Nii olid jõud enamasti suurimad, kuigi jooksvalt sai ka teiste asendite korral kontrollitud. 90° nurga all oleval juhul, ei olnud jõu väärtus muidugi päris võrreldav teise nimetatud olukorraga, aga seda sai vaadatud just seetõttu, et siis on koorma raskuskese teiselpool pöörlemispunkti, seega hakkab koorem hoopiski silindrit tõmbama ja silinder peab seega vastujõudu rakendama. Tabelis 7.1 on toodud arvutuste valemid. Kui parempoolses tulbas valem puudub, tähendab see, et valem ühtib vasaku poole valemiga. Ühtlasi on ära toodud juhtum, mille korral tundusid jõud kõige väiksemad. Vasakul pool on silindri transportööri poolne kinnituspunkt platvormi kinnituspunkti lähedal, aga allpool seda punkti.

Loomulikult ei valitud ainult juhtumit, kus jõud oleksid kõige väiksemad. Pidi ka silmas pidama kuhu on võimalik silindreid paigutada. Need ei tohi igale poole sisse sõita. Kõige keerulisem ongi leida see „*sweetspot*“ - magusaim punkt, mille korral oleksid jõud veel talutavad, aga oleks võimalik ka silindrit sellises asendis masinasse integreerida. Vasakpoolsel juhul see enam vähem ka leiti, kuigi see põhjustas uusi probleeme kinnituspunkti valmistamisega, sest asus päris kõrgel. Tabelis on toodud olukord, platvorm on alla lastud, aga sõiduk on maksimaalse kalde peal. Tabelis toodud koordinaattelgede reaktsioonid on globaalsed, nagu eelnevalt mainitud. Kui vaja leida teatud detaili suhtes

mõjuvad jõud, saab kasutada vastavaid nurkasid. Seega kui on vaja leida silindri-transportööri kinnituspunktis mõjuvad reaktsioonijõud transportööri suhtes on vaja kasutada nurka $\delta + \alpha$, kui aga platvormi suhtes, siis ζ . Selleks tuleb kasutada vastavalt soovitud telgedele vastavaid *sin* ja *cos* funktsioone, nagu tabelis jõu F globaalsete reaktsioonide korral.

Tabel 7.1. Silindrite arvutamise valemid ja võimalikud lahendused.

	Valem nr	Sele 7.2. a			Sele 7.2. b
L1			771,0 mm		
L2			50,0 mm		
L3			45,0 mm		
L4			130,0 mm		
L5			185,0 mm		
L6			510,0 mm		
L7			600,0 mm		
L8	(7.1)	$L_8 = \sqrt{(L_4 - L_3)^2 + L_2^2}$	601,3 mm	(7.20)	$L_8 = \sqrt{(L_2 - L_4 - L_3)^2 + (L_1 - L_5)^2}$
L8	(7.2)	$L_8 = \sqrt{L_9^2 + L_{11}^2 - 2 \cdot L_9 \cdot L_{11} \cdot \cos \varepsilon}$	601,3 mm		
L9	(7.3)	$L_9 = \sqrt{L_4^2 + L_5^2}$	226,1 mm		
L10	(7.4)	$L_{10} = \sqrt{(L_2 + L_6)^2 + L_7^2}$	820,7 mm		
L11	(7.5)	$L_{11} = \sqrt{(L_3 - L_2)^2 + L_1^2}$	771,0 mm		
L12	(7.6)	$L_{12} = L_{10} \cdot \sin \gamma$	820,2 mm		
L13	(7.7)	$L_{13} = L_{11} \cdot \sin \xi$	168,2 mm		
α			45°		
β			0°		
γ	(7.8)	$\gamma = (90 - (\beta - \alpha)) - \tan^{-1} \left(\frac{L_2 + L_6}{L_7} \right)$	91,97°		
ε	(7.9)	$\varepsilon = 360 - \left(90 + \tan^{-1} \left(\frac{L_3 - L_2}{L_1} \right) \right) - (180 - \beta) - \tan^{-1} \left(\frac{L_5}{L_4} \right)$	35,47°	(7.21)	$\varepsilon = \sin^{-1} \left(\frac{L_5}{L_9} \right) - \left(\sin^{-1} \left(\frac{L_1}{L_{11}} \right) - \beta \right)$
ζ	(7.10)	$\zeta = \delta - (\beta - \alpha)$	12,97°		
δ	(7.11)	$\delta = 180 - \tan^{-1} \left(\frac{L_4}{L_5} \right) - \cos^{-1} \left(\frac{L_8^2 + L_9^2 - L_{11}^2}{2 \cdot L_8 \cdot L_9} \right) - \alpha$	-32,03°	(7.22)	$\delta = \cos^{-1} \left(\frac{L_1}{L_{11}} \right) + (\beta - \alpha) + \xi$ $\delta = 180 - \cos^{-1} \left(\frac{L_9^2 + L_8^2 - L_{11}^2}{2 \cdot L_8 \cdot L_9} \right) + \tan^{-1} \left(\frac{L_4}{L_5} \right) - \alpha$
ξ	(7.12)	$\xi = \cos^{-1} \left(\frac{L_8^2 + L_{11}^2 - L_9^2}{2 \cdot L_8 \cdot L_{11}} \right)$	12,60°	(7.23)	$\xi = \mp \cos^{-1} \left(\frac{L_{11}^2 + L_8^2 - L_9^2}{2 \cdot L_8 \cdot L_{11}} \right)$
G	(7.13)	$G = m \cdot g$	11282 N		
F	(7.14)	$F = \frac{G \cdot L_{12}}{L_{13}}$	55011 N		
F _y	(7.15)	$F_y = F \cdot \sin(\delta)$	-29173 N		
F _x	(7.16)	$F_x = F \cdot \cos(\delta)$	46638 N		
Y _A	(7.17)	$Y_A = -(F_y - G)$	-46638 N		
X _A	(7.18)	$X_A = -F_x$	5365 N		
A	(7.19)	$A = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2}$	61739 N		

Lisas 2 on toodud silindris mõjuv tõuke-/tõmbejõud teatud tsükli jooksul, mis on toodud tabelis 7.2. Tsükkel näeb ette platvormi liikumist kõikvõimalikes asendites. Lisas 2 toodud ülemine graafik on tehtud Excelis ja alumine SolidWorks Motion Analysis keskkonnas. Nagu näha, on graafikud sisuliselt samad. Seega peavad arvutused küllalt õiged olema. Erinevus on ainult selles, et SolidWorks näitab jõudu alati positiivsena.

Tabel 7.2. Silindri surve ja tõmbejõu analüüs kõikide võimalike asendite korral

t, s	$\alpha, ^\circ$	$\beta, ^\circ$
0	0	0
2	45	0
4	45	45
6	45	90
8	0	90
10	0	45
12	0	0

8. ROOMIKUD

Roomikud kannavad mootori poolt edastatud võimsuse maapinnale. Kuna tegu ei ole tavalise, horisontaalsel pinnal liikuva sõidukiga, ei sobi selleks ülesandeks kasutada igasugune roomik.

Metallist lülidega roomikud võib koheselt välistada. Peamised põhjused on:

- mitte nii hea haarduvus kõva pinnaga,
- müra,
- trepiastmete(-serva) arvatav lõhkumine, sest metall peaks olema tugevam materjalidest, millest üldjuhul treppe tehakse ja
- suurem mass.

Seega on ilmselgelt ainuke võimalus kasutada kummist roomikuid. Samas igasuguse kujuga roomikud ei sobi. Roomiku muster peab olema teatud kujuga, mis võimaldaks selle patjadel haakuda trepiastmega, sest see on peamine pidepunkt treppidest ronimisel.

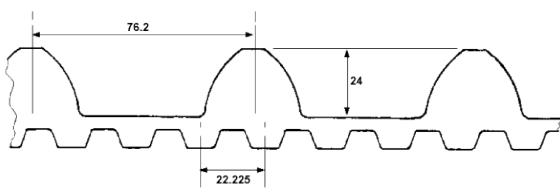
Roomikut ei saa valmistada ainult tavalisest kummilaadsest materjalist. Lihtsalt kummist tehtud roomik sobib ainult väga kergetele sõidukitele. Praegusel juhul on tegu väga suurte massidega. Lihtne roomik arvatavasti veniks selliste koormuste all kuniks lõpuks rebeneb. Seetõttu tugevdatakse roomikuid peamiselt kevlari või klaaskiuga, aga ka muude materjalidega. Paljuski sõltub millist tehnoloogiat mingi tootja kasutab. Lisaks peavad roomiku padjad olema piisavalt kõrged, et haakuks trepi servaga ega libiseks üle, muidu võib suur mass hooga trepist alla veeredes palju kahju teha. Mida kõrgem on padi, seda pikem peab see ka olema, muidu tekib oht, et suurte paindejõudude tõttu võib kergelt küljest rebeneda ja nii roomiku kasutuks muuta. Ühtlasi peaks roomiku padi olema pealt lame, sest teravatipulisem padi tahaks pidevalt painduda ühele või teisele poole ja hoiaks pidevalt nii paindepinget peal. ka patjade vahekaugus on oluline. selle optimaalse suuruse määramine eeldaks võimalikult paljude erinevate treppide mõõtmete uurimist ja võrdlemist.

Pärast pikki otsinguid tuli tõdeda, et valmis roomiku leidmine treppidele on peaaegu võimatu. Uurides paljude tootjate, peamiselt Aasia maade, toodangut, ei olnud võimalik leida midagi väga kasulikku. Nende peamine puudus oli kas informatsiooni vähesus või liiga väike koormustaluvus. Samas ei ole maailmas ka rohkem kui ühel tootjal kuni tonnise kandevõimega trepirobotit esialgse info põhjal. On ka üks väike Inglismaa firma Thistle, mis teeb rihmasid ja ka mõningaid roomikuid. Info on veel üpriski kesine mõne toote kohta, sest on väidetavalt arendusjärgus. Kuna koduleht on väga algeline nii disainilt kui muudelt tunnustelt, on raske aru saada kas see ka siiani toimib. Thistle trepirobotitele mõeldud roomiku profiil on toodud seel 8.1 [28]. Ideeliselt sobiks selline profiil küll, kuigi enne

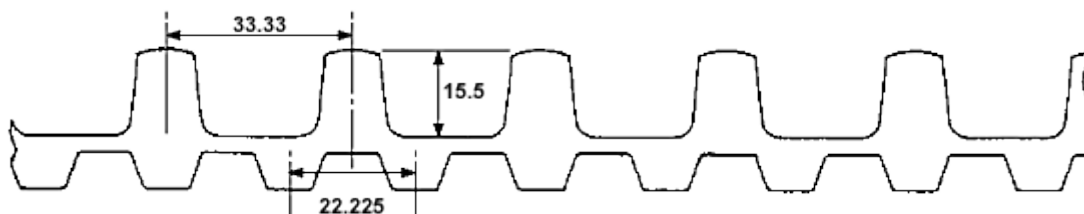
testimist ei saa milleski kindel olla. Peamine probleem pildi põhjal tundub olevat liiga väike paksus. Selle põhjal võib arvata, et on sobilik väiksema kandevõimega robotitele. Samas, ilma konkreetseid näitajaid teadmata, ei ole miski kindel. Kodulehel on neil näidatud ka teine roomik, mis toodud seel 8.2 [29]. Juures on kirjas, et sõidukitele. Seega võib eeldada piisavat kandevõimet, samas ei tea mida täpselt nad sõiduki all silmas peavad. Lisaks on ka mainitud hea trepil ronimisvõimekus. Pildi põhjal tundub jällegi kummikiht üsna õhuke olevat ja täpsem info materjalidest, eelkõige tugevdusmaterjalidest puudub. Kuigi padi ei ole väga kõrge, tundub selle pikkus(paksus) võrreldes kõrgusega siiski suhteliselt väike ja seetõttu ei usu piisavat kandevõimet käesolevaks ülesandeks. Uuriti ka erinevate väiksemate tõstukite ja muude taoliste masinate roomikuid, aga need on kõik liiga suured selleks ülesandeks. Lisaks on need siiski mõeldud horisontaalse pinna peal liikumiseks ja seega ei ole nende muster sobilik treppidel ronimiseks.

Ainuke võimalus, mida arvatavasti mitmed trepirobotite valmistajad ka kasutavad, on lasta valmistada need eritellimusel. Peale mõne Hiina firma peaks sellist teenust pakkuma ka maailmakuulus suurfirma Caterpillar, kuigi viimati ei õnnestunud vastavad kohta üles leida.

Kummist roomikute suur puudus on nende kulumine. Nende eest tuleb kanda hoolt. Ei tohi liikuda abrasiivsel pinnasel. Kõige rohkem kulutab roomikut siiski pööramine, mille korral libiseb see mööda maapinda. Selle tõttu tuleks üldjuhul vältida väikese raadiusega pööramist, eriti koha peal pööramist, eriti suurte masside korral. Soovitav on järk-järguline pööre. Just kulumise vähendamine, ehk pikem eluiga on ka üks põhjustest miks sai lisatud transportrattad. Neid tuleks tuleks alati eelistada seal, kus võimalik.



Sele 8.1. Thistle trepiroboti roomiku profiil



Sele 8.2. Thistle roomik sõidukitele

9. TRANSPORTRATTAD

Transportööriil on lisaks roomikutele kasutada ka lisarattad. Need transportrattad on mõeldud kasutamiseks tasasel maapinnal. Sõiduki kiirus roomikutel liikudes on kuni 5m/min. Transportratastel on võimalik sõidukit lükata kiirusega 4 km/h, mis on sisuliselt käimiskiirus. Teisendades samale ühikule, teeb see kiiruseks 66,7 m/min. Nii on võimalik liikuda üle 10 korra kiiremini kui sõiduk omal jõul. Kuna üks paar rattaid on pööratav, saab sõidukit ka positsioneerida, kuigi mitte nii hästi kui mõlemad paarid oleksid pööratavad. Küll aga ühe paari mitte pöörlemine lisab stabiilsust sirgel liikumisel ja nii ei pea liikumisel masinaga eriti võitlema, et see suunda hoiaks.

Transportrattad on küllaltki väikest läbimõõtu. Peamine põhjus on ruumis, mis nad enda alla võtavad. Suuremaid ei oleks võimalik kasutada. Esialgu on arvestatud taga 100 millimeetriste ratastega ja eespool 85 mm.

Kasutusele on võetud polüuretaankattega rattad. Sellel on mitu põhjust. Polüuretaankate on pehmem kui seda on nailon või terasrattad. Seetõttu on need oluliselt vaiksemad ja lisaks summutavad ka oluliselt rohkem vibratsiooni kõvakattega pinnal liikudes. Õhkrehviga või parema kummikattega rattad oleks neis kahes vallas veel oluliselt paremad kui seda on polüuretaanrattad, aga nende kandevõime on kordades väiksem. Nii oleks vaja kasutada oluliselt suurema läbimõõduga rattaid, mis ei ole praeguses olukorras võimalik.

Transportrataste asetus on suuresti paika pandud nende suurusega.

Rataste valik on väga lai. Küll aga on väga raske leida sobivat, mis mahuks teatud mõõtmetesse ja omaks piisavat kandevõimet. Eelnevalt on mainitud, et sõiduki mass võib olla kokku 1450 kg, aga kuna lõppmudelit ei ole, võib see olla ka suurem. Transportrataste valiku juures on üldjuhul põidlareegliks see, et kasutades nelja ratast, peab kolm neist suutma kanda kogu sõiduki raskust. Kuna täpselt ei ole teada, otsitakse esialgu rattaid, mille kandevõime oleks vähemalt 550 kg, see teeb kolme ratta kandevõimeks 1650 kg, mis peaks igal juhul piisav olema. Loomulikult loeb rataste valikul ka massijaotus, seega kogu massi teadmisest üksi ei piisa.

Internetist võib kerge vaevaga leida palju rattaid, aga kõige keerulisem on see, et ei avaldata paljusid olulisi andmeid. Üheks oluliseks näitajaks on mass. Sõiduk peab olema nii kerge kui võimalik. See annab võimaluse kasutada väiksema võimsusega mootorit, kuigi nende rataste endi mõju ei saa eeldatavasti isegi kümnetes vattides mõõta. Lisaks on väga väheste toodete kohta võimalik leida hinda. Kuna sõiduk ise on väga kallis, on igalt poolt saavutatav kokkuvõtte oluline.

Kolm peamist tootjat, kelle rattaid sai uuritud, on LAG, Tente ja BIL. Lisas 3 on välja toodud kandidaadid, mille vahel peamiselt valimine toimus. Välja on toodud mõlemad, nii pööratavad kui fikseeritud. Esialgu osutusid valituks tabelist tooted koodidega LAG 7480 ja BIL BZLL82PTBJ.

Transportatuste liigutamiseks kasutatakse hüdraulilist rammi. Kasutatav ramm on väike ühetoimeline silinder. Tagastamine toimub nii gravitatsiooni kui vedru jõul. Selleks, et rattad saaks üles-alla liikuda, on kasutusele võetud lineaarjuhikud. Lineaarjuhikute ülesanne on hoida rattad otse nii, et ei tekitaks hüdrorammi paindemomente.

10. HÜDRAULIKA

10.1. Platvormi hüdraulika

Peatükis 7 leiti silindri tõuke- ja tõmbejõud. Selle abil on võimalik läbi viia hüdraulilised arvutused leidmaks süsteemi jaoks vajalikud rõhud.

Hüdraulika puhul on põidlareegliks see, et nõutav jõud ja käigupikkus võiks olla 80% süsteemi tegelikust võimekusest. Sellest arvutuste juures ka lähtuti. Arvutused viidi läbi Excelis kasutades Tabeli 7.1 valemeid jõudude leidmiseks. See sisaldas ühtlasi kas silindri tavamõõte, mis saadi ühe Eesti tootja lehelt [30]. Nii katsetati jooksvalt, mis mõõdus peaks silinder olema, et saaks nii enam-vähem rõhud, aga et silinder ka sõidukisse mahuks. Valiti silinder kolvivarre läbimõõduga 40 mm ja kolvimõõduga 63 mm. Järgnevalt on toodud silindri pindalad valemite (10.1.1) – (10.1.3). Tabelis 10.1.1 on tehtud täpsemad arvutused süsteemi iseloomustamiseks.

$$A_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{400} = \frac{\pi \cdot 63^2}{400} = 31,2 \text{ cm}^2 \quad (10.1.1)$$

$$A_2 = \frac{\pi \cdot d^2}{400} = \frac{\pi \cdot 40^2}{400} = 12,6 \text{ cm}^2 \quad (10.1.2)$$

$$A_3 = A_1 - A_2 = 31,2 - 12,6 = 18,6 \text{ cm}^2 \quad (10.1.3)$$

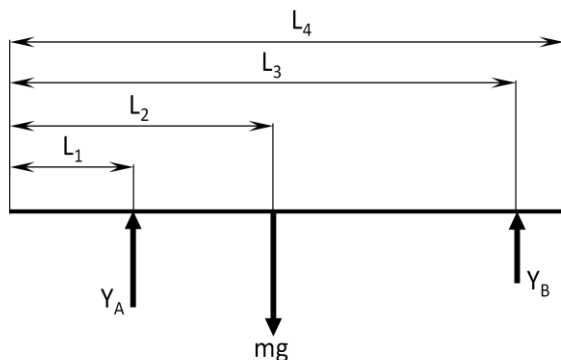
Tabel 10.1.1. Hüdraulikasüsteemi arvutamine

Ühe silindri jõud	(10.1.4)	$F_t = \frac{F}{2 \cdot 0,8}$	$= \frac{55011}{2 \cdot 0,8} = 34382 \text{ N}$	$= \frac{40972}{2 \cdot 0,8} = 25607 \text{ N}$
Vastujõud	(10.1.5)	$F_v = 10 \cdot \Delta p \cdot A_3$ $F_v = 10 \cdot \Delta p \cdot A_1$	$= 10 \cdot 10 \cdot 18,6 = 1860 \text{ N}$	$= 10 \cdot 10 \cdot 31,2 = 3117 \text{ N}$
Kogujõud	(10.1.6)	$F_\Sigma = F_t + F_v$	$= 36242 \text{ N}$	$= 28725 \text{ N}$
Rõhk süsteemis	(10.1.7)	$p = \frac{F_\Sigma}{10 \cdot A}$	$= \frac{36242}{10 \cdot 31,2} = 116,3 \text{ bar}$	$= \frac{28725}{10 \cdot 18,6} = 154,4 \text{ bar}$
Rõhulangus		$\Delta p = 10 \text{ bar}$		
Kogu rõhk	(10.1.8)	$p_{max} = p + \Delta p$	$= 116,3 + 10 = 126,3 \text{ bar}$	$= 154,4 + 10 = 164,4 \text{ bar}$
Pumba tootlikkus	(10.1.9)	$Q = 1,5 \frac{\text{l}}{\text{min}}$		
Mootori võimsus	(10.1.10)	$P = \frac{Q \cdot p}{600}$	$= \frac{1,5 \cdot 126,3}{600} = 0,32 \text{ kW}$	$= \frac{1,5 \cdot 164,4}{600} = 0,41 \text{ kW}$

Silindri väljaliikumise kiirus	(10.1.11)	$v = \frac{Q}{6A_1}$	$= \frac{1,5}{6 \cdot 31,2} = 0,008 \frac{m}{s}$ $= 8,0 \frac{mm}{s}$	$= \frac{1,5}{6 \cdot 18,6}$ $= 0,013 \frac{m}{s}$ $= 13,4 \frac{mm}{s}$
Silindri liikumiseks kuluv aeg	(10.1.12)	$t = \frac{L}{v}$	$= \frac{319,5}{8} = 39,8s$	$= \frac{319,5}{13,4} = 23,8s$
Silindri maht	(10.1.13)	$V = \frac{A \cdot L}{10}$	$= \frac{31,2 \cdot 400}{10}$ $= 1245 \text{ cm}^3 = 1,24 \text{ l}$	$\frac{18,6 \cdot 400}{10}$ $= 743 \text{ cm}^3 = 0,74 \text{ l}$

Tabelis kasutatud jõuväärtused on saadud tabelist 7.1. Tabelisse on esialgu lisatud Δp . Kuigi ei teata rõhulanguste kohta täpselt midagi sellel hetkel, siis igaks juhuks arvestatakse sellega, sest klappides ja ventiilides on see niikuinii, küsimus on ainult väärtuses. Seega peaks süsteem kannatama 165 bar. Ilmselt ei tohiks see kunagi sinna maani tegelt jõudagi, sest võeti arvesse 80% reeglit. Seega peaks olema süsteem igati üle kvalifitseeritud. Vooluhulk valiti esialgu madal ja seetõttu on ka kogu silindrite liikumine aeglane. Tegelik vooluhulk selgub hiljem hüdraulilise jõujaama valimisel.

10.2. Transportrataste hüdraulika



Sele 10.2.1. Transportrataste kandevõime leidmine; L_1 – eesmistest transportratastest kaugus esimesest roomikuteljest, L_2 – koormuse massikeskme asukoht esiteljest, $L_3(=L_4)$ – tagumiste transportratastest kaugus esimesest teljest, Y_A ja Y_B on transportratastest kandevõimed

Transportrattad liiguvad hüdrorammi abil. Selleks et leida rõhk süsteemis, sai koostatud skeem seel 10.2.1. Selle abil on võimalik leida transportratastest poolt nõutav kandevõime. Ilmselt ei ole see päris ideaalne, sest arvestab peamiselt ainult koormuse massikeskme asukohta, teadmata sõiduki enda massikeskme täpsemat asukohta.

Tabelis 10.2.1 on toodud ligikaudsed kaugused ja tulemused

Tabel 10.2.1. Transportrataste kandevõime arvutus

L_1	315 mm
L_2	500 mm
L_3	1130 mm
G	$1500 \cdot 9,81 = 14715 \text{ N}$
Y_A	$\frac{G}{L_3-L_1} \cdot (L_3 - L_2) = 11375 \text{ N}$
Y_B	$\frac{G}{L_3-L_1} \cdot (L_2 - L_1) = 3350 \text{ N}$

Siit on näha, et enamus kandevõimest kandub eesmistele transportratastele. See tähendab, et suurimad rõhud hüdraulikas on just selle hüdrorammi. Algselt oli plaan kasutada väikest hüdrorammi (EuroPressPack CGS5N80 [31]), mille kolvi läbimõõt on 30 mm. Nii tuleb kolvi pindalaks $A = 7,1 \text{ cm}^2$. Kolvikäiguks on 80mm. Tabelis 10.2.2 on arvutused hüdraulikasüsteemi leidmiseks.

Tabel 10.2.2. Hüdraulikasüsteemi arvutamine

		Eesmine	Tagumine
Silindri jõud	F	$= 11375 \text{ N}$	$= 3340 \text{ N}$
Rõhk süsteemis	$p = \frac{F}{10 \cdot A}$	$= \frac{11375}{10 \cdot 7,1} = 160,9 \text{ bar}$	$= \frac{3340}{10 \cdot 7,1} = 47,3 \text{ bar}$
Rõhulangus	$\Delta p = 10 \text{ bar}$		
Kogu rõhk	$p_{max} = p + \Delta p$	$= 160,9 + 10 = 170,9 \text{ bar}$	$= 47,3 + 10 = 57,3 \text{ bar}$
Pumba tootlikkus	$Q = 1,5 \frac{\text{l}}{\text{min}}$		
Mootori võimsus	$P = \frac{Q \cdot p}{600}$	$= \frac{1,5 \cdot 170,9}{600} = 0,43 \text{ kW}$	$= \frac{1,5 \cdot 57,3}{600} = 0,14 \text{ kW}$
Silindri väljaliikumise kiirus	$v = \frac{Q}{6A_1}$	$= \frac{1,5}{6 \cdot 7,1} = 0,035 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 35,4 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$	
Silindri liikumiseks kuluv aeg	$t = \frac{L}{v}$	$= \frac{75}{35,4} = 2,1 \text{ s}$	
Silindri maht	$V = \frac{A \cdot L}{10}$	$= \frac{7,1 \cdot 400}{10} = 53 \text{ cm}^3 = 0,05 \text{ l}$	

Nagu tulemustest näha, läheb siin vaja suuremat rõhku. Eriti veel seetõttu et ei ole arvestatud varuga, seega peaks hüdraulikasüsteem võimaldama rohkem kui 171 bar.

Tabelis on liikumisaja arvutamiseks kasutatud kolvikäiku 75 mm. Tegelikuses nii palju vaja ei ole, sest transportöör oleks vaja maast lahti tõsta ainult nii palju, et roomikud maad ei puutuks. Samas kui on oht ümberkukkumisele, oleksid roomikud kohe võimelised maad puutuma, tehes sõiduki nii laiemaks. Küll aga tuleb pikem kolvikäik kasuks kui on vaja ronida veidi kõrgemat trepiastet kui roomik ise suudaks. nii on võimalik tõsta sõiduki esiosa kõrgemale, liigutades ainult esimesi transportrattaid nii palju kui võimalik.

10.3. Hüdraulikakomplekt

Hüdraulikakomplektiks sai esialgu valitud Bucher Hydraulics toodang M-3593 [32]. Seda peamiselt seetõttu, et sel on kohe vastav klapisüsteem, millega saab ühelt poolt juhtida ühetoimelist silindrit ja sellest sõltumatult ka kahesilindrilist ja ühtlasi saab ka koormat hoida. Kuna selle töö süsteemis on mõlemaid kaks, on vaja mõlemale väljundile jaoturit, mis mitte ainult ei jagaks vedelikku mitmele silindrile vaid tagaks, et mõlemad need silindrid töotaks ka ühe ja sama rõhuga ehk ühtlaselt, kuna silindrid ei tohi tõusta ebaühtlaselt, seda eelkõige just platvormi silindrid.

Valitud hüdraulikasüsteemile sai valitud ka komponendid nende endi kataloogist. Pumbaks on toode koodiga 17-270 12171 – 270(51), mis koos valitud mootoriga koodiga 8120 tagab vooluhulgaks 1 gallon minutis ehk umbes 3,75 l/min umbes 125 bar juures. Kuna see tuleb jagada kahe silindri peale, on võimalik ühel silindril saada vooluhulk 1,5 l/min. See oli üks parema jõudlusega komplekte selle suuruse juures. Ühtlasi töötavad nii mootor kui klapid ka 24V pealt. Reservuaariks sai valitud 6044, mille mahuks on 4,8 l. See võiks esmapilgul olla piisav. Sest kaks silindrit võtavad maksimaalselt 2,5 l + voolikud ja kuna süsteem ei ole väga kiire ja pidev, peaks õli saama ka jahtuda. Edasine lahendus vajaks spetsialisti sekkumist, sest platvormi puhul on tegu pidevalt muutuva koormusega ja pumba vooluhulk on erinev erinevatel rõhkudel. Spetsialistid teavad paremini kuidas süsteem nii tööle panna et töötaks ühtlaselt olenemata koormusest. Loomulikult vaja ka mingeid lõpulüliteid.

11. ELEKTROONIKA

Sõiduki elektroonika peaks esmapilgul koosnema veomootorite kontrollieritest, juhtimisseadmest, pumba juhtelektroonikast ja mingist kontrollierist, mis kõik omavahel seob. Parem oleks kui oleks võimalik neid omavahel siduda nii, et mitut seadet vaja ei läheks.

11.1. Mootorite juhtimine

Mootorite juhtimiseks on vaja kasutada kontrollierit. Transportööris on kasutusel püsimagnetergutusega mootorid. See tähendab, et mootorite kontrollier peab olema mõeldud töötamiseks sellist liiki mootoriga. Tänapäeval on mootorid kasutusel kõikvõimalikes kohtades. Seetõttu on ka väga palju kontrolliereid saadaval. Toodetakse kontrolliereid, mis on mõeldud mingite konkreetsete tegevuste tegemiseks, kui ka selliseid, mida saab ise teatud määral programmeerida. Seega on võimalik kohe soetada valmistoode. Ei pea otsast lõpuni ise valmis disainima, kui just ei ole tegu väga spetsiifilise ülesande jaoks mõeldud kontrollieriga, mida ei ole vabalt saadaval või kus mingid tegurid nagu hind vms seab kindlad piirid.

Kontrollieri valikul on mitu näitajat millele peab tähelepanu pöörama. Üks on see, mille jaoks kontrollier mõeldud on, ehk kas on ettemääratud toimingute tegemiseks või saab kasutaja muuta parameetreid enda ülesande jaoks sobivalt. Teine väga tähtis näitaja on voolutaluvus. Võimsuselt suured, aga pingelt väikesed mootorid, nagu käesolevas ülesandes, nõuavad üsna palju ampreid. Kontrollier peab sellise vooluga toime tulema. Kui kontrollier põleb juba mootori esimesel käivitusel läbi, ei ole temast mingit kasu. Samuti ei ole kontrollierist erilist kasu kui see suudab mootorit töös hoida väga vähest aega, enne kui läheb piisavalt kuumaks, et hakkab kas voolu piirama või ennast välja lülitama. Konkreetset juhul on tegu sõidukiga mis ei pea püsivalt töötama terve päev. Suures osas paneb akude mahtuvus paika kui palju järjest sõiduk tööde võib teha.

Sõiduki juures on arvestatud 1,1 kW (1,5 HP) mootorite kasutamisega. Sellise võimsusega mootorid kasutavad normaaljuhul umbes 60 A vastavalt tabelile 5.1.2. Eelnevalt sai kasutatud mootorit, millel võimsust 1,2 kW ja sellega seoses paar amprit suurem voolutarve. Arvestades, et käivitusel on vool tavaliselt 1,5 kordne, tuleks arvestada $60 \times 1,5 \approx 90$ A. Kontrollier peaks seega suutma lühiajaliselt pakkuda kuni 90 A ja püsivamalt umbes 60 A. Kuna võib juhtuda, et mootor on veidi võimsam, vaadatakse siiski natuke suurema varuga kontrolliereid. Loomulikult peab kontrollier olema ka mõeldud kasutamiseks 24 voldiga, aga

võiks toimida ka 36 või isegi 48 voldiga, mis võimaldaks vahetada ümber selliste mootorite kasutamise peale vajadusel ilma kontrollereid välja vahetamata.. Üks palju kasutatavaid kontrollereid maailmas on tootjalt nimega Curtis Instruments.

Curtis Instruments valikust on eelnevalt toodud piirides kaks kontrolleriit – 1225 ja 1227 [33]. Curtise kontrolleriid on kõik mõeldud ainult ühe mootori jaoks, ehk need on ühekanalilised ja seega on vaja kasutada igal mootoril oma kontrolleriit. On olemas ka teisi rohkem robotitele mõeldud kontrollereid mis samuti sobivad võimsamatele mootoritele. Üks sellistest tootjatest on Roboteq. Erinevalt Curtise kontrolleriitest on Roboteqil saadaval nii ühekanalilisi kui ka kahe kanaliga. Kahe kanaliga on selle võrra lihtsam, et ei lähe vaja kahte eraldi kontrolleriit. Roboteqi kontrolleri HDC2450 [34] on võimeline püsivalt välja andma 80A kanali kohta ja lühiajalisemalt 150A.

Mõlema firma kontrolleriil on väga palju sarnasusi, aga ka väga palju olulisi erinevusi. Curtise kontrolleriil on olemas rohkem käesoleva ülesande lahendamiseks vajalikke omadusi, mida saab programmeatoriga oma soovide järgi teatud piirides paika sättida. Roboteqil kõiki neid võimalusi kohe ei ole. Küll aga on sel võimalus MicroBasic programmeerimiskeeles kuni tuhande programmirea ulatuses vajalikke võimalusi ise juurde lisada. Seega on võimalik selle kontrolleriiga teha rohkem tegevusi kui Curtise omaga. Curtise programmeerimine käis algselt käsiprogrammaatori kaudu, mida üldjuhul sai ainult rentida või lasta teeninduspunktides ära programmeerida. Nüüd on seda võimalik ka osta, aga maksab see umbes kontrolleri enda hinna. Õnneks on neil nüüd olemas ka vahelüli, mille abil saab kontrolleri parameetreid muuta arvuti kaudu. Ühtlasi võimaldab see ka jooksvalt teatud parameetreid jälgida (nagu temperatuur, pinge ja amprid) ja neid näite loomulikult ka salvestada. Roboteqil ei ole eraldi programmeatoriit või vahelüli vaja. Seda saab ühendada arvutiga otse USB või RS-232 liidese kaudu. Erinevalt Curtisest, on Roboteqi kontrolleri ka mikrokontroller. See sisaldab endas väga palju analoog, digitaal, pulsi ja enkoodri sisendeid ja digitaalseid väljundeid. Seega on sellele võimalik külge ühendada erinevaid sensoreid kui peaks tekkima vajadust, näiteks lisada tunniloendur väljundisse. Kuigi Roboteqi kontrolleri on kallim (ei leidnud Curtise eurohinda, aga USAs on \$150+ võrra odavam), on kahe asemel vaja ühte ja puudub vajadus osta lisatarvikuid programmeerimiseks, teeb see kokkuvõttes soodsamaks asja. Ka üldmõõtmetelt võtab üks kontrolleri vähem ruumi kui kaks – 165x122x65mm x2 (Curtis) vs 228x140x40mm (Roboteq). Info on pärit mõlema tootja kontrolleriite spetsifikatsioonist [33] ja [34].

Eelnevat arvesse võttes oleks kasulikum Roboteqi kontrolleri. Küll aga nõuab see lisaprogrammeerimist lisamaks juurde puuduolevad olulised omadused. Üks olulisematest on

mootori kompenseerimine, mis tõstab mootori kiirust kompenseerimaks kiiruse vähenemisest tekkinud väände vähenemist. Curtise kontrolleri jaoks on kohe lisatud *IR compensation*, nagu seda inglise keeles tuntakse, Roboteqi kontrolleri jaoks on vaja kirjutada *script*. Täpsemaks kompenseerimiseks oleks vaja kasutada mootoril enkoodrit, mis tuvastab mootori kiiruse täpselt ja nii on efektiivsem kompenseerida. *IR* kompensatsiooni puhul seda vaja ei lähe, kuigi täpsem voolusensor on kasulik lisada, sest kontrolleri jaoks täpselt seda ei mõõda vaid arvutab [35]. Kõike seda oleks vaja realsuses testida, et kontrollida *IR* kompensatsiooni sobivust. See hoiaks kokku ühe lisatarviku mootoril enkoodri näol, mis tähendaks selle võrra lühemat sõiduki üldpikkust. Voolupiiramisvõimalused on kontrolleri jaoks kohe sisse ehitatud. Samuti on *Full H-Bridge* nagu oodata võiks, seega ei ole vaja eraldi kontakteid mootori suuna muutmiseks.

11.2. Sõiduki juhtimine

Sõiduki juhtimiseks on põhimõtteliselt kaks võimalust – vahetu juhtimine ja puldist juhtimine. Vahetu juhtimise all peetakse silmas transportööri küljes asuvaid juhtimisseadmeid. Niisuguse juhtimise miinuseks on see, et operaator on seadmega kontaktis. Kui sõidukiga peaks midagi juhtuma, näiteks treppidest alla veerema mingil põhjusel, võib-operaator vigu saada, kui ei reageeri piisavalt kiiresti, kuigi selliseid olukordi ei tohiks tekkida. Lisaks ei ole vahetu juhtimine ergonomiline. Et operaator saaks korralikult sirge seljaga treppidel liikuda, peaks seadme juhtnupud asuma piisavalt kõrgel. Küll aga ei ole see sõiduki disaini kohalt kuigi otstarbekas. Seega on optimaalne valik puldist juhtimine.

Pult võib olla nii juhtmega kui juhtmeta. Mõlemal on omad eelised ja puudused. Juhtmega puldi häda on see, et peab juhet pidevalt kontrollima, sest võib jääda sõiduki alla, millegi taha kinni või võib operaator ise juhtmesse koperdada. Juhtmeta puldi probleem on see, et kasutab toiteallikana akusid või patareisid. Ilmselt ei tühjene sõiduki akud ja puldi akud alati samal ajal. Nii võib puldi akud/patareisid tühjaks saada väga ebasobival ajal. Seetõttu peavad need alati tagavarana olemas olema. Hüllem olukord on see, et mingil põhjusel võivad tekkida mingid häired, mis võivad juhtimist takistada. Euroopas on sellistes seadmetes kasutusel sagedus 433MHz. Selline sagedus on ka näiteks auto puldiga kesklukkudes. Õnneks on üldjuhul seadmetel palju kanaleid, seega ei tohiks oht väga suur olla sama sageduse peale sattuda ja nii mingeid ohtuolukordi tekitada.

Juhtseadmete juures on loomulikult alati võimalus ise disainida enda jaoks sobivad seadmed, millel on nii palju ja sellist tüüpi juhtnuppe just nagu parasjagu vaja. Samas ei ole see

lahendus väga optimaalne, sest juhtseadmete väljatöötamine ja testimine ja valmistamine võtab omajagu aega ja raha. Tänapäeval on olemas valmislahendused, mis on laialdaselt kasutuses tööstuses erinevate masinate nagu kraanad jne opereerimiseks. Üks tuntumaid selliste seadmete tootjaid on Telecrane. Telecrane toodab peamiselt kahte tüüpi juhtpulte. Ühed on pikliku kujuga, mis sisaldab endas peamiselt surunuppe. On olemas nii ühetoimeliste nuppudega kui kahetoimelisetega. Ühetoimeline on kas sees või väljas ehk nupp saab ainult ühte asja teha. Kahetoimeliste korral saab kaks tegevust ühe nupu alla programmeerida. Ühel tegevuse tegemiseks tuleb nupp pooleldi alla vajutada, teise tegevuse jaoks täielikult. See võimalus on väga hea kasvõi näiteks erinevate ettemääratud kiiruste valimiseks. Teist tüüpi juhtpuldil on lisaks nuppudele ka juhtkangid.

Konkreetsel juhul on sõidukil vaja teha mitmesuguseid liigutusi, seega tuleb need kokku lugeda, et teada saada kui paljude ja mis tüüpi nuppudega pulti vaja kasutada on. Tabelis 11.2.1 ongi välja toodud nõutavad liigutused.

Tabel 11.2.1. Sõiduki nupud

Komponent	Tegevus	Täpsustus
Sõiduk	Edasi	Aeglane
		Kiirem
	Tagasi	Aeglane
		Kiirem
	Pööre paremale	Koha peal
		Järk-järguline
Pööre vasakule	Koha peal	
	Järk-järguline	
Transportrattad	Eesmised	Üles
		Alla
	Koos	Üles
		Alla
Platvorm	Üles	
	Alla	
	Toide	
	Hädanupp	

Märkus: Esialgu on valitud kaks kiirust nii edasi, kui tagasi liikumiseks. Siiski on reduktori valikul leitud, et reduktor on mõeldud töötamiseks 900 ja 1400 min⁻¹ sisendvõllil. Teistele tüüpidele on pakutud ka 2800 min⁻¹. Seega on lahtine, kas reduktori sisendis võiks kasutada näiteks 2000 min⁻¹. Kuna seda infot ei ole, on ka lahtine sõiduki kaks erinevat kiirust ja esialgu loetakse ainult ühte kiirust, kuigi jäetakse lahti ka võimalus suuremaks kiiruseks.

Nagu tabelist näha, on väga palju nuppe vaja. Õnneks on osad tegevused võimalik panna topeltnuppude alla nagu välja toodud sõiduki enda liigutamiseks vajalike tegevuste juures. Seega läheks vaja vähemalt 10 juhtnuppu, millest vähemalt neli võiks sel juhul olla topelttoimega. Lisaks vaja toite sisse/välja lülitamiseks ja hädapeatuse nuppu. Alati võib ka mõni nupp olla lisaks, juhul kui on vaja midagi hiljem lisada. Telecrane toodangust sobib nende kriteeriumidega 2 toodet: F23-8D-10 ja F24-12D-DC [36]. Esimesel on 10 topelttoimega nuppu pluss ON/OFF ja hädastopp ja teisel 2 nuppu rohkem. Teise eelis on väiksem ja kergem vastuvõtja, mida on lihtsam paigutada – 200x162x107 mm vs 310x250x107 mm. Mõlemad vastuvõtjad töötavad 24V pealt, mis sobib otse akult toiteks. F23 mudel on toodud seel 11.2.1 [36], teine toode ei erine sellest eriti palju. Paraku ei ole sellised tooted odavad. Internetis ei õnnestu leida selliste toodete hindu eriti. Siiski jäi ühelt lehelt silma üle 700€-ne hinnasilt, aga kuna tegu oli võõrkeelse lehega, ei saa hinnas kindel olla. Seetõttu sai ka uuritud teiste tootjate poolt pakutavaid tooteid. Teisteks tootjateks olid HBC Radiomatic, Cavotec, Ikusi ja Teleradio. Kõigil neil on sarnaseid sobivaid tooteid ja sama keeruline on leida hindu. Siiski niipalju kui õnnestus, olid need Telecrane omadest tunduvalt kallimad. See tõstatab ka küsimuse kas nähtav TeleCrane hind oli reaalne komplekti hind või puudutas see ainult mingit teatud osa komplektist näiteks pulti. Seega, kui on soov kulusid kokku hoida, on võimalus kaaluda odavamaid variante, mis ei pruugi olla nii tugevad ja kaitstud vee ja tolmu eest.



Sele 11.2.1. Telecrane SILVER MAGNUM F23-8D-10

Roboteqi kontrollerial on see hea eelis, et temale saab järgi ühendada raadiopulte, mida kasutatakse peamiselt mudelautonduses/-lennunduses. Seega on võimalik programmeerida kasutusele ka sellist tüüpi puldid. Hinna poolest odavad tooted ei hiilga kahjuks ka nuppude arvu poolest ja üldjuhul ei ole RC-mudelitele mõeldud tooted ka nii vastupidavad kui tööstusele loodud tooted.

11.3. Akud

Elektrisõidukites on kasutusel peamiselt kahte liiki akusid – pliipõhised ja liitiumpõhised.

Pliiakud on senini üks enim kasutatavaid akusid maailmas. Tehnoloogia on juba väga vana – leiutatud umbes 19. sajandi keskel ja seetõttu piisavalt arenenud ja ennast tõestanud aja jooksul. Peamiselt on pliiakud kasutusel kävitusakudena erinevatel sõidukitel. Pliiakud saab kasutusviisilt jagada kaheks – kävitusakud ja *deep-cycle* ehk süvatühjenemisakud. Kahest peamiselt levinud kasutusviisist, on võimalik sõiduki pideva toiteallikana kasutada vaid *deep-cycle* akusid.

Deep-cycle akusid on kolme tüüpi. Kõige vanem tüüp on niioelda ujutatud tüüpi ehk *flooded*. Uuemad täiendused on *GEL*- (geel-) ja *AGM* (absorbed glass mat)-tüüpi. Tabelis 11.3.1 on välja toodud pliiakude omadused üldiselt, kuigi sõltuvalt tüübist nende omadused erinevad vahesel määral [37, 38, 39, 40].

Nagu pliiakusid, on ka liitiumioon akusid mitut erinevat tüüp – liitiumpolümeer, liitiummangaan, liitiumkoobaltsiid, liitiumraudfosfaat jne akud. Võrdluses kasutatakse ainult liitiumraudfosfaat ehk LiFePO_4 akusid. Seda peamiselt seetõttu, et sellel peaks olema kõige rohkem sobivaid omadusi käosolevas sõidukis kasutamiseks. Teised on kas liiga tuleohtlikud, liiga kallid või vajavad spetsiaalsed tingimusi kasutamisel ja seetõttu ei ole sobilikud.

Tabelis toodud arvud ei ole absoluutsed vaid ligikaudsed. Erinevate allikate näitajad erinevad üksteisest vahesel määral. Lisaks erinevad ka tootjate näitajad üksteisest. Täpsemaid andmeid saab vaid erinevate tootjate konkreetseid näitajaid omavahel võrreldes.

Tabel 11.3.1 Liitium ja pliiakude peamiste omaduste võrdlus

Omadus	LiFePO_4	Pliiaku
Hind:	Kallis	Suhteliselt odav
Turvalisus:	Turvaline (turvalisim liitiumaku) – ei plahvata	Turvaline
Ohutus:	Ohutu	Ohtlik – sisaldab kahjulikke keemilisi elemente
Võimsustihedus:	Väga hea	Kesine
Energiatihedus:	Väga hea	Kesine
Eluiga (tsüklite arv):	>1000 (tüüpiliselt 1000-2500)	300-800
Laadimine:	Kiirlaadimine võimalik	Laadimisaeg üldiselt palju pikem, sest viimast 20% tuleb laadida aeglaselt.
	Ei pea alati 100% täis laadima	Vajab täielikku laadimist

	Ei või ülelaadida	AGM ja GEL ei talu ülelaadimist, flooded talub
	Vajab keerulisemat laadijat akupurkide balansseerimise tõttu	Soovitav kasutada teatud laadimisrutiiniga laadijat
	Efektiivsus väga hea (-100%)	Hea (85%)
Mõõtmed:	Väiksem ja kergem	Suurem ja raskem
DOD (Depth of Discharge):	Tüüpiliselt 85% - kuigi 100% üldjuhul ei ole ka probleemiks	50-80% (50% puhul on eluiga umbes kaks korda pikem – kuni 800 tsükli)
Peukert'i kaod:	Põhimõtteliselt puuduvad	Sõltuvalt koormusest kuni 40%
Voltage sag:	Vähe (hoiab pinget hästi)	Rohkem
Isetühjenemine:	Madal (<2% kuus)	Madal (1-3%)
Keskonnatemperatuur:	-20°C - +60°C	
Muud:	Vajab akupurkide jälgimise süsteemi	

Tabelist on näha, et mõlemal on nii häid kui halbu omadusi, kuigi suures osas tundub liitiumaku olevat parem valik. Liitiumakude väga suur eelis on just tema võimsus- ja energiatihedus. See tähendab, et sama võimsuse juures on võimalik saada oluliselt väiksem ja kergem aku või vastupidi - samade mõõtmete juures oluliselt suurema mahutavusega aku, mis on endiselt olulisel määral kergem kui pliiaku. Mida kergem on, seda vähem võimsust peab sõiduk ka ise rakendama selle liigutamiseks. Turvalisuse poolest on üldiselt mõlemad head, ehk ei ole tuleohtlikud. Pliiakudest on *GEL* ja *AGM* vastupidavad igasugustele vibratsioonidele ja põrutustele ja kui peaks korpusega midagi juhtuma, näiteks pragunema, ei voola sealt midagi välja. *Flooded*-tüüpi pliiakud loomulikult nii vastupidavad ei ole ja ka vedelik voolab korpuse kahjustuse korral välja. Liitiumakudest on liitiumraudfosfaat aga parim, sest ei sütti või plahvata ülelaadimise või muude kahjustuste korral.

Liitiumakude suurim puudus on nende esialgne ostuhind. Need on väga kallid - kuni 5 korda kallimad kui sarnase mahtuvusega pliiakud. Lisaks vajavad need ka veidi keerulisemat laadijat, sest akupurke on vaja laadimisel balansseerida nii, et kõigis oleks võrdne pinge. Lisaks sellele vajavad need ka kasutamisel akude jälgimise/juhtimise süsteemi, sest purgipinge ei tohi langeda alla teatud väärtuse (2,8V [41]), sest see võib purki jäädavalt kahjustada. See kõik lisab esialgsetele kuludele. Pliiakudel ei ole selliseid lisakulusid rääkimata nende enda oluliselt odavamast hinnast. Küll aga on pliiakude eluiga oluliselt lühem ja seetõttu ei pruugi neil kokkuvõttes pikemas perspektiivis hinnaerinevust olla.

Liitiumakude kasuks räägib see, et neist on võimalik rohkem mahtuvust ära kasutada. Tavaliselt on võimalik kasutada ära ilma probleemideta 80-90% mahtuvusest. Ka pliiakudel on võimalik ära kasutada kuni 80% mahtuvusest, aga üldjuhul lühendab see nende eluiga

poole võrra võrreldes 50% mahtuvuse kasutamisega. Üldjuhul ongi kasulikum *DOD* pigem 30-50%. Seetõttu peaks võrdse mahtuvuse saamiseks kasutama oluliselt suurema mahutavusega pliiakut.

Lisaks vähesele mahtuvuse kasutusele on pliiakul kahjuks ka *Peukert*'i efekt, mis liitiumakul põhimõtteliselt puuduma peaks. *Peukert*'i seadus väljendab aku mahtuvuse sõltuvust tühjakslaadimise kiirusest [42]. Mida kiiremini tühjendatakse, ehk mida rohkem ampreid korraga kasutatakse, seda väiksem on aku mahutavus. Võib-olla seetõttu antaksegi tavaliselt pliiakude mahtvus 20 hr järgi, ehk soovitatav on tühjendada akut pikaajaliselt ja vähe korraga. Järgnevas tabelis tuuakse väike võrdlus mõne pliiakutüüpi ja liitiumtüüpi aku mahtuvusest, mõõtmetest, hinnast. See võrdlus annab võimaluse valida optimaalne akukooslus.

Tabel 11.3.2. Plii- ja liitiumakude füüsiliste näitajate võrdlus. [43,44]

Purgi pingeline [V]	Mahtuvus [Ah]	Kogus [tk]	Laius [mm]	Kõrgus [mm]	Paksus [mm]	Ruumala [l]	Kaal [kg]	Hind [€/tk]	Summa [€]
3,2	130	8	182	278	56	22,7	4,4 x 8 = 35,2	170,8	1366,4
3,2	100	8	230	230	39	16,5	3,4 x 8 = 26,9	138,1	1104,9
3,2	100	8	142	219	67	16,7	3,4 x 8 = 27,2	135,5	1084,1
3,2	100	8	143	221	63	15,9	3,2 x 8 = 25,6	131,4	1051,2
3,2	100	8	145	220	68	17,4	3,4 x 8 = 27,2	130,1	1041,2
3,2	100	8	142	221	63	15,8	3,1 x 8 = 24,8	121,9	975,5
3,2	60	8	116	185	61	10,4	2 x 8 = 16	72,9	583
12	126	2	283	233	266	35,1	39 x 2 = 78	405	810
12	100	2	330	238	172	27	35,4 x 2 = 70,8	362,6	725,3
12	68	2	330	168	154	17	27,6 x 2 = 55,2	344,5	689

Tabelist on selgelt näha liitiumakude üleolek nii mõõtmete ja seetõttu ka ruumala kui kaalus suhtes, hinna suhtes on enamjaolt ülekaal pliiakude poolel. Siiski võrreldes 60Ah liitiumakut 68Ah pliiakuga, on viimane kallim. Sõidukis võetaksegi esialgu kasutusele need 60Ah liitiumakud. Esiteks on need teoorias esialgse investeeringuga odavad, lisaks on seda kõige lihtsam sõidukisse mahutada ja vajadusel vahetada. Küll aga vajaks sõiduk reaalselt testimist, et oleks võimalik leida kui palju mingi tegevus voolu võtab. Nii saaks leida mitu korrust oleks võimalik selle akuga läbida ja kui suur aku oleks kasulik. Loomulikult on võimalik ka sobiva aku transportööri integreerides võimalik sõidukit ka laadimise ajal kasutada. See oleks nii või teisiti vajalik juhaks kui aku peaks ebasobival ajal tühjenema.

12. 3D MUDEL

Virtuaalmudeli valmistamine algas üsna koheselt pärast ülesande saamist. Isegi kui veel ei olnud mingeid konkreetseid komponente valitud, hakati vaikselt alusplaati ja rattaid tegema. 3D mudeli puhul valmistati suur osa peamistest sõlmedest. Küll aga ei ole kõiki detaile läbi arvutatud või tugevusanalüüsi tehtud. Peamine põhjus on väga suur ja mahukas ülesanne ühele inimesele ette võtta, lisaks vajab oluliselt paremat riistvara. 3D mudeli enda tegemine on juba tohtu vaev, eriti et detailid kõik omavahel ka istuma saada. Praegusel juhul ei ole päris igal pool poldiavasid, kus võiks olla ja muid selliseid väikseid asju, sest ei oma teoreetilises osas nii suurt tähtsust. Kui oleks kavas realselt teha, saaks need väikesed asjad ka korda, aga praegusel hetkel on see rohkem aja raiskamine.

Kuna kõiki detaile ei ole läbi arvutatud, on võimalus, et mõnel pool peab mingi detail olema jämedam ja samas teisel pool õhem või väiksem.

Praegune peamine küsimärk on, et kuigi alusplaat on valitud 8 mm paksusest terasplaadist, on selle jäikus küsitava väärtusega just seetõttu, et põhjas on suured avad transportatuste jaoks, samal poolel kus on ka platvormi kinnitused, mistõttu vajab veel analüüsimist. Ka platvormi endaga ei ole läbi viidud tugevusanalüüsi. Samas peab ka selgeks tegema, et nii lühikese ajaga ei ole ühel inimesel võimalik nii palju arendada.

Virtuaalmudeli puhul uuriti kuidas teised tootjad on midagi teinud. Samas paljud ei ole mitte mingit infot avaldanud ja seega ei saa midagi teada. Mõned komponendid võivad sarnaneda teiste tootjate omadele, samas lähtub kõik konkreetsest vajadusest. Kõik sõltub sellest milliseid komponente on võimalik kasutada ja mis nende mõõtmed on. Seega lähtub kogu disain peamiselt tol hetkel saadaolevatest komponentidest. Sõiduk tuleb teha täpselt nii väikeseks kui võimalik, et pääseks võimalikult paljudesse kohtadesse ligi. Kuigi tegu ei ole lõpliku mudeliga, peaks lõppmõõdud olema enam vähem teada. Antud hetkel on üldmõõtudeks 1484x750x390 mm (p x l x k). Samas need näidud kõiguvad veidi, sõltub millisest kohast täpselt mõõta. Kõik sõidukit puudutav pildimaterjal on toodud lisades, alates lisast 4.

Järgnevalt kommenteeritakse natuke lähemalt erinevate komponentide disaini tagamaid.

12.1. Veoratas

Veoratas üritati teha võimalikult kompaktne. Roomiku ja seega ratta laiusseks on valitud 120 mm. Kuna ei olnud võimalik roomikut leida ja selle järgi ratta suurus valida, sai see valitud

uurides teisi trepiroboteid. Kuna mitmel tundusid rattad palju kitsamad olevat, siis eeldati, et veidi laiem võiks kanda rohkem ja nii see suurus enam-vähem tuli. Siiski on võimalus et see peab muutuma, kui on võimalik leida õige roomik. Kui on vaja laiemat ratast, läheb transportöör selle võrra laiemaks, kui piisaks ka kitsamast, siis transportööri ennast kitsamaks teha ei ole esialgu võimalik.

Ratas taheti valmistada nii, et see oleks mõlemalt poolt toetatud, sest muud võimalust ei oleks olnud ratta korralikuks fikseerimiseks. Selle peamiseks põhjuseks oli transportrattaste kasutamine kahe veoratta vahel. Kui need ei oleks seal ruumi võtnud, oleks teoorias olnud võimalik ratas kohe ühendada raduktori võllile. Siiski ei oleks see võib-olla olnud võimalik lahendus, kuna võivad mõjuda piisavalt suured aksiaalsed jõud, mida reduktor ei suuda ise kanda.

Ratas on esialgu valmistatud nailonist. See on piisavalt kerge materjal, samas peaks see olema ka väga tugev, sest valmistatakse ka ju transportrattaid nailonist mille kandevõime on rohkem kui 1 tonn ühe väikese ratta kohta. Ratta tsentrist läheb läbi metalltoru, mis on poltidega ratta külge kruvitud. See on põhjusel, et ratta tsentris on võll, mis peab üle kandma pöördemomenti. Pöördemomendi ülekandemine käib liistliite abil. Nailonist ratas ei pruugi nii suuri pöördemomente taluda, seepärast on sinna tugevdust vaja. Võll on mõlemast otsast toetatud koonusrull-laagritega. See oli eeldusel, et aksiaalsed jõud võivad olla päris suured pööramisel ja need on rohkem selliseks ülesandeks loodud kui kuullaagrid. 3D mudel võib samas kohati erineda töös leitud arvutustest, sest erinevaid asju tehakse erinevatel aegadel ja nii ei pruugi üks teisele järgi jõuda. Ratta puhul võib eeldada, et sellel on välisrõnga külge või isegi selle asemele panna metallist rõnga. Kuna ei ole roomikutega sõidukitega kokku puutunud, ei tea ka millised jõud väärtustelt täpselt rattas esinevad pööramise ajal. Küll aga tundub esmapilgul, et nailonäärrik ei pruugi neid jõudusid kanda mis pööramisel tekivad, aga see on lihtsalt arvamus. Veoratta laagrikinnituse korpus või võlli otsa toetus, ei teagi kuidas nimetada, on üks suur detail nagu lisas 8 näha võib, mis seob omavahel nii veoratta kui reduktori. Nii on nad jäigemalt omavahel seotud, juhuks kui rattale mõjuvad aksiaalsed jõud. Igasugused jõud mis võivad võlli painutada nii, et hammasrattaste kontakt muutub, ei ole tervitatav.

12.2. Transportrattad

Transportrattad liiguvad hüdrorammi jõul. Rattad ei saa aga niisama suvaliselt liikuda, need peavad liikuma mööda teatud rada. Kuna saadaolev ruum sõiduki sees on piiratud, ei õnnestu

rattaid teistmoodi juhtida. Seetõttu otsustati kasutada sellist lineaarjuhikute süsteemi. Toetusvardad on tehtud 20 millimeetrisest terasest ja rattad libisevad sellel plastikust liugelaagriga [45]. Transpordrattad ei ole mõeldud pidevaks liikumiseks, seega peaks see laager seal vastu pidama, sest peaks taluma päris suuri survejõudusid.

Transpordrattaste konstruktsiooni mõne komponendi korral viidi läbi ka tugevusanalüüs. Esmalt sooviti näha kuidas varras peab vastu painutamisele. Üldjuhul painutatakse varrast üsna alt otsast, sest enne ei puuduta ratas lihtsalt maad. Mida lähemal see painutatav jõud kinnituskohale on, seda väiksemat mõju see suudab avaldada.

Testiti ka plaati mis seob transpordrattad omavahel. Sellele lisati sõrestikust tugevduslülid, mis lasevad sellel vähem painduda. Kõige suuremad pinged paistavadki tekkivat just sõrestiku raadiuses ja rammi kolviotsa kokkupuutekohas selle plaadiga. Plaati testiti paari erineva jõu korral. Kuna selle poole rattad on pöörlevad ja seega toetuvad maapinnale tsentrist väljas, põhjustavad need paindemomente nii juhikutes kui ka plaadis. Plaat tundub vajavat veidi lisatugevdamist. Tuleb vältida juhiku liuguri deformatsioone, sest see mõjutab nii juhikut kui üldist liikumist.

12.3. Üldine paigutus

Komponendid paigutusidki üldiselt enam - vähem nii nagu üks visioon töö alguses ette nägi. Seega transpordrattad on nii ees kui taga. Mootorid koos reduktoritega keskel ja akud on paigutatud ühe poole roomikute alla samal ajal kui teisel pool on hüdraulikakomplekt. Roomikud on piisavalt madalad, et mitte tekitada liiga suurt pöördemomendi vajadust, seetõttu on aga ka aku suurus kompromiteeritud. Esiolgu mahtus ainult 60Ah aku kasutusele. Mahuks kindlasti ka suurem, aga järgmine liitiumaku on oluliselt suurem. kui sellele akule järgneks 70Ah või isegi võib-olla 80Ah oleks võib-olla võimalik neidki kasutada. Ruumipuudus kimbutab ka hüdraulikakomplekti, mille puhul on vaja klapid paigutada vahelülidega natuke eemale, mitte otse hüdraulikakomplekti peale.

12.4. Põhjaplaat

Põhjaplaat sarnaneb väga Track-O 66 omaga, siiski on seda vaja just praeguste komponentide paigutamise tõttu. Ühtlasi on vaja külgedel ülespainutat servi. Peale selle, et see annab võimaluse veorastast ja jõuderastast ühendava küljeplaadi kinnitamiseks, pakub see ühtlasi ka jäikust pikipidisel painutamisel teatud määral.

KOKKUVÕTE

Töö sisuks oli luua transportöör, millega saaks treppidel vedada raskemaid esemeid. Eesmärk oli uurida milliseid komponente on vaja, mille alusel neid valida ja teha esialgne valik. Ühtlasi taheti luua 3D mudel ühest võimalikust variandist. Töö alguses oli selge, et täiesti teoorias valmis asja ei ole võimalik teha, sest see nõuaks rohkem kvalifitseeritud tööjõudu, rohkem aega, teatud detailide analüüsil reaalelulisi andmeid, mida ei ole võimalik saada ühtegi komponenti reaalsuses nägemata/testimata andmeid avaldamata, paremat riistvara tugevusanalüüsiks ja rohkem spetsialiseeritud tarkvara ja samuti ületaks kordades tööks ettenähtud mahu. Töö algas olemasolevate transportööride uurimisega, et teada saada turul pakutavaid lahendusi. Uuriti erineva tüübi transportööre, kuigi oli juba eelnevalt selge, mis tüübi oma võiks olla. Uuriti kõikide peamiste transportööride omadusi, et mitte teha otsest koopiat mõnest nii omaduste/võimaluste poolest kui ka mehaanilist. Siiski võis viimane teatud mõttes sarnaneda, sest ei saa kõiki sõlmpunkte teha täiesti teistmoodi kui kõigil teistel.

Töö alguses pandi paika millised võiks need näitajad olla, mida robot peaks olema suuteline täitma. Siiski päris kõike ei õnnestunud täpselt nii täita, seda just kahe kiiruse osas, sest reduktor ei ole esialgu mõeldud kasutamiseks ka suurematel kiirustel. Ühtlasi pakuti välja esialgsed ideed, milline võiks transportöör olla omadustelt ja milline seetõttu komponentide esialgne paigutus olla.

Ideede pakkumisele järgnesid esimesed arvutused leidmaks sõidukile mõjuvad takistusjõud ja saada nii teada sõiduki poolt nõutav arendatav jõud. Esialgsete eelduste põhjal saadi takistusjõu suuruseks 10,5 kN, mis tegi ühe mootori poolt arendatavaks väändeks 657 Nm. Leiti ka nõutav mootori võimsus, et teha esialgne mootori valik. Nõutav võimsus ei olnud täpne, sest ei olnud kõiki algandmeid. Esialgne oodatav võimsus oli $\approx 0,5\text{kW}$. Kuna oli teada, et tegelikkuses peaks mootor olema võimsam, valiti umbes 2 korda võimsam. Mootori valik ise väga lihtne ei olnud. Esimesena uuriti erinevaid mootoritüüpe, et leida selleks ülesandeks sobivaim. Valides tüübi – püsimagnetergutusega, otsiti Internetist võimalikku sobivat mootorit. Siiski oli see oodatust keerulisem ja seega väga palju aeganõudev ülesanne. Lõplikku ideaalset lahendust ei leitudki, aga siiski kasutati ühte võimalikest lahendustest ja arvestati edaspidi selle näitajatega. Peale mootori oli vaja leida reduktor, mille leidmine oli sama keeruline ülesanne. Esmalt uuriti erinevate reduktorite ja nendes kasutatavate hammaspaaride omadusi ja sellest valiti eeldatav reduktori tüüp. Seejärel tehti esmased arvutused leidmaks reduktori ülekandearv - 184. Reduktori valikul on üldjuhul vaja kasutada ka varutegurit. See aga nõudis inertsimomente, mida sel hetkel täpselt teada ei olnud. Siiski

oli võimalik kasutada ligikaudseid näitajaid, kasutades sarnaseid detaile, mille inerstimomendid oli võimalik kerge vaevaga saada SolidWorks CAD programmist. Kõige selle tulemuseks oli väga väike varutegur – 1,02. Kontrolliti ühtlasi mootori sobivust väände poolest ja valiti reduktor. Esialgse ideelahenduse põhjal oli teada, et on vaja ka lisaülekannet reduktori ja veoratta vahel. Kontrolliti kettülekanne sobivust vastavalt ISO standardile 606. See ei andnud siiski täpset tulemust, sest ebamääraste näitajate tõttu oli tulemus küsitava väärtusega. Seega valiti esialgu lahenduseks hammasrattad. Hammasrattad valiti ainult tootjapoolsete näitajate põhjal arvestades ka mingi varuteguriga, sest ka need tulemused on mingi standardi järgi saadud. Siiski vajaks see tegelikkuses keerukamat kontrolli, et teada kas sobib, või vaja tugevama materjaliga, laiemate hammaste või suurema mooduliga hammasrattaid. Praktiliselt tööd tehes oleks loomulikult konsulteeritud tootjaga, kel oleks kindlasti võimalik pakkuda täpsemaid andmeid kas testimise või keerukamate arvutuste põhjal, mida tootja saab teha.

Järgnevalt viidi läbi veovõlli arvutus teadaolevate andmete põhjal. Siiski võib reaalsus olla võimalik seda optimeerida, sest aksiaalsed jõud määrati eeldatavalt ja ei ole täpne.

Järgmisena uuriti kallutatava platvormi võimalust. Selleks viidi läbi arvutused leidmaks silindri poolt vajatav tõuke ja tõmbejõud. Nii leiti ka ühtlasi platvormi kinnituselementidele mõjuvad jõud platvormi võimalikuks tugevusanalüüsiks.

Transportratste korral leiti vajalik transportratste kandevõime. Seejärel otsiti võimalikke variante, mis sobiks käesolevaks ülesandeks. See pidi vastama nii väikestele mõõtmetele kui suurele kandevõimele. Kogutud andmete põhjal valiti BIL ja LAG.

Järgnevalt viidi läbi hüdraulilised arvutused, leidmaks platvormi liigutamiseks vajaliku silindri suurus ja sellest lähtuvalt hüdraulilised näitajad nagu mootori võimsus, silindri liikumise kiirus. Viidi läbi ka kontroll transportratste liigutamiseks vajalike silindrite nõutavate väärtuste leidmiseks. Valiti hüdrauliline tööjaam Bucher M-3593.

Roomikute all arutleti millise profiiliga roomikud sobiksid antud ülesandeks. Otsiti võimalikke lahendusi. Siiski ei leitud vabamüügis kergelt saadavaid lahendusi ja nõuab eritellimusel tegemist.

Elektroonika all uuriti mootorikontrollereid ja valituks osutus Roboteq HDC2450. Seejärel uuriti võimalike juhtimisvahendeid, ehk juhtpulte, millest TeleCrane toodang on sobiv, aga võib olla kallis. Uuriti ka võimalikke akusid ja tehti valik, esialgu 60Ah odavuse ja väiksuse tõttu.

Töötulemusena pakuti välja enam-vähem valmislahendus. Siiski ei ole piiratud aja, teadmiste ja võimaluste poolest lahendus lõplik. Oleks vaja teha erinevate sõlmpunktide tugevusarvutusi ja optimeerida võimalikku lahendust ja täiendada osasid piirkondi nagu hüdraulika.

Arvan, et lõputöö tulemustena võiks saada mingil määral töötava asja. Ilmselgelt tuleb endale selgeks teha, et ei saa kõiges kindel olla, sest ei ole piisavalt kogemust või teadmisi ja ei ole piisavalt aega või praktilisi võimalusi. Paljude asjade puhul saaks praktiliste testide tulemusena muuta lahendust. Praegusel juhul peaks uskuma seda mida leiti. Kokkuvõttes leian, et töö täitis eesmärgi. Selle täitmise peale sai kulutatud arvatavasti üle 1000 tunni, mis sisaldas erinevate komponentide otsimist, mudeli valmistamist, arvutuste ja graafikute koostamist ja läbiviimist.

SUMMARY

Main purpose for this thesis was to create a transporter that could transport objects up the stairs. It comprised researching needed components, how to choose them and make an initial choice. A 3D model of a possible solution was created. It was known from the start, that a fully completed machine cannot be made in theory due to a need of a more qualified labour, more time, practical results or more data needed that cannot be obtained easily with testing/seeing in real life, a better hardware for stress-strength analysis and CAD applications, maybe more specialized analysis program for tracked vehicles like ADAMS and it would also exceed the capacity usually given for thesis many times.

At the beginning, commercially available transporters were researched, to see what is available. Different types of transporters for stairs was studied although there was already an idea what should it be like before that. The features of all the main transporters were studied not to make an exact copy of one in terms of features/abilities and also mechanically. There still are high similarities in terms of mechanics, because every node cannot be totally different than everything else.

At first, main features were placed that this robot should be capable of. Unfortunately, not everything turned out exactly as initially hoped, as two speeds cannot be used due to reducer not being capable of higher speeds. First ideas what features and why should it have and what should it look like in terms of a possible component layouts were established.

Next, first calculations were made to find out the value of resisting forces to find the motor power needed. With initial assumptions, resistive force turned out to be 10,5 kN which meant a 657 Nm of torque was required by a one motor. In terms of power, it was about 0,5 kW which was not an absolute resultant due to a lacking of exact data. So a higher powered motor was needed, approximately with twice the power. Choosing a motor was not easy. Different types of motors were studied to see what has the best features for current task. Permanent magnet DC motor turned out to be a good choice. Finding a motor was a very long process and ideal motor was not found, but one possible motor was used in further design. Motor needed a reducer. Main features of different reducers/gears was studied and type was chosen. Calculations was carried out to find the ratio and service factor needed to choose a reducer. They were 184 and 1,02 accordingly. Finding a service factor needed knowing mass moments of inertias of a transporter reduced to motors shaft, so initial parts were made in SolidWorks that calculated mass moment of inertia for you. Though they were not an exact representation due to not being exact final components of a machine. As it was known that extra

transmission is needed because of the features first established, calculation for using a chain transmission was carried out according to ISO606. That unfortunately gave inconclusive results. Due to that and their heavy mass, it was disregarded for that moment and gears were preferred. Gears were chosen according to figures given by manufacturer and also using some service factor because manufacturer figures are calculated for different conditions. Still, a more complex calculations should be done, but they are generally made by manufacturers that make you gears. Next section concentrated on calculating the shaft used in a tractive wheel. Although most data was known, axial force was just an guestimate, so a possible optimization may be possible.

Next section concentrated on a tilting platform. Calculations were carried out to find a push and pull force needed by hydraulic cylinder. It also gave reaction forces acting in platform joints that are needed for strength calculations.

Next section was about casters that can be used to move quicker on a level ground. At first, load capacity was calculated. Then possible casters were searched that have small size and needed load capacity.

Hydraulics section was about calculating figures, needed for choosing hydraulic components like motor power, cylinder speed. Calculations were also carried out for cylinders that move casters. Hydraulic power pack was chosen according to those.

In treaded track section, tread style was discussed. Possible ready-made solutions were searched, but unfortunately didn't give any possible results, so tracks have to be custom made. Electronic section was about choosing motor controller(s), remote controls and rechargable batteries. Roboteq HDC2450 Dual channel motor controller was chosen. TeleCrane was preferred as a remote control unit, though may be quite expensive and 60Ah LiFePO₄ batteries were also initially selected.

As a result, a possible working solution was given to make a transporter for stairs. Still, due to limited time, knowledge and opportunities, many parts need more work. Stress-strength analysis is mainly needed for some parts and it may also be possible to optimize others.

As a result of all this hard work, I believe such transporter can be made although some development is still needed. Of course I have to realise that everything might not work in reality due to a lack of experience or knowledge, lack of time and a lack of opportunity to work on a real thing. I believe many problems should come out in real-life testing and possible changes could then be made in the design. Only with theory, I may not think of every possible problem. I find that this thesis fulfilled its purpose. With probably more than 1000 hours working on it, it gave me alot of new knowledge that needs to be proven in practice.

KASUTATUD KIRJANDUS

- [1] [WWW] <http://www.hercules.com.au/index.php?handtruckstairclimbers=yes> (10.12.2013)
- [2] [WWW] <http://mariocarrelli.com/wp-content/uploads/1.png> (10.12.2013)
- [3] [WWW] <http://www.stairrobot.co.uk/occasions.html> (11.12.2013)
- [4] [WWW] <http://www.stairrobot.co.uk/products-sr1750.html> (13.12.2013)
- [5] [WWW] http://www.ctelift.com/en/fotogallery/Pianoplan_711.aspx (13.12.2013)
- [6] [WWW] <http://www.track-o.com/Stairclimber-Features> (18.12.2013)
- [7] Baylot, E. A, Jr, Gates, Q. E, Green G. J, Richmond W. P, Goerger C. N, Mason, L. G, Cummins L. C, Bunch S. L. Standard for Ground Vehicle Mobility. Vicksburg : Geotechnical and Structures Laboratory, 2005.
- [8] Reggiana Riddutori [WWW] www.reddianaridutt.it (02.02.2014)
- [9] Hackleman, M. Electric vehicles – design and build your own. First in a series. An Earthmind/Peace Press Publication, 1977.
- [10] Gottlieb, I. Practical electric motor handbook. Oxford : Newnes, 1997.
- [11] Small Motor, Gearmotor and Control Handbook. Fifth Edition. Illinois : Bodine Electric Company.
- [12] MGC Systems Ltd [WWW] http://www.mgcsystems.com/DC_DS_lowvoltage.html
- [13] Leeson Motors [WWW] <http://www.leeson.com/leeson/searchproduct.do?invoke=viewProductDetails&motorNo=108457.00&productType=0>
- [14] Mazurkiewicz, J. Gearmotor Basics. Baldor Electric [WWW] http://www.motioncontrolonline.org/files/public/Gearmotor_Basics.pdf (05.02.2014)
- [15] Hulst, S, Kamstra, L. Gearmotors: Achieving the Perfect Motor & Gearbox Match [Online] Groschopp http://www.groschopp.com/wp-content/uploads/Gearmotors-Achieving-the-Perfect-Motor-Gearbox-Match_Groschopp.pdf (05.02.2014)
- [16] [Online] <http://www.bodine-electric.com/> (05.02.2014)
- [17] Anaheim Automation Gearbox Guide [WWW] <http://www.anaheimautomation.com/manuals/forms/gearbox-guide.php#sthash.v4YH7e75.dpbs> (07.02.1014)
- [18] [WWW] <http://www.bonfiglioli.com/en/industrial/products/planetary-precision-gearboxes/>
- [19] Motovario Group [WWW] <http://www.motovario-group.com/eng/p-30-Worm-gear-reducers-combined-and-with-pre-stage-reduction-unit> (03.03.2014)
- [20] JVL Formulas and Units [WWW] <http://www.jvl.dk/835/formulaes> (03.03.2014)Project
- [21] Planning of Drives [WWW] Sew-Eurodrives. <http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/10522913.pdf> (03.03.2014)
- [22] CAD model community [WWW] <http://b2b.partcommunity.com/community/>
- [23] IWIS Chain Engineering [WWW] http://www.iwis.de/uploads/tx_sbdownloader/Kettenhandbuch_DE_01.pdf (5.03.2014)
- [24] Mädler [WWW] <http://maedler.nl/Product/1643/1618/1034/2314/2320.aspx>
- [25] Põdra, P. Detailide paindedeformatsioonid. 2004.[Online] http://www.mh.ttu.ee/priitp/Tugevusopetus/Tugevusanaluuksi_alused/11_Detailide_paindedeformatsioonid.pdf
- [26] Breco Timing Belts [WWW] http://www.breco.de/content/cms/en/downloads/BRECO%20product%20catalogues/BRECO-%20BRECOFLEX-Timing%20belts_GB_2013.pdf
- [27] Rahman, A., Yahya, A., Zohadie, M. Design Parameters Optimization Simulation of a Prototype Segmented Rubber Track Vehicle for Sepang Peat in Malaysia - American Journal of Applied Sciences, 2(3), 655-671

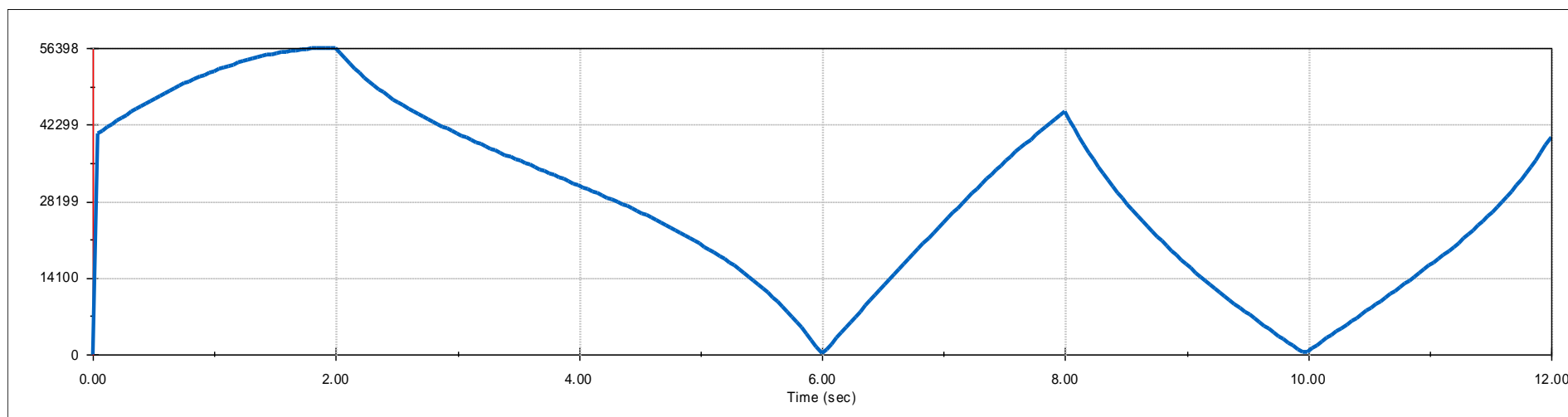
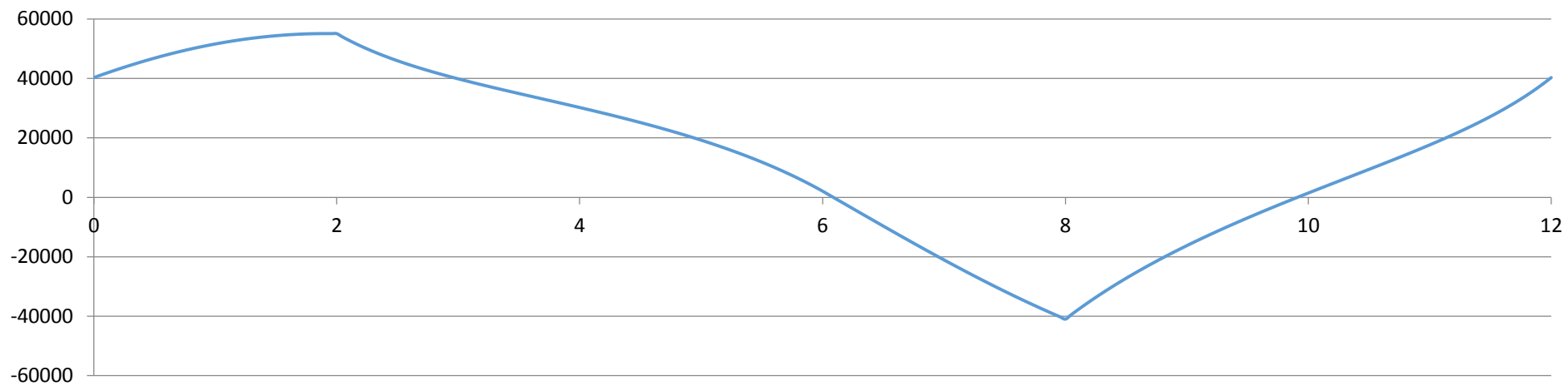
- [28] Thistle stairclimbing track [WWW] <http://www.thistle.uk.com/stairclimbing.html> (19.04.2014)
- [29] Thistle Track [WWW] <http://www.thistle.uk.com/tracksforvehicles.html> (19.04.2014)
- [30] Baltic Hydraulic Cylinders [WWW] <http://silinder.ee/ettevotest.html> (09.04.2014)
- [31] EuroPress hydraulic rams [WWW]
http://www.europresspack.it/users/root/files/articoli/europress_03epp-e.pdf (02.04.2014)
- [32] Bucher hydraulics [WWW] <http://www.bucherhydraulics.com/30971/start/start.aspx> (09.04.2014)
- [33] Roboteq [WWW] <http://www.roboteq.com/index.php/docman/motor-controllers-documents-and-files/documentation/datasheets/hdc24xx-datasheet/60-hdc24xx-datasheet/file> (15.04.2014)
- [34] Curtis Instruments [WWW] <http://curtisinstruments.com/index.cfm> (15.04.2014)
- [35] Roboteq Forum [WWW] <http://www.roboteq.com/index.php/forum/9-controller-configuration-operation/29527429-is-there-any-setting-for-motor-compensation> (15.04.2014)
- [36] Telecrane [WWW] <http://www.telecrane.it/index.php?action=prodotto&ID=4> (28.04.2014)
- [37] Battery University [WWW]
http://batteryuniversity.com/learn/article/lead_based_batteries (15.03.2014)
- [38] Battery Council [WWW] http://batteryCouncil.org/?page=lead_acid_batteries (06.03.2014)
- [39] MpowerUK [WWW] <http://www.mpoweruk.com/leadacid.htm> (07.03.2014)
- [40] Powertechsystems [WWW] <http://www.powertechsystems.eu/en/technics/lithium-ion-battery-advantages> (7.03.2014)
- [41] Wikipedia [WWW] http://en.wikipedia.org/wiki/Lithium_iron_phosphate_battery (07.03.2014)
- [42] Peukert's Law Wikipedia [WWW] http://en.wikipedia.org/wiki/Peukert%27s_law (13.03.2014)
- [43] EV-power [WWW] <http://www.ev-power.eu/> (20.03.2014)
- [44] Everything EV [WWW] <http://www.everything-ev.com> (20.03.2014)
- [45] Mädler liugelaager [WWW] <http://www.maedler.nl/Product/1643/1630/526/527.aspx>
- [46] BIL Casters [WWW] http://www.bilcastors.co.uk/industrial-range-bzll-castors-c-50_199.html (05.04.2014)
- [47] LAG casters [WWW] <http://www.lagspa.it/> (05.04.2014)

LISAD

Lisa 1. Reduktorite/hammasrattapaaride võrdlus

Tiguülekanne	Sirghammastega	Kaldhammastega	Koonushammastega (bevel)	Planetaar
+ ise pidurdav (sõltub loomulikult dünaamilisest ja staatilisest kasutegurist)	+ suur ülekandesuhe (10:1 ühe hammasrattapaari kohta)	+ suur võimsusülekanne, suurem kui sirghammastega hammasrattal	+ täisnurkne konfiguratsioon	+ kõrge efektiivsus
+ täisnurkne konfiguratsioon	+ odav	+ sujuv ja vaikne töö	+ vastupidav	+ kompaktnes
+ saadaval suure ülekandearvuga 1 hammasrattapaariga kuni 100:1	+ kompaktnes	+ saab kasutada nii paralleelsete kui mitteparalleelsete telgedega	sirghammastega kasutatakse aeglast kiirust nõudvates ülesannetes, kõverjooneliste hammastega aga suure jõudluse ja kiirusega ülesannetes.	+ suurem stabiilsus
+ madal müratase	+ kõrge väljundvääne	+ kompaktnes		+ suur võimsustihedus (koormuse jaotumine mitmele planetaarhammasrattale)
+ hooldusvaba		+ efektiivne, kuigi veidi vähem kui samas suuruses sirghammastega hammasrattas		
+ suur täpsus				
+ suhteliselt odav				
+ talub kõrgeid löökoormuseid				
- madal kasutegur	- väiksem löökoormuste taluvus võrreldes tiguülekandega	- tekitab aksiaaljõudusid millega peab laagrite valikul arvestama	- teljed peavad suutma kanda jõudusid	- suur koormus laagritele
- termilised piirangud	- mürarikas	- vajab lisandeid määrdeaines	- kehvasti lõigatud hambad võivad tekitada liigset vibratsiooni ja müra	- keeruline ehitusdisain
	- kulumisaldis	- kallim kui sirghammastega ülekanne		- ligipääsmatus
	- veidi kallimad kui tiguülekanded	- ülekandearv kuni 5:1 ühe hammasrattapaari kohta		

Lisa 2. Silindri tōuke/tōmbejōudude vōrdlus – Excel vs SolidWorks

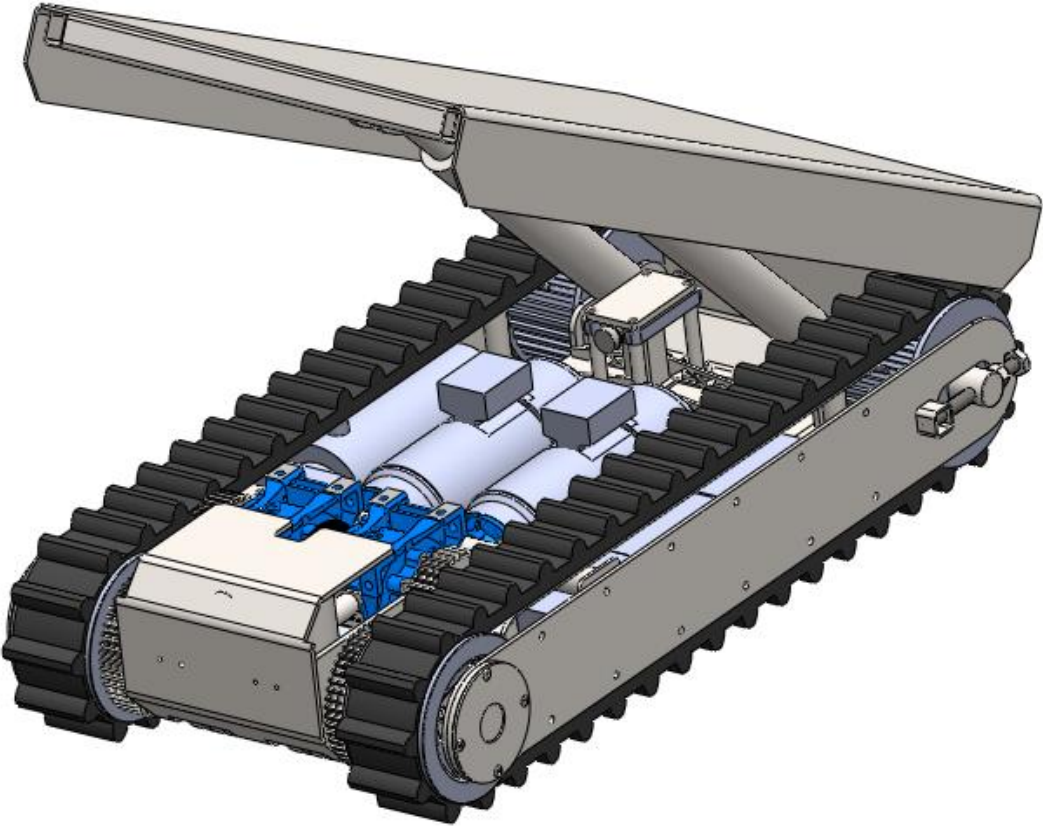
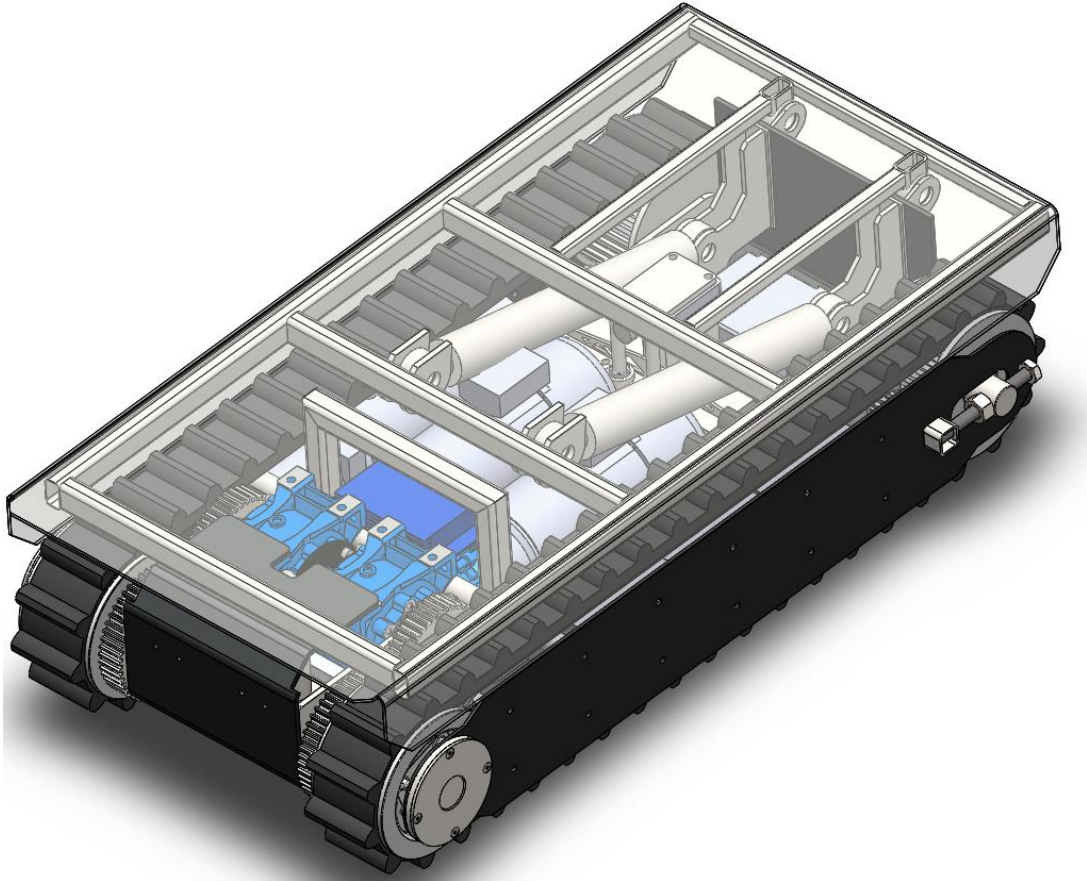


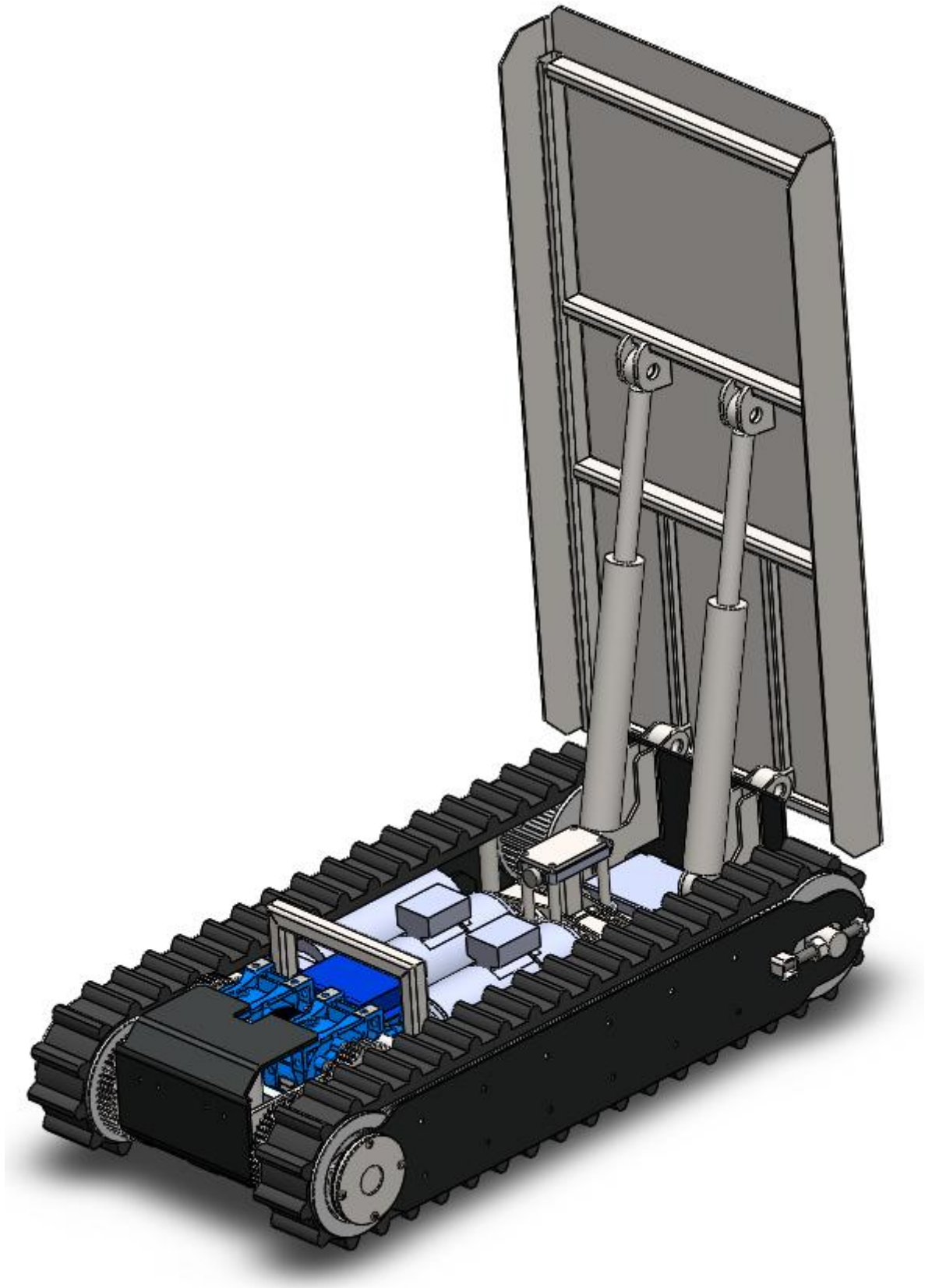
Lisa 3. Transportrataste võrdlus

[46, 47]

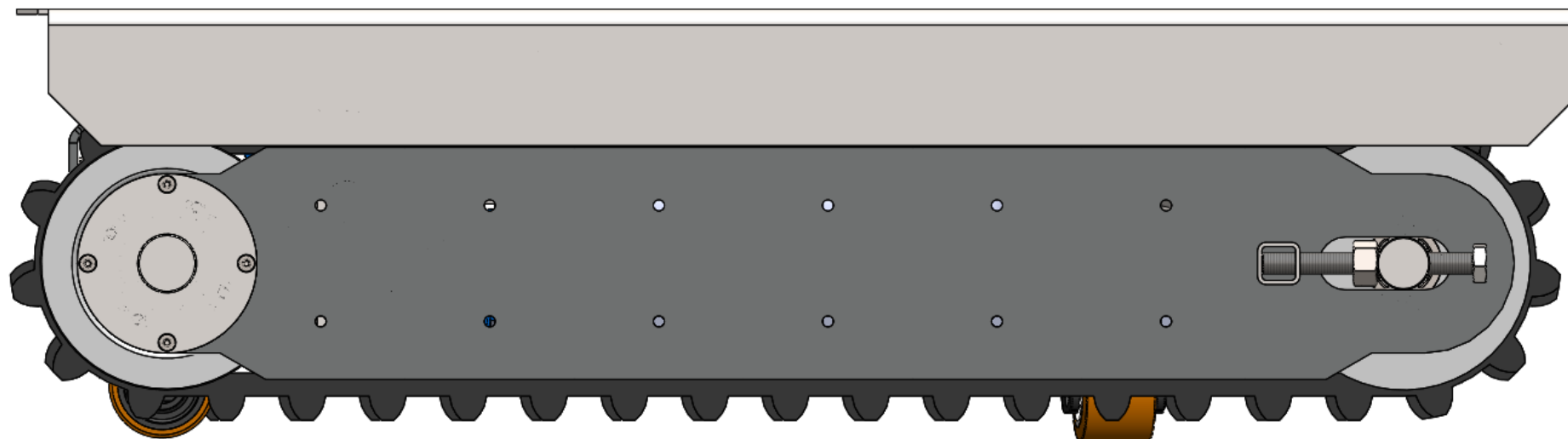
	7425	7429	7480	7460	7405	BZLL82PTBJ	BZLL85PTBJ	BZL82PTBJ
Ratta läbimõõt [mm]	82	82	100	100	82	82	85	82
Ratta laius [mm]	70	100	30+30	50+50	70	70	70	70
Plaadi suurus [mm]	135 x 110	135 x 110	135 x 110	135 x 110	135 x 110	150 x 110	150 x 110	138 x 110
Plaadiavade keskmed [mm]	105 x 80	105 x 80	105 x 80	105 x 80	105 x 80	121/105 x 80/59	121/105 x 80/59	105 x 80/75
Plaadiavad [mm]	12	12	12	12	12	12	12	10
Nihe [mm]					55	43	43	55
Kogukõrgus [mm]	131	138	140	147	131	133	135	131
Temperatuur	-30°C - +80°C	-30°C - +80°C	-30°C - +80°C	-30°C - +80°C	-30°C - +80°C			
Pöörderaadius [mm]					96	84	86	96
Rehvi kõvadus	95° ± 3° Shore A	95° ± 3° Shore A	95° ± 3° Shore A	95° ± 3° Shore A	95° ± 3° Shore A			
Dünaamiline kandevoime [Kg]	700	1000	600	900	700	700	700	700
Hind €	81,25		94,38		156,3	≈ 70	≈ 70	

Lisa 4. Trepiroboti üldine disain

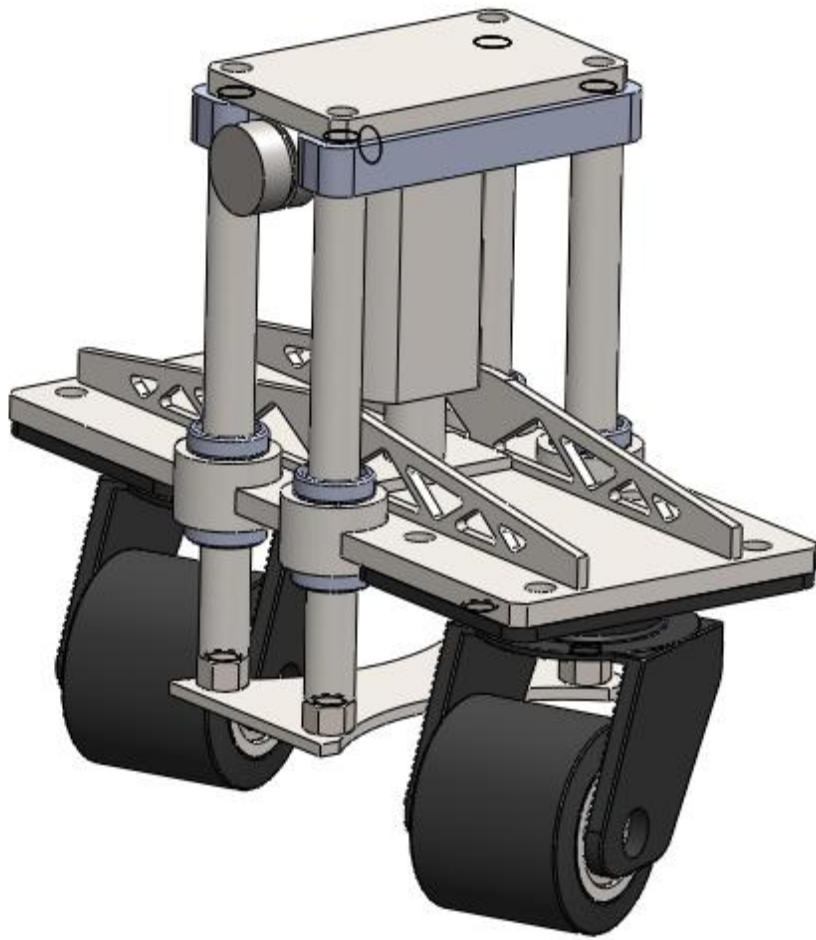




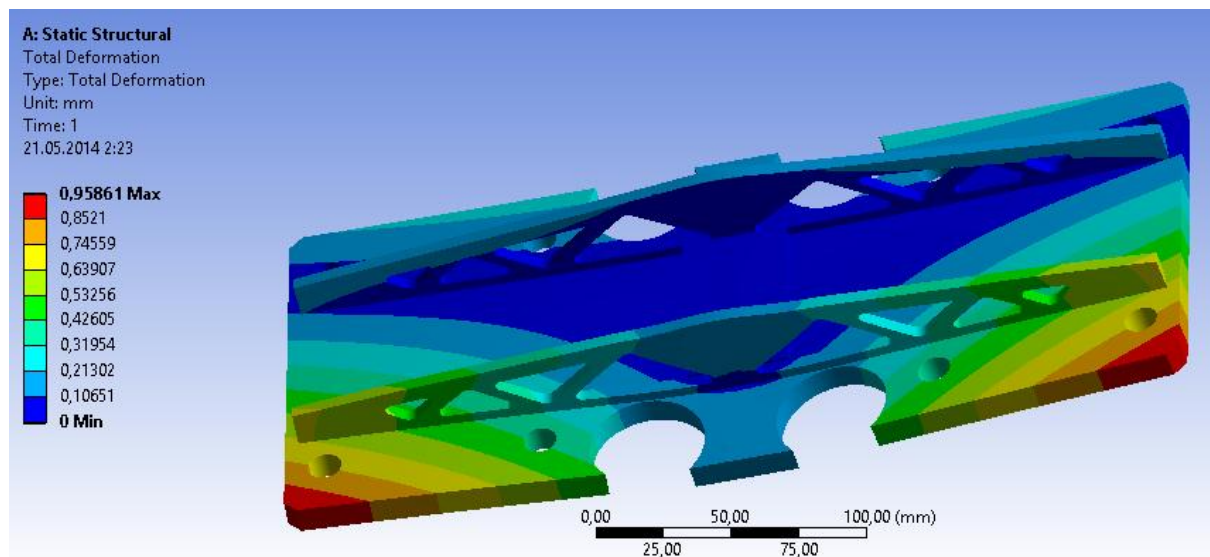
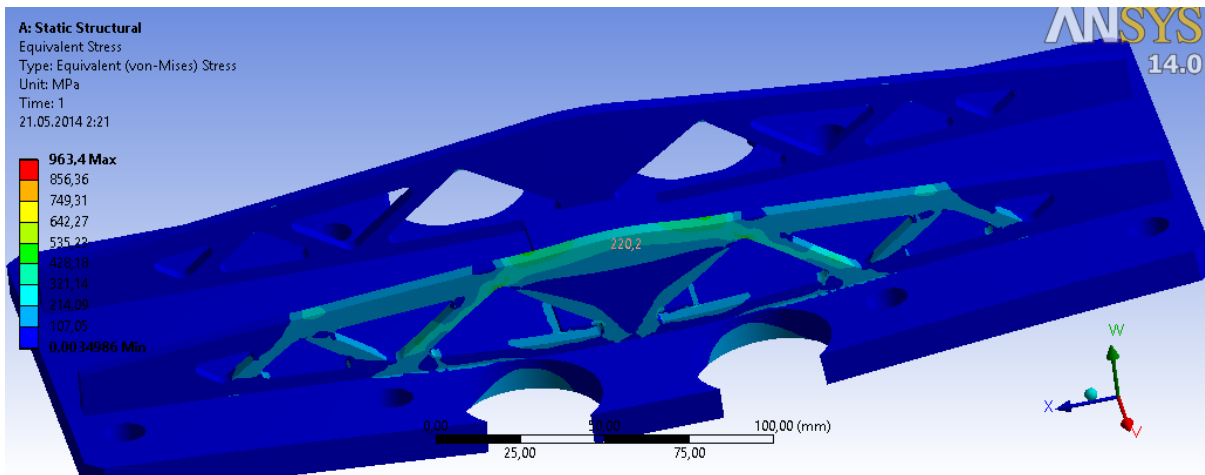
Lisa 5. Sõiduki liikumine transportratastel

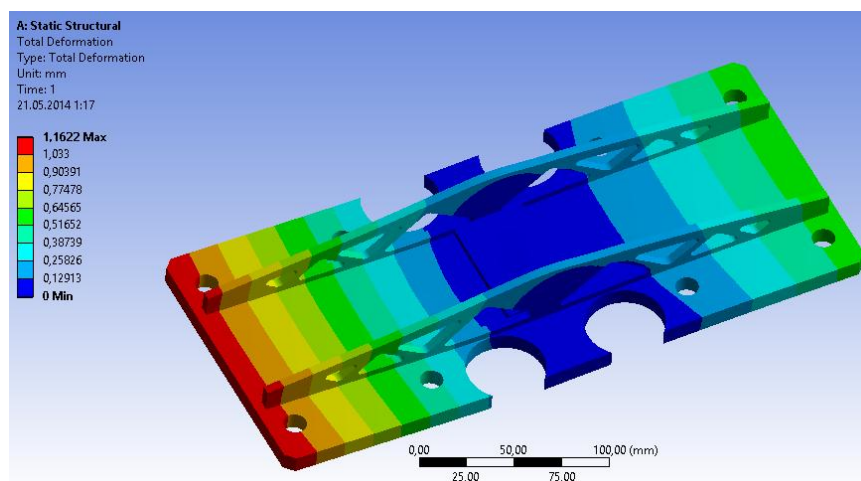
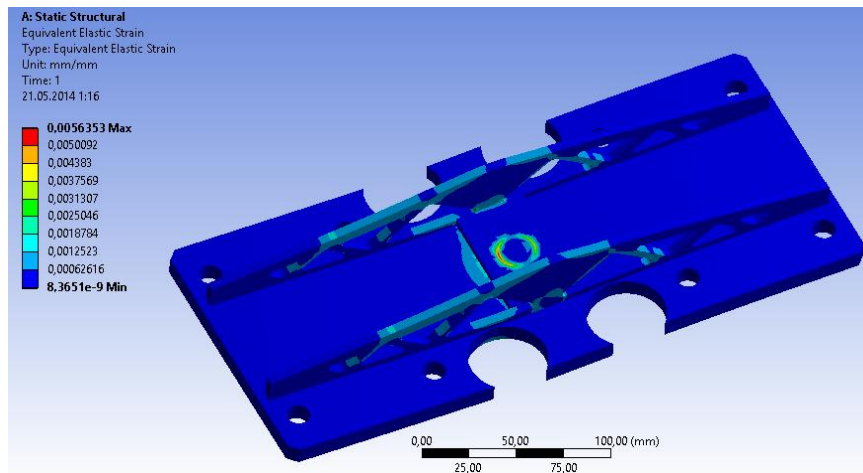
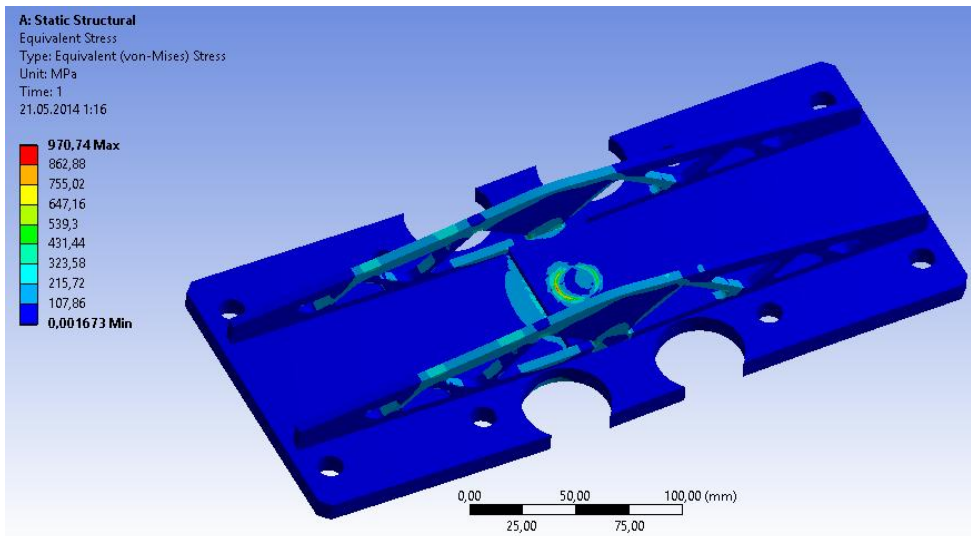


Lisa 6. Eesmise transpordiratta konstruktsioon

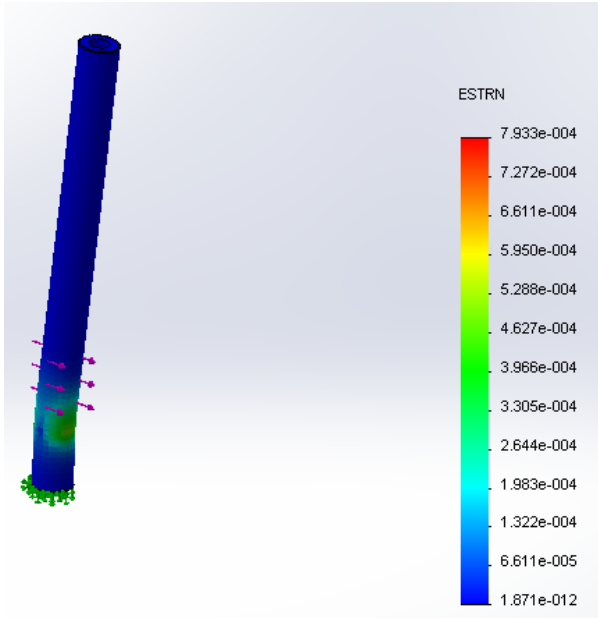
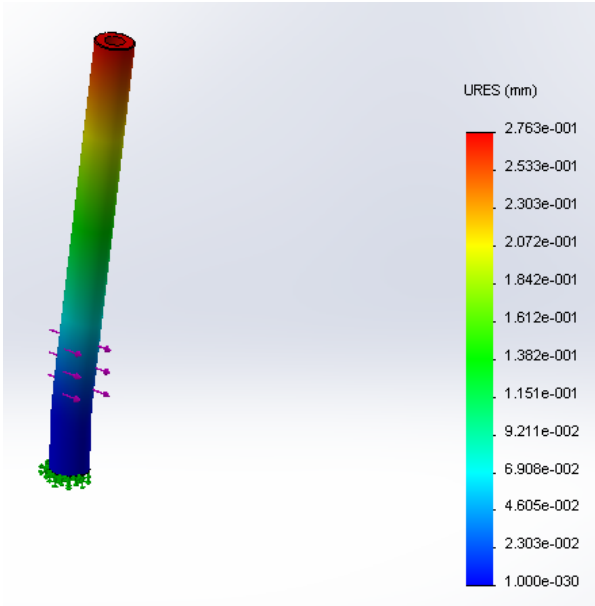
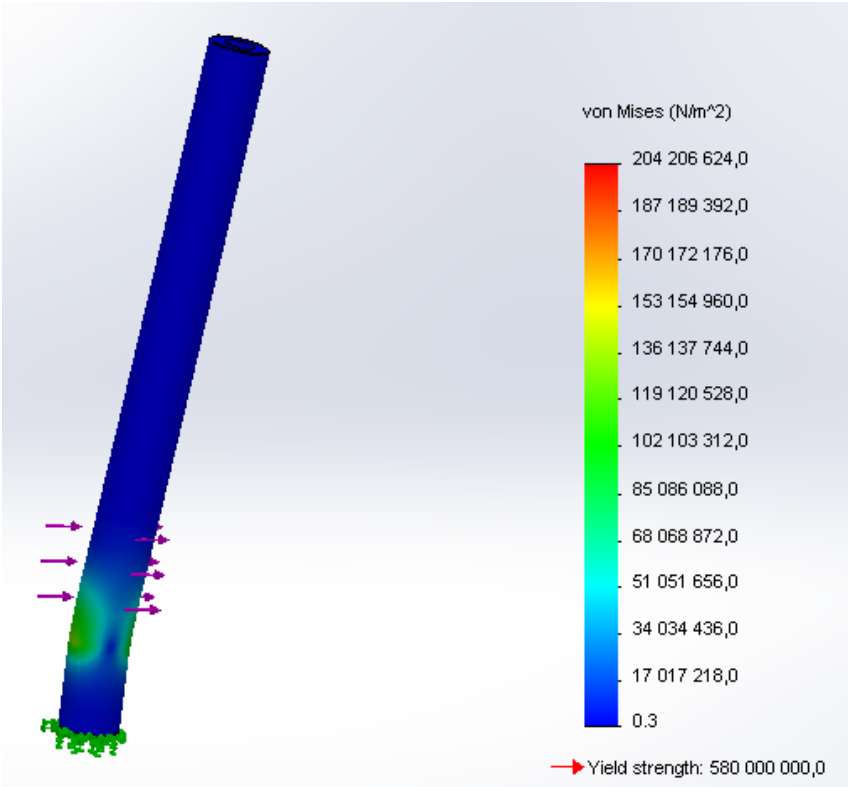


Lisa 7. Eesmise transportratta tugiplaadi tugevuanalüüs erinevatel koormustel

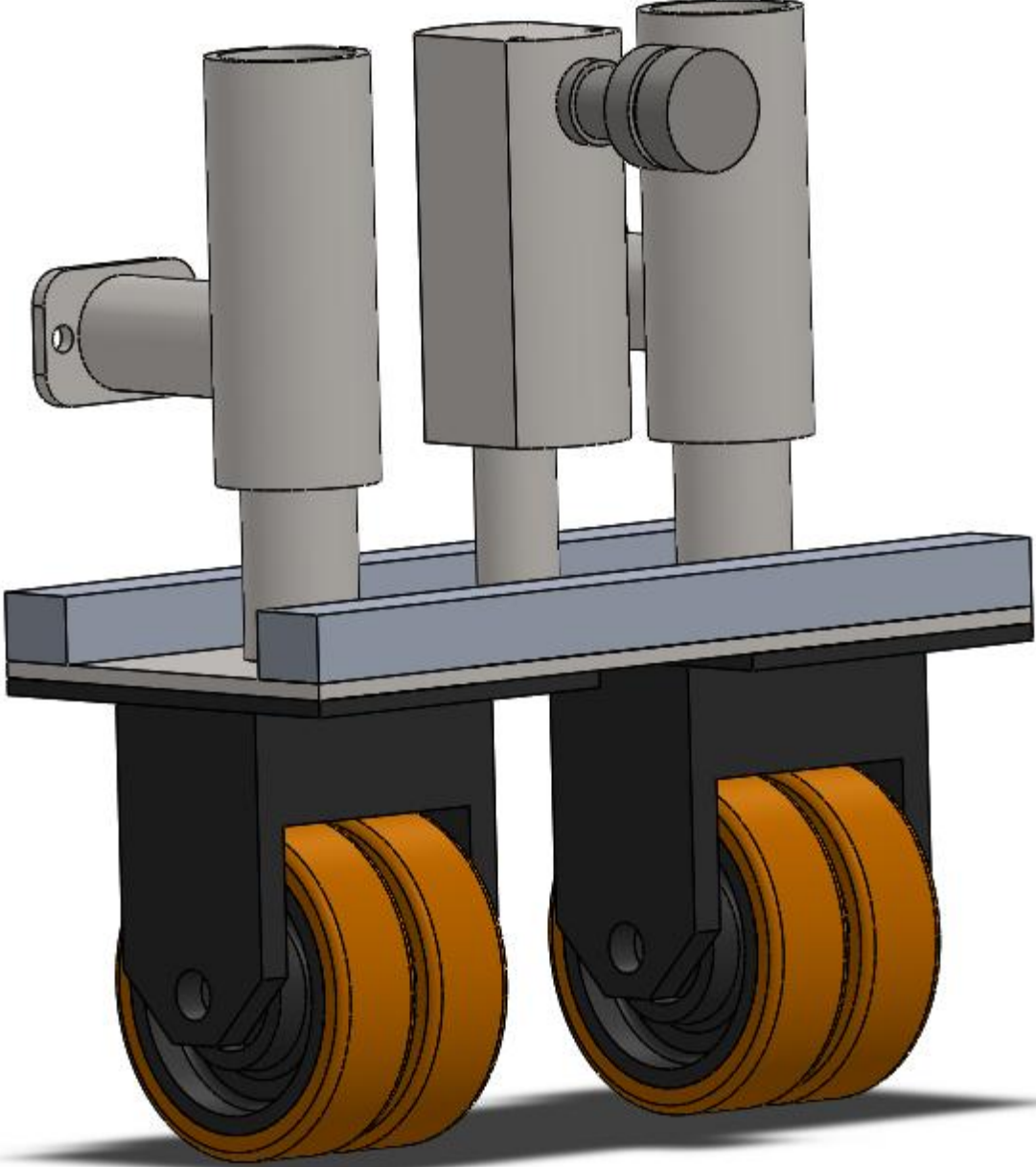




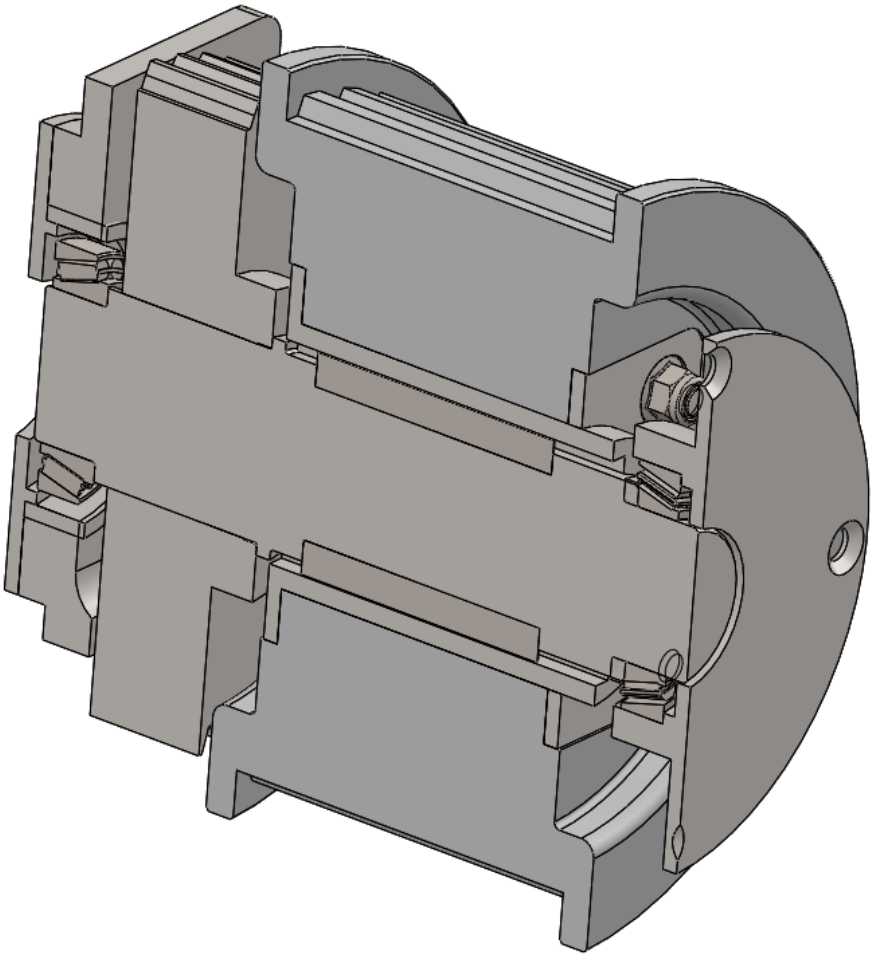
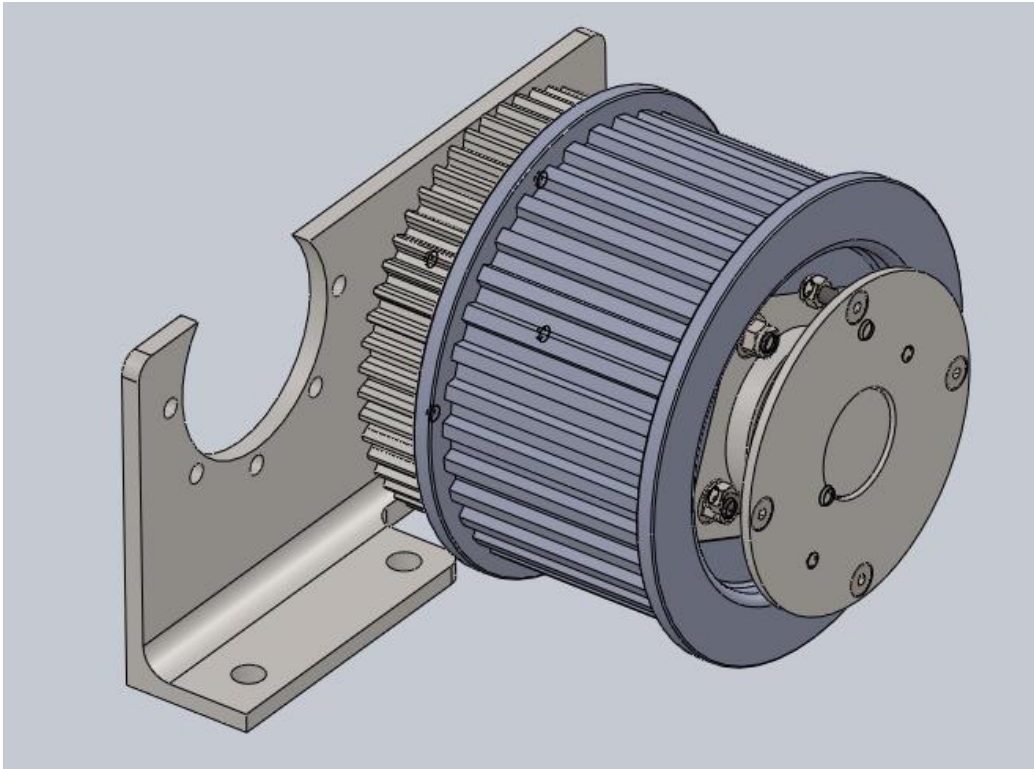
Lisa 8. Eesmise transpordratta juhiku analüüs painutamisele



Lisa 9. Tagumise transportratta üldine konstruktsioon



Lisa 10. Veoratta ehitus



Lisa 11. Alusvanker

