



1918

TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOL  
TALLINN UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

MEHAANIKATEADUSKOND

Mehhatroonika instituut

MHE70LT

*German Vimb*

ABIRAKIS SURVEANUMA KUMERPÕHJA  
VALMISTAMISEKS

Autor taotleb  
tehnikateaduse magistri  
akadeemilist kraadi

Tallinn  
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

TTÜ mehhatroonikainstituut

Mehhanosüsteemide komponentide õppetool

## MAGISTRITÖÖ ÜLESANNE

2014. aasta kevadsemester

Üliõpilane: German Vimb, 110035MAHM

Õppekava: MAHM02/9

Juhendaja: dotsent Igor Penkov

Konsultandid:

Lõputöö teema (eesti ja inglise keeles):

**Abirakis surveanuma kumerpõhja valmistamiseks.**

**Additional device for pressure vessels dished ends manufacture.**

**Lõputöös lahendatavad ülesanded ja nende täitmise ajakava:**

Nr	Ülesande kirjeldus	Täitmise tähtaeg
1	Üldist materjali kogunemine. Automaatliinide üldkirjeldus.	10.03.2014
2.	Tooriku etteande mehhanism, fiksaatorid, pöörlemiselemendid	28.03.2014
3.	Etteande mehhanismi manuaalne juhtimine	21.04.2014
4.	Painutuspressi ja etteandemehhanismi töö sünkroniseerimine ja automatiseerimine	09.05.2014
5.	Lõputöö vormistamine	20.05.2014

**Lahendatavad insenertehnilised ja majanduslikud probleemid:**

Suuregabariidse metalllehe etteandemehhanism, ajamid, hõõrdülekanne, süsteemi manuaalne juhtimine, automatiseerimine, erinevate moodulite töösünkroniseerimine.

**Esitatav graafiline materjal:**

Kaitsmistaotlus esitada dekanaati hiljemalt 19.05.2014 **Lõputöö esitamise tähtaeg** 02.06.2014

Üliõpilane German Vimb /allkiri/ ..... kuupäev 28.02.2014

Kontakttelefon 5200331 E-mail: German.vimb@inspecta.com

Juhendaja Igor Penkov /allkiri/ ..... kuupäev 28.02.2014

Konfidentsiaalsusnõuded ja muud ettevõttepoolsed tingimused formuleeritakse pöördel

# SISUKORD

Magistritöö ülesanne .....	3
Sisukord.....	4
0. SISSEJUHATUS.....	6
1. 3D MODELEERIMINE NING KOMPONENTIDE ARVUTUS .....	8
1.1. Mudeli koostamine .....	8
1.2. Silindrite arvutus.....	10
1.2.1. Töölava tõstemehhanism.....	10
1.2.2. Vastuvõtu toed.....	15
1.2.3. Tooriku tõstemehhanism .....	20
1.3. Hammasülekanne.....	24
1.3.1. Mootori võllil tekiva momendi arvutus.....	24
1.3.2. Materjalid ja lubatud pinge.....	25
1.3.3. Hammaslatti ja hammasratta mõõdud .....	27
1.3.4. Kontroll kontaktpingetele.....	28
1.3.5. Hammasrataste kontroll paindeväsimusele .....	29
1.4. Hõõrdülekanne.....	29
2. FEM ANALÜÜS.....	32
2.1. Alumise lüli analüüs .....	32
2.2. Ülemise lüli analüüs .....	36
2.3. Kinnitusaasade analüüs.....	37
2.3.1. Alumise silindri kinnitusaasad .....	37
2.3.2. Alumise lüli kinnitusaasad .....	38
3. HÜDRAULILINE SÜSTEEM.....	40
4. ELEKTRILINE SÜSTEEM.....	41
5. PLC KONTROLLER.....	44
5.1. Kontrolleri töö simuleerimine .....	45
6. OMAHINNA ARVUTUS.....	48
6.1. Mehaaniline osa.....	48
6.2. Hüdrauliline osa.....	49
6.3. Elektriline ja elektrooniline osa.....	49
7. KASUTUSOHUTUS .....	51

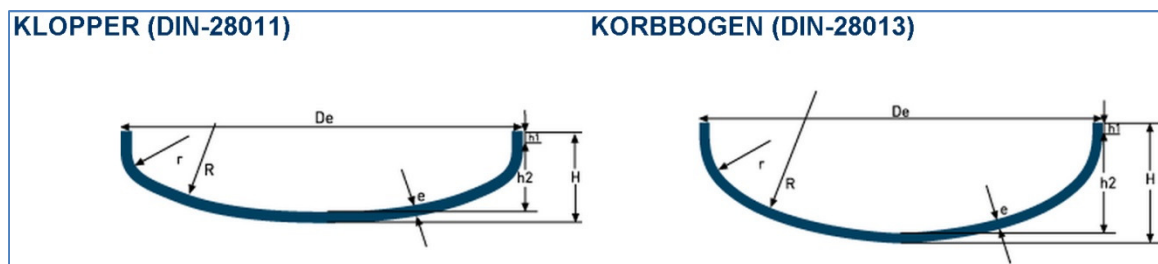
KOKKUVÕTE.....	54
SUMMARY .....	55
Kasutatud kirjandus.....	56
LISA 1 .....	57
LISA 2 .....	58
LISA 3 .....	59

## 0. SISSEJUHATUS

Käesoleva töö sisu eesmärgiks on Estanc AS olemasoleva presspingi arendamine ning automatiseerimine. Projekteeritava abirakise eesmärk on vähendada inimjõu kasutamist kumerpõhja valmistamisel ning valmistamise efektiivsuse suurendamine.

Firma Estanc AS põhitoodanguks on: survemahutid, tehnoloogilised mahutid, kütusemahutid, korstnad jne. Mahuteid valmistatakse nii projektikeskse kui ka sarjatoodanguna. Materjalidena kasutatakse nii süsinikterast kui ka roostevaba terast. Surveseadmete valmistamiseks vahest ka eriteraseid.

Surveseadmete tähtsateks komponentideks on kumerpõhjad. Neid kasutatakse anumate otstes pingete vähendamiseks korpuse ja põhja ühenduskohas. Maailmas on terve hulk erinevaid kumerpõhjade valmistamisstandarte, kuid enam levinud on DIN28011 ja DIN28013. DIN28011 (Klopper) puhul kumerpõhja siseraadius võrdub põhja välisläbimõõduga ning sobib kütusemahutite valmistamiseks (rõhuvaba mahutid). DIN28013 (Korbboogen) standardi järgi siseraadius moodustab 0,8 välisläbimõõdust ning sobib surveseadmete valmistamiseks.

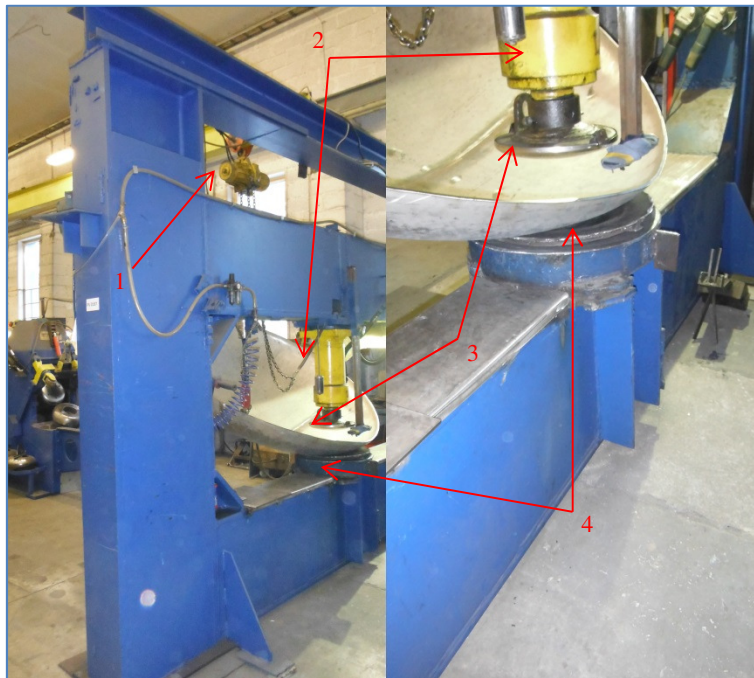


Sele 0-1. Standartsete kumerpõhjade skeemid

Roostevaba lehest kumerpõhja valmistamine toimub „külmalt“, mis tähendab, et materjali eelnevalt ei kuumutata. Estanc AS kasutab põhjade valmistamiseks hüdraulilist presspinkki. Olemasoleva pingi pilt on toodud Selel 0-2. Presspingi gabariidid võimaldavad valmistada kumerpõhjad läbimõõduga kuni 2500 mm, ning pingi parameetrid panevad piiranguks materjali paksuse 8 mm. Tänapäeval, kumerpõhjad valmistatakse kasutades inimjõudu tooriku seadistamiseks, etteandmiseks ning ka pöörlemiseks töötlemise käigus. Ümarguse tooriku keskele puuritakse ava, mille kaudu toorik riputatakse, kinnituse abil, telfri (1) konksu otsa, ning telje ümber seda keeratakse käsitsi. Toorik pressitakse maatriksi (4) sisse hüdrocilindriga (2), mille otsas on vahetatav plaat (3). Silinder käivitatakse manuaalselt, pedaalile vajutades. Nii plaat kui ka maatriks omavad sfäärilist pindu, mis vastavad ka painutatava kumerpõhja raadiustele. Tooriku valmidust kontrollitakse eelnevalt valmistatud šabloonidega ning mõõdetakse detaili sügavust. Vajadusel korratakse painutamistsükli. Antud pingiga

painutatakse ainult tooriku suurt raadiust. Väiksema raadiuse ning ka silindrilise osa moodustamiseks toorik teisaldatakse teise pinki.

See skeem omab rida miinuseid, millest tähtsaimaks on inimjõu kasutamine detaili töötlemises. Selline monotöö töö väsitab operaatorit ning keha ja käte liigutused võivad tulevikus põhjustada tervise probleeme. Käesoleva projekti eesmärgiks on välja töötada tooriku etteandemehhanismi koos juhtimissüsteemiga, mis lihtsustaks operaatori töö ning automatiseerides annaks ka ajalist võitu.



Sele 0-2. Presspink (1-telfer; 2-peasilinder; 3-vahetatav plaat; 4-matriks)

Projekti raames, arvutan konstruktsiooni, üksikelementide analüüsiga, etteandemehhanismi ning tooriku pööramis mehhanismi, ajamsüsteeme, juhtimissüsteemi ning automatiseerimist.

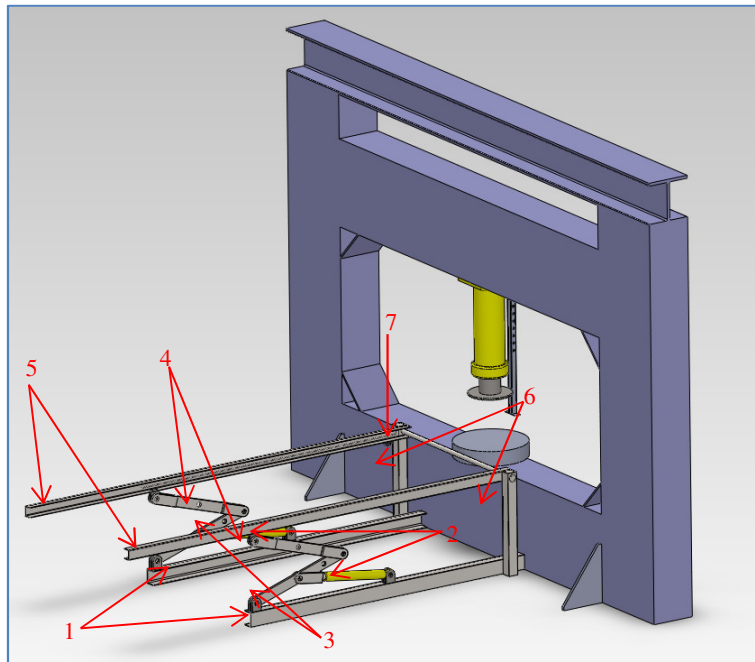
# 1. 3D MODELEERIMINE NING KOMPONENTIDE ARVUTUS

## 1.1. Mudeli koostamine

Mudeli koostamisel pidin arvestama mitme tingimustega:

- kuna kirjeldatud pingiga tuleb töödelda toorikuid erinevate läbimõõtudega, siis alus, kuhu toorik saab olema paigutatud peab olema liikuv, või vähemalt olema seadistatav;
- töötlemise ajal toorik muudab oma nurka pingi suhtes, seega tooriku pööratav mehhanism peab samuti suuteline olema muutma oma nurka;
- selleks, et toorik ei libiseks pingi alt välja, tuleks kasutada vastuvõtu toed;
- peab olema mehhanism tooriku tõstmiseks, pööramise ajaks.

Mudeli koostamiseks kasutasin programmi SolidWorks 2011.

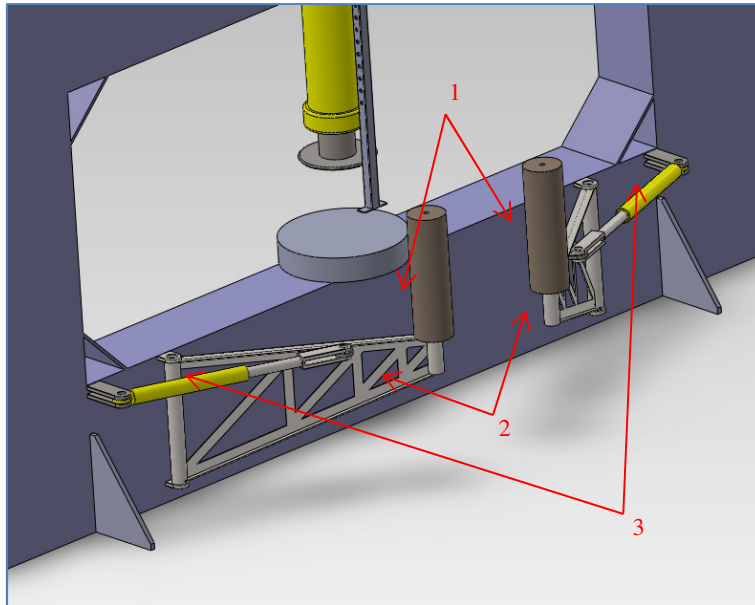


Sele 1.1-1. Olemasolev pink tooriku töölavaga

Selel 1.1-1. on näidatud projekteeritava abirakise esimene element, ehk töölava. Ta koosneb kahest alustalast (1), mille küljes on hüdraulilised silindrid (2) ning alumised lülid (3). Alumiste lülide küljes on ülemised (4) lülid ning, seejärel töölava talad (5). Lisaks on ka vertikaalsed toed (6) ning vahevarras (7). Abirakis on teisaldtav ning kasutamise ajaks on kinnitatud pingi külge.

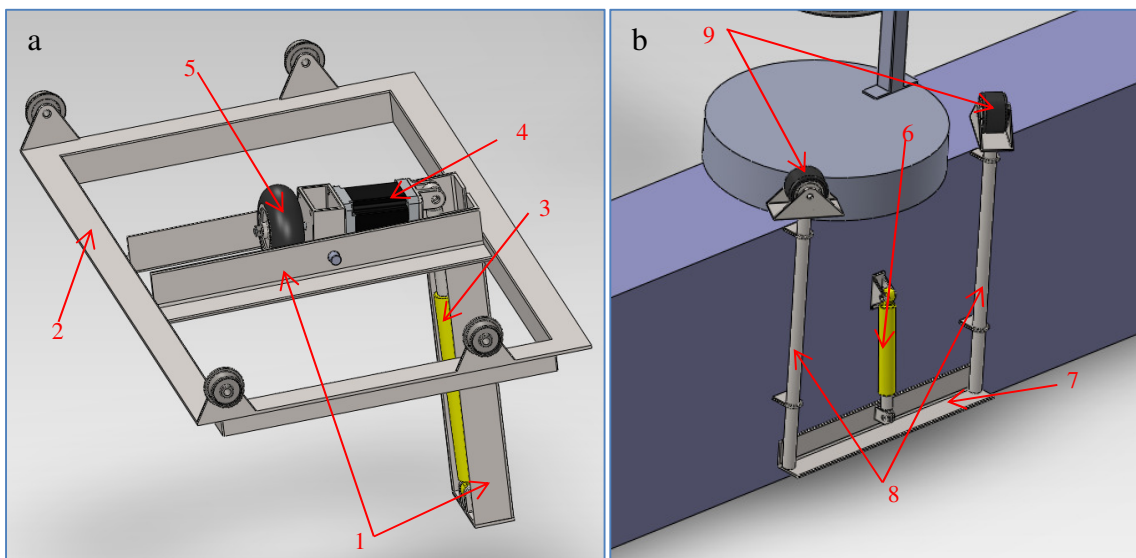
Selel 1.1-2. on toodud tooriku vastuvõtu süsteem. See süsteem asetseb pingi teisel poolel. See mehhanism koosneb kahest rullist (1), mis on kinnitatud tuge (2) külge. Tuge nurgad muudetakse sünkroonselt nende küljes olevate hüdrauliliste silindritega (3).





Sele 1.1-2. Tooriku vastuvõtu süsteem

Tooriku tõstmise mehhanism koosneb kahest osast, millest üks osa asetseb pingi ühel poolel ning teine – teisel poolel. Joonistel 1.1-3a ja 1.1-3b on näidatud selline süsteem.

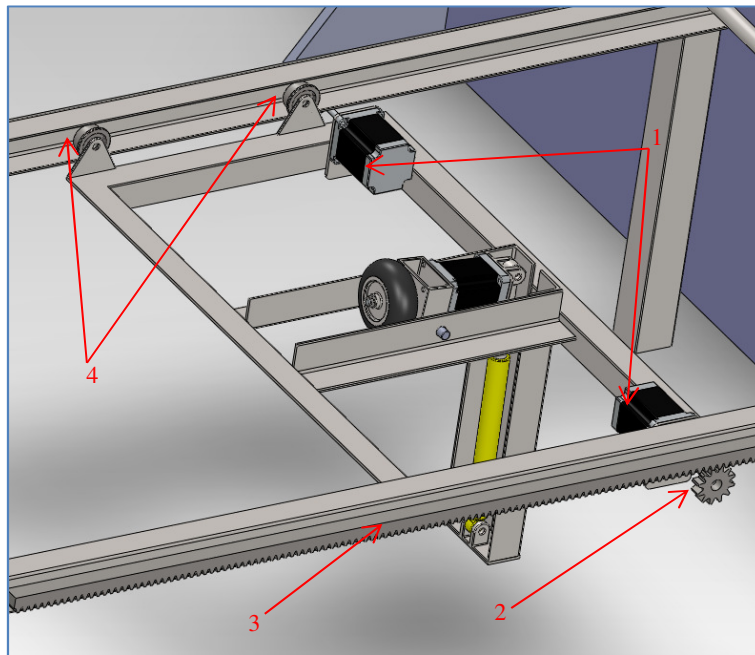


Sele 1.1-3. Tooriku tõstmise mehhanism: a) pingi esipoolel; b) pingi tagapoolel

Süsteem koosneb alusraamist (1), mis on liikuva vankri (2) küljes kinni. Raami küljes on hüdrauliline silinder (3), mis liigutab samm-mootorit (4), muutes tema nurka. Mootori võllil on kummirattas (5), mis omakorda edastab pööret toorikule. Pingi teisel poolel on hüdrauliline silinder (6), mis liigutab alusraami (7). Raami küljes on vardad (8), mille otstes on kummirattad (9).

Selel 1.1-4. on näidatud liikuva vankri sõidumehhanism. See koosneb kahest, vankri küljes olevatest, samm-mootorist (1). Mootorite võllidel on hammasrattad (2), mis teisendavad

mootorite pöörlemist lineaarseks liikumiseks hammaslattide (3) abil. Liikuv vanker liigub mööda töölava talasi rullide (4) peal.



Sele 1.1-4. Vankri liikumismehhanism

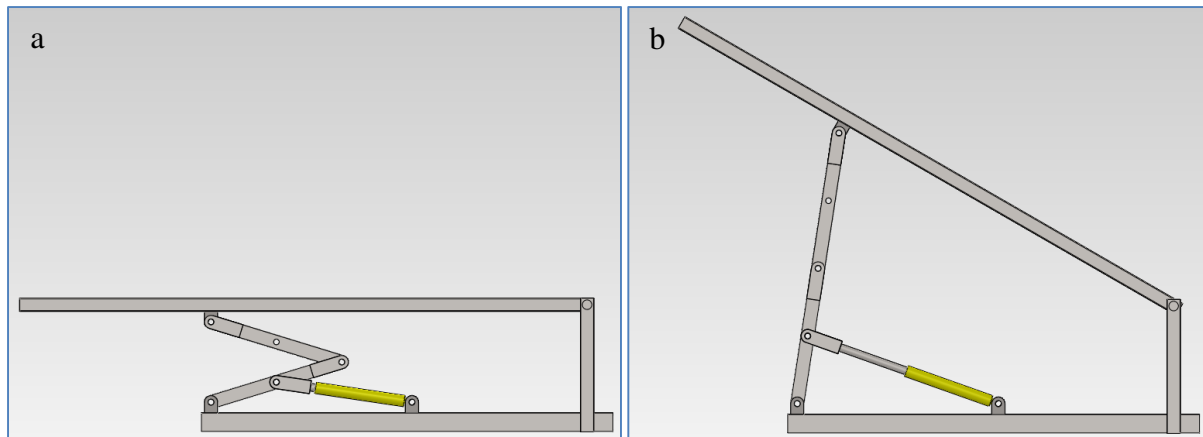
## 1.2. Silindrite arvutus

Silindrites tekiva vajaliku jõu ning mõõtude leidmiseks lähtusin järgmistest algandmetest:

- rõhk süsteemis 25 MPa (250 bar);
- tooriku maksimaalne mass 400 kg ( $\text{Ø}2700 \times 8$  mm);
- tooriku min/max mõõtmed  $\text{Ø}1200 \times 4 / \text{Ø}2700 \times 8$  mm;
- tõstetava töölava mass (koos vankriga) ca 150 kg;
- tõstetava töölava pikkus 2700 mm;
- lülide pikkused 715 mm (avade tsentrite vahel);
- liikuva tõstevankri mass 40 kg.

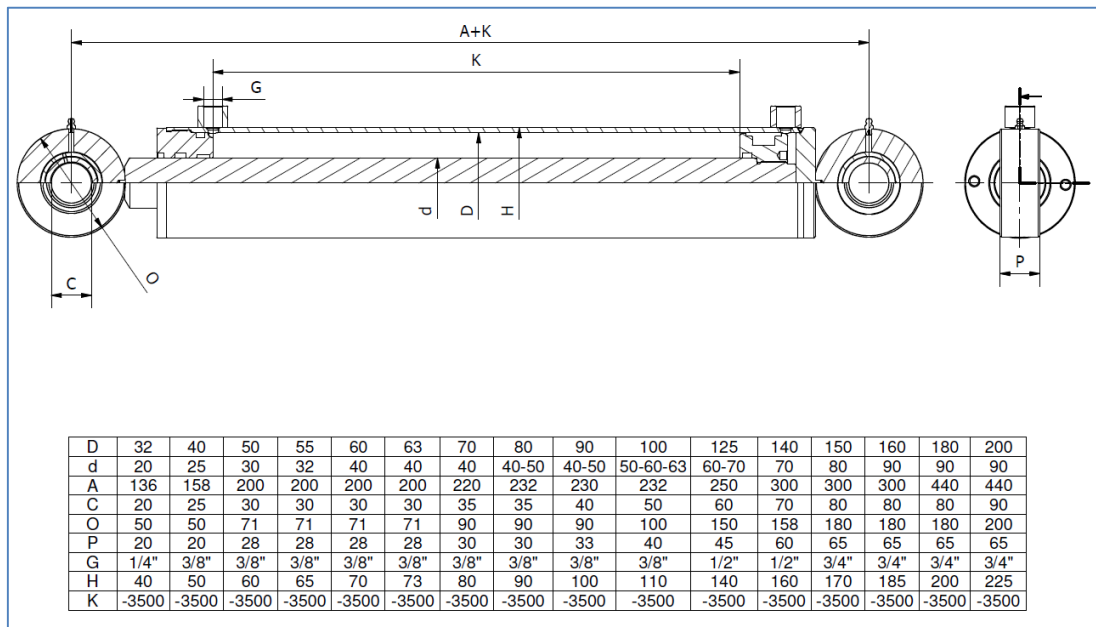
### 1.2.1. Töölava tõstemehhanism

Kõigepealt, mudeli koostamisel, silindrite kinnituskohad valisin nii, et konstruktsioon näeks välja loogiliselt ning hiljem hakkasin kontrollima asukohad, kas need sobivad hüdrosilindrite paigutamiseks. Alustasin töölava tõstemehhanismi hüdrosilindrist. Silindrikolvi kinnituskoht on alumise lüli keskel ning silindri liikumatu kinnitus on alumise tala küljes. Geomeetriselised asukohad on illustreeritud Seel 1.2.1-1.



Sele 1.2.1-1. Silinder 1: a) – alumine piirasend; b) – ülemine piirasend

Selleks, et kontrollida, kas silindrite käik suudab täita mõlemad positsioonid, kasutasin silindrite parameetrid [2], mis on toodud Selet 1.2.1-2.



Sele 1.2.1-2. Silindrite parameetrid

Selet 1.2.1-3. on näha, et silindri käik on  $K = 1055,5 - 715 = 340,5$  mm.

Silindri pikkus kokkusurutud asendis peab olema:

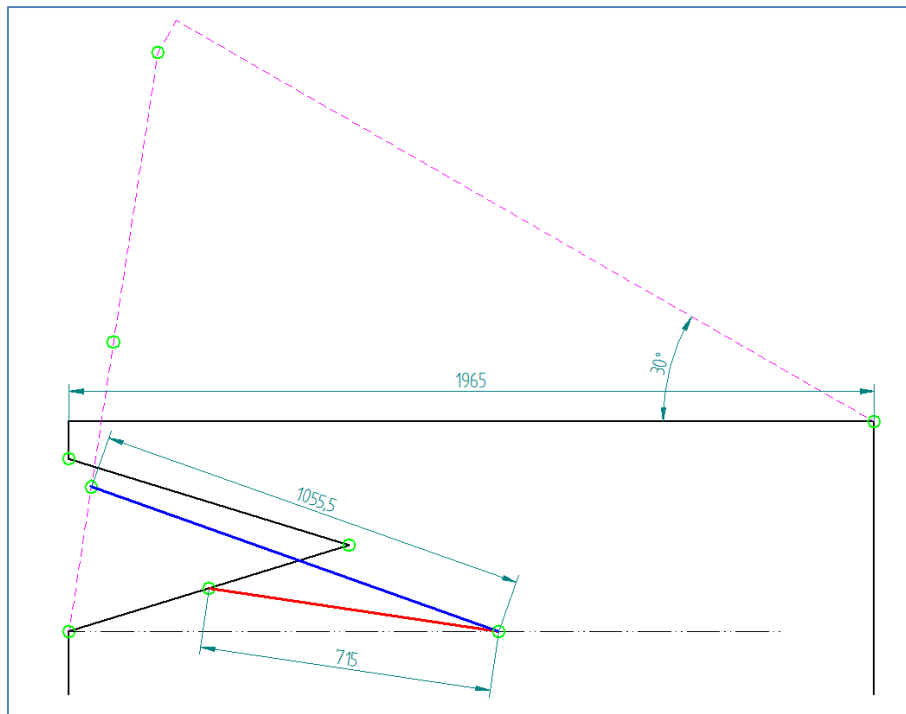
$$L_{1,1} = A + K = 715 \text{ mm}$$

Silindri pikkus väljatõugatud asendis on:

$$L_{2,1} = A + 2 \cdot K = 1055,5 \text{ mm}$$

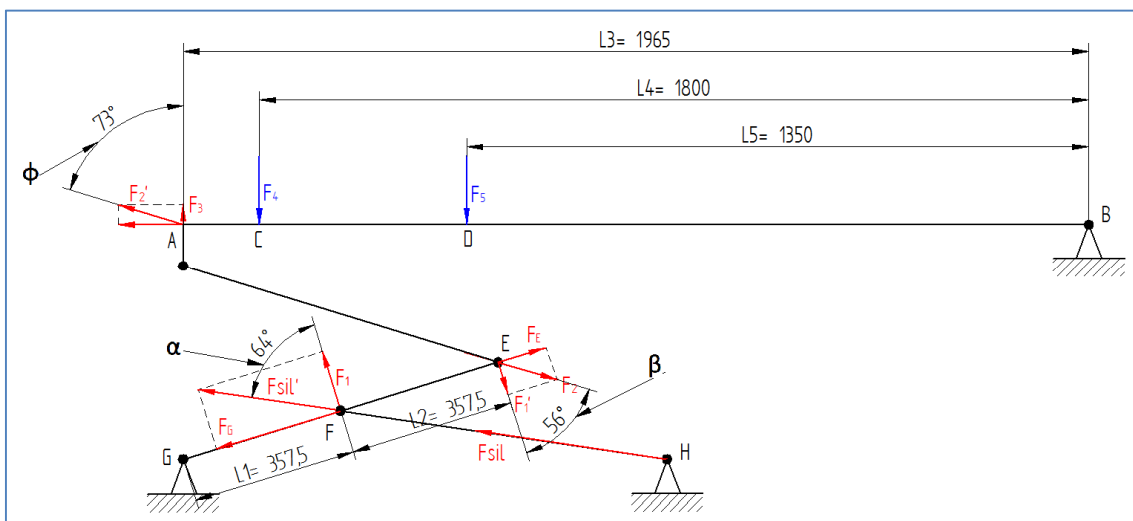
Siit leiame, et

$$A_{min1} = 374,5 \text{ mm}$$



Sele 1.2.1-3. Silindri 1 käiguarvutus

Töölava tõstesilindrite jõudude arvutamiseks koostasid skeemi (Sele 1.2.1-4.), kus töölava ning tooriku mass on asendatud jõududega  $F_4$  ja  $F_5$  vastavalt ning otsitav jõud silindris  $F_{sil}$ . Jõud  $F_4$  on rakendatud punkti C, mis asub 1800 mm kaugusel kinnitusšarniirist B, mis vastab liikumisvankri maksimaalsele positsioonile.



Sele 1.2.1-4. Silindri 1 jõu leidmine

Jõud  $F_3$  saab leida võrrandi kaudu:

$$F_3 \cdot L_3 = F_4 \cdot L_4 + F_5 \cdot L_5 \quad (1.2.1-1)$$

Siis,

$$F_3 = \frac{F_4 \cdot L_4 + F_5 \cdot L_5}{L_3} = \frac{1,5 \cdot 1800 + 4 \cdot 1350}{1965} = 4,12 \text{ kN}$$

Jõud, mis surub ülemist lüli on pööratud punkti A suhtes nurga  $\Phi$  võrra, seega

$$F_2' = F_2 = \frac{F_3}{\cos \Phi}$$

$$F_2' = F_2 = \frac{4,12}{\cos(73^\circ)} = 14,1 \text{ kN}$$

Jõudu  $F_1'$  punktis E leiame nurga  $\beta$  kaudu:

$$F_1' = F_2 \cdot \cos \beta$$

$$F_1' = 14,1 \cdot \cos(56^\circ) = 7,88 \text{ kN}$$

Jõud  $F_1'$  on kaks korda väiksem jõust  $F_1$ , kuna punkti G suhtes kehtib võrrand:

$$F_1 \cdot L_1 = F_1' \cdot (L_1 + L_2) \quad (1.2.1-2)$$

Siit

$$F_1 = \frac{F_1' \cdot (L_1 + L_2)}{L_1} = \frac{7,88 \cdot (357,5 + 357,5)}{357,5} = 15,77 \text{ kN}$$

Kuna hüdrauliline silinder surub esimest lüli nurga  $\alpha$  all, siis jõud  $F_{sil}$ :

$$F_{sil} = F_{sil}' = \frac{F_1}{\cos \alpha}$$

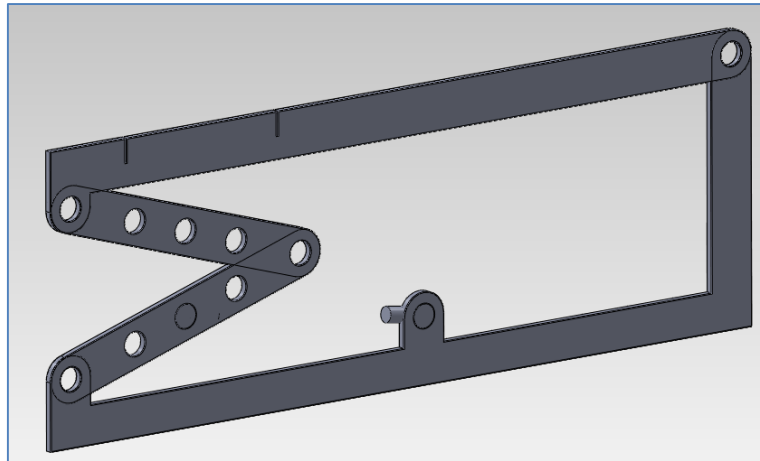
$$F_{sil} = F_{sil}' = \frac{15,77}{\cos(64^\circ)} = 35,97 \text{ kN}$$

Kuna projekteeritavas süsteemis on kasutusel kaks silindrit, siis saadud tulemust tuleb jagada kahega:

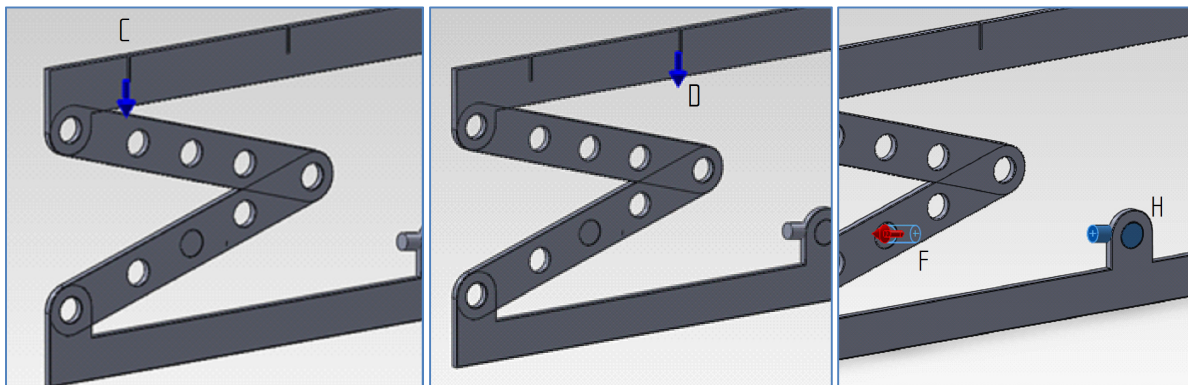
$$F_{1sil} = F_{2sil} = \frac{F_{sil}}{2} = 17,980 \text{ kN}$$

Kontrollisin saadud tulemust kasutades SolidWorks Motion:

Kõigepealt koostas lihtsustatud mudeli (Sele 1.2.1-5), ning seejärel rakendasin jõud  $F_4$  ja  $F_5$  punktidesse C ja D Siis simuleerisin liikumise, punkti F punkti H suhtes 300 mm võrra.

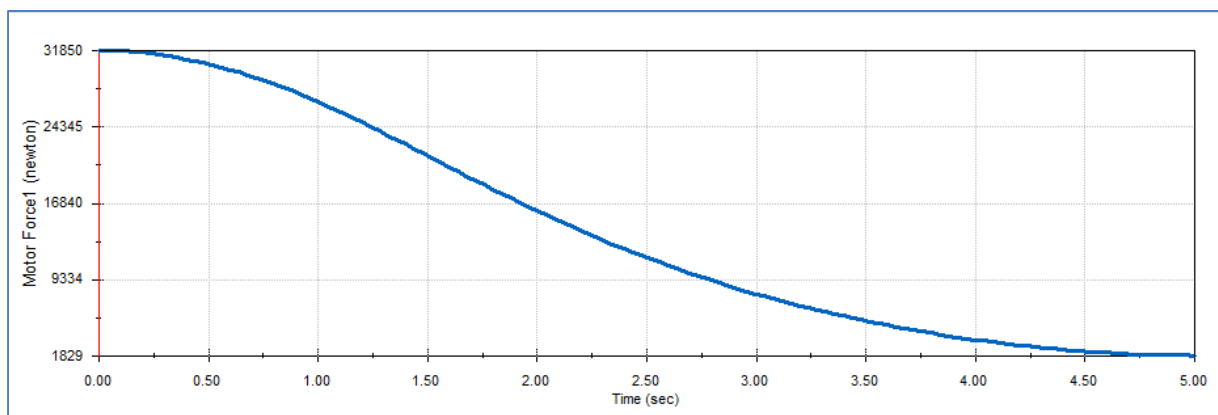


Sele 1.2.1-5. Lihtsustatud tõstelava mudel



Sele 1.2.1-6. Jõudude rakendamine punktidesse ning liikumise simuleerimine

Saadud tulemus illustreerib Sele 1.2.1-7., kus vertikaalne telg on mootori- ehk hüdrosilindri vajalik jõud konstruktsiooni tõstmiseks.



Sele 1.2.1-7. SolidWorks Motion-iga saadud tulemus

Graafikust on näha, et maksimaalne jõud on vajalik liikumise alguses ning töölava nurga suurenedes hüdrosilindri vajalik jõud väheneb. Samuti käsitsi arvutatud tulemused ning programmiga saadud graafik veidi erinevad, kuid edaspidises arvutuses kasutan suurema väärtuse.

Järgmisena leidsin vajaliku silindri kolvi pindala, mis süsteemirõhuga (25 MPa) annab välja vajaliku jõu  $F_{1sil}$  [1].

$$F = P \cdot A, \quad (1.2.1-3)$$

kus  $F$  – silindri jõud (N),

$P$  – süsteemi rõhk (MPa),

$A$  – silindri kolvi pindala (mm<sup>2</sup>).

Siit avaldame pindala  $A$ :

$$A = \frac{F}{P} = \frac{17\,980}{25} = 716 \text{ mm}^2$$

Kuna hüdrosilindri valimiseks on vaja teada kolvi läbimõõdu  $d$ , siis:

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \rightarrow d = \sqrt{\frac{A \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{716 \cdot 4}{\pi}} = 30,2 \text{ mm}$$

Lähim standart läbimõõt [2] on 32 mm. Valitud silindri jõud on (1.2.1-3):

$$F = P \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} = 25 \cdot \pi \cdot \frac{32^2}{4} = 20,096 \text{ kN}$$

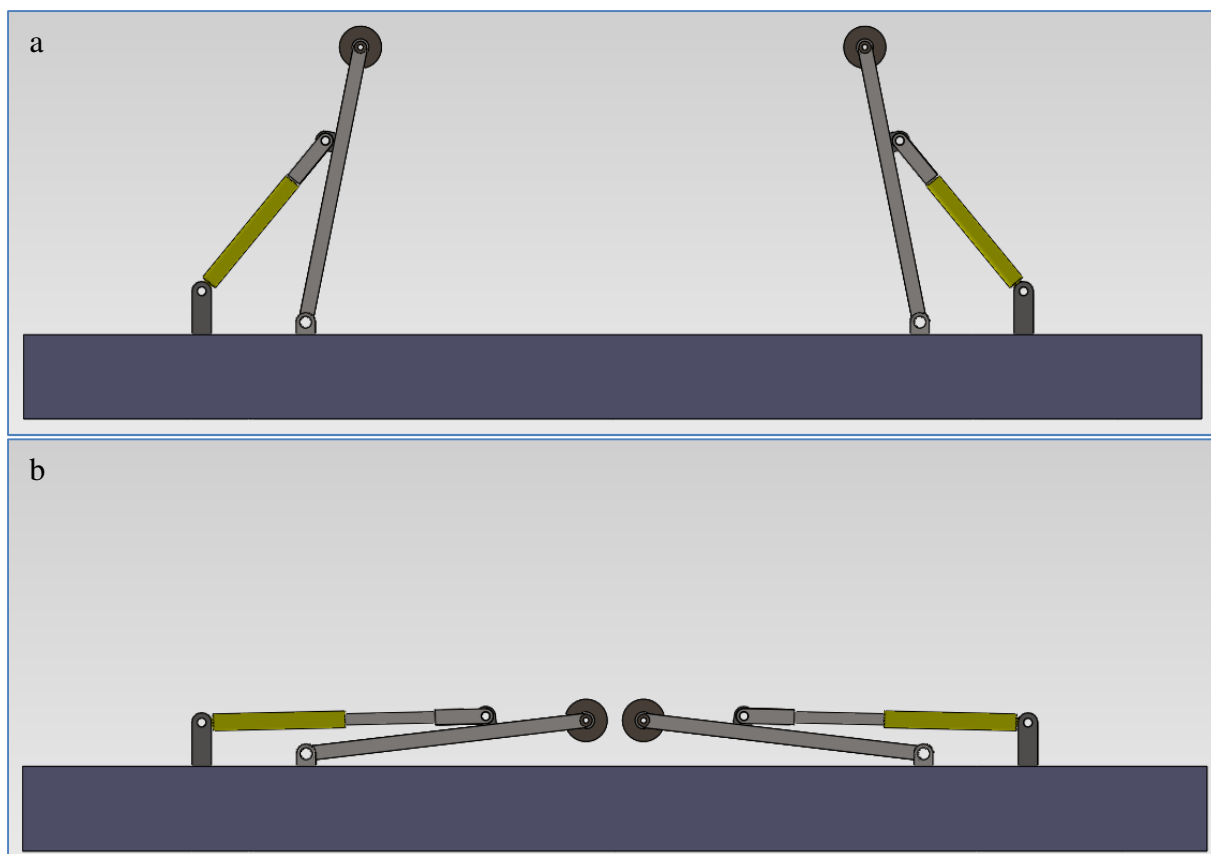
Seega tingimus  $[F] \geq [F_{1sil}]$  on täidetud:

$$[20,096 \text{ kN}] \geq [17,980 \text{ kN}]$$

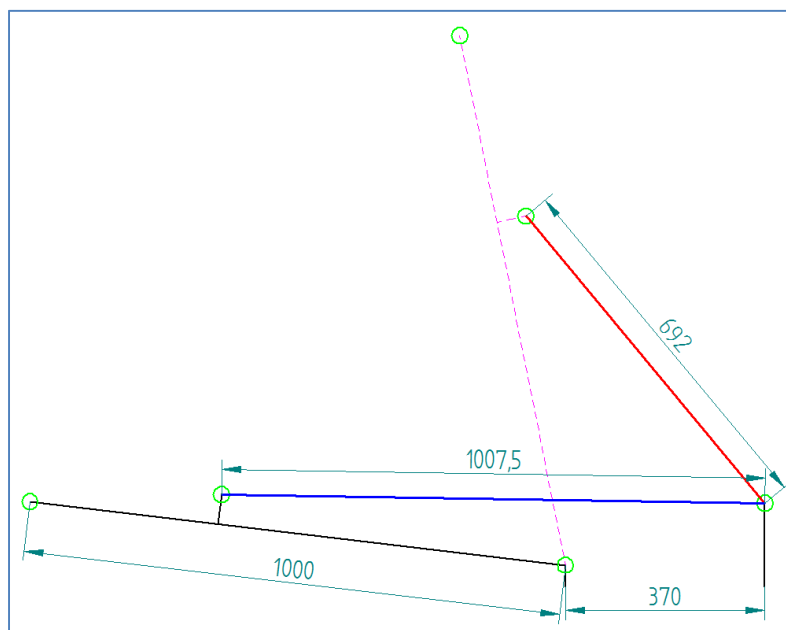
Valitud silindri A-mõõt (Sele 1.2.1-2.) on 136 mm, seega valitud silindri kolvi on vaja pikendada  $A_{min1} - A = 374,5 - 136 = 238,5$  mm võrra. See saab olema täidetud alumise lüli ja kolvi vahelise ühenduse koostamiseks.

## 1.2.2. Vastuvõtu toed

Tugede silindreid arvutan siis analoogselt töölava silindritega. Sele 1.2.2-1. näitab silindrite asendid kahes piirasendis.



Sele 1.2.2-1. Silinder 2 (pealt vaade): a) – alumine piirasend; b) – ülemine piirasend



Sele 1.2.2-2. Silindri 2 käiguarvutus

Selel 1.2.2-2. on näha, et silindri käik on  $K = 1007,5 - 692 = 315,5$  mm.



Silindri pikkus kokkusurutud asendis peab olema:

$$L_{1,2} = A + K = 692 \text{ mm}$$

Silindri pikkus väljatõugatud asendis on:

$$L_{2,2} = A + 2 \cdot K = 1007,5 \text{ mm}$$

Siit leiame, et

$$A_{min2} = 376,5 \text{ mm}$$

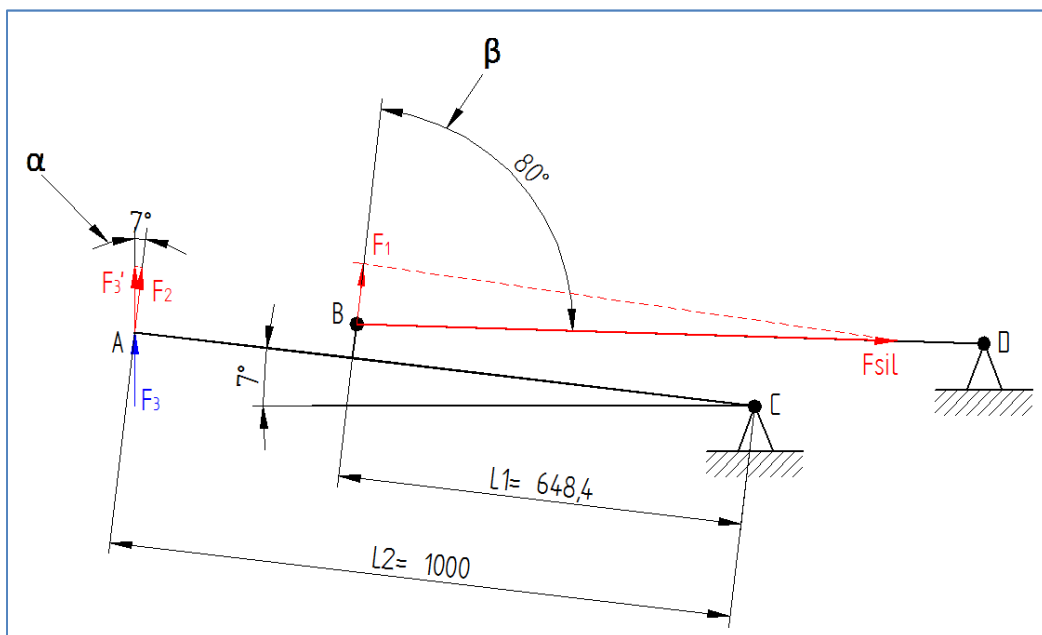
Tugede silindrite jõudude arvutamiseks koostasime skeemi (Sele 1.2.2-3.), kus jõud  $F_3$  on tooriku poolt tekitav maksimaalne koormus, kui töölava on tõstetud piirasendisse. Kuna tooriku maksimaalne mass on 400 kg, siis  $30^\circ$  nurga all mõjuv koormus on:

$$F = F_t \cdot \sin \gamma,$$

kus  $F_t$  – tooriku raskusjõud (N),

$\gamma$  – tõstetud töölava maksimaalne nurk.

$$F = F_t \cdot \sin \gamma, = 4000 \cdot \sin(30^\circ) = 2 \text{ kN}$$



Sele 1.2.2-3. Silindri 2 jõu leidmine

Jõud  $F_2$ , mis tegelikult püüab pöörata toekonstruksiooni punkti C ümber:

$$F_2 = F_3' \cdot \cos \alpha,$$

Siis

$$F_2 = 2 \cdot \cos(7^\circ) = 1,985 \text{ kN}$$

Jõud  $F_1$  saab leida võrrandi kaudu:

$$F_1 \cdot L1 = F_2 \cdot L2 \quad (1.2.2-1)$$

Siis,

$$F_1 = \frac{F_2 \cdot L2}{L1} = \frac{1,985 \cdot 1000}{648,4} = 3,062 \text{ kN}$$

Kuna hüdrauliline silinder surub punkti B nurga  $\beta$  all, siis jõud  $F_{sil}$ :

$$F_{sil} = \frac{F_1}{\cos \beta}$$

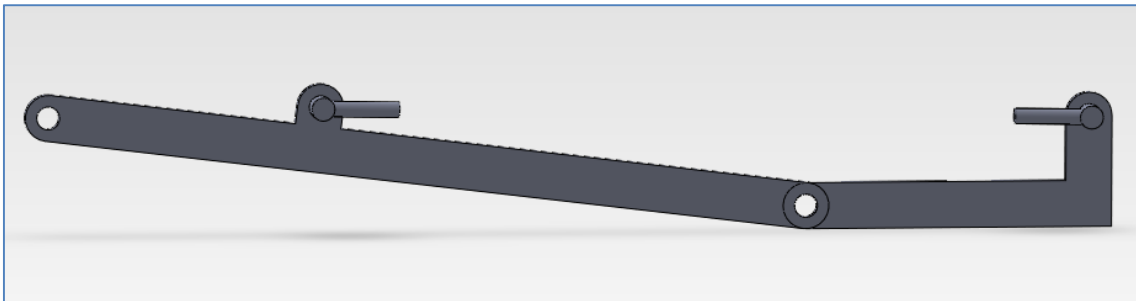
$$F_{sil} = \frac{3,062}{\cos(80^\circ)} = 17,631 \text{ kN}$$

Kuna projekteeritavas süsteemis on kasutusel kaks silindrit, siis saadud tulemust tuleb jagada kahega:

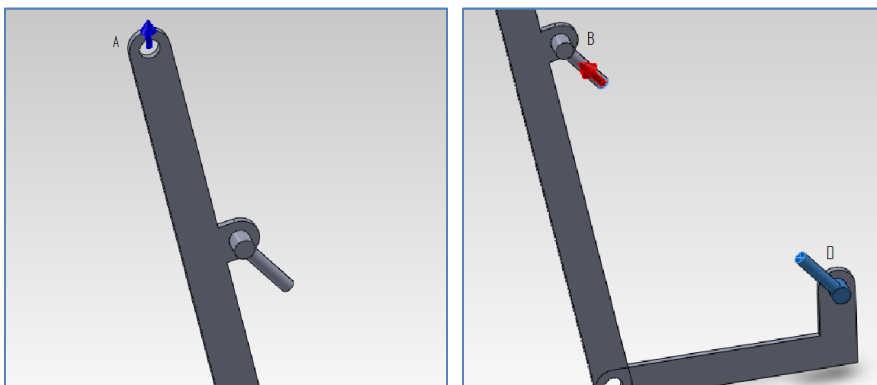
$$F_{1sil} = F_{2sil} = \frac{F_{sil}}{2} = 8,815 \text{ kN}$$

Kontrollisin saadud tulemust kasutades SolidWorks Motion:

Kõigepealt koostasın lihtsustatud mudeli (Sele 1.2.2-4.), ning seejärel rakendasın jõud  $F_3$  punkti A. Siis simuleerisin liikumise, punkti B punkti D suhtes 315,5 mm võrra.

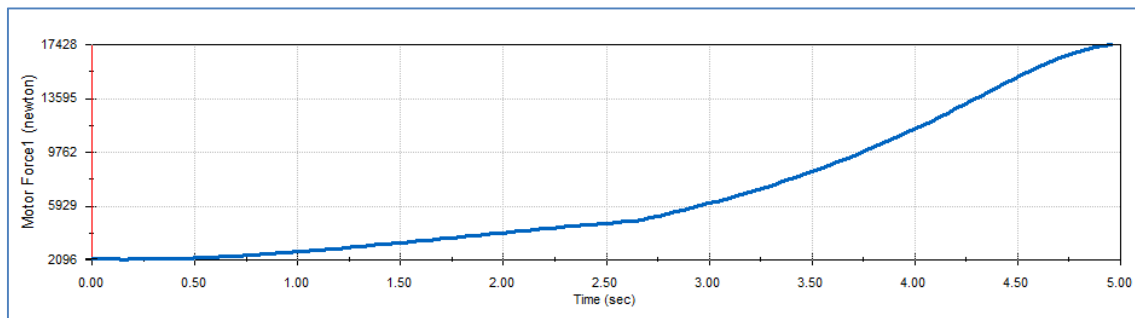


Sele 1.2.2-4. Lihtsustatud vastuvõtusüsteemi mudel



Sele 1.2.2-5. Jõu rakendamine punkti ning liikumise simuleerimine

Saadud tulemust illustreerib Sele 1.2.2-6., kus vertikaalne telg on mootori- ehk hüdrosilindri vajalik jõud tooriku hoidmiseks.



Sele 1.2.2-6. SolidWorks Motion-iga saadud tulemus

Graafikust on näha, et maksimaalne jõud on vajalik liikumise lõpus ehk siis kui töödeldakse tooriku serva ning toed on lahimas asendis pressile. Samuti käsitsi arvutatud tulemused ning programmiga saadud graafik veidi erinevad, kuid edaspidises arvutuses kasutan suurema väärtuse.

Järgmisena leidsin vajaliku silindri kolvi pindala, mis süsteemirõhuga (25 MPa) annab välja vajaliku jõu  $F_{1sil}$  [1] valemiga (1.2.1-3).

$$A = \frac{F}{P} = \frac{8\,815}{25} = 352,6 \text{ mm}^2$$

Kuna hüdrosilindri valimiseks on vaja teada kolvi läbimõõdu  $d$ , siis:

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \rightarrow d = \sqrt{\frac{A \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{352,6 \cdot 4}{\pi}} = 21,19 \text{ mm}$$

Lähim standart läbimõõt [2] on 32 mm. Valitud silindri jõud on (1.2.1-3):

$$F = P \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} = 25 \cdot \pi \cdot \frac{32^2}{4} = 20,096 \text{ kN}$$

Seega tingimus  $[F] \geq [F_{1sil}]$  on täidetud:

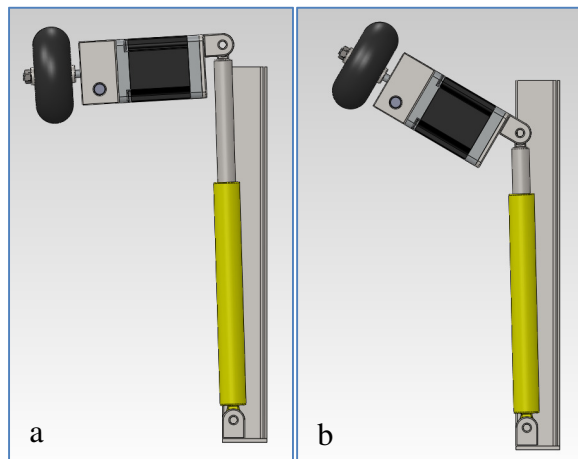
$$[20,096 \text{ kN}] \geq [8,815 \text{ kN}]$$

Valitud silindri A-mõõt (Sele.1.2.1-2.) on 136 mm, seega valitud silindri kolvi on vaja pikendada  $A_{min2} - A = 376,5 - 136 = 240,5 \text{ mm}$  võrra. See saab olema täidetud toekonstruktsiooni ja kolvi vahelise ühenduse koostamiseks.

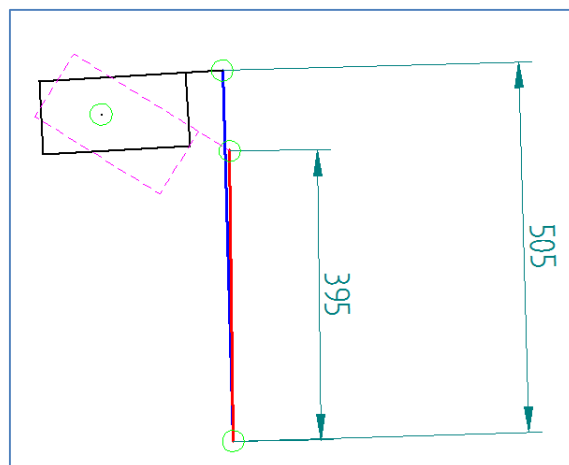
### 1.2.3. Tooriku tõstemehhanism

Tooriku tõstemehhanism koosneb kahest komponendist: mehhanismist, mis tõstab toorikut pingi eespool ning mehhanismist mis tõstab tagumist poolt.

Kõigepealt arvutasin silindri, mis tõstab tooriku esimest poolt.



Sele 1.2.3-1. Silinder 3: a) – ülemine piirasend; b) – alumine piirasend



Sele 1.2.3-2. Silindri 3 käiguarvutus

Selel 1.2.3-2. on näha, et silindri käik on  $K = 505 - 395 = 110$  mm.

Silindri pikkus kokkusurutud asendis peab olema:

$$L_{1,3} = A + K = 395 \text{ mm}$$

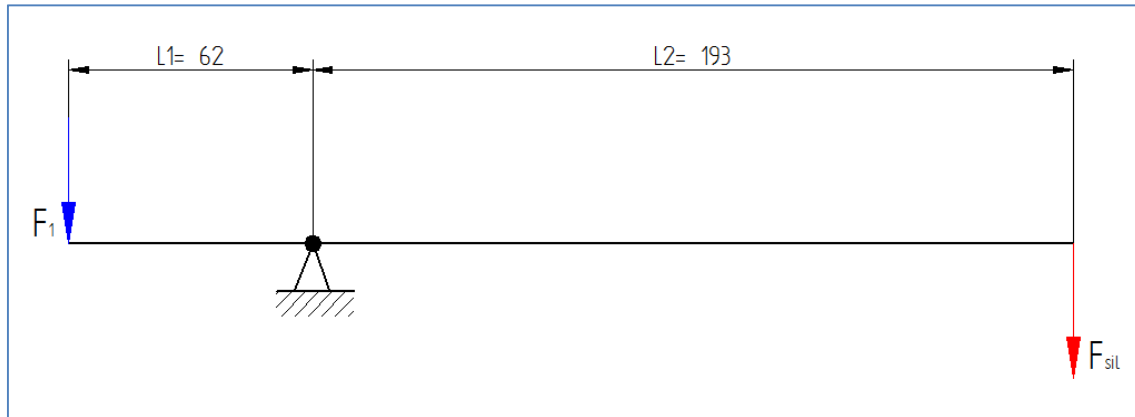
Silindri pikkus väljatõugatud asendis on:

$$L_{2,3} = A + 2 \cdot K = 505 \text{ mm}$$

Siit leiame, et

$$A_{min3} = 285 \text{ mm}$$

Kuna silindri kaldumine vertikaal teljest on minimaalne, siis saab kasutada lihtsustatud skeemi (Sele 1.2.3-3.).



### Sele 1.2.3-3. Silindri 3 jõu leidmine

Tooriku maksimaalne mass on 400 kg. Kuna tooriku raskusjõud jaguneb kaheks osaks (kaks komponenti tõstesüsteemis) ning jaotub, sõltuvalt tooriku asendist süsteemi peal, ebäühtlaselt, siis arvutuste lihtsustamiseks arvutasin, et iga komponent tõstab koormust 4 kN.

Seega tasakaaluvõrrandist

$$F_1 \cdot L1 = F_{sil} \cdot L2$$

saame:

$$F_{sil} = \frac{F_1 \cdot L1}{L2} = \frac{4 \cdot 62}{193} = 1,285 \text{ kN}$$

Ei ole otstarbekas kasutada süsteemirõhku (25 MPa) nii väikse jõu tekitamiseks, siis tuleks kasutada rõhuregulaatorit [6], mis vähendaks rõhku kahekümneviie baarini.

Seega leidsin vajaliku pindala, vähendatud rõhuga, jõudu  $F_{sil}$  tekitamiseks (1.2.1-3):

$$A = \frac{F}{P} = \frac{1\,285}{2,5} = 514 \text{ mm}^2$$

Kuna hüdrosilindri valimiseks on vaja teada kolvi läbimõõdu  $d$ , siis:

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \rightarrow d = \sqrt{\frac{A \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{514 \cdot 4}{\pi}} = 25,59 \text{ mm}$$

Lähim standart läbimõõt [2] on 32 mm. Valitud silindri jõud on (1.2.1-3):

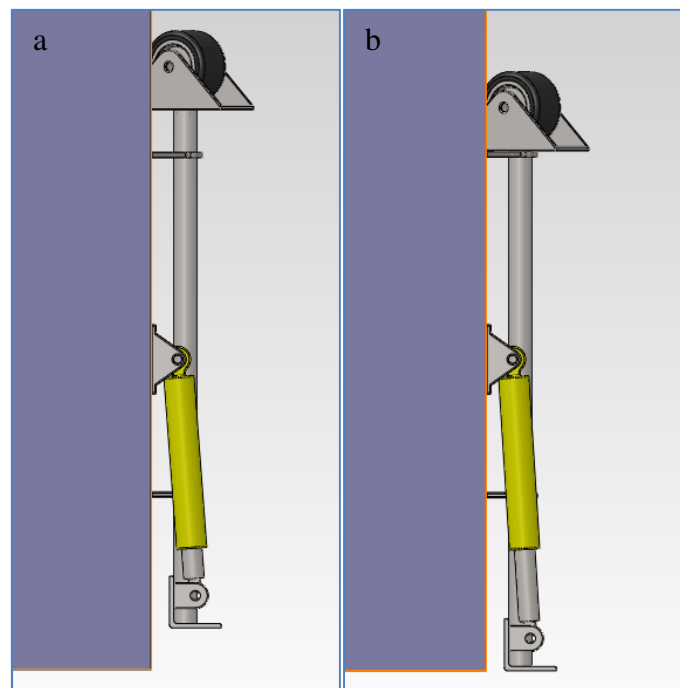
$$F = P \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} = 2,5 \cdot \pi \cdot \frac{32^2}{4} = 2,010 \text{ kN}$$

Seega tingimus  $[F] \geq [F_{3sil}]$  on täidetud:

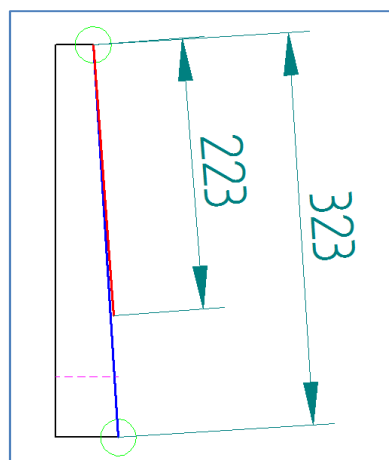
$$[2,010 \text{ kN}] \geq [1,285 \text{ kN}]$$

Valitud silindri A-mõõt (Sele 1.2.1-2.) on 136 mm, seega vabalt valitud silindri pikkust on võimalik vähendada  $A_{min3} - A = 285 - 136 = 149 \text{ mm}$  võrra. Seega silindri pikkus saab olema  $2 \cdot K + A = 2 \cdot 110 + 136 = 356 \text{ mm}$ .

Järgmisena arvutasin silindri, mis tõstab tooriku tagumist poolt.



Sele 1.2.3-4. Silinder 4: a) – ülemine piirasend; b) – alumine piirasend



Sele 1.2.3-5. Silindri 3 käiguarvutus

Selel 1.2.3-5. on näha, et silindri käik on  $K = 323 - 223 = 100$  mm.

Silindri pikkus kokkusurutud asendis peab olema:

$$L_{1,4} = A + K = 223 \text{ mm}$$

Silindri pikkus väljatõugatud asendis on:

$$L_{2,4} = A + 2 \cdot K = 323 \text{ mm}$$

Siit leiame, et

$$A_{min4} = 123 \text{ mm}$$

Kuna silindri kaldumine vertikaal teljest on minimaalne, siis raskusjõud tooriku poolt peab olema väiksem või võrdne silindri jõuga.

Tooriku maksimaalne mass on 400 kg. Kuna tooriku raskusjõud jaguneb kaheks osaks (kaks komponenti tõstesüsteemis) ning jaotub, sõltuvalt tooriku asendist süsteemi peal, ebäühtlaselt, siis arvutuste lihtsustamiseks arvasin, et iga komponent tõstab koormust 4 kN.

Seega

$$F_{4sil} = 4 \text{ kN}$$

Kuna süsteemi on juba lisatud rõhuregulaator, siis ka selle silindri arvutamiseks kasutame seda.

Leidsin vajaliku pindala, vähendatud rõhuga, jõudu  $F_{4sil}$  tekitamiseks (1.2.1-3):

$$A = \frac{F}{P} = \frac{4\,000}{2,5} = 1600 \text{ mm}^2$$

Kuna hüdrosilindri valimiseks on vaja teada kolvi läbimõõdu  $d$ , siis:

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \rightarrow d = \sqrt{\frac{A \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{1600 \cdot 4}{\pi}} = 45,15 \text{ mm}$$

Lähim standart läbimõõt [2] on 50 mm. Valitud silindri jõud on (1.2.1-3):

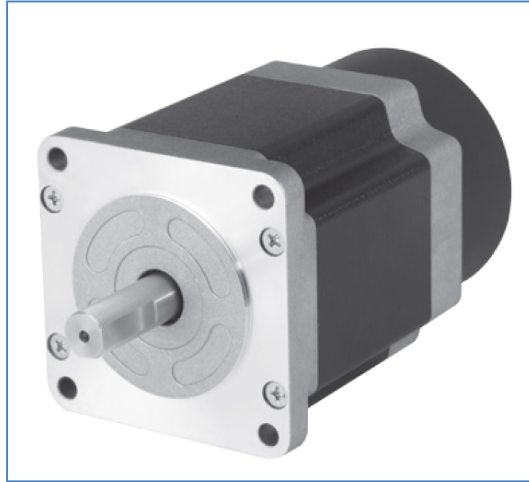
$$F = P \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} = 2,5 \cdot \pi \cdot \frac{50^2}{4} = 4,906 \text{ kN}$$

Seega tingimus  $[F] \geq [F_{4sil}]$  on täidetud:

$$[4,906 \text{ kN}] \geq [4 \text{ kN}]$$

Valitud silindri A-mõõt (Sele 1.2.1-2.) on 200 mm, seega vabalt valitud silindri pikkust on võimalik vähendada  $A_{min4} - A = 223 - 200 = 13$  mm võrra. Seega silindri pikkus saab olema  $2 \cdot K + A = 2 \cdot 100 + 200 = 400$  mm.

### 1.3. Hammasülekanne



Sele 1.3-1. Sammootor sisseehitatud piduriga AK140K-M599-GB5

#### 1.3.1. Mootori võllil tekiva momendi arvutus

Liikuva vankri liigutamiseks kasutame kahte samm-mootorit, mis omavad ka sisseehitatud piduri (Sele 1.3-1). Kuna vanker peab liikuma mööda kallutatud pinda – piduri kasutamine on otstarbekas.

Liikuva vankri mass koos mootoritega, silindriga ja kummirattaga on ca 40 kg. Tõstetava töölava maksimaalne tõstenurk on 30°, seega jõud mida mootor peab ületama liikumiseks ülessuunas mööda töölava on:

$$F = Q_{van} \cdot \sin\gamma \quad (1.3.1-1)$$

$$F = 400 \cdot \sin(30^\circ) = 200 \text{ N.}$$

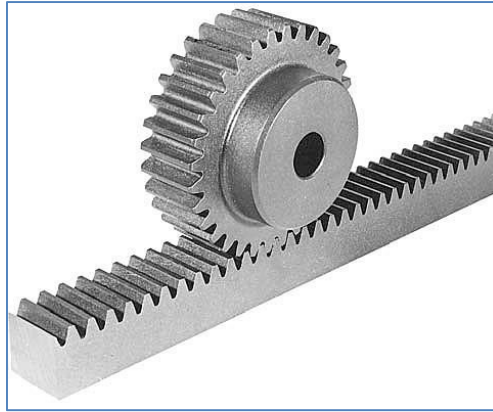
Kuna mootoreid on kaks:

$$F_1 = F_2 = \frac{F}{2} = \frac{200}{2} = 100 \text{ N.}$$

Valitud [4] mootoril (AK140K-M599-GB5) maksimaalne moment on 140kgf·cm  $\approx$  14 Nm. Kui hammasratta jaotusringjooneks võtta 50 mm, siis mootor suudab liigutada liikumisvankri maksimaalse jõuga 280 N. Seega valitud mootor rahuldab tingimust.

$$F_t = 280 \text{ N}$$





Sele 1.3.1-1. Sirghammastega silindriline hammasülekanne.

### 1.3.2. Materjalid ja lubatud pinge

Kuna tegemist on aeglase sirghammastega hammasülekandega, valime nii hammasratta kui ka hammaslatti materjaliks teras C45E (EN10083), termotöötlus – parendamine.

Kõvadus:

- hammasrattas – 260 HB;
- hammaslatti – 240 HB.

Lubatud kontaktpinge [3]

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} K_{HL}}{[S_H]}, \quad (1.3.2-1)$$

kus  $K_{HL}$  – eategur, parendatud terastel  $K_{HL} \leq 2,6$  ;

kui pingevaheldustsüklite arv  $N \geq 4 \cdot 10^6$ , siis  $K_{HL} = 1$  ;

$\sigma_{H \text{ lim}}$  – pingevaheldustsüklite arvule vastav lubatud pinge; normaliseeritud

või parendatud süsinikterastel  $\sigma_{H \text{ lim}} = 2HB + 70$  MPa;

$[S_H]$  – varutegur; normaliseeritud või parendatud süsinikterastel  $[S_H] = 1,1 \dots 1,2$  .

Siis hammasrattal:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{(2HB_1 + 70) \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 260 + 70) \cdot 1}{1,2} = 491,7 \text{ MPa};$$

hammaslattel:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{(2HB_1 + 70) \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 240 + 70) \cdot 1}{1,2} = 458,3 \text{ MPa};$$

Arvutusvalemities kasutame väiksema lubatud pinget, ehk  $[\sigma_H] = 458,3 \text{ MPa}$ .

Kui hammasratta mõõtmed lähevad liiga suureks võib kasutusele võtta tsementiitidavat terast 18CrNi8 (EN10084). Peale tsementiitimist (pinnakihi rikastamist süsinikuga, C-sisaldus viiakse ~ 1%), karastamist ja madalnoolutamist on selle pinnakõvadus 58 ... 62 HRC, südamikü kõvadus vahemikus 30 ... 42 HRC.

Lubatud paindepinge

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim}}{[S_F]} \quad (1.3.2-2)$$

Terastel C45E kõvadusega  $HB \leq 350$  piirpinge  $\sigma_{Flim} = 1,8HB$  ja varutegur  $[S_F] = 1,75$ .

Legeeritud terastel kõvadusega HRC 45...55 piirpinge  $\sigma_{Flim} = 500 \dots 550 \text{ MPa}$  ja varutegur  $[S_F] = 1,8$ .

Seega valitud materjali puhul

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim}}{[S_F]} = \frac{1,8HB}{1,75} = \frac{1,8 \cdot 240}{1,75} = 246,9 \text{ MPa}.$$

Arvutame hammasratta ja hammaslatti mooduli [3]:

$$m = \sqrt{\frac{F_t K_\beta Y_F}{\Psi_m [\sigma_F]}} \quad (1.3.2-3)$$

kus  $F_t$  – jõud jaotusringjoonel [N],

$K_\beta$  – koormuse kontsentratsiooni tegur, rataste ebasümmeetrilise asendi puhul  
 $K_\beta = 1,1 \dots 1,25$ ,

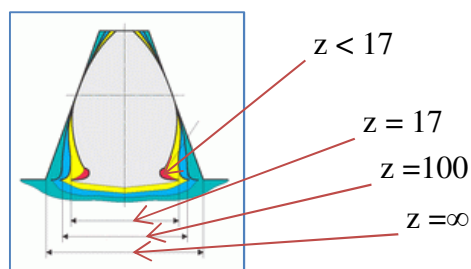
$\Psi_m$  – sirghammastega rataste korral valitakse diapsoonist 2 – 4,

$Y_F$  – hamba kuju tegur, valitakse vastavalt hammasratta hammaste arvule tabelist 1.3.2-1:

Tabel 1.3.2-1

$z_1$	17	18	19	20	21	22	24	25	28
$Y_F$	4,26	4,20	4,11	4,08	4,01	4,00	3,92	3,90	3,82

Hammaste arv  $z_1$  valitakse esialgu suvaliselt vahemikus 17-28, ning tulevikus saab korrigeerida. Ei ole soovitatav valida hammaste arv väiksem kui 17.



Sele 1.3.2-1. Hammaste arvu mõju hammaste kujule

Valemiga 1.3.2-3 saadud moodul korrigeeritakse lähimale suuremale reast:

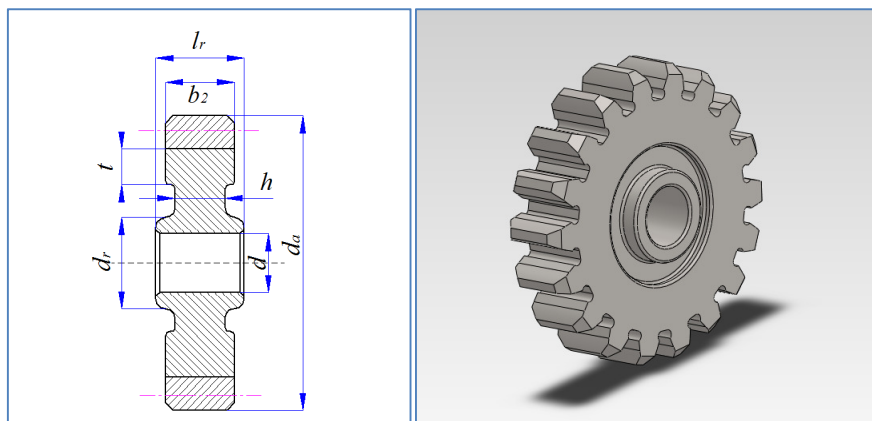
I rida (eelistatav): 1,0, 1,25, 1,5, 2, 2,5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16.

II rida: 1,125, 1,375, 1,75, 2,25, 2,75, 3,5, 4,5, 5,5, 7, 9, 11, 14.

$$m = \sqrt{\frac{F_t K_\beta Y_F}{\Psi_m [\sigma_F]}} = \sqrt{\frac{280 \cdot 1,25 \cdot 4,20}{3 \cdot 246,9}} = 1,98 \text{ mm}$$

Kuna lahtistes ülekannetes on soovitatav valida arvutuslikust 1,5...2 korda suuremat moodulit, siis valisin  $m=3$  mm.

### 1.3.3. Hammaslatti ja hammasratta mõõdud



Sele 1.3.3-1. Hammasratta mõõtmed.

Hammasratta jaotusringjoon	$d_1 = mz_1 = 3 \cdot 18 = 54 \text{ mm};$
Hammasratta peaderingjoon	$d_{a1} = m(z_1 + 2) = 3 \cdot (18 + 2) = 60 \text{ mm};$
Hammasratta jalgaderingjoon	$d_{f1} = m(z_1 - 2,5) = 3 \cdot (18 - 2,5) = 46,5 \text{ mm};$
Hambumise laius	$b = m\Psi_m = 3 \cdot 3 = 9 \text{ mm};$
hammaslatti laius	$b_2 = b = 9 \text{ mm};$
hammasratta laius	$b_1 = b_2 + 5 \text{ mm} = 14 \text{ mm};$
Hammaste kõrgus	$h = 2,25 \cdot m = 6,75 \text{ mm};$
Hammaslatti täiskõrgus	$h_2 \geq h + b = 6,75 + 9 = 15,75 \text{ mm}.$

Ratta rummu mõõtmeid, ketta ja hammasvöö paksust saab valida järgmiste valemitega:

$$l_r = (1,0 \dots 1,5) \cdot d; \quad d_r \approx 1,55 \cdot d;$$

$$t = 2,2 \cdot m + 0,05 \cdot b_2; \quad h \approx 1,4 \cdot t$$

Valitud samm-mootori samm on  $0,144^\circ$ , seega liikumisvanker lineaarselt liigub:

$$L_1 = \frac{d_1}{2} \cdot \frac{\gamma \cdot \pi}{180},$$

kus  $d_1$  – hammasratta jaotusringjoon [mm],

$\gamma$  – mootori samm [ $^\circ$ ].

$$L_1 = \frac{54}{2} \cdot \frac{0,144 \cdot \pi}{180} = 0,068 \text{ mm}$$

### 1.3.4. Kontroll kontaktpingetele

Kontaktpinged nominal koormusel saab arvutada [4]:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \sqrt{\frac{F_t \cdot K_\beta}{b d_1}}, \text{ [MPa]} \quad (1.3.4-1)$$

kus  $d_1$  – jaotusringjoon:  $d_1 = mz_1$ , [mm];  $d_1 = 3 \cdot 18 = 54 \text{ mm}$ ,

$b$  – hambumise laius:  $b = m\Psi_m$ , [mm];  $b = 3 \cdot 3 = 9 \text{ mm}$ ,

$Z_H$  – tegur, mis arvestab kaashambapindade kuju, sirghammastel  $Z_H = 1,77$ ,

$Z_M$  – tegur, mis arvestab hammasrataste materjalide mehaanilisi omadusi, terasrattadel  
 $Z_M = 194(\text{MPa})^{0,5}/\text{mm}$ .

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \sqrt{\frac{F_t \cdot K_\beta}{bd_1}} = 1,77 \cdot 194 \sqrt{\frac{280 \cdot 1,25}{9 \cdot 54}} = 291,4 \text{ MPa}$$

Peab olema täidetud tingimus:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]$$

$$291,4 \text{ MPa} < 458,3 \text{ MPa}$$

### 1.3.5. Hammasrataste kontroll paindeväsimusele

Paindepinged arvutame [3]:

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{F_T \cdot K}{b_2 \cdot m} \leq [\sigma_F] \quad (1.3.5-1)$$

kus  $Y_F$  – kujutegur ( $z_1 = 18 \rightarrow Y_F = 4,25$ ;  $z_1 = 20 \rightarrow Y_F = 4,15$ ;  $z_1 = 25 \rightarrow Y_F = 3,95$ ;  $z_1 = 30 \rightarrow Y_F = 3,87$ ;  $z_1 = 40 \rightarrow Y_F = 3,76$ );

$Y_\beta$  – hamba kallet arvestatav tegur, sirghammastel  $Y_\beta = 1$ ;

$Y_\varepsilon$  – hambumises tekkivat katet arvestatav tegur, sirghammastel  $Y_\varepsilon = 1$ .

$K$  – koormusetegur,  $K = K_\alpha \cdot K_\beta \cdot K_v$ ,  $K_\alpha$  – koormuse jaotumise tegur, sirghammaste korral  $K_\alpha = 1$ ;  $K_\beta$  – koormuse kontsentratsiooni tegur, rataste ebasümmeetrilise asendi puhul  $K_\beta = 1,1 \dots 1,25$ ;  $K_v$  – dünaamikategur, vähetõukelise koormuse puhul, sirghammastega ülekannetes ringkiirusega kuni 5 m/s  $K_v = 1,05$ . Siis  $K = K_\alpha K_\beta K_v = 1 \cdot 1,25 \cdot 1,05 \approx 1,31$

Saame

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{F_T \cdot K}{b_2 \cdot m} = 4,25 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{280 \cdot 1,31}{9 \cdot 3} = 57,7 \text{ MPa}$$

$$57,7 \text{ MPa} \leq 246,9 \text{ MPa}$$

## 1.4. Hõõrdülekanne

Kuna toorik muudab oma asendit presspingi ning pöördmehhanismi suhtes, siis selle süsteemi saame vaadelda kui variaatorit.

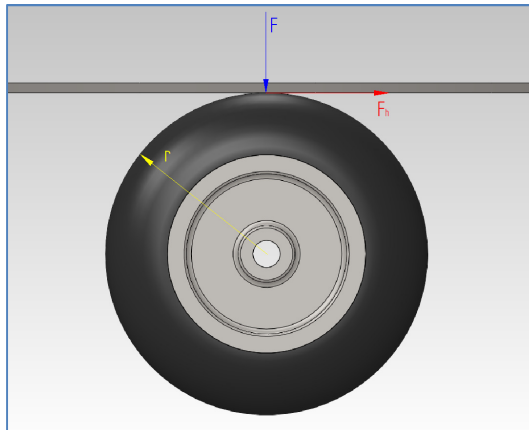
Selleks, et pöördmehhanism ei tekitaks libisemist ühenduses toorik-veoratas, samm-mootori moment ei tohiks tekitada suuremat jõudu, kui:

$$F_{max} \leq m \cdot g \cdot \mu, \quad (1.4-1)$$

kus  $m$  – tooriku mass [kg],

$g$  – raskuskiirendus [ $m/s^2$ ],

$\mu$  – hõõrdetegur, kummi ja metallivahel ca 0,8.



Sele 1.4-1. Hõõrdumine ühenduses toorik-veoratas

Kuna tooriku, mõõtudega  $\varnothing 1200 \times 4$  mm, mass on 36 kg, ning koormus jagatakse kahe tugele vahel, siis veorattale mõjub koormus  $F_t = mg = 18 \cdot 9,8 \approx 180$  N. Seega:

$$F_{max} \leq F_t \cdot \mu, = 180 \cdot 0,8 = 144 \text{ N}$$

Tootekataloogist [4], valisin samm-mootori (A63K-G5913-B), mille maksimaalne moment  $T_{max} = 6,3$  Nm. Seega mootori võllil asuva kummiratta välispinnale, läbimõõduga  $r = 130$  mm, tekiv jõud on:

$$F_m = \frac{T_{max}}{r} = \frac{6\,300}{65} = 96,92 \text{ N}$$

Seega tingimus  $[F_m] \leq [F_{max}]$  on täidetud: **96,92 N < 144 N**.

Valitud samm-mootori samm on  $0,72^\circ$ , seega ratas edastab lineaarse liikumise:

$$L_1 = r_1 \cdot \frac{\gamma \cdot \pi}{180} \quad (1.4-1)$$

kus  $r_1$  – kummiratta raadius [mm],

$\gamma$  – mootori samm [ $^\circ$ ].

$$L_1 = 65 \cdot \frac{0,72 \cdot \pi}{180} = 0,82 \text{ mm}$$

Kuna kummiratta kaugus tooriku tsentrist ehk raadius on muutuv, siis tooriku pöörlemisnurk  $\varphi$  on:

$$\varphi = \frac{L_1 \cdot 180}{r_2 \cdot \pi} \quad (1.4-2)$$

kus  $r_2$  – ratta kaugus tooriku tsentrist.

$$\varphi = \frac{0,82 \cdot 180}{r_2 \cdot \pi} = \frac{46,98}{r_2}$$

## 2. FEM ANALÜÜS

Osa projekteeritud komponentdest tuleb ise valmistada. Nende seas on kinnitusaasad (kõrvad), ülemine- ning alumine lüli ja teised.

Selleks, et vaadata lubatavatest suuremaid pingeid ja deformatsioone nendes elementides, kasutasin SolidWorks Simulation paketti.

Algandmeteks on:

- materjaliks on ehitusteras S235JR;
- lubatud pinged  $\sigma_{lub}$ :

$$\sigma_{lub} = \frac{R_{eH}}{S}, \quad (2-1)$$

kus  $R_{eH}$  – valitud terase voolavuspiir, 235 MPa;

$S$  – varutegur, antud konstruktsiooni puhul  $S=2$ .

$$\sigma_{lub} = \frac{235}{2} = 117,5 \text{ MPa};$$

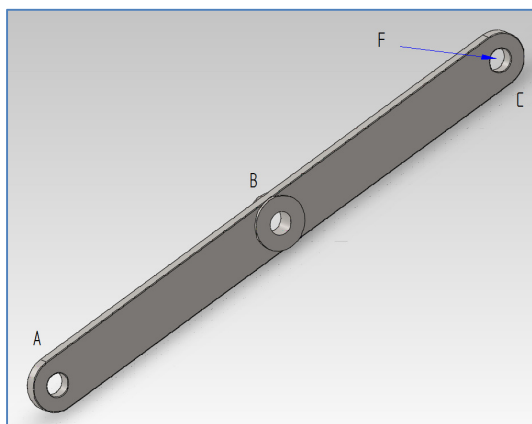
- jõud, mis olid leitud punktis 1.

Arvutuste tulemust saab aktsepteerida, kui:

$$[\sigma_{lub}] \geq [\sigma_{teg}] \quad (2-2)$$

### 2.1. Alumise lüli analüüs

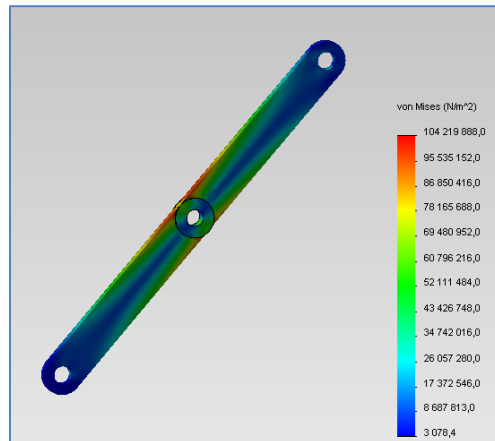
Alumise lüli arvutamiseks, fikseerisin liikumisi punktides A ja B ning rakendasin jõud  $F_2$ , leitud punktis 1.2.1, punkti C,  $34^\circ$  nurga all. (Peale ebaõnnestunud katsetust pidin punkti B tugevdama lisa rõngastega, paksusega 4 mm (Sele 2.1-1.).



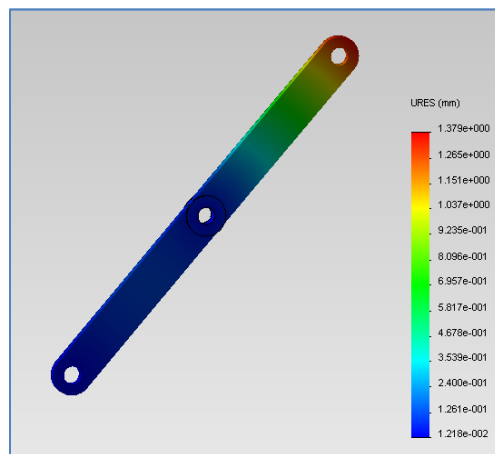
Sele 2.1-1. Alumise lüli arvutamine (1)



Simulatsiooni käivitades sain tulemusi:



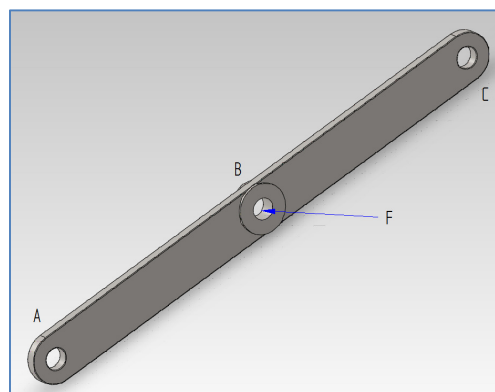
Sele 2.1-2. Alumise lüli pinged (1)



Sele 2.1-3. Alumise lüli deformatsioonid (1)

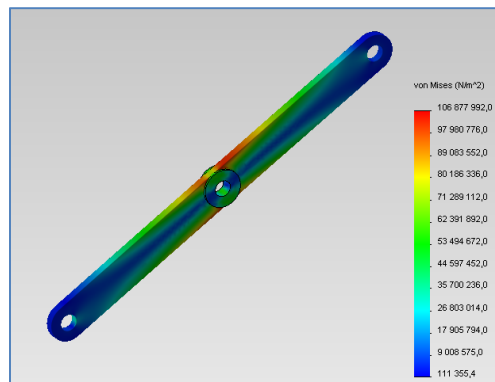
Tulemustest on näha, et maksimaalsed pinged on 104,2 MPa, mis rahuldab tingimust 2-2, ning maksimaalsed deformatsioonid on 1,38 mm.

Jägmisena fikseerisin punktid A ja C, ning rakendasin jõud  $F_{sil}$ , leitud punktis 1.2.1, punkti B, 26° nurga all.

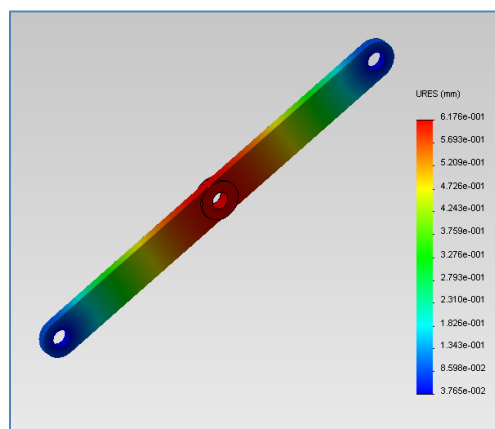


Sele 2.1-4. Alumise lüli arvutamine (2)

Peale simuleerimist:



Sele 2.1-5. Alumise lüli pinged (2)



Sele 2.1-6. Alumise lüli deformatsioonid (2)

Tulemustest on näha, et maksimaalsed pinged on 106,9 MPa, mis rahuldab tingimust 2-2, ning maksimaalsed deformatsioonid on 0,62 mm.

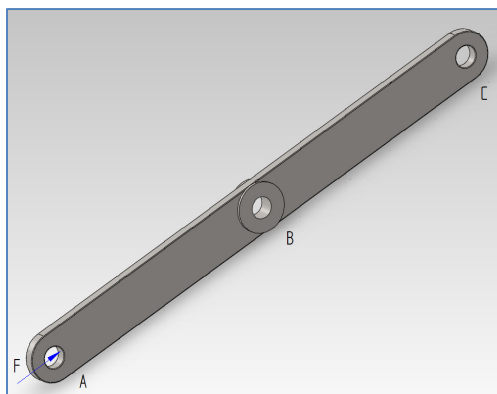
Jägmisena fikseerisin punktid B ja C, ning rakendasin jõud  $F$ , (Sele 2.1-7):

$$F_{AL} = F_G - F_E \quad (2.1-1)$$

kus  $F_G = F_{sil} \cdot \sin \alpha = 17,98 \cdot \sin(64^\circ) = 16,16 \text{ kN}$ ,

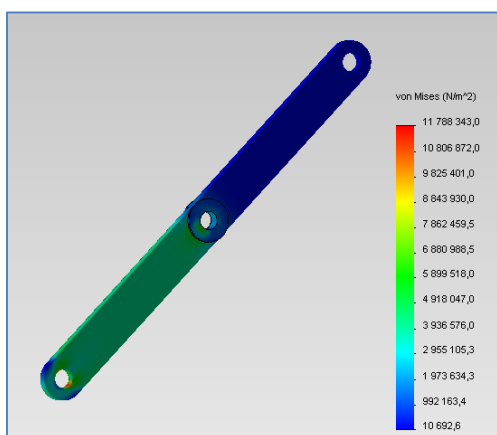
$$F_E = F_2 \cdot \sin \beta = 14,1 \cdot \sin(56^\circ) = 11,69 \text{ kN}$$

$$F_{AL} = 16,16 - 11,69 = 4,47 \text{ kN}$$

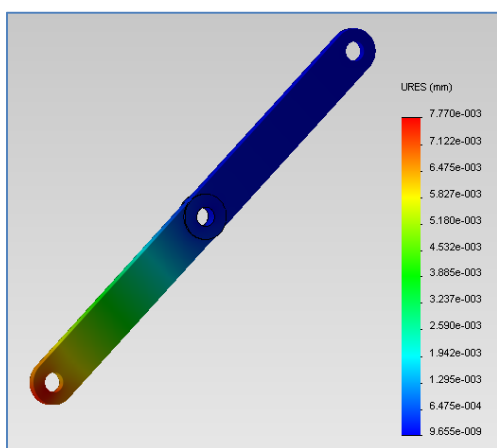


Sele 2.1-7. Alumise lüli arvutamine (3)

Simulatsiooni käivitamise pärast sain:



Sele 2.1-8. Alumise lüli pinged (3)

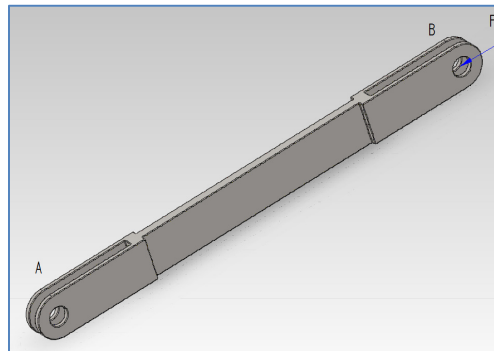


Sele 2.1-9. Alumise lüli deformatsioonid (3)

Tulemustest on näha, et maksimaalsed pinged on 11,8 MPa, mis rahuldab tingimust 2-2, ning maksimaalsed deformatsioonid on 0,007 mm.

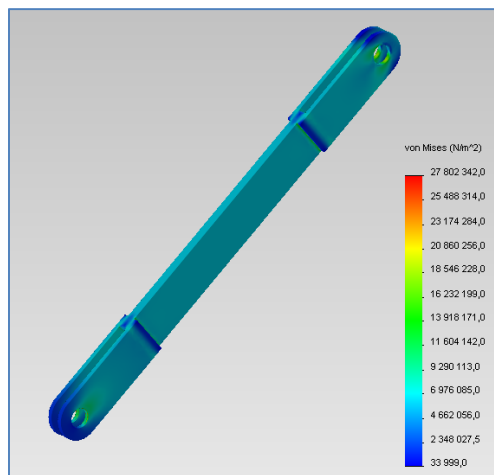
## 2.2. Ülemise lüli analüüs

Järgmisena arvutasin ülemist lüli. Kuna see element töötab ainult kokkusurumisele ning on ka sümmeetriline, siis fikseerisin selle punktist A ning rakendasin jõud  $F_2$  punkti B:

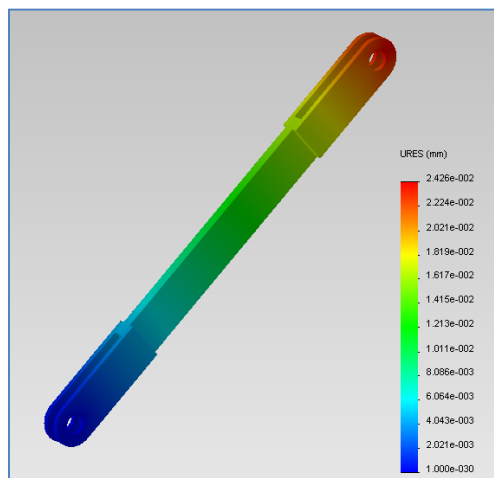


Sele 2.2-1. Ülemise lüli arvutamine

Peale simulatsiooni käivitamist:



Sele 2.2-2. Ülemise lüli pinged



Sele 2.2-3. Ülemise lüli deformatsioonid

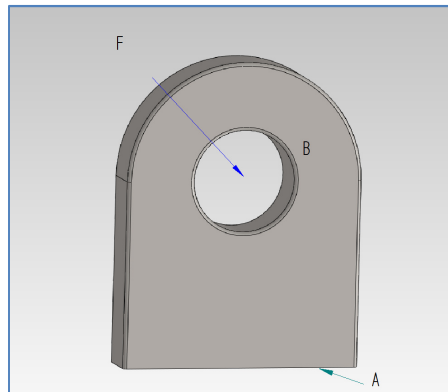
Tulemusest on näha, et maksimaalsed pinged on 27,8 MPa, mis rahuldab tingimust 2-2, ning maksimaalsed deformatsioonid on 0,02 mm. Samuti võib konstateerida, et ülemised lülid on alakoormatud ning reaalse projekti koostamisel, võib selle elemendi materjalipaksust vähendada.

### 2.3. Kinnitusaasade analüüs

Kogu projekteeritud süsteemis on mitu erinevaid kinnitusaasasi, kuid antud projekti raames arvutasin ainult neid, mis on kõige rohkem koormatud:

- alumise silindri kinnitusaasad;
- alumise lüli kinnitusaasad.

Need elemendid on ühesugused, kuid asukoha tõttu nendele mõjuvad jõud ja nurgad on erinevad (Sele 2.3-1)



Sele 2.3-1. Kinnitusaasad

#### 2.3.1. Alumise silindri kinnitusaasad

Silindrite kinnitusaasad töötavad paaris, mis tähendab, et ühele aasale mõjuv koormus on:

$$F_k = \frac{F_{sil}}{2}, \quad (2.3.1-1)$$

kus  $F_{sil}$  – alumisele silindrile mõjuv koormus,  $F_{sil} = 17,98$  kN

$$F_k = \frac{F_{sil}}{2} = \frac{17,98}{2} = 8,99 \text{ kN.}$$

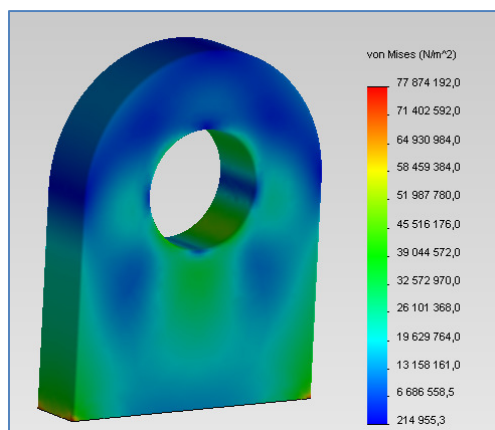
Jõu nurk pinna A suhtes on:

$$\varphi_1 = 90^\circ - \alpha - \Phi + \beta \quad (2.3.1-2)$$

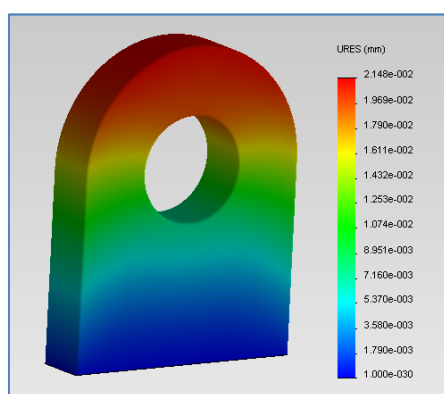
kus  $\alpha, \Phi$  ja  $\beta$  – nurgad leitud punktis 1.2.1 (Sele 1.2.1-4)

$$\varphi_1 = 90^\circ - 64^\circ - 73^\circ + 56^\circ = 9^\circ.$$

Rakendades jõu ning simuleerides:



Sele 2.3.1-1. Alumise silindri kinnitusaasade pinged



Sele 2.3.1-2. Alumise silindri kinnitusaasade deformatsioonid

Tulemustest on näha, et maksimaalsed pinged on 77,9 MPa, mis rahuldab tingimust 2-2, ning maksimaalsed deformatsioonid on 0,02 mm.

### 2.3.2. Alumise lüli kinnitusaasad

Alumise lüli kinnitusaasale mõjuv jõud on (2.1-1):

$$F_{AL} = F_G - F_E = 4,47 \text{ kN}$$

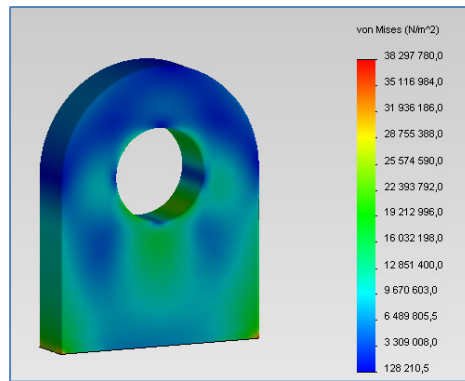
Jõu nurk pinna A suhtes on:

$$\varphi_2 = \Phi - \beta \tag{2.3.2-2}$$

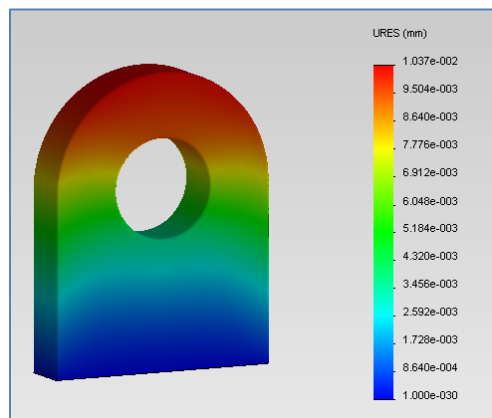
kus  $\Phi$  ja  $\beta$  – nurgad leitud punktis 1.2.1 (Sele 1.2.1-4)

$$\varphi_1 = 73^\circ - 56^\circ = 17^\circ.$$

Rakendades jõu ning simuleerides:



Sele 2.3.2-1. Alumise lüli kinnitusaasade pinged



Sele 2.3.2-2. Alumise lüli kinnitusaasade deformatsioonid

Tulemustest on näha, et maksimaalsed pinged on 38,3 MPa, mis rahuldab tingimust 2-2, ning maksimaalsed deformatsioonid on 0,01 mm. Samuti võib konstateerida, et alumiste lülide kinnitusaasad on alakoormatud ning reaalse projekti koostamisel, võib selle elemendi materjalipaksust vähendada.

### 3. HÜDRAULILINE SÜSTEEM

Koostatud hüdraulikaskeem on toodud Lisas 1.

Süsteemis on kasutatud olemasolev hüdrauliline pump, oma õlipaagiga ning kaitseklappiga. Süsteemi töösurve on 25 MPa, ning selle rõhule on ka projekteeritud silindrid 1(A), 1(B), 2(A) ja 2(B). Nende silindrite töö on juhitud jagajatega 1 ja 2 (4/3). Iga jagaja omab kaks juhtmähist ning peale juhtvoolu kadumist, vedruga taastub esimesse asendisse. Silindrid 3 ja 4 on ühendatud süsteemi läbi reduktsiooni klappi R [6], mis alandab süsteemi rõrku väärtuseni 2,5 MPa. Silindrite 3 ja 4 juhtimine toimub jagajatega 3 ja 4 (3/2), mis on varustatud vedrutega ning ühepoolse juhtmähistega.



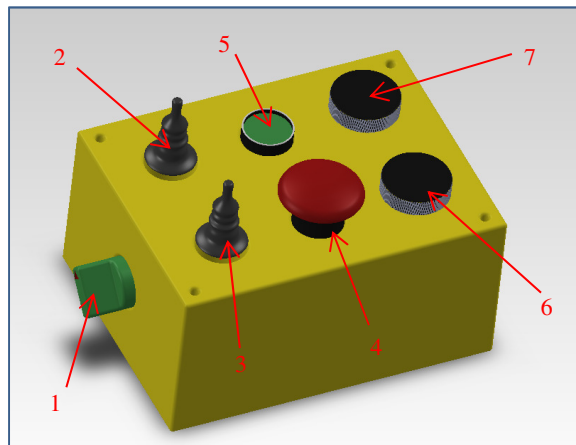
## 4. ELEKTRILINE SÜSTEEM

Loodud elektriskeem on toodud Lisas 2.

Elektriskeem koosneb järgmistest komponentidest:

- Stop – stop nupp, normaalselt kinnine kontakt (nupuga);
- Start – käivitamise nupp, normaalselt avatud kontakt (nupuga);
- Auto/manual – režiimide ümberlülitamine, kahepositsiooniline lüliti;
- S1 – töölava tõstmine/langetamine, kolmepositsiooniline lüliti;
- S2 – vastuvõtu tugede liigutamine, kolmepositsiooniline lüliti;
- P – peasilindri pedaal, kahepositsiooniline lüliti, kaks paari kontakte;
- I1 – vankri liigutamine, pööratav enkooder;
- I2 – tooriku pööramine, pööratav enkooder;
- ARK – abirelee kontaktid, normaalselt avatud;
- AR – abirelee;
- J(1)A ja B – jagaja 1 releed;
- J(2)A ja B – jagaja 2 releed;
- J(3) – jagaja 3 releed;
- J(4) – jagaja 4 releed;
- J(P) – peasilindri jagaja releed;
- K(1) – vankri mootorite kontrollid;
- K(2) – pöördmehhanismi mootori kontrollid;
- M1 ja M2 – vankri samm-mootorid;
- M3 – pöördmehhanismi samm-mootor;
- PLC – programmeeritav kontrollid (Programmable Logic Controller).

Süsteem saab töötada kahes režiimis: manuaalne ja poolautomaatne. Manuaalse režiimi juhtimine toimub juhtpuldi abil (Sele 4.1.).



Sele 4-1. Juhtimispuhl

Süsteemi käivitamiseks tuleb veenduda, et „STOP“ nupp 4 on sisse vajutamata ning seejärel vajutada „START“ nupule 5. Toidet saab ka abirelee mähis, mis lühistab oma normaalselt lahtiseid kontakte, mis annab võimaluse „START“ nuppu vabastada. Järgmisena tuleb valida töörežiimi, lüliti „Auto/manual“ 1 keeramisega vastava asendisse.

Keerates režiimi „Manual“ pinget saavad jagajate 3 ja 4 mähised, ning silindrid 3 ja 4 hakkavad liikuma, toorikualused rullid lähevad ülemisse asendisse ning kogu süsteem saab olema kasutamiseks valmis.

Lüliti 2 liigub „üles-alla“, lühistades kontakti S1. Pinget saab jagaja 1 üks mähistest, vastavalt suunale, ning silindrid 1A ja 1B liiguvad vastavalt, mille tulemuseks töölava muudab oma nurka pingi suhtes. Töölava nurga reguleerimispiirkond on 0-30°.

Lüliti 3 saab liigutada „paremale-vasakule“, lühistades kontakti S2. Pinget saab jagaja 2 üks mähistest, vastavalt valitud suunale, ning silindrid 1A ja 1B liiguvad vastavalt liigutades tooriku vastuvõtutoed kaugemale pingist ja lähemale pingile vastavalt.

Selel 4-2. on pööratav enkooder, mis on kasutatud juhtpuldil vankri liigutamiseks 7 ning tooriku pööramiseks 6. Juhtsignaal kontaktidest A ja B jõuab kontrollriteriteni K(1) ja K(2), mis omakorda edastavad signaale samm-mootoritele ning mootorid pöörlevad etteantud nurga võrra.



Sele 4-2. Enkooder Grayhill

Selleks, et liikumisvanker ei väljuks lubatud tsoonist on kasutatud lõpplüliti Siemens 3SE5232-0HC05.



Sele 4-3. Lõpplüliti SIEMENS

Olemasolevale pedaalile vajutades, kontakt P muudab oma olekut, kaob pinge jagajate 3 ja 4 mähistel, silindrid 3 ja 4, vedrude abil lähevad algasendisse ning toorik langeb töölava peale. Samaaegselt voolu saab peasilindri jagaja mahis, mis avab hidroklappi ning peasilinder, liikudes alla, surub toorikut maatriksi. Pedaali vabastades, peasilinder liigub oma algasendisse, voolu saavad taas jagajate 3 ja 4 mähised ning silindrid 3 ja 4 liiguvad „valmisoleku“ asendisse.

Samuti elektrikomponendiks on nurgaandur, kuid see on kasutusel ainult „automaat“ režiimil.



Sele 4-3. Nurgaandur STS-102-2

## 5. PLC KONTROLLER

Automaatjuhtimiseks valisin tootekatalogist [10] PLC kontrolleri Unitronics Vision130, V130-33-R34.



Sele 5-1. PLC Vision130

Kontrolleri valikut põhjendasid: tema hind, sisendite ning väljundite arv, nii graafilise ekraani kui ka sensornupude olemasolu jne.

Esiialgu koostas PLC kontrolleri programmi, mida saab käivitada, kui juhtimispuul on viidud asendisse „Auto“. Kontrolleri sensornupude abil on võimalik teostada samu operatsioone, kui ka manuaaljuhtimise puhul. Programmi redeldiagramm on toodud Lisas 3.

Süsteemi liigutamiseks programmeerisin järgmised elemendid:

Sisendid:

I0 – „START“ nupp;

I1 – „STOP“ nupp;

I2 – väljundi O0 normaalselt lahtine kontakt;

SB53 – „ENTER“ klahv, käivitab peasilindri liikumise;

SB55 – „UP“ klahv, tõstab töölava;

SB56 – „DOWN“ klahv, langetab töölava;

SB52 – „RIGHT“ klahv, viib vastuvõtu toed kaugemale pingist;

SB51 – „LEFT“ klahv, toob vastuvõtu toed lähemale pingile;

SB44 – „4“ klahv, liigutab vankrit kaugemale pingist;

SB46 – „6“ klahv, liigutab vankrit lähemale pingile;

SB42 – „2“ klahv, liigutab toorikut päripäeva;

SB48 – „8“ klahv, liigutab toorikut vastupäeva;

Väljundid:

O0 – abiväljund, (LED indikaatoriga saab režiimi olekut fikseerida);

O1 – väljund, mis annab signaali jagaja 3 mähisele;

O2 – väljund, mis annab signaali jagaja 4 mähisele;

O3 – väljund, mis annab signaali peasilindri jagaja mähisele;

O4 – väljund, mis annab signaali jagaja 1 mähisele, tõstmiseks;

O5 – väljund, mis annab signaali jagaja 1 mähisele, langetamiseks;

O6 – väljund, mis annab signaali jagaja 2 mähisele, liikumiseks eemale pingist;

O7 – väljund, mis annab signaali jagaja 2 mähisele, liikumiseks lähemale pingile;

O8 – väljund, mis annab signaali kontrolleri 1, vankri liigutamiseks eemale pingist;

O9 – väljund, mis annab signaali kontrolleri 1, vankri liigutamiseks lähemale pingile;

O10 – väljund, mis annab signaali kontrolleri 2, tooriku pööramiseks päripäeva;

O11 – väljund, mis annab signaali kontrolleri 2, vankri liigutamiseks vastupäeva.

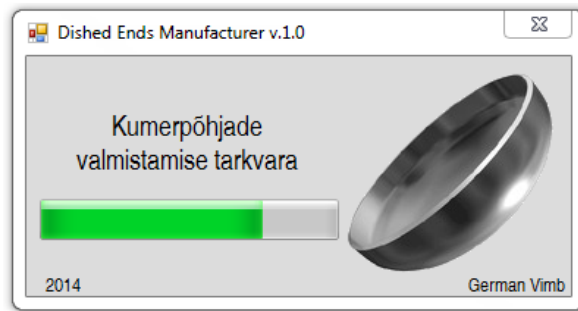
Kontrolleri programmeerimine ilma kontrolleri ta on raskendatud, kuna Unitronics-i vaba tarkvara annab võimaluse programmeerida, kuid ei saa simuleerida kontrolleri tööd. Seega on raske peenseadistusi teha ning kontrollida, kuidas kogu süsteem toimib. Samuti ka vigade otsimine on keerukas.

Olen otsustanud simuleerida kontrolleri tööd kasutades Microsoft Visual Basic keskkonda ning koostas in programmi kumerpõhjade valmistamiseks.

## 5.1. Kontrolleri töö simuleerimine

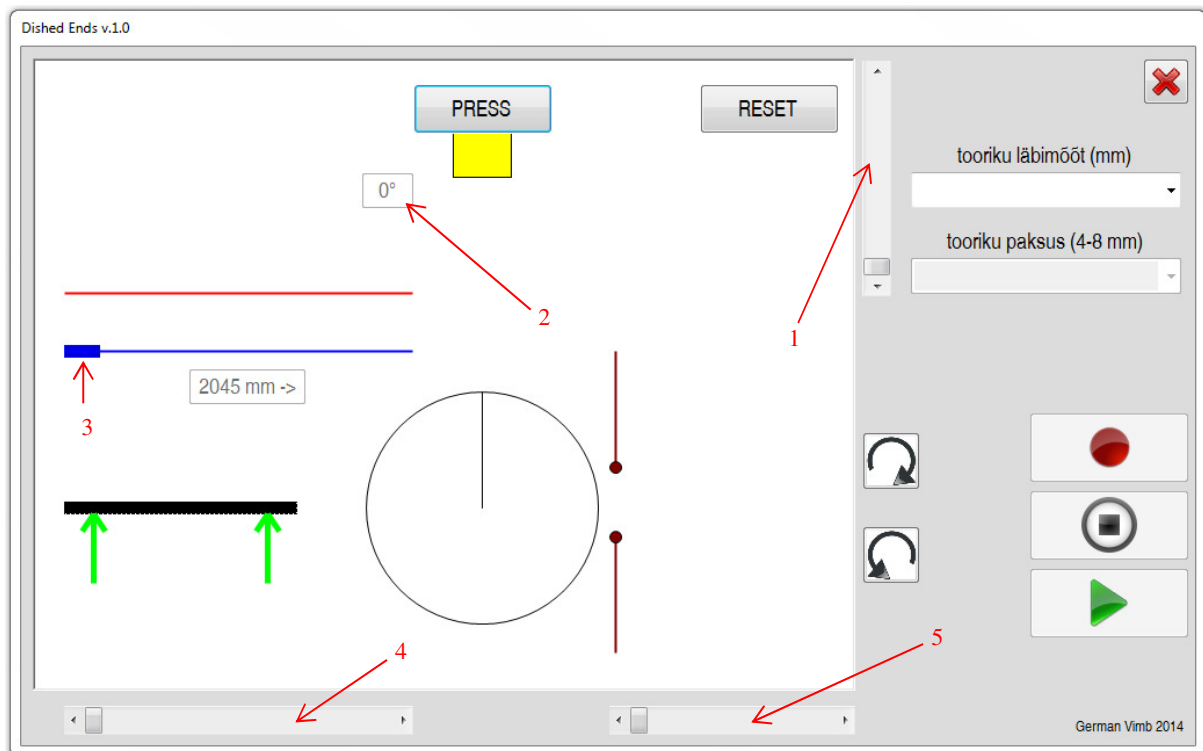
Programmi koostamisel olen arvestanud algandmetega ning koostas in mitu maatriksi, kus ühe tsükli maksimaalne arv on 16374 vajutamist, 31 erinevat läbimõõtu ning viis seinapaksust.

Programm käivitub:



### Sele 5.1-1. Kumerpõhjade valmistamise tarkvara

Peale käivitamist, programm on manuaal režiimis, kus arvutiga saab pingi operatsioone, koos projekteeritava abirakise funktsioonidega, kasutada:

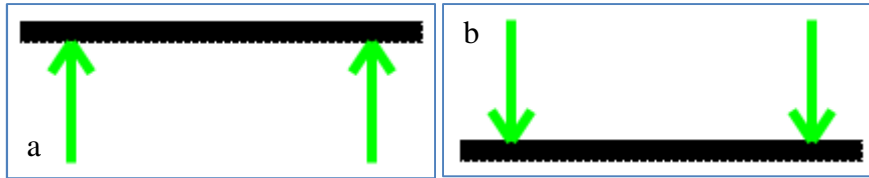


### Sele 5.1-2. Programmi peakuva

Punase joonega on märgistatud töölava asend, mille nurka saab muuta vahemikus 0-30°. Nurga suurendamiseks või vähendamiseks peab nihutama liuguri (1) ülesse – alla. Nurga väärtust näitab ka indikaator (2).

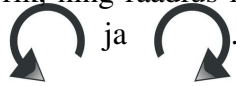
Sinise joonega, koos ristkülikuga, on märgistatud vankri asukoht töölaval. Indikaator (3), näitab, kui kaugel asub liikumisvanker töölava pöörlemis tsentrist. Asukohta saab muuta lohistades liuguri (4).

Musta joonega, roheliste nooltega on näidatud tõstemehhanismi silindrite asend (Sele 5.1-3.).



Sele 5.1-3. Tooriku asukoht: a) – rullide peal, b) – töölava ning maatriksi peal

Suure ringjoonega on näidatud toorik, ning raadius illustreerib tema nurka algasendi suhtes. Toorikut saab pöörata nuppudest






Pruun joontega, ringidega otstes, on märgistatud vastuvõtu tugede asukoht. Nurka pingi suhtes saab reguleerida lohistades liuguri (5).

„Reset“ nupule vajutades, kogu abirakise mehhanismid liiguvad algasendisse.

„Press“ nupp, aktiveerib pingi peasilindri tööd, samaaegselt langetades toorikut töölava ning maatriksi peale.

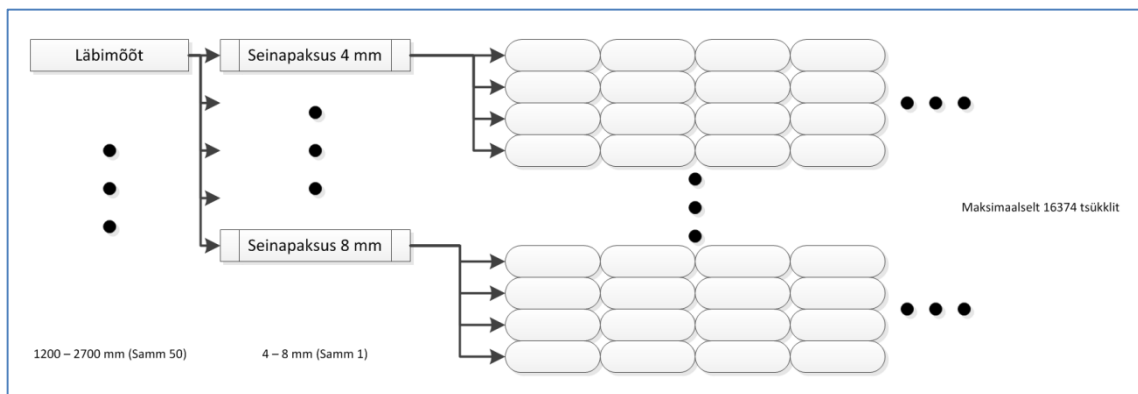
Üleval, paremas nurgas, on programmi sulgemise nupp.

Ülejäänud funktsioonid on seotud nõ „automaat“ režiimiga:

-  – aktiveerib salvestamise režiimi;
-  – lõpetab salvestamise režiimi;
-  – käivitab enne salvestatud programmi.

Salvestamise režiimi üleminekuks, peavad olema sisestatud tooriku algläbimõõt, mida saab sisestada rippmenüüst 50 mm sammuga, ja tooriku paksus. Tooriku paksus on vahemikus 4-8 mm.

Salvestamise režiimis kogutud andmed lähevad tabelitesse (Sele 5.1-4) ning tulevikus neid saab taaskasutada.



Sele 5.1-4. Andmete salvestamine

## 6. OMAHINNA ARVUTUS

Kogu abirakise valmistamise maksumust võib jaotada kolmeks osaks:

- mehaaniline (materjali hind ning töötlemine);
- hüdrauliline;
- elektriline ja elektrooniline.

Kõikide komponentide hinnad on toodud koondtabelis 6-1.

Tabel 6-1. Omahinna koondtabel

nimetus	summa
Mehaaniline osa	<b>562,20</b>
– metallkonstruktsioon	405,20
– lisakomponendid	157,00
Hüdraulika komponendid	<b>2703,09</b>
Elektri ja elektroonika komponendid	<b>3950,25</b>
<b>kokku</b>	<b>7215,54</b>

Projekti elluviimise orienteeruv summa on 7215,54EUR.

### 6.1. Mehaaniline osa

Mehaanilise osa komponentideks on: UPE talad, kinnituse aasad, vastuvõtu toed, laagrid, hammasrattad, hammaslatt jne.

Metallkonstruktsiooni ligikaudne kogus on toodud tabelis 6.1-1.

Tabel 6.1-1. Metallkonstruktsioon

nimetus	ühik	kogus
Karpraud UNP100; S235JR	kg	47
Karpraud UNP70; S235JR	kg	30
Lehtteras, s=16 mm; S235JR	kg	46,6
Nurkraud, 60x60x4; S235JR	kg	40
Nelikanttoru, 70x70x5; S235JR	kg	14
Toru, DN150; S235JR	kg	25
<b>kokku</b>	<b>kg</b>	<b>202,6</b>

Metallkonstruktsiooni hinda moodustab metalli omahind, töötlemine, kokkupanek ning lõppviimistlemine ja värvimine. Ettevõtte, kes tegeleb metallkonstruktsiooni koostamisega arvutab keskmiselt 2EUR/kg. Seega konstruktsiooni valmistamine on  $2 \times 202,6 = 405,2\text{EUR}$ .

Lisaks metallkonstruktsioonile on ka hammaslatted, hammasrattad ning rullid.



Tabel 6.1-2. Lisakomponendid

nimetus	ühik	kogus (ühik)	ühiku hind (EUR/ühik)	kokku
Hammaslatt, m=3 [8]	jm	4	7,87	31,48
Hammasrattas, m=3 [8]	tk	2	15,26	30,52
Rattas Ø130 mm [7]	tk	1	45,0	45,0
Rattas Ø80 mm [7]	tk	2	25,0	50,0
<b>kokku</b>				<b>157,0</b>

Sellele summale lisanduvad veel laagrite, poltide, mutrite jne, hinnad, kuid kuna käesolevas projektis neid ei käsitleta, nende hinnad on kalkulatsioonist välja jäetud.

## 6.2. Hüdrauliline osa

Hüdrauliline osa koosneb silindritest, voolikutest ning ühendustest, regulaatorist, jagajatest jne.

Tabel 6.2-1. Hüdraulika komponendid

nimetus	ühik	kogus (ühik)	ühiku hind (EUR/ühik)	kokku
Silinder PS=25 MPa [1]	tk	4	≈ 100	400,0
Silinder PS=2,5 MPa [1]	tk	3	≈ 100	300,0
Hüdrovoolik Kappaflex1 ¼ [9]	jm	45	5,35	240,75
Otsikud voolikutele, ¼ [9]	tk	60	0,965	57,9
Kolmik, ¼ [9]	tk	4	4,61	18,44
Hüdrojagaja, DM50 ELETTRICO [5]	tk	4	318	1272,0
Reduktor Z3-P5/22 [6]	tk	1	414	414,0
<b>kokku</b>				<b>2703,09</b>

Sellele summale lisanduvad veel pisitarvikute hinnad, kuid kuna käesolevas projektis neid ei käsitleta, nende hinnad on kalkulatsioonist välja jäetud.

## 6.3. Elektriline ja elektrooniline osa

Elektrilist- ja elektroonilist osa moodustavad elektrikaablid, PLC kontrollid, samm-mootorid, andurid jne.

Tabel 6.3-1. Elektrilised ja elektroonilised komponendid

nimetus	ühik	kogus (ühik)	ühiku hind (EUR/ühik)	kokku
Samm-mootor, AK140K-M599-GB5 [4]	tk	2	1060,95	2121,9

Samm-mootor, A63K-G5913-B [4]	tk	1	815,95	815,95
El. kaablid ja juhtmed	jm	≈ 30	3,0	90,0
PLC Controller V130-33-R34 [10]	tk	1	580,0	580,0
Lõpplüliti Siemens 3SE5232-0HC05	tk	2	21,2	42,4
Nurgaandur STS-102-2	tk	1	300,0	300,0
<b>kokku</b>				<b>3950,25</b>

Sellele summale lisanduvad veel pisitarvikute hinnad, kuid kuna käesolevas projektis neid ei käsitleta, nende hinnad on kalkulatsioonist välja jäetud.

## 7. KASUTUSOHUTUS

Projekteeritavale abirakisele läienevad Masina direktiivi 2006/42/EÜ, Elektromagnetilise ühilduvuse direktiivi 89/336/EMÜ ja Madalpinge direktiivi 2006/95/EÜ nõuded.

Projekteeritav süsteem satub ka Masina ohutuse seaduse [12] § 4 lõige 3 alla:

*„Osaliselt komplekteeritud masin on koost, mis ei suuda iseseisvalt sooritada konkreetseid tööoperatsioone. Osaliselt komplekteeritud masin on ette nähtud ainult teise masina või osaliselt komplekteeritud masina või seadme sisse või külge panemiseks, moodustades niiviisi masina, millele kohaldatakse käesolevat seadust. Osaliselt komplekteeritud masinana käsitatakse ka ajamisüsteemi.“*

Osaliselt komplekteeritud masina võib turule lasta, kui:

- see vastab seaduse [12] ja selle alusel kehtestatud õigusaktide asjakohastele nõuetele;
- sellele on koostatud asjakohane tehniline dokumentatsioon;
- sellega on kaasas koostamisjuhend ja ühendamisdeklaratsioon.

Koostamisjuhend ja ühendamisdeklaratsioon peavad olema osaliselt komplekteeritud masinaga kaasas kuni selle ühendamiseni teise masinaga, osaliselt komplekteeritud masinaga või muu seadmega, mille tulemusel valmib lõplik masin, misjärel saab neist masina tehnilise toimiku osa.

Paigaldusjuhendis tuleb kirjeldada neid tingimusi, mida ühendamisel presspingiga tuleb järgida, et tagada tervisekaitse- ja ohutusnõuete täitmine.

Vastavalt direktiivile [11], tehniline toimik peab sisaldama vähemalt:

- masina üldjoonis koos juhtimisahelate joonistega,
- täielikud ja üksikasjalikud joonised koos arvutuste, katsete tulemuste, sertifikaatide jms, mida on vaja, et kontrollida osaliselt komplekteeritud masina vastavust olulistele tervisekaitse- ja ohutusnõuetele,
- riskihindamise dokumentatsioon, mis näitab, millist menetlust on kasutatud, sealhulgas:
  - nende oluliste tervisekaitse- ja ohutusnõuete loetelu, mida kohaldatakse antud rakisele ja mida täidetakse;
  - nende kaitsemeetmete kirjeldus, mida tuvastatud ohtude kõrvaldamiseks või vähendamiseks on võetud, vajaduse korral näidatakse osaliselt komplekteeritud masinaga seotud jääkohud;
  - standardid ja muud kasutatud tehnilised spetsifikatsioonid, näidates, milliseid olulisi tervisekaitse- ja ohutusnõudeid need standardid hõlmavad;
  - tehnilised aruanded tootja, tootja valitud asutuse või tema volitatud esindaja läbiviidud katsete tulemuste kohta;
  - osaliselt komplekteeritud masina paigaldusjuhendi koopia;

Valmistaja peab läbi viima koostisosade, kinnituste ja valmis masinate nõutavad uuringud ja katsetused, et määrata kindlaks, kas tema projekteeritud ja valmistatud masinat saab ohutult paigaldada ja kasutusele võtta. Asjakohased aruanded ja tulemused peavad olema lisatud tehnilisele toimikule.

Asjakohane tehniline toimik peab olema liikmesriikide pädevatele ametiasutustele kättesaadav vähemalt kümme aastat pärast osaliselt komplekteeritud masina valmistamiskuupäeva, samuti liikmesriikide pädevatele ametiasutustele tehtud taotluse korral.

Samuti valmistaja peab koostama kasutusjuhendi, mis sisaldaks vähemalt järgmist informatsiooni:

- valmistaja ja tema volitatud esindaja ärinimi ja täielik aadress;
- abirakise üldkirjeldus;
- abirakise kasutamiseks, hooldamiseks ja parandamiseks ning pingi töö kontrollimiseks vajalikud joonised, diagrammid, kirjeldused ja selgitused;
- abirakise koos pingiga töötamiskoha (töötamiskohtade) kirjeldus(ed), mida operaatoritel on võimalik kasutada;
- juhised abirakise kasutamiseks;
- hoiatused selle kohta, kuidas abirakist ei tuleks kasutada;
- monteerimise, paigaldamise ja ühendamise juhised, sealhulgas joonised, diagrammid ning teave kinnitusvahendite ja selle kohta, millisele alusele abirakis paigaldatakse;
- abirakise kasutuselevõtu ja kasutamise juhised ja vajaduse korral ka operaatorite koolitamise juhised;
- teave jääkriski kohta, mis püsib hoolimata kõigist projekteeritud ohutusmeetmetest, kaitsemeetmetest ja täiendavatest kaitseabinõudest;
- juhised kasutajate võetavate kaitsemeetmete kohta, sealhulgas isikukaitsevahendite kohta;
- juhised tegutsemiseks õnnetuse või rikke korral;
- kasutaja sooritatavate seadistamis- ja hooldustoimingute kirjeldused ning ennetavad hooldusmeetmed, mille rakendamist tuleb jälgida;
- juhendid ohutuks seadistamiseks ja hoolduseks, sealhulgas kaitsemeetmed, mida nende toimingute ajal rakendada peaks;
- operaatorite tervist ja ohutust mõjutavate varuosade spetsifikatsioon;
- jne.

Käesolevas projektis ei ole käsitletud kaitsepiirdeid ning lisameetmeid võimalikke ohtude vältimiseks, seega kohustus projekteerida ning paigaldada neid abirakise ning presspingi külge jääb valmistajale.

Kasutaja kohustusteks on:

- järgida kõik, valmistajapoolsed juhendeid ning eeskirju;
- jälgida, et pingiga ning abirakisega töötaksid vastava erialaga ning piisava ettevalmistusega töötajad;

- tagada, et kasutamine peatataks, kui selle edasine kasutamine võib ohustada inimese tervist, ohutust, vara või keskkonda;
- tagada, et käitajatel oleksid vastavad isikukaitsevahendid;
- vajaduse korral täiendavalt instrueerida pingi käitajaid.

**Käitaja peab:**

- töötama pingiga ning abirakiseiga ohutult, korrapäraselt ja heaperemehelikult, järgides kõiki ohutusnõudeid;
- seiskama seadet, kui selle edasine kasutamine võib ohustada inimese tervist, ohutust, vara või keskkonda;
- kõikidest avariidest, juhtumitest või riketest informeerima oma otsest ülemust;
- enne töö algust, veenduda, et segavad asjaolud on minimaalsed;
- kandma isikukaitsevahendeid.

## KOKKUVÕTE

Käesoleva projekti raames olen arvutanud abirakise surveadmete kumerpõhjade valmistamiseks. Projekti tulemuseks on:

- konstruktsiooniline osa, kus koostas mudeli ning arvutasin ka ebastandardseid üksikelemente;
- hüdrauliline osa, mis koosneb kuuest hüdraulilisest silindrist erinevate töörihkudega ning mille eesmärk on tooriku liigutamine, kallutamine ning hoidmine;
- mehaaniline osa, mille moodustavad hõõrdemehhanism ja hammasülekanne. Süsteemis on hammaslatid, hammasrattad, kummirullid jne;
- elektriline osa, kus on kasutatud samm-mootorid, lõplülitid ning andurid;
- elektrooniline osa, mille moodustab PLC kontrollid ning kontrolleri tööd simuleeriv tarkvara;
- majanduslik osa, mis näitab projekti elluviimise orienteeruva omahinda.

Projekteritud abirakise kumerpõhja toorikuid kindla läbimõõduga ning paksusega tuleb „manuaal“ režiimis töödelda ainult üks kord. Edaspidi sarnase tooriku puhul piisab „auto“ režiimi aktiveerimisest, ning tooriku parameetrite sisestamisest – süsteem painutab lametoorikule kumerpõhja suurt raadiust, vastavalt eelnevalt sisestatud programmile.

Projekt näitab, et selle abirakise valmistamine ning kogu projekti elluviimine on reaalne ning ka omahind ei ole väga kõrge. Selle tulemuseks pingi operaator ei pea enam füüsilist jõudu kasutama kumerpõhjade valmistamiseks vaid võib jälgida ning koordineerida pingi tööd.

Selle projekti arendamiseks võib täiendada süsteemi lisa anduritega ning komponentidega, kogu protsessi täielikuks automatiseerimiseks, näiteks: tooriku paksuse ning gabariitide tuvastamine, detaili valmisoleku kontroll (sügavuse mõõtmine ning kuju kontroll).

## SUMMARY

In this project I've developed additional device for manufacturing dished ends for pressure vessels. The project results are in:

- constructional part, where I composed a 3D model, and also calculated the non-standard individual elements;
- hydraulic part, which consists of six, different working pressure, hydraulic cylinders which are designed to move, tilt and sustain the blank;
- mechanical part, which consists of friction mechanism and gearings. The system has racks and pinions, rubber rolls, etc.;
- electrical part, which has step-motors, limit switches and sensors;
- electronic part, which forms the PLC controller and the controller's job simulating software;
- financial part, which shows the approximate cost of the project execution.

With this designed device, it is necessary to treat a blank with specific diameter and the thickness of dished end, in "manual" mode, only once. In the future, to process a similar blank, is sufficient to activate "auto" mode, and to insert the blanks parameters - a system bends large radius for dished end according to pre-set program.

This project shows that the additional device fabrication and execution of entire project is real, and the cost is not very high. As a result, the operator won't have to use his physical power to produce dished ends, but he may track and coordinate the benches work.

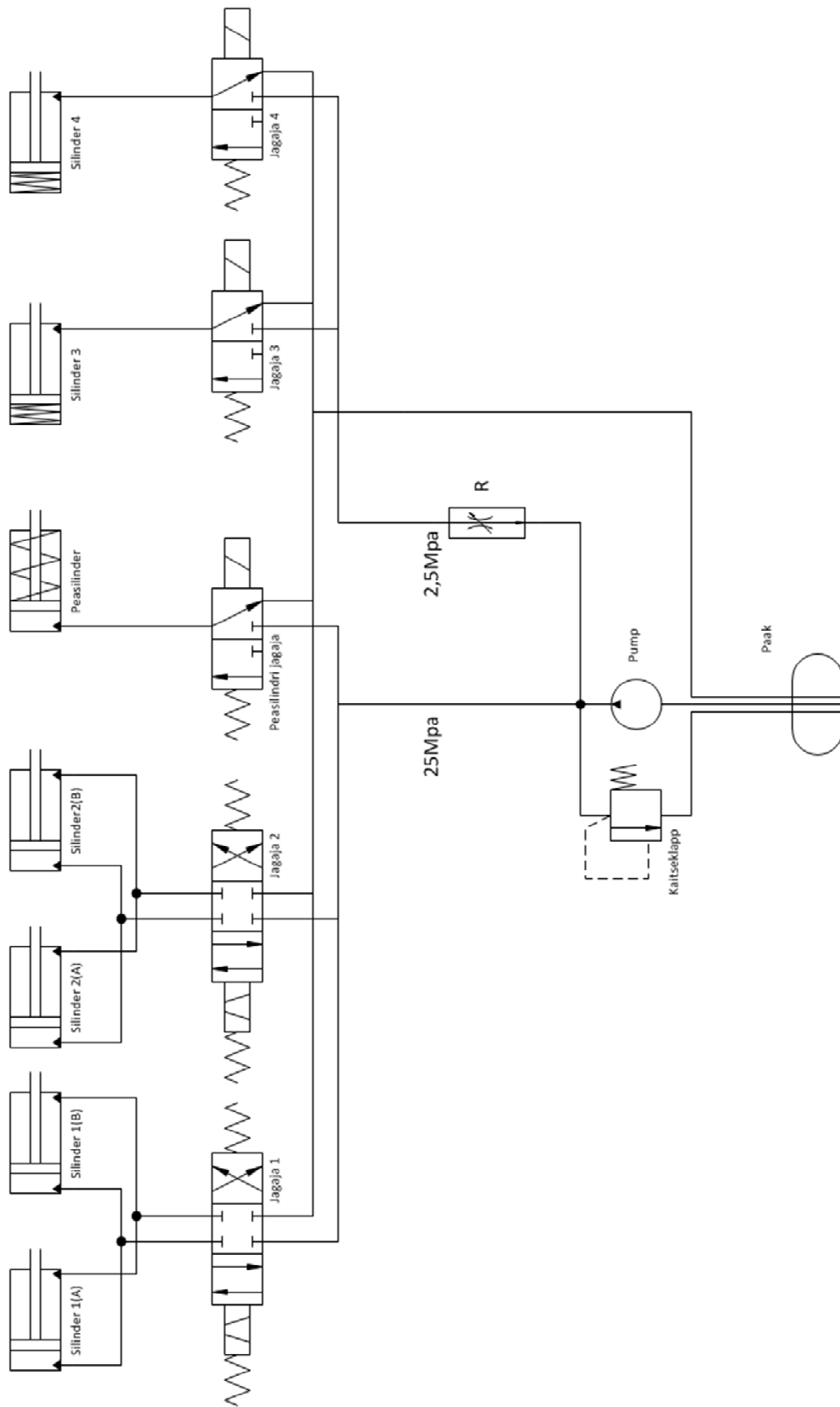
Development of this project may be supplemented by additional sensors and system components to fully automate the entire process, for instance: to identify the thickness and the gauge of blank, preparedness inspection of detail (measurement of the depth and shape control).

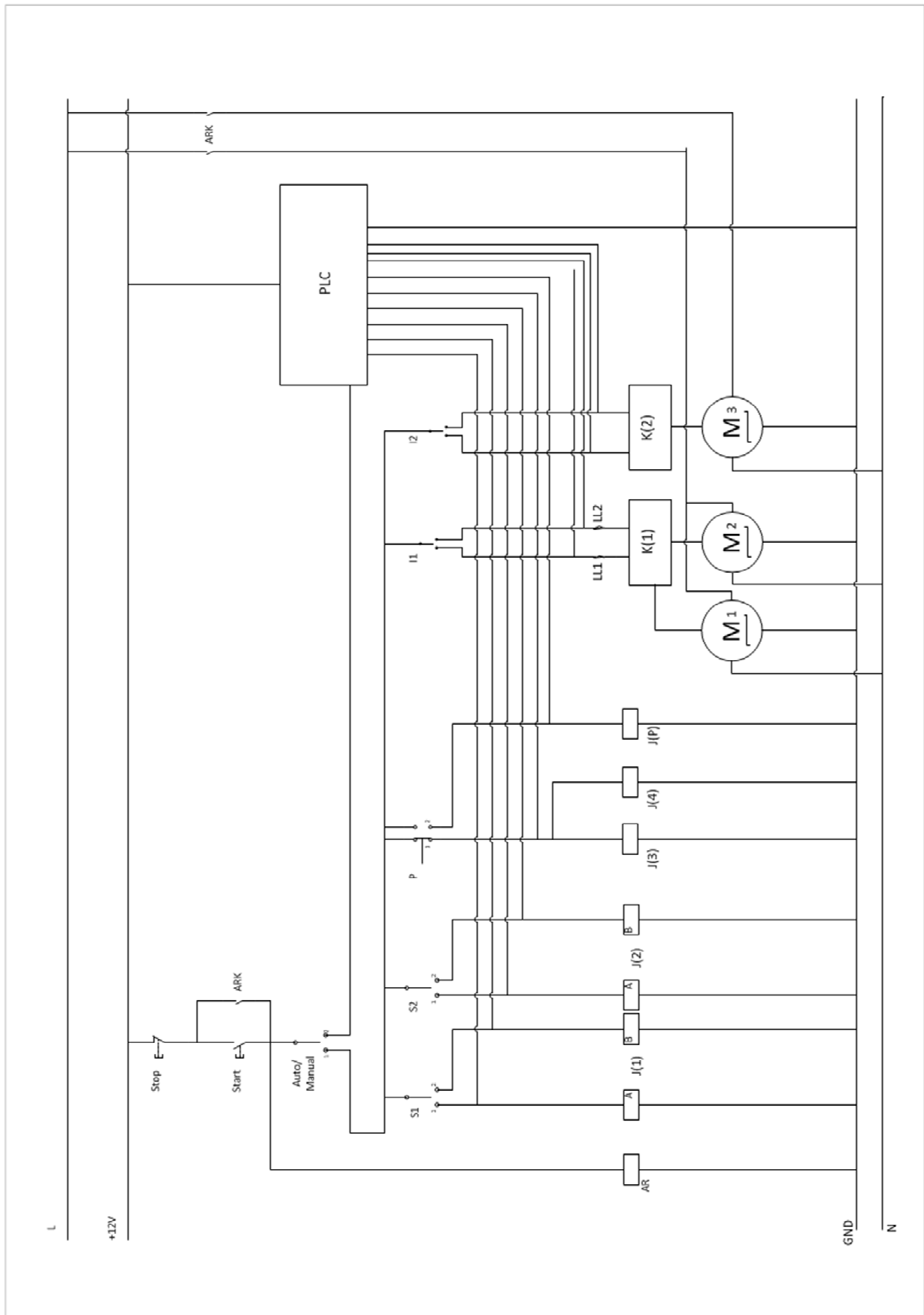
## KASUTATUD KIRJANDUS

1. Prof. H. Lepikson, «Masinaehitaja Käsiraamat». Teine köide. Kirjastus «Valgus», 1971
2. Baltic Hydraulic Cylinders kodulehekülg [www], <http://www.silinder.ee/hudrosilindrid.html> (7.05.2014)
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. «Детали машин. Курсовое проектирование», Teine väljaanne. Kirjastus «Высшая школа», 2003.
4. Иванов М.Н., «Детали машин», Kolmas väljaanne, Kirjastus «Высшая школа», 1976
5. Tootekataloog, «Autonics» [www], <http://www.autonics.com>, (12.05.2014)
6. Tootekataloog, «Eurokraft Service OÜ» [www], <http://www.eurokraft.ee>, (12.05.2014)
7. Tootekataloog, «МаксПрофиЭлектро» [www], <http://www.maxprofi.su/gidravlika>, (12.05.2014)
8. Tootekataloog, «Elbest Kaubandus OÜ» [www], <http://www.tellurerota.ee>, (12.05.2014)
9. Tootekataloog, «Zapp Automaatika OÜ» [www], <http://www..co.uk/et/>, (12.05.2014)
10. Tootekataloogid, «Hydroscand AS» [www], <http://www.hydroscand.ee>, (12.05.2014)
11. Tootekataloog, «Klinkmann Eesti AS» [www], <http://www.klinkmann.ee>, (12.05.2014)
12. Masina Direktiiv 2006/42/EC
13. Masina ohutuse seadus, [RT I 2009, 3, 13](#)

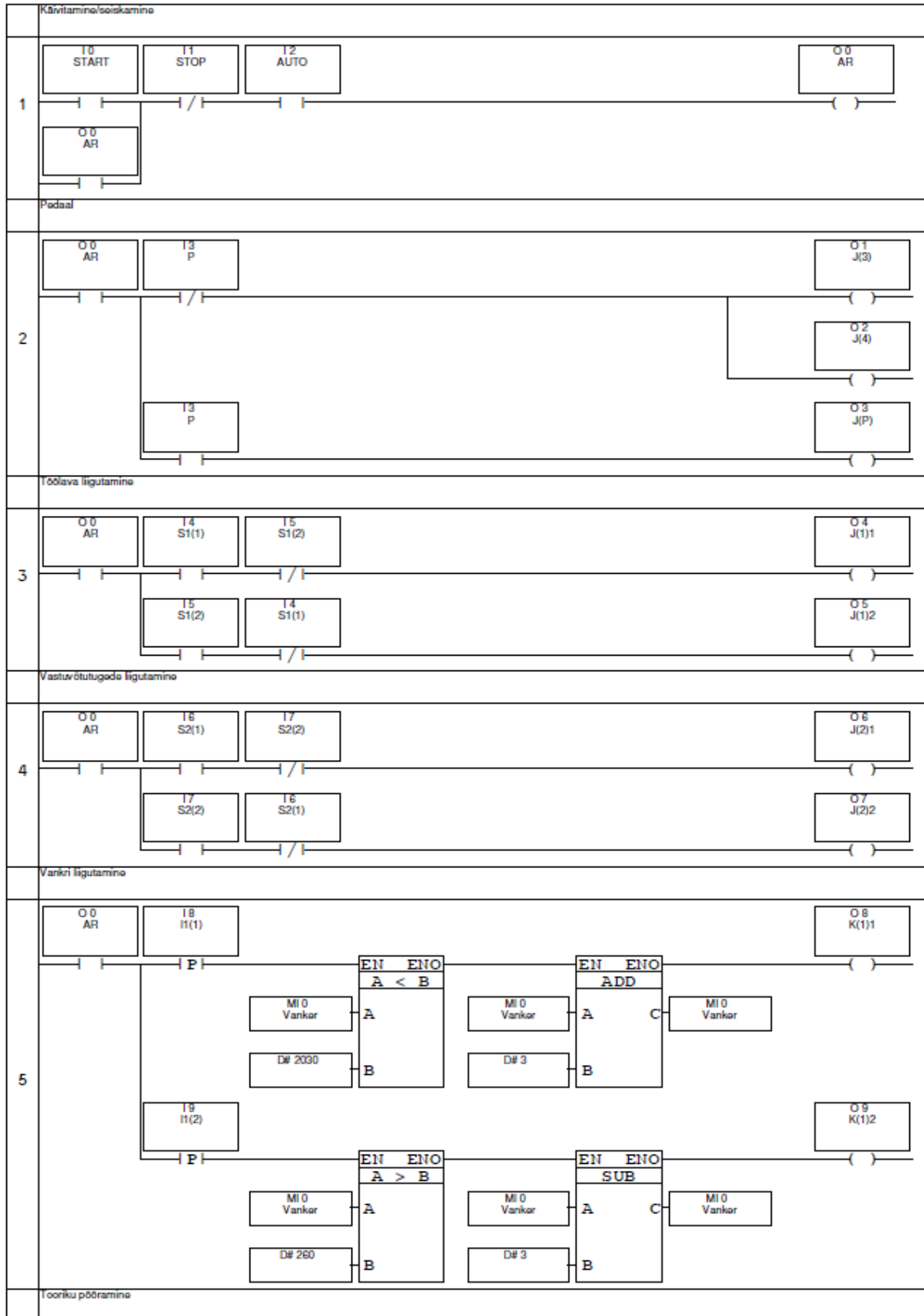


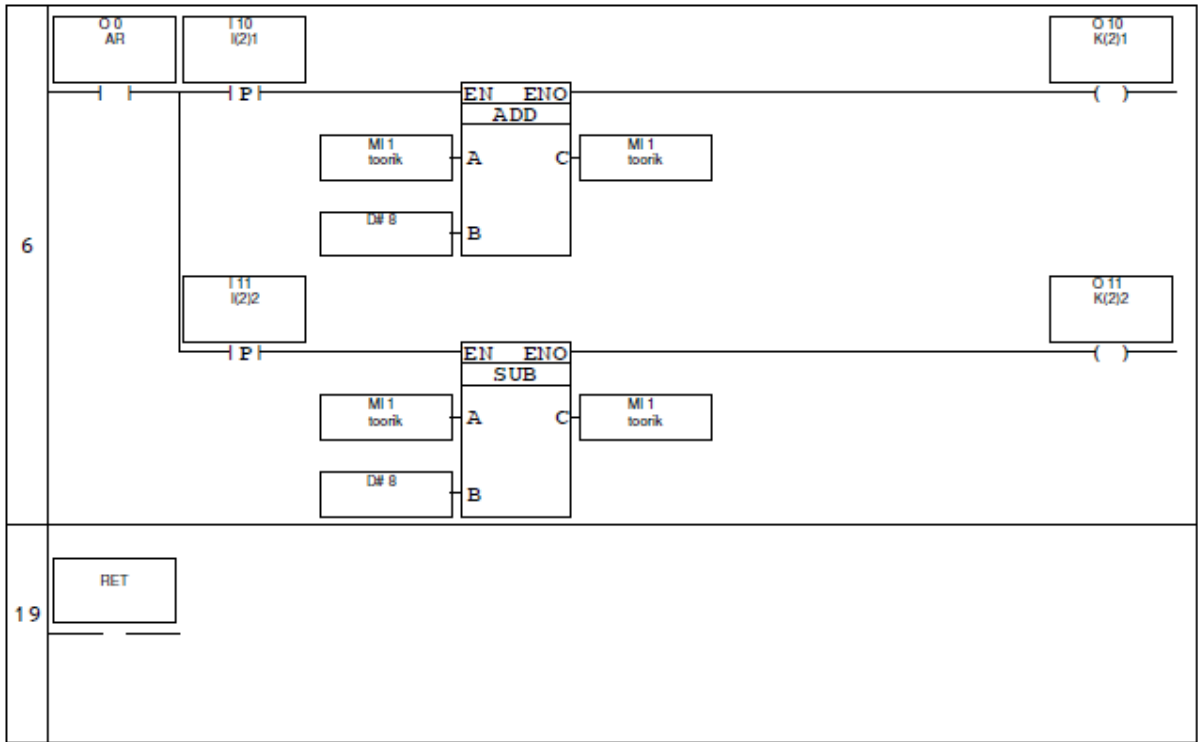
Hüdraulikaskeem





Module: ! Main Module  
Subroutine: ! Main Routine





## **Hardware Configuration**

### **Vision:**

**V130-33**

### **Snap-in I/O:**

**V130-33-TR34**

Digital Inputs: I 0 - I 21

Digital Outputs: O 0 - O 11

### **Analog Inputs:**

0: None

1: None

### **High Speed Inputs:**

I 0,1: None

I 0,1: None

I 2,3: None

I 2,3: None

I 4,5: None

I 4,5: None

### **High Speed Inputs (Reload):**

I 0,1: None

I 0,1: None

I 2,3: None

I 2,3: None

I 4,5: None

I 4,5: None

### **High Speed Outputs (PWM):**

O 0: None

O 1: None

O 2: None

O 3: None

### **High Speed Outputs (Step Control):**

O 0: None

O 1: None

O 2: None

### Inputs

Address	PowerUp	Description
0		START
1		STOP
2		AUTO
3		P
4		S1(1)
5		S1(2)
6		S2(1)
7		S2(2)
8		I1(1)
9		I1(2)
10		I(2)1
11		I(2)2
12		
13		
14		
15		
16		
17		
18		
19		
20		
21		

### Outputs

Address	PowerUp	Description
0		AR
1		J(3)
2		J(4)
3		J(P)
4		J(1)1
5		J(1)2
6		J(2)1
7		J(2)2
8		K(1)1
9		K(1)2
10		K(2)1
11		K(2)2

### Memory Integers

Address	PowerUp	Format	Description
0		DEC	Vanker
1		DEC	toonk