



MASINAEHITUSE INSTITUUT  
Tootearenduse õppetool

MES70LT

**Tanel Kauna**

## **Fazer Eesti AS tootekärude transpordisüsteem**

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 Toivo Tähemaa 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 masinaehituse instituut  
Tootearenduse õppetool

## **MAGISTRITÖÖ ÜLESANNE**

2014 aasta kevadsemester

Üliõpilane: Tanel Kauna, 121933 (nimi, kood)

Õppekava MATM02/11

Eriala: Tootearendus

Juhendaja: Dotsent, Toivo Tähemaa (amet, nimi)

Konsultandid: Olev Kroon, Fazer Eesti AS Tehnikajuht, 5093325 (nimi, amet, telefon)

### **MAGISTRITÖÖ TEEMA:**

(eesti keeles)

Fazer Eesti AS tootekäruude transpordisüsteem.....

(inglise keeles)

Product trolley transferring device for Fazer Eesti AS.....

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

<b>Nr</b>	<b>Ülesande kirjeldus</b>	<b>Täitmise tähtaeg</b>
<b>1</b>	Info kogumine, mõõtmiste teostamine.	24.01.14
<b>2.</b>	Turuanalüüs, spetsifikatsiooni koostamine. Lahendusvariantide genereerimine.	15.02.14
<b>3.</b>	Tehnilise lahenduse väljatöötamine. Pneumosilindrite valik. Konstruktsiooni kontrollarvutused.	15.04.14
<b>4.</b>	Loogikaprogrammi koostamine ja andurite valik. Jooniste koostamine CAD mudeli baasil.	1.05.14
<b>5.</b>	Koostejooniste ja seletuskirja vormistamine	22.05.14

### **Lahendatavad insenertehnilised ja majanduslikud probleemid:**

Käruude transpordiseadme loomine inimfaktori vähendamiseks toodete kergitusprotsessis

**Täiendavad märkused ja nõuded:**.....

**Töö keel:** Eesti keel

Kaitsmistaotlus esitada dekanati hiljemalt 12.05.14 **Töö esitamise tähtaeg** 27.05.14

**Üliõpilane** Tanel Kauna /allkiri/ ..... kuupäev.....

**Juhendaja** Toivo Tähemaa /allkiri/ ..... kuupäev.....

## Sisukord

Autorideklaratsioon.....	2
Magistritöö ülesanne .....	3
Sisukord.....	4
1. Eessõna .....	7
2. Sissejuhatus.....	8
2.1.1 Transpordisüsteemi vajadus .....	8
2.1.2 Tellija etteantud tingimused .....	9
2.2 Turuanalüüs .....	10
2.2.1 Kunze lahendus .....	10
2.2.2 KOMA lahendus.....	12
2.3 Transpordiseadme loomine .....	14
3. Lahenduse leidmine .....	15
3.1 Spetsifikatsioon.....	15
3.2 Funktsioonid .....	18
3.3 Morfoloogiline maatriks .....	19
3.4 Üldlahendi valik .....	21
4. Lahendusvariantide genereerimine .....	24
4.1 Variant 1 .....	25
4.1.1 Variandi 1 teostatavus.....	27
4.2 Variant 2 .....	28
4.2.1 Variandi 2 teostatavus.....	29
4.3 Variant 3 .....	30
4.3.1 Variandi 3 teostatavus.....	31
4. 4 Variantide eelised ja puudused .....	32
5. Lõplik konstruktsioon .....	33
5.1 Kaasavedaja juhikud.....	34
5.2 Kerkeraja külgiirded .....	35
5.2.1 Külgiirete materjal.....	36

5.3 Kinnitusvahendite valik .....	37
5.4 Terasprofiilide valik .....	38
6. Detailide valmistamise tehnoloogia .....	39
6.1 Võllide töötlemine .....	39
6.1.1 Võll 20 mm üarmaterjalist .....	39
6.1.2 Võll 10 mm üarmaterjalist .....	40
6.2 Painutatavate detailide töötlemine .....	42
6.2.1 Detailide laserlõikus .....	42
6.2.2 Detailide painutamine .....	43
6.3 Toruprofiilide töötlemine .....	45
7. Süsteemi juhtimine .....	47
7.1 Loogikaprogramm .....	48
7.1.1 Skeemi elementide kirjeldus .....	49
7.1.2 Töotsükli sammud .....	50
7.2 Pneumoskeem .....	52
7.3 Induktiivandurite valik .....	53
8. Pneumokomponentide valik .....	54
8.1 Pneumosilinder kärude tõmbamiseks .....	54
8.1.1 Vajalik tõmbejõud .....	54
8.1.2 Tõmbesilindri dimensioneerimine .....	56
8.1.3 Lubatav kineetiline energia .....	58
8.1.5 Tõmbesilindri kinnituse valik .....	59
8.2 Pidurdussilindri valik .....	60
8.2.1 Vajalik jõud .....	60
8.2.2 Pidurdussilindrite dimensioneerimine .....	60
8.2.3 Külgjõud pidurdussilindril .....	62
8.3 Pneumosilindrite õhukulu .....	64
9. Detailide tugevusarvutused .....	65
9.1 Külgpiduri tugevuskontroll .....	65
9.1.1 Ebasoodsaim koormusolukord .....	65
9.1.2 Tala paindemoment .....	66
9.1.3 Tala telgvastupanumoment .....	66
9.1.4 Tala paindepinge .....	67
9.1.5 Paindepinge lõplikus konstruktsioonis .....	68

9.2 Külpiduri simulatsioonid .....	69
9.3 Juhiklatiga toru tugevuskontroll.....	71
10. Hinnakalkulatsioon .....	73
11. Kokkuvõte .....	75
12. Summary.....	78
13. Kasutatud kirjandus.....	81
14. Lisad .....	83
Lisa 1. Loogikaprogramm.....	84
Lisa 2. Joonised.....	85

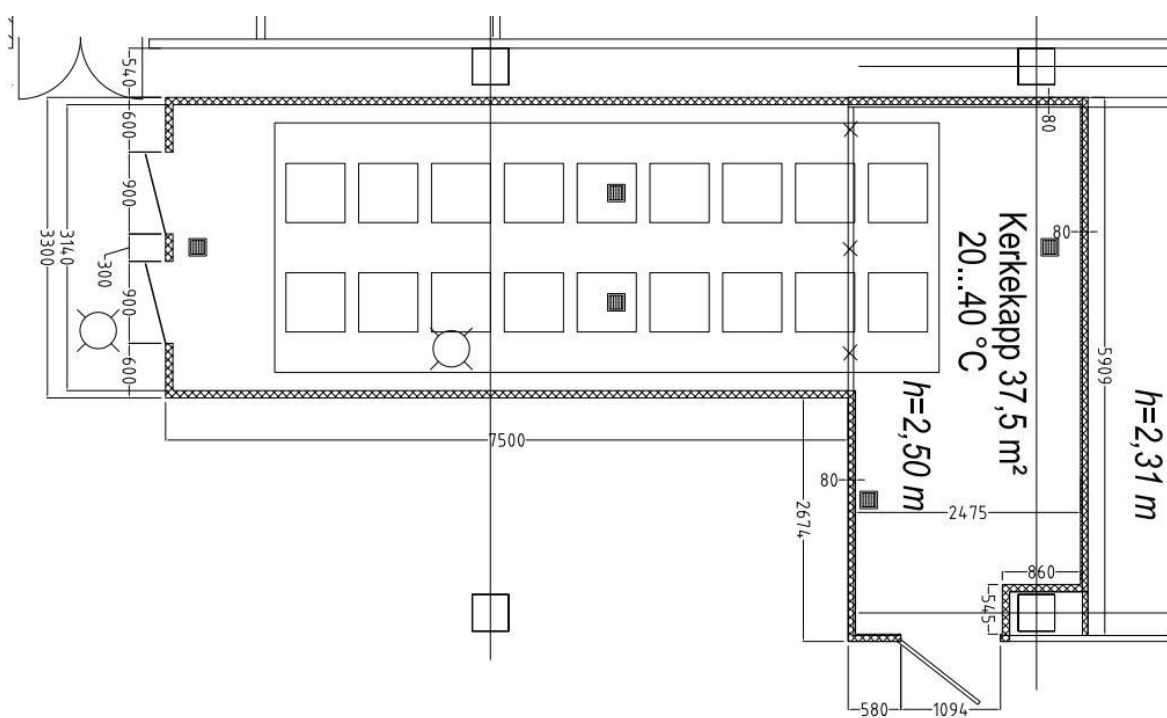
## **1. Eessõna**

Magistritöö teema pakkumine tuli Fazer Eesti AS tehnikajuht Olev Kroonilt, kes oli konsultandiks ka bakalaureusetöö tegemisel. Tööks vajalikud algandmed kerkekapi kohta on kogutud Fazer Eesti AS tehasest. Andmete kogumisel ja tehnilistes ning organisatoorses küsimustes abistasid mind tehnikaosakonna töötajad. Siirad tänud kõikidele abistajatele.

## 2. Sissejuhatus

Lõputöö teema kasvas välja vajadusest liigutada pagaritooteid läbi kerkekapi ilma, et operaatorid peaksid protsessi jälgima. Kerkekapp on  $37,5 \text{ m}^2$  pindalaga ja  $2,5 \text{ m}$  kõrgune ruum, kus toodetega laetud kärusid hoitakse kahes, ligikaudu  $8 \text{ m}$  pikkuses reas.

Tehnoloogiast lähtuvalt viibivad tooted kerkekapis kindlaks määratud aja, tavaliselt vahemikus  $30\text{-}60$  minutit. Ruumi temperatuur on vahemikus  $20$  kuni  $40 \text{ }^\circ\text{C}$  ja suhtelise õhuniiskusega  $80 \pm 10\%$ .



Sele 2.1. Kerkekapi plaan

### 2.1.1 Transpordisüsteemi vajadus

Seni on kerkekapis kasutatud toodetega laetud kärusid, mida liigutab operaator käsitsi. Lahendus, kus toodete viibimine kerkekapis järjestikustel positsioonidel sõltub operaatori töörütmist ja kiirusest, ei taga toodete samal tasemel kerkimist erinevatel kärudel toodetele. Esimeseks põhjuseks on see, et kerkekapis ei suudeta tagada homogeenset kliimat, mida mõjutab kärude sisestamiseks ja väljastamiseks uste avamine ning



aurgeneraatorite töö ja asetus. Mittehomogeenselt keskkonnast tulenevalt on vajalik, et kärud oleksid kerkekapis järjestikustel positsioonidel võrdse aja. Sellest tulenevalt on teiseks põhjuseks kärude kapis viibimise aja ebatäpsus. Samas on täpse kerkeaja jälgimine toote kvaliteedi seisukohalt väga oluline.

Inimtööjõu sekkumise vajadust on võimalik vähendada mitmel moel:

1. Ehitada kerkekappi seade kärude liigutamiseks.
2. Muuta kärude kerkekapist väljastamine automaatseks.

Kärude automaatne väljastus vähendaks inimfaktorist tulenevaid kerkekapis viibimise kestuse kõikumisi, tagades seeläbi ühtlasema kvaliteediga toodangu. Soovitud olukord oleks, et tootmisliini töötaja paigaldab kärud edasivedamise süsteemile ja ei peaks rohkem protsessi jälgima. Kerkekapi väljastusest võtab juba kümnekambri töötaja protsessi läbinud kärud vastu.

### **2.1.2 Tellija etteantud tingimused**

1. Vajatakse süsteemi mis liigutab kergituskapis kärusid massiga kuni 90 kg (laetud kärud).
2. Kasutatakse olemasolevaid kärusid.
3. Kergituskapi põrand on sile, süvendite ja kinnitusavade arvu tuleb hoida madal.
4. Kerkeruumi põrand peab jääma puhastatavaks.
5. Kasutatav suruõhk 0,6 MPa.
6. Kasutatav elektritoide 24V DC ; 10A või 380V AC; 10A.
7. Ostukomponentide valikul tuleb eelistada Fazeri firmasisesele standardile vastavaid tooteid.
8. Konstruksioonimaterjalidena eelistada roostevaba terast.

## **2.2 Turuanalüüs**

Esimene idee oli leida sobiv lahendus mõnest teisest Fazeri tehasest, kuid arvestada tuleb kohaliku tootmise eripärasid. Kuna tootmise partiid on oluliselt väiksemad, vajatakse siin tootmise juhtimisel ka paindlikumat lähenemist. Seetõttu ongi toodete transportimiseks kasutusel kärud.

Tellijate tingimustele vastavaid või kohaldatavaid valmislahendusi pakuvad mitmed firmad. Toiduainetööstusele orienteeritud kärude transpordisüsteeme toodavad näiteks Saksa firma KUNZE Bäckereitechnik GmbH[1] ja KOMA[2].

### **2.2.1 Kunze lahendus**

KUNZE lahendus näeb ette põrandale transportööri paigaldamist, kus kärusid tõmbavad edasi ketid, mille ajamiseks on reductormootor. Ajam on paigutatud konveieri keskosas, mistõttu transportööri liin tõuseb kettide peal maapinnast ligikaudu 300 mm kõrgusele ja enamuse aega transporditavate kärude rattad põrandat ei puuduta.



Sele 1.2. KUNZE transportöör[3]

Lahenduse eeliseks võib olla transportööri liikumiskiiruse muutmise võimalused. Tagada saab toodete pideva liikumise, kuid Fazer AS kerkekapis kärude pidevat liikumist tarvis ei ole (vastvalt etteantud tingimustele ja nõete loetelule). KUNZE transportöör paistab ka silma suure põrandapinna hõivamise poolest, mis teeb tülikamaks ruumi hügieenilisuse tagamise.

Lahenduse iseärasusena võib märkida ka seda, et ei ole ära kasutatud kärude veeremist oma ratastel. Selle asemel veetakse koormatult ligi 90 kg raskust kärude kettidel. Arvestama peab pikkade kettide hoolduse vajadusega ning võimalike keti kulumisest tingitud probleemidega.



Sele 2.3. Kärud KUNZE transportööril[3]

### 2.2.2 KOMA lahendus

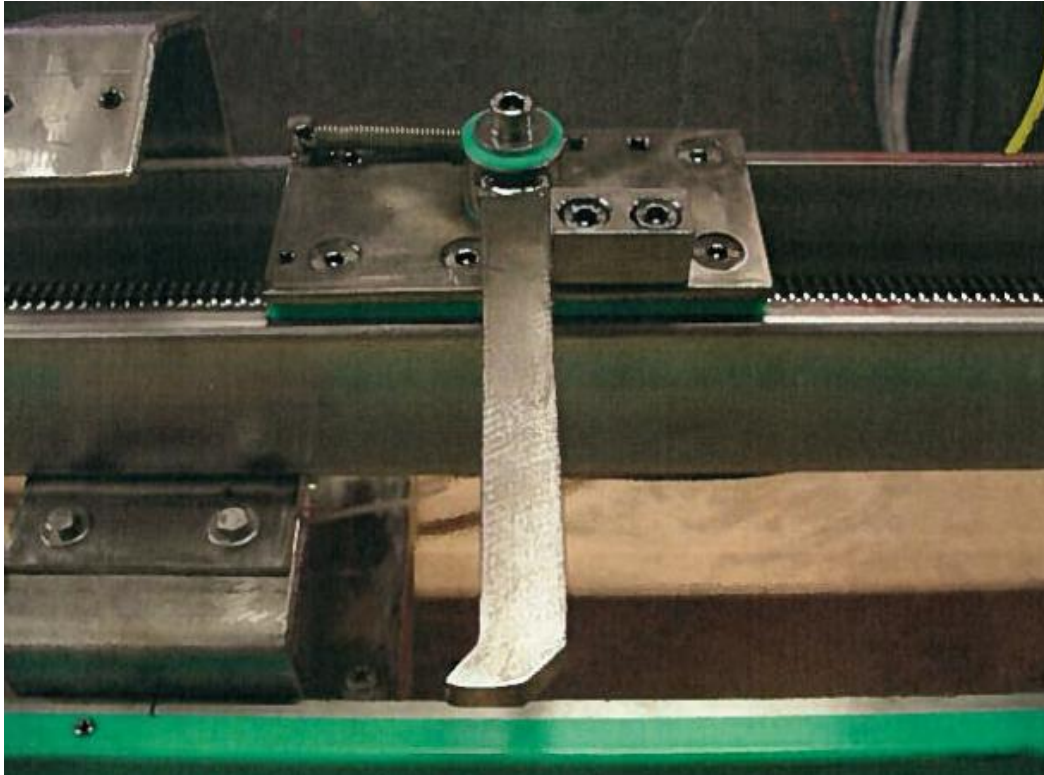
KOMA Blizzard erineb KUNZE lahendusest eelkõige selle poolest, et kärud toetuvad terve liikumistee ulatuses oma ratastele. Blizzard'i puhul on ajam paigutatud kärude liikumistee kõrvale ja kärude edasi liigutamiseks haaratakse nendest hoopis külgede pealt.

Kuna kärusid tõmmatakse vaid ühe külje pealt, on käru teiselt poolt toetatud piirdega, et vältida käru pöördumist haaratsi tekitatud momendi mõjul. Vedruga tagastuvad haaratsid on nähtaval seel 2.5.



Sele 2.4. KOMA Blizzard

Võrreldes KUNZE-ga on Blizzardi eeliseks väiksem põrandapinna hõivamine. Tõenäoliselt on KOMA lahendus mugavam ka olukordades, kus on tarvis kärusid liigutada käsitsi. Mõne plaanivälise ümberpaigutamise või elektrikatkestuse korral oleks võimalik kärudega läbi kerkekapi sõita, sest ajam ei asu kärude liikumisteel. KUNZE lahendusega oleks see keerulisem.



Sele 2.5. KOMA Blizzardi haarats

## 2.3 Transpordiseadme loomine

Lisaks KOMA ja Kunze süsteemidele on teada ka Fazeri Soome tehase lahendus, kus transportöör on osaliselt põranda sisse ehitatud süvendis, kuid seal on hügieeni tagamine kujunenud probleematiliseks. Teiseks kui on vaja seadmeid kolida, osutub spetsiaalse põranda ehitamine ebaotstarbekaks. Ka seadmel muudatuste tegemine võib tingida vajaduse põranda ümber ehitamiseks, mis on taas keeruline ja kulukas. Seega võtsin eesmärgiks luua konkureeriv lahendus, mis arvestaks kohaliku tehase omapärasid ja oleks võimalik paigaldada otse kerkeruumi põranda külge.

Seadme projekteerimisel kasutasin mudelite ja jooniste vormistamiseks programmi Solid Edge, tugevusarvutuste kontrolliks simulatsioonitarkvara ANSYS. Teoreetilised arvutused põhinevad käsiraamatutel, õppematerjalidel või komponentide tootekataloogides märgitud infol.

### 3. Lahenduse leidmine

Kuna kumbki turuanalüüsis kirjeldatud toode ei ole veenvalt sobiv, otsustati luua uus süsteem spetsiaalselt Fazer AS tingimusi silmas pidades. Enne lahendivariantide genereerimist koostati transpordiseadme spetsifikatsioon.

#### 3.1 Spetsifikatsioon

Spetsifikatsiooni loomisel arvestatakse tellija nõudmisi. Nõuded on hinnatud tähtsateks (fikseeritud) või suunavateks (soovituslikud). Seadme mõõtmeid puudutavad nõuded on enamasti fikseeritud, sest arvestama peab kerkekapi mõõtudega. Soovituslik nõue seadme massi kohta kehtib juhul, kui seadet või selle tuleks transportida koostatuna. Kärude parameetritest on kuni 90 kg mass soovituslik nõue, sest siin on tegemist pigem teoreetilise piirsituatsiooniga.

Seadme autonoomsust puudutav nõue „Kärude rivide liigutamine üksteisest sõltumatu“ on eesmärgiga tagada võimalus erineva kerkeajaga tooteid samaaegselt läbi kerkekapi juhtida. Piirang valmistamisajale (kuni 1 nädal) kehtib seadme lõppkoostamisele, et tootmine oleks koostamistöõde tõttu võimalikult vähe aega häiritud.

Nõuded seadme käsitlemise kohta peavad minimiseerima võimalusi, et operaatori vea tõttu võiks seade või operaator ise viga saada. Samuti peab püüdlema käsitsetavuse lihtsuse poole, et eelkõige uute operaatorite väljaõpe mööduks kiiremini ja võimaldaks kasutada madalama kvalifikatsiooniga operaatoreid.

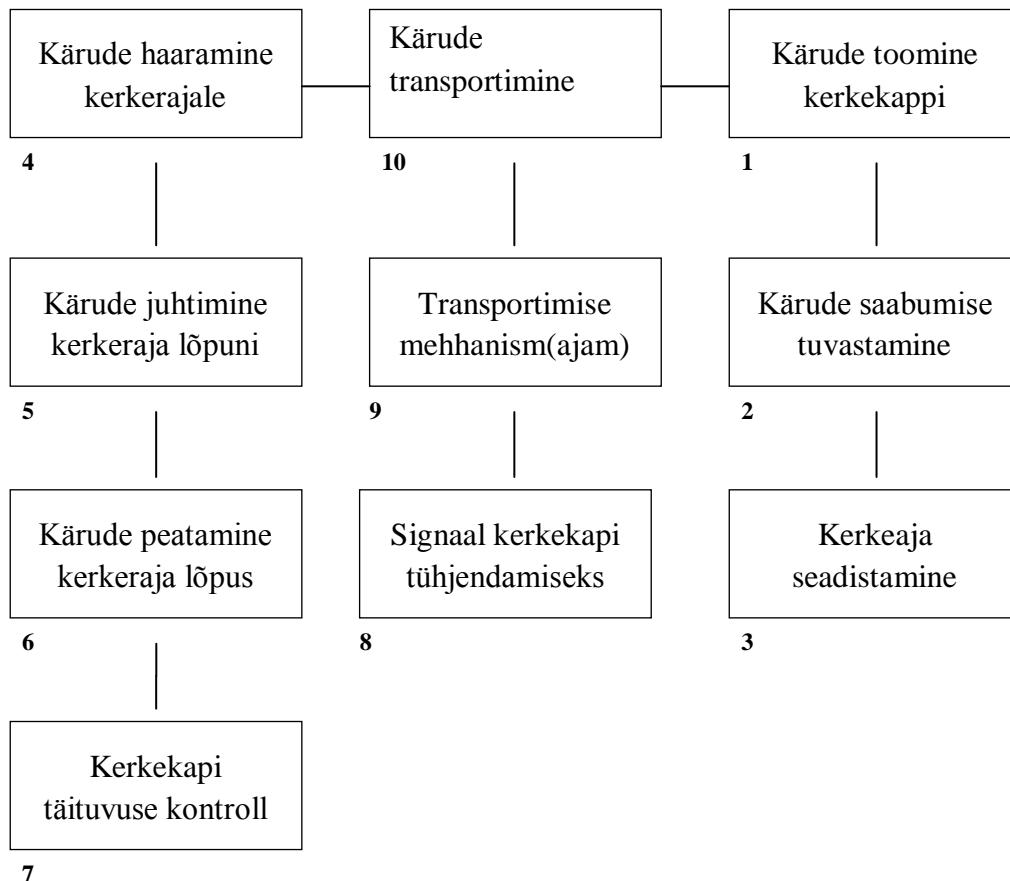




<b>6. Hoiustamine</b> A. Statsionaarne		X	
<b>7. Valmistamisaeg</b> A. Lõppkoostamise aeg kuni 1 tööädal			X
<b>8. Kulud</b> $\leq 10000 \text{ €}$			X
<b>Spetsifikatsioon</b>	<b>Projekt: Transpordisüsteem</b>	Fiks.	Soov.
Leht 3/3		nõue	nõue
<b>9. Muud nõuded</b> A. Seadme osad ei tohi toodetega kontakti sattuda B. Võimalusel teha seade teisaldatavaks C. Kärud liigutavad ka käsitsi		X  X	X

## 3.2 Funktsioonid

Funktsioonide paikapanek on oluline, et leida erinevate tööülesannete täitmiseks võimalikult mitmeid lahendusi, mida omavahel võrrelda. Selel 3 on funktsioonistruktuur, kus on toodud transpordiseadme põhifunktsioonid lähtudes spetsifikatsioonist.



Sele 3. Funktsioonistruktuur

Funktsioonistruktuuris on toodud peamised funktsioonid, mille põhjal on peatükis 3.3 loodud morfoloogiline maatriks[5].

### **3.3 Morfoloogiline maatriks**

Morfoloogilise maatriksi abil on kaardistatud võimalikud lahendused ja tööpõhimõtted, mis võiksid tellija poolseid nõudmisi ja kerkekapi tingimusi silmas pidades kõne alla tulla. Maatriksi koostamisel on koheselt loobutud ebarealistlikest tööpõhimõtete kirjeldamisest, kuid mõnel puhul on alles jäetud võimalus seadme automatiseerimiseks suuremal määral, kui nõutud.

Tabel 3.2 Morfoloogiline maatriks

Nr.	Funktsioon	Lahend 1	Lahend 2	Lahend 3
		1	Kärude toomine kerkekappi	Operaator
2	Kärude saabumise tuvastamine	Optiline andur	Induktiivandur	Operaator
3	Kerkeaja seadistamine	LOGO Comfort loogikaprogramm	LOGO Comfort loogikaprogramm	Käsitsi reguleeritav aegrelee
4	Kärude haaramine kerkerajale	Haakekonksud	Gravitatsioon, kärude veereb kaldpinnalt	Operaator sisestab kärude konveierile
5	Kärude juhtimine kerkeraja lõpuni	Kärurattad liiguvad rööbastes	Külgmised piirded	Juhikuteta
6	Kärude peatamine kerkeraja lõpus	Tõkkepuu	Tõkiskingad	Konveieri seiskamine
7	Kerkekapi täituvuse kontroll	Optiline andur	Induktiivandur	Optiline andur
8	Signaal kerkekapi tühjendamiseks	Signaallamp	Helisignaal	Taimer
9	Ajam kärude liigutamiseks	Pneumosilinder	Reduktormootor	Reduktormootor
10	Kärude liigutamise mehhanism	Üheksa positsiooniga kaasavedaja	Kruviülekanedega nihutatavad haaratsid	Konveierilint, kärude rattad põrandat ei puuduta

### **3.4 Üldlahendi valik**

Morfoloogilise maatriksi põhjal tuli teha funktsioonide lahendivariantide valik. Järgnevalt on välja toodud lahendite valik ja nende põhjendused.

#### **1. Kärude toomine kerkekappi.**

Valitud lahend on kärude toomine operaatori poolt inimjõuga(lahend 1 ja 2).

Lahendiks 3 pakutud automatiseeritud kärude sisestus ei ole tellija poolt nõutud.

Kerkekapis on kaks paralleelselt kulgevat kerkerada, kuid kerkekapi sisendi uks on vaid ühe kärulaiune. Konveierile radade hargnevuse tekitamine võib kujuneda tehniliselt keerukaks ja kulukaks.

#### **2. Kärude saabumise tuvastamine.**

Valitud lahend on „Induktiivandur“.

Induktiivandur on sobiv vahend roostevabast terasest toruraamiga kärude tuvastamiseks. Selliste andurite tuvastuskaugus võib olla paarikümne millimeetri ulatuses, mis on piisav kui kärud on lükatud külgiirete vahele. Optiliste andurite kasutamist väldime, sest kerkekapp võib olla niiske ja andurite töö võib saada häiritud. Kolmas lahend ei paku praeguse olukorraga võrreldes edasiminekut.

#### **3. Kerkeaja seadistamine.**

Valitud lahend on „Käsitsi reguleeritav aegrelee“.

Loogikaprogrammi abil tagatakse töö tsükliisus. Käsitsi ajatsükli reguleerimine võimaldab erinevatele toodetele sobivaid kerkeajaseadistusi ja võimaldab põhiprogrammi muutmata sekkuda vajadusel (pämi omadustest tingitult) kerkeprotsessi.

#### **4. Kärude haaramine kerkerajale.**

Valitud lahend on „Haakekonksud“.

Kärude kerkerajale lubamine kaldpinnalt eeldab ka päästikumehhanismi olemasolu, mis ei laseks kärul kerkerajale vajuda suvalisel hetkel.

## **5. Kärude juhtimine kerkeraja lõpuni.**

Valitud lahend on „Külgmised piirded“.

Külgmised piirded on kerkerajal olemas juba praegu, ning neid saab ära kasutada ka uue konstruktsiooni puhul. Rööpad on teiste sarnaste liinide peal valmistanud probleeme. Sirge konveier tagaks samuti kärude orientatsiooni ja reavahe säilimise, kuid lahend ei osutunud valituks teiste kriteeriumide põhjal.

## **6. Kärude peatamine kerkeraja lõpus.**

Valitud lahend on „Tõkkepuu“.

Otsustavaks saab käsitlemise mugavus. Kärude veosangade kõrgusele paigutatud tõkkepuud on võimalik käsitseda kummardamata. Tõkiskingade puhul peaks nende teisaldamine käima kas pedaali või mõne käepärase hoova abil, vastasel korral peaks operaator kummardama.

## **7. Kerkekapi täituvuse kontroll.**

Valitud on „Induktiivandur“, põhjendused on samad mis funktsioonil „Kärude saabumise tuvastamine“.

## **8. Signaal kerkekapi tühjendamiseks**

Valitud on kaks lahendit, helisignaali ja signaallampi.

Esmaseks signaaliks jäävad signaallambid. Kui lampidele külmutuskambri operaatorid ei reageeri, siis helisignaali märgatakse ka teistes tootmistehhi osakondades.

## **9. Ajam kärude liigutamiseks.**

Valitud lahend on „Pneumosilinder“. Põhjused on tüüpilised pneumosüsteemide eelised:

1. Ökoloogiline puhtus, ei ole ohtu toiduainete saastumisele.
2. Suhteline tundetus välistingimuste mõjule.
3. Konstruktsiooni ja hoolduse lihtsus. Reduktormootori puhul tuleks arvestada ka kettide või konveierilindi ning ketiratase hooldusega.
4. Lihtne tekitada lineaarliikumisi.

5. Kiirused ja jõud on lihtsalt reguleeritavad.

6. Suhteline tundetus ülekoormustele.

Suruõhu ettevalmistamise vajadus ei ole takistuseks, sest tehases on väga korralik dubleeritud kompressoriga suruõhusüsteem. Nõutud ei ole kärude pidevat liikumist ega suuri kiirusi, seega on pneumosilinder sobiv lahendus.

### **10. Kärude liigutamise mehhanism.**

Valitud lahend on „Üheksa positsiooniga kaasavedaja“.

Kaasavedaja kannab ajamiseks valitud pneumosilindri jõu üle kõikidele kerkerajal viibivatele kärudele. Konveierilindi kasutamine ei ole otstarbekas, sest ühtlase liikumisega konveier ei anna tingimata ühtlasemate omadustega toodangut.

## 4. Lahendusvariantide genereerimine

Lahendusvariantide genereerimisel ja hindamisel peame silmas järgmisi küsimusi:

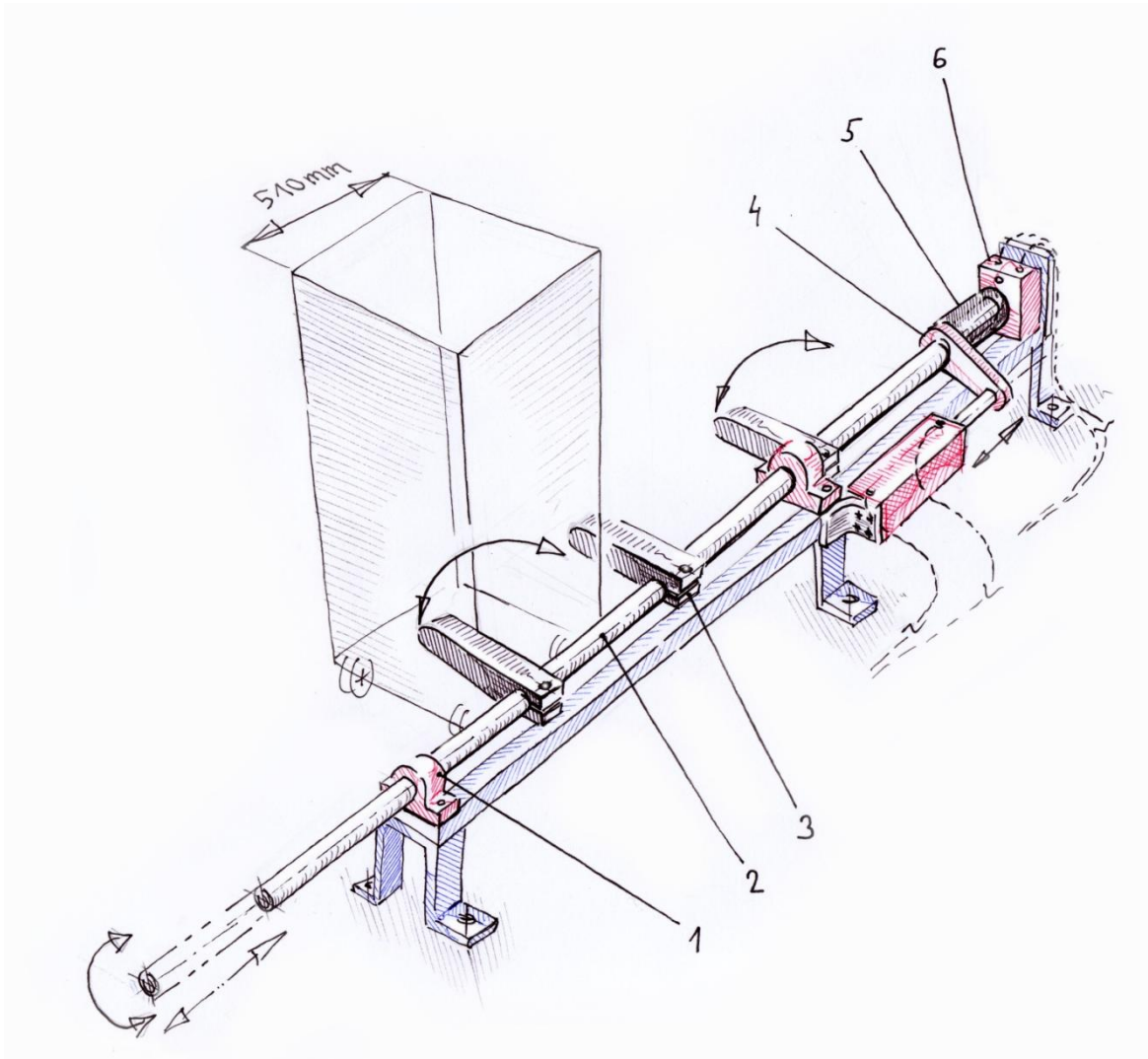
1. Kas idee vastab etteantud nõuetele?
2. Millised on lahenduse tugevad ja nõrgad küljed?
3. Kui keeruline on lahendus tehnoloogiliselt? Milliseid töötlemisoperatsioone on võimalik läbi viia Fazeri tehnikaosakonnas?
4. Kas lahenduse juurutamisega on ette näha suuri kulutusi?

Spetsifikatsiooni ja morfoloogilise maatriksi põhjal leitud üldlahendi põhjal, sai genereeritud 3 erinevat lahendust. Põhimõttelt jäid lahendused üsna sarnaseks, peamised erinevused seisnevad ajamite paigutuses, samuti kärudest haaramise viisis. Variante kirjeldavad seled on töö käigus käsitsi skitseeritud ning on proportsioonidelt karikatuursed. Vaba käega joonistatud illustratsioonid kirjeldavad pigem üldist kontseptsiooni ning ei vasta tehnilise joonestamise nõuetele.



## 4.1 Variant 1

Variant 1 näeb ette pöördsilindriga abil pöörduvat kahvlit kärudest haaramiseks, ning ühte pika käiguga pnemuosilindrit terve käruderivi nihutamiseks. Lahendi tugevaks küljeks on kogu juhtimissüsteemi koondumine kerkekapi keskosas, jättes vabalt puhastatavaks kärude liikumistee.



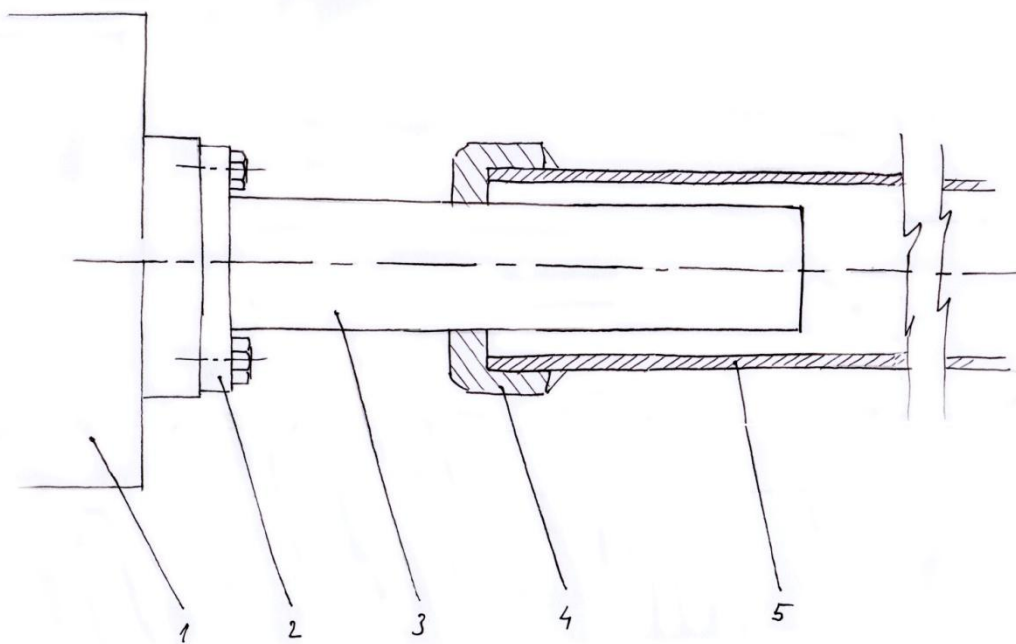
Sele 4.1. Pöördsilindriga lahendus

1- Laagrisõlm 2-Pikk ümarvõll 3-Kärude eraldaja 4- Kaasavedaja 5- Ruutristlõikega veovõll 6-Pöördsilinder

Selel 4.1 positsiooninumbriga 2 tähistatud võll on roostevabast terasest toru, mis saab pöörelda ümber oma telje  $90^\circ$  ning liugleb pikkisuunas. Kärude eraldaja (positsioon nr. 3) on alumiiniumist latt, mis kinnitatakse võlli külge klemmliitega. Eraldaja ülesandeks on tagada kärudele ühtlased vahed ning kanda üle linearsilindri jõud. Klemmliidet kasutatakse seetõttu, et võimaldada kärude vahekauguse reguleerimist ning seadme koostamine ja remont oleks lihtne.

Kaasavedaja on võllile konsoolselt kinnitatud varras, mis ei pöörle võlliga nr. 2 kaasa, kuid kannab üle linearsilindri jõu. Lihtsam oleks kinnitada silinder vahetult ühte võlli otsa, kuid see variant suurendaks seadme gabariite silindri kere ja kolvi käigu võrra. Kärü mõõtudest tulenevalt (pikkus koos sangadega  $630\text{ mm}$ ) pikeneks seade seega ligi  $1,5\text{ m}$ . See muudaks aga kerkeraja sisendi kitsamaks ja operaatorile ebamugavamaks.

Pöördemomendi üle kandev juhik koosneb ruutristlõikega latist, mis on ühest otsast flantsiga pöörsilindri külge kinnitatud. Pöörsilindri momendi üle kandmine on võimalik tänu pika võlli otsa kinnitatud korgile, milles on ruutristlõikega lati mõõtudele vastav ava.



Sele 4.2. Pöördemomendi üle kandev juhik

1- Pöörsilinder 2- Flants 3- Ruutristlõikega veovõll 4- Kork 5- Pikk ümarvõll

#### 4.1.1 Variandi 1 teostatavus

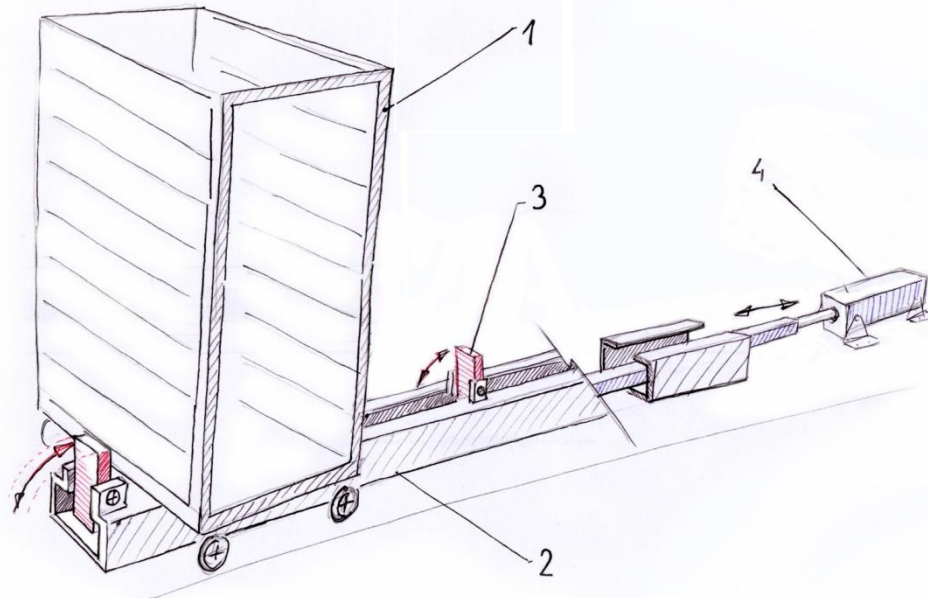
Seade oleks üles ehitatud roostevabast terasest toruraamile . Torude lõikus ja keevitamine oleks võimalik läbi viia Fazeri tehnikaosakonnas. Kärude eraldajad tuleks tellida väljastpoolt, sest lattmaterjalile on vaja töödelda avad ning freesida soon klemmliite saamiseks.

Lineaarliikumist andva silindri valik on sarnane lõpliku konstruktsiooniga nii käigu pikkuse kui jõudude poolest. Pöördsilinder oleks SMC MSQ-tüüpi. Pöördsilindri valikul on oluline pöörleva konstruktsiooni kergus ja inertsmoment. Inertsmoment tuleks valida aga vähemalt 10 kordse varuteguriga[6]. Seega peaksid kärude eraldajad olema töödeldud pigem alumiiniumist, kui roostevabast terasest. Inertsmomendi vähendamiseks peaksid kärude eraldajad olema võimalikult lühikesed, mistõttu toetaksid need kärusid vaid nurkadest. Kärude kaasa vedamine kärü nurgast põhjustab aga pöördemomendi, mis soodustab kärü takerdumist juhikute vahel.

Võlli toetava laagerdusena on ette nähtud treitud puksid, mis on pealt avatava laagrikorpuse sees. Laagerdusega on seotud aga kontseptsiooni üks peamisi puuduseid. Võlli pikkus on vähemalt üheksa kärü pikkus, millele on liidetud pneumosilindri käigupikkus, seega on võlli puhul tegemist väga saleda vardaga, mis vajaks ka mitmest kohast laagritega toetamist. Paraku ei saa laagerdused võlli keskossa jääda, sest lineaarliikumisi sooritades jääksid need ette kärude eraldajatele. Lahenduseks võiks olla laagerdustele juhikute lisamine, kuid see muudaks konstruktsiooni taas keerulisemaks.

## 4.2 Variant 2

Teise variandi puhul on kärude kaasavedaja paigaldatud kerkekapi pörandale, kärusid tõmmatakse haaratsite abil kaasa kärude keskeljelt. Haaratsid on maha pöörduvad, et võimaldada kärude all seadme tühiliikumist. Haaratsite pööramine toimub sama pneumosilindri jõul, mida kasutatakse käruderivi edasi tõmbamiseks. Haaratsid on ühendatud neljakandilise toruga, mida pneumosilinder edasi-tagasi liigutab.



Sele 4.3. Variant 2

1- Tootekäru 2- C-terasprofiil 3- Haarats 4- Pneumosilinder

#### 4.2.1 Variandi 2 teostatavus

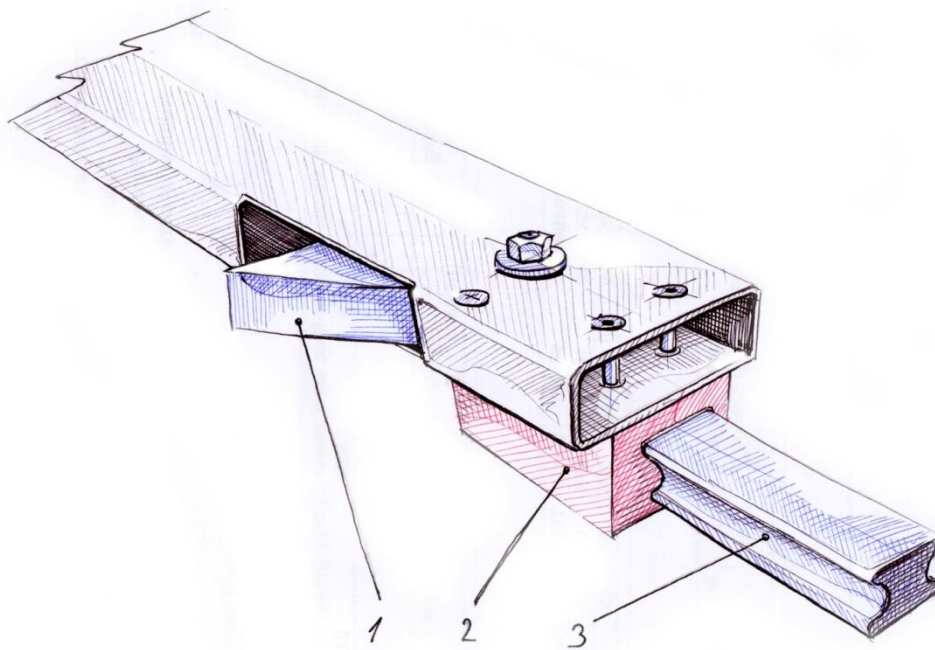
C-profiilile üles ehitatud transpordiseade oleks teostatav ka Fazer-i tehnoloogiliste võimalustega. Haaratsina saab kasutada lihtsalt toruprofiile või müra vähendamise eesmärgil ka mõnest tööstusplastist profiile. Haaratsitele on töödeldud pukside tarvis avad, neid kandvad võllid oleksid valmistatud ümarterasest. Kuna tegemist ei ole täpseid liikumisi nõudva konstruktsiooniga, ei ole ka allhankest tellitavate võllide täpsusele ja pinnakvaliteedile kõrgendatud nõudmisi. Seega jäävad eeldatavalt väikseks ka töötlemisajad ja detailide hind.

Võrreldes variandiga 1 on lahendus lihtsam, ära on langenud vajadus pöördsilindri järele. Lineaarsilinder tuleks valida sarnaste parameetritega, nagu variandis 1. Soodne on ka pneumosilindri paigutus, kärude kaasavedaja on silindriga samal teljel, mitte kõrvale nihutatud, nagu variandis 1.

Variandi 2 puudused on seadme asetsemine vahetult vastu põrandat (alt puhastamine) ning pneumovoolikute ja andurite juhtmete ristumine käru liikumisteedega. Esimese puuduse mõju saab vähendada, kui konstruktsioon näiteks distantspukside abil põrandapinnast kõrgemale tõsta. Arvestama peab siiski kärude 130 mm kliirensiga, konstruktsioon peab jääma piisavalt madal, et horisontaalasendisse pööratud haaratsid ei takerduks vastu käru põhja.

Pneumovoolikute ületamiseks tuleb freesida põrandasse sooned või juhtida kärud üle voolikute ja kaablite katteliistu. Sujuva tõusuga ja langusegaga, ligikaudu 15 mm kõrguse (lähtudes pneumovoolikute läbimõõdust ja katteliistu teraspleki paksusest) takistuse ületamine ei ole suur probleem. Tootmistsehhis tuleb käru ratastel ebatasasusi ületada igapäevaselt ka praegu.





Sele 4.5. Lineaarjuhikutel kaasavedaja

1- Haarats 2;3- Lineaarjuhik

### 4.3.1 Variandi 3 teostatavus

Variandi 3 puhul on vaja toruprofiilili ühele küljele töödelda sisselõiked haaratsite tarvis. Täpse ja minimaalset järeltöötlust vajava tulemuse tagaks näiteks töötlus torulaserpingis, ühtlasi võiks seal töödelda ka kinnitusavad juhikutele ja haaratsi puksidele.

Lineaarjuhikuteks ja momendivedrudeks kasutatakse ostutooteid. Seledel 4.4 ja 4.5 näidatud kaasavedajat saaks paigutada ka kerkekapi pörandale, kinnitades pneumosilindri toru otsa, sarnaselt variandile 2.

Vedrudega pingestatud haaratsitel on siiski puudusi. Kuna kärudel ei ole siledat põhja, on võimalik haaratsite takerdumine liikumissuunas kärude esimese kui ka tagumise raamitoru taha. Seega on raskendatud kärude reavahe ühtlasena hoidmine.

Sisselõigetega torul on oht koguda mustust, mis hakkaks raskendama haaratsite sisse ja välja pöördumist. Lahenduseks ei saa olla tugevam momentvedru, sest sellisel juhul ei pöörduks haarats kaasavedaja tagasiliikumisel piisavalt kergelt, ning ühe sammu võrra edasi tõmmatud kärü lükatakse tagasi kerkeraja sisendi suunas.

## 4. 4 Variantide eelised ja puudused

Lõpliku konstruktsiooni valikul arvestatud eelised ja puudused on koondatud tabelisse 4.1.

Tabel 4.1. Variantide eelised ja puudused

Variant	Eelised	Puudused
1	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Puhastamise lihtsus.</li> <li>2. Kärude liikumistee alune põrandapind on vaba.</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Kärude kiilumise oht, tingituna kärude tõukamisest ühest nurgast.</li> <li>2. Pöördsilindri vajalik inertsmoment tuleb valida suure varuteguriga.</li> <li>3. Detailide töötlemise keerukus (pöördemomenti üle kandev juhik).</li> <li>4. Detailide töötlemise suhteliselt suur täpsus (laagerdused, klemmliited).</li> <li>5. Pika saleda võlli laagrite juhikutele kinnitamise vajadus.</li> </ol>
2	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Konstruktsiooni suhteline lihtsus.</li> <li>2. Detailide valmistamise lihtsus.</li> <li>3. Kärude kiilumise oht väike.</li> <li>4. Detailide töötlemise täpsus madalam vairandist 1.</li> <li>5. Konstruktsioonis kasutatavad mitmed standardprofiilid.</li> <li>6. Tõmbesilinder asub kärude kaasavedajaga samal teljel.</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Puhastamise keerukus.</li> <li>2. Kärude liikumistee alune põrandapind ei ole vaba.</li> <li>3. Pneumovoolikute ja anduri juhtmete ristumine kärude liikumisteedega.</li> </ol>
3	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Konstruktsiooni suhteline lihtsus.</li> <li>2. Detailide töötlemise vajalik täpsus madalam variandist 1.</li> <li>3. Kärude liikumistee alune põrandapind on vaba.</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Kärude asend kaasavedaja tagasi liikumisel ei ole fikseeritud.</li> <li>2. Vajadus lisada kaasavedajale juhikud.</li> <li>3. Kärude kiilumise oht, tingituna kärude tõukamisest ühest nurgast.</li> <li>4. Tõmbesilinder asub kärude kaasavedajaga samal teljel.</li> </ol>



## 5. Lõplik konstruktsioon

Lõpliku konstruktsiooni valikul kaaluti kõiki tabelis 4.1 toodud lahenduste eeliseid ja puudusi. Teiste variantidega võrreldes on mitmeid eeliseid variandil 2, kuid oluline on ka see, et variandi 2 puudused ei ole teostatavuse või seadme töökindluse tagamise seisukohast määrava tähtsusega. Puuduste kõrvaldamine või nende mõju vähendamine on võimalik lihtsate vahenditega. Seega põhineb lõplik konstruktsioon variandil 2.

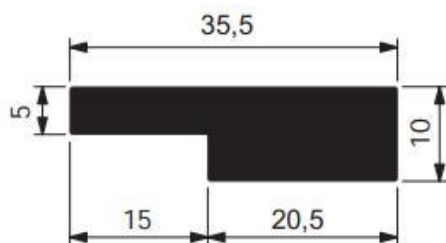
Lõplik konstruktsioon muutus töö käigus esialgsel visandil kujutatust keerulisemaks. Visandatud versioonil ei ole tagatud kärude vahekauguse säilimine, mis on aga oluline kui kaasavedajal on haaratsite samm konstantne. Oht kärude orientatsiooni ja sammu paigast nihkumiseks tekib momendil, kui tõmbaja sooritab tühiliikumist ja haaratsid kärusid ei toeta. Seega on lisatud käruderivile pidur, edaspidi nimetame seda külgpiduriks. Tegemist on kerkeraja pikkuse toruga, mis juhikutega pneumosilindri jõul surutakse tõmbajaja tühiliikumise ajal vastu kärude külge, fikseerides kärud kindlalt paigale.

## 5.1 Kaasavedaja juhikud

Kärude kaasavedaja liigub plastist liugepinnaga juhikute vahel. Liugematerjaliks on polüetüleenist profiiltoode Marbett S0742. Valituks osutus see oma mõõtmete ja kuju tõttu. Kahest põhimõtteliselt L- kujulisest ristlõikest saab koostada U- profiili, mille 10 mm pilus hakkab liuglema kaasavedaja juhikplaat. Profiilide paar toestatakse lõppkoostamisel lisaks roostevabast terasest vinkliga 30x20x3.

Sama tootja paljudest teistest profiilidest suurem materjalipaksus annab juhikule suurema jäikuse ja vastupidavuse kulumisele. Kuna profiil S0742 on eelkõige mõeldud konveierilintide toestamiseks, võib eeldada, et pideva liikumisega konveieriga võrreldes harvade töösüklitega kaasavedajal on kulumiskindlus tagatud aastateks.

### ■ Chain - guide profile



### Part. S0742



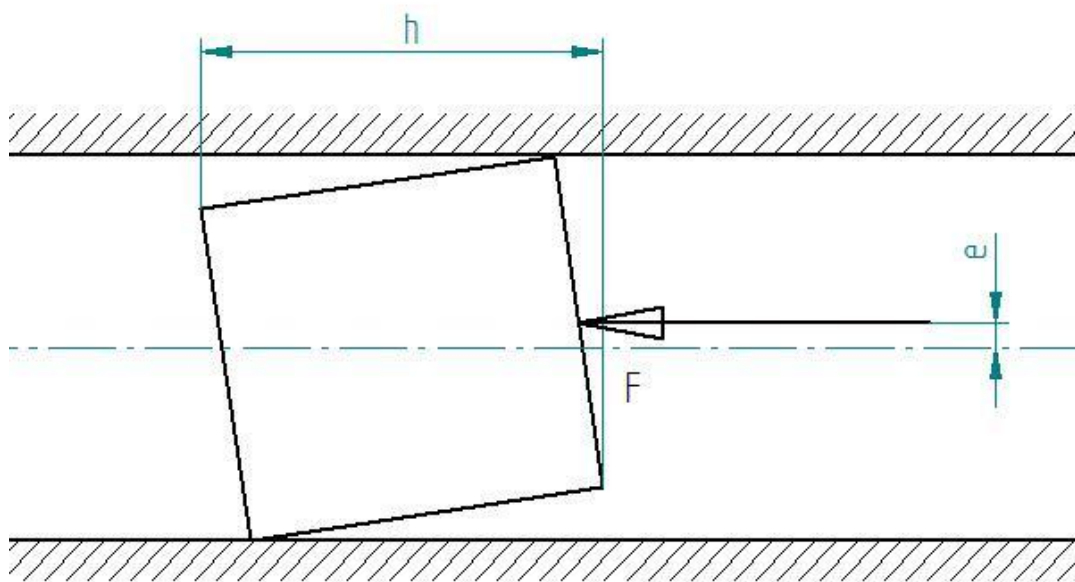
Reinforced version

Material	Length metres	Code
UHMWPE		
Black	3	617973N

Sele 5.1. Marbett S0742[7]

## 5.2 Kerkeraja külgpiirded

Kerkeraja külgpiirete kavandamisel tuleb silmas pidada, et kiilumistingimus ei oleks täidetud.



Sele 5.2. Kiilumine lineaarjuhikutes

Kärude võimalik kiilumine sõltub kärude pikkusest ja laiusest, jõu rakenduspunkti ning hõõrdepaari hõõrdetegurist. Jõu rakenduspunkt on seotud piirete ja kärude vahelise lõtkuga ning on seega muutuv. Selel 5.2 kujutatud süsteem kiilub kinni järgneval tingimusel[8]:

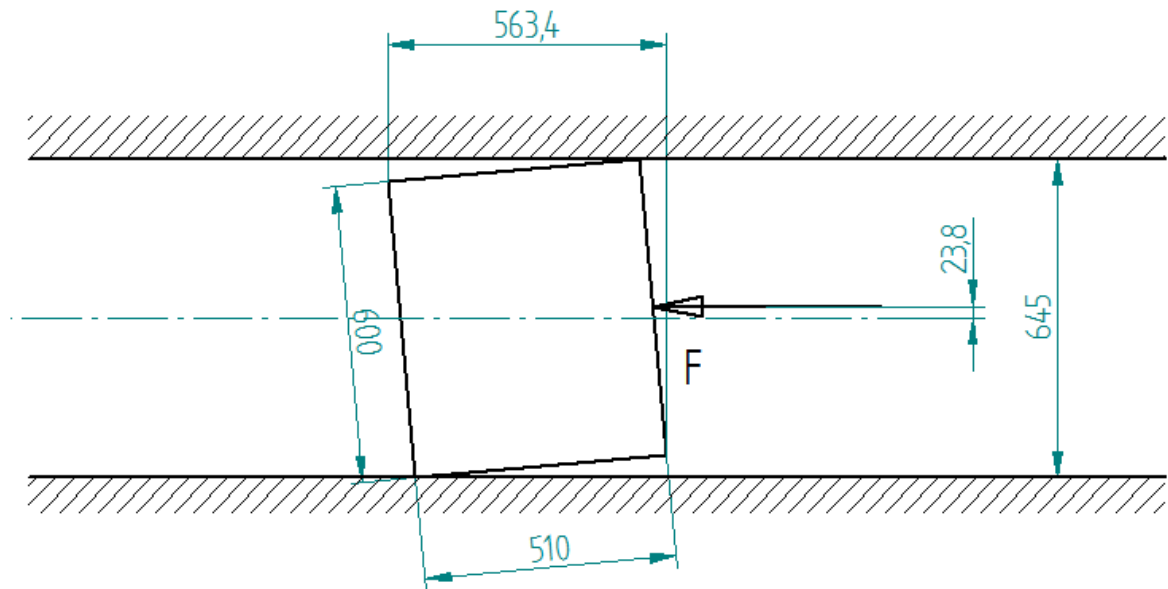
$$\mu > \frac{h}{2 \cdot e} \quad (5.1)$$

Väärtused  $h$  ja  $e$  võib leida graafiliselt, kuna kärude mõõtmed ja piiretevaheline kaugus on teada. Hõõrdepaari teras/teras seisuhõõrdetegur on ligikaudu 0,2[9].

$$0,2 > \frac{563,4}{2 \cdot 23,8} \approx 11,84$$

Kuna mõõtude  $h$  ja  $e$  suhe on tunduvalt suurem kui hõõrdeteguri väärtus, võib öelda, et valitud mõõtude korral kiilumist ei teki. Lõplikus konstruktsioonis on kärude ja piirete

vahelist lõtku siiski vähendatud, et oleks võimalik kasutada lühema käiguga pidurdussilindreid. Kiilumine muutub veelgi ebatõenäolisemaks, sest lõtku vähendamine toimub plastikust lisamaterjali kasutamisega, mis vähendab ka hõõrdumist. Väiksem lõtk kahandab ka tõenäosust, et mõni võõrkeha võiks sattuda kärude ja külgsiduri vahele.



Sele 5.3. Kärude kiilumine külgsiirete vahel

### 5.2.1 Külgsiirete materjal

Külgsiirete materjaliks on tellija soovil valitud polüetüleen Castilene HD 1000, mis on sobiv eelkõige oma füüsikaliste omaduste poolest. Materjalil on kõrge kulumiskindlus ja löögisitkus.

Tabel 5.2 Castilene HD[10]

Tihedus	Värvus	Suurim lubatud temperatuur õhus (Pidevalt, 5000h)	Kõvadus (Brinelli kuul)	Vee absorptsioon küllastumisel temperatuuril 23 kraadi
0.93 g/cm <sup>3</sup>	Naturaalne	80 °C	36 N/mm <sup>2</sup>	0,01 %

### 5.3 Kinnitusvahendite valik

Tellijä soovist lähtudes on kinnitusvahendid võimalusel roostevabast terasest ja happekindlad. Valitud on nn. Nylocki tüüpi stoppermutrid, et vältida liidete lahti tulemist vibratsiooni mõjul. Stopperrõngaid kasutatakse haakekonksude võllidel, et lihtsustada kaasavedaja koostamist. Betoonikruvide hind on ligikaudne, arvutustes on kasutatud kiilankrute tükihinda. Mutrite M18 hinda ei ole arvestatud, sest need on induktiivanduritega komplektis.

Tabel 5.3. Kinnitusvahendid[11]

Nimetus/Standard	Mõõt	Kogus	Materjal	Hind (Eurot)
Polt DIN 931	M10x80	4	RV	6,09
Polt DIN 931	M6x30	12	RV	3,00
Polt DIN 7991	M8x12	12	RV	6,83
Polt DIN 7991	M6x50	22	RV	11,1
Betoonikruvi W-SA	8x100	32	-	60,48
Seib DIN125	M8	12	RV	0,59
Seib DIN125	M10	36	RV	4,00
Seib DIN125	M6	34	RV	0,92
Seib DIN440	M10	64	ZN	3,63
Mutter DIN985	M6	22	RV	3,28
Mutter DIN985	M10	5	RV	2,49
Stopperrõngas DIN471	10mm	36	-	1,267
Stopperrõngas DIN471	20mm	2	-	0,2

## 5.4 Terasprofiilide valik

Terasprofiilide materjali reaalne vajadus on ümardatud üles vastavalt tarnija poolt ette nähtud minimaalsele kogusele.

Tabel 5.4. Terasprofiilide loetelu[12,13]

<b>Profiil</b>	<b>Materjali paksus (mm)</b>	<b>Kogus(1 koost)</b>	<b>Kasutuskoht</b>
Toru 50x80	3	6m	Kaasavedaja juhiklatiga toru
Toru40x30	2	6m	Haakekonksu tõstetoru
Toru 60x30	2	6m	Lühike ja pikk külgpidor; piduri tugiraam
Nurk 30x20	3	4m	Kaasavedaja juhikute toetus; Kärude käigutõkestid külgpidorite otstes
Latt 100x8	8	6m	Juhiklatt
Latt 5x50	5	6m	Kaasavedaja juhikute kinnitus
Ümarlatt	Ø20	3m	Kaasavedaja võllid
Ümarlatt	Ø10	3m	Kaasavedaja võllid

## 6. Detailide valmistamise tehnoloogia

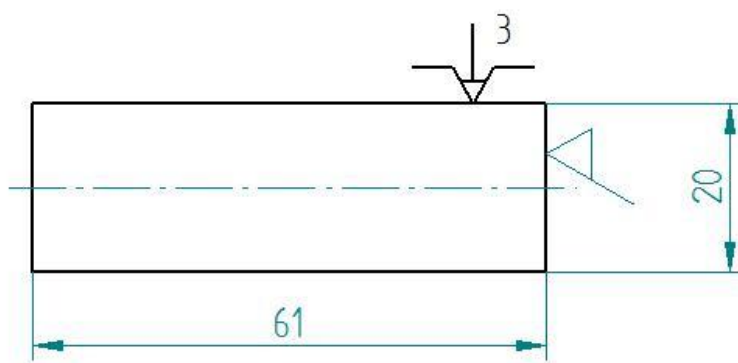
Järgnevas peatükis on kirjeldatud allhankedetailide võimalik valmistamistehnoloogia ja nimetatud ettevõtted, kes oleksid võimalised neid operatsioone teostama.

### 6.1 Võllide töötlemine

Kaasavedaja võllid töödeldakse treipingis, kus töödeldakse võlli otstesse faasid ning sooned stopperõngaste tarvis. Silinderpinna mõõtu treimist ei toimu, sest toorikud lõigatakse kalibreeritud terasest.

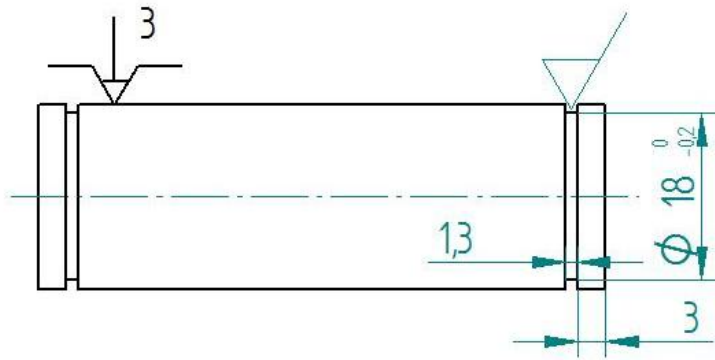
#### 6.1.1 Völl 20 mm üarmaterjalist

1) Pärast lintsaega toorikute välja lõikamist kinnitatakse 20 mm läbimõõduga toorik kolmepakilise padruni abil treipinki. Otsteraga treitakse völli pikkusmõõduni 61 mm.



Sele 6.1. Pikkusmõõdu töötlemine

2) Völlile treitakse sooned lukustusrõngaste DIN471 jaoks. Kuna kasutatakse 20 mm nimisuurusega lukustusrõngaid, on sooned soovitatav treida vähemalt 1,5 mm kaugusele völli otspinnast, soone soovituslik laius on 1,3 mm[9]. Soone sügavus 0,5 mm töödeldakse ühe läbimiga.



Sele 6.2. Soonte treimine

3) Võllile otstesse treitakse faasid 1x45°.

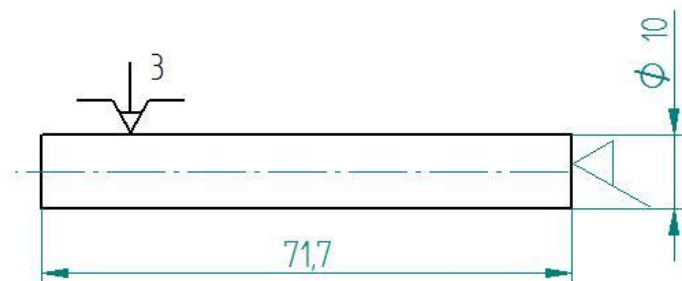


Sele 6.3. Faaside töötlemine

### 6.1.2 Võll 10 mm ümarmaterjalist

10 mm läbimõõduga võllide töötlemine toimub sarnaselt jämedama võlli töötlemisele.

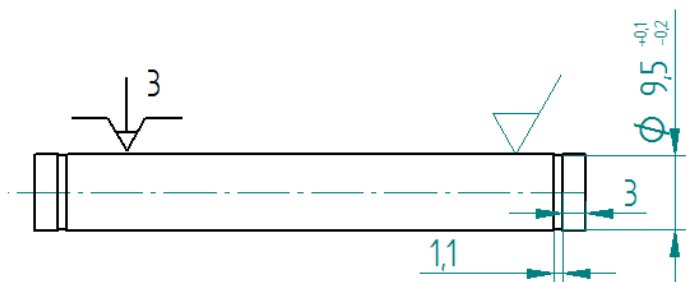
1) Pärast lintsaega toorikute välja lõikamist kinnitatakse 10 mm läbimõõduga toorik kolmepakilise padruni abil treipinki. Otsteraga treitakse võll pikkusmõõduni 71,7 mm.



Sele 6.4. Pikkusmõõdu töötlemine



2) Lukustusrõngaste soonte mõõtmed on sarnaselt 20 mm võllile valitud standardi järgi. Soone sügavus 0,2 mm töödeldakse ühe läbimiga.



Sele 6.5. Lukustusrõnga soonte treimine

3) Võllile otstesse treitakse faasid  $1 \times 45^\circ$  koostamise lihtsustamiseks



Sele 6.6. Faaside töötlemine

## 6.2 Painutatavate detailide töötlemine

Transpordiseadme painutatavad detailid on haakekonksud, külgsidurite kandurid ja tõmebesilindrit kaitsev kate. Lehtmetaili painutamise ja laserlõikuse teenust pakub näiteks ettevõtte Favor AS[14], millel on kasutada erineva tonnaažiga Amada painutuspresse ja sobiva töölauaga laserlõikuspink. Haakekonksud ja külgsidurite kandurid valmistatakse 4 mm materjalist ning lõigatakse välja samast lehest. Kuna detailide painderaadiused on samad, on painutuspingi seadistamine(templi ja matriitsi vahetus) ühekordne operatsioon.

### 6.2.1 Detailide laserlõikus

Lehevahetuse ja pingi seadistusaegade vähendamiseks on toimub lõikamine ühe programmi alusel. Korraga lõigatakse välja detailid mõlema kerkeraja tarvis, kasutades standardlehe toorikust ära 520x1500 mm. Lõikuse aeg on ligikaudu 11,5 minutit, millele lisandub abiaeg lehevahetuseks ja detailide eemaldamiseks.



Sele 6.7. Detailide paigutus lehel 3000x1500 mm

## 6.2.2 Detailide painutamine

Detailide painutamisel arvestame materjali paksust, painde laiust, sisemist painderaadiust ning tööriistadele lubavat survejõudu  $F$ . Haakekonksu kuju tõttu tuleb painutamisel kasutada luigakaela tüüpi templit.

**AMADA** **AIR BENDING FORCE CHART** [Back to index](#) **55**

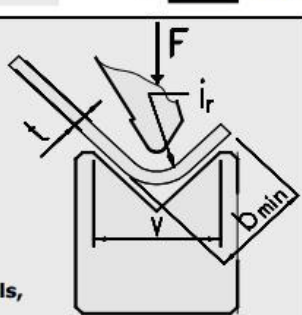
If material thickness  $t$  is known the recommended  $V$  opening can be selected using following formulas:

$t$	(0...3) mm	(3...8) mm	(8...12) mm	12mm or more
$V$	6 t	8 t	10 t	12 t

Considering  $t$ ,  $V$  and tensile strength  $R_m$  [ $N/mm^2$ ] of sheet material, the table below shows the most important bending data:

- Minimum bendable flange length  $b_{min}$
- Bending radius  $i_r$  on the sheet metal
- Pressure  $F$  in KN required for 1 metre bending length.

The tables are for mild and stainless steel. For other type of materials, please use the mild steel table with multiplier  $k=R_m/450$



$V$	4	6	7	8	10	12	14	16	18	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250
$b_{min}$	2,8	4	5	5,5	7	8,5	10	11	13,5	14	17,5	22	28	35	45	55	71	89	113	140	175
$i_r$	0,7	1	1,1	1,3	1,6	2	2,3	2,6	3	3,3	4	5	6,5	8	10	13	16	20	26	33	41

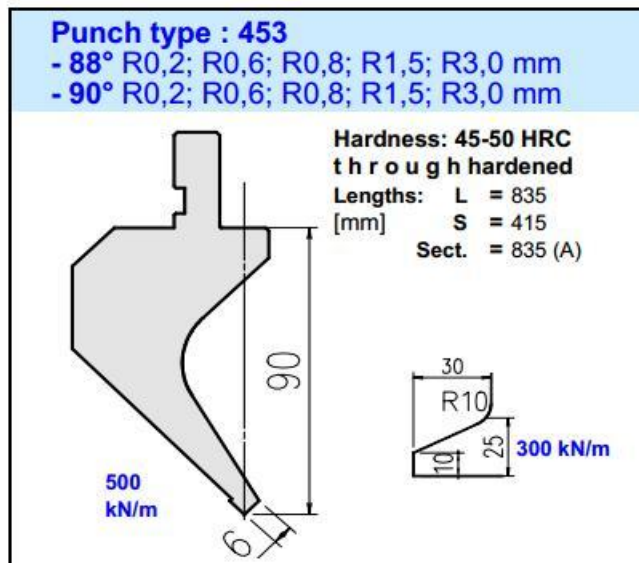
**t** for stainless steel  $R_m \approx 700 N/mm^2$

$t$	2,0	2,5	3	4	330	290	260	230	200	170												
2,0																						
2,5																						
3																						
4																						

Sele 6.8. Painutusparameetrid Amada tööriistadel[14]

4 mm paksusest roostevabast terasest detailide puhul on soovituslik sisemine painderaadius vähemalt võrdne materjali paksusega. Sellise painderaadiuse saamiseks tuleb kasutada alates 25 mm laiuse V-soonega matriitsi. Külgsidurite kandurite painde laius on 120 mm, ning lühema kääniku pikkus 50 mm. Seega on nii 25, 32 kui ka 40 mm V-soone puhul kääniku minimaalse pikkuse tingimus täidetud.

## AMADA PUNCHES 88° to 90°



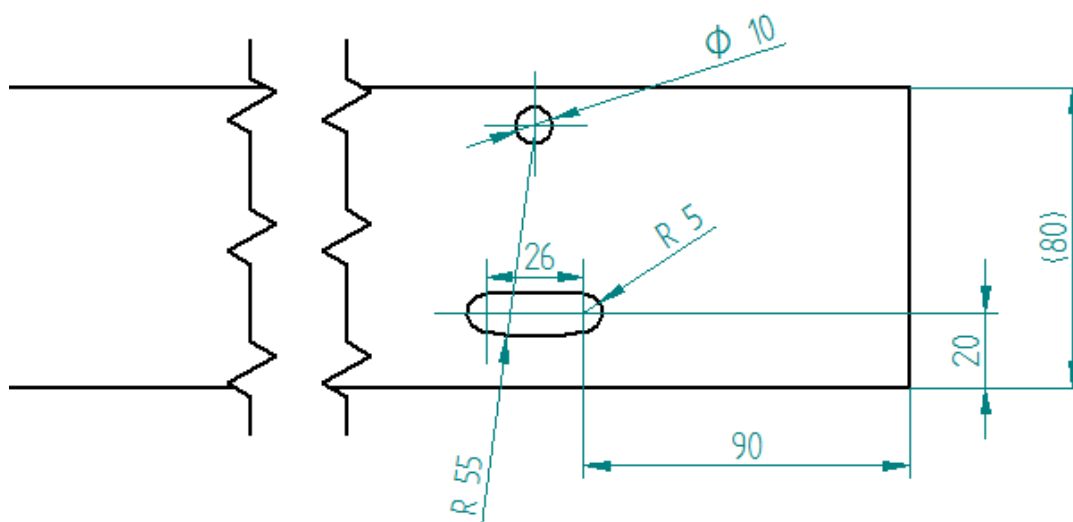
Sele 6.9. Tempel 453[14]

120 mm paindelaiuse korral jääb vajalik survejõud 78 kN piiresse, mis on oluliselt väiksem Amada 453 luigekaela tüüpi templile maksimaalselt lubatavast 500 kN tonnažist.

### 6.3 Toruprofiilide töötlemine

Tõsteroruna kasutatavat toruprofiili  $40 \times 40 \times 2 \text{ mm}$  pikkusega  $5100 \text{ mm}$  on võimalik mõõtu lõigata ketaslõikuriga. Kõik  $10 \text{ mm}$  läbimõõduga avad saab puurida läbi mõlema seina puurpingis.

Toruprofiil  $50 \times 80 \times 2 \text{ mm}$  pikkusega  $5700 \text{ mm}$  läbib laserlõikust, kus toorikule lõigatakse mõlemasse seina avad. Torumaterjali laserlõikus on sobiv, kuna töodelavad avad on ette nähtud piklikud ning ebasümmeetrilised. Samuti on sellises töökeskuses võimalik tagada toru vastasseintesse töödeldavate avade samatelgsus.



Sele 6.10. Avad  $50 \times 80$  toruprofiilis

Toru laserlõikust pakub Eestis näiteks ettevõtte FinEstSteel AS[16]. Tööpingis Trulaser Tube 7000 kehtivad piirangud on toodud järgnevas tabelis.

Tabel 6. Piirangud laserlõikuspinkis

Toormaterjali maksimaalne pikkus	kuni 6500 mm
Detaili maksimaalne pikkus	kuni 6000 mm
Minimaalne jääk materjal (padrunisse kinnitamiseks)	120 mm
Minimaalne toormaterjali diameeter või diagonaal	15 mm
Maksimaalne toormaterjali diameeter või diagonaal	250 mm
Maksimaalne toru kaal	37 kg/m
Maksimaalne materjali paksus (Roostevaba teras)	8 mm

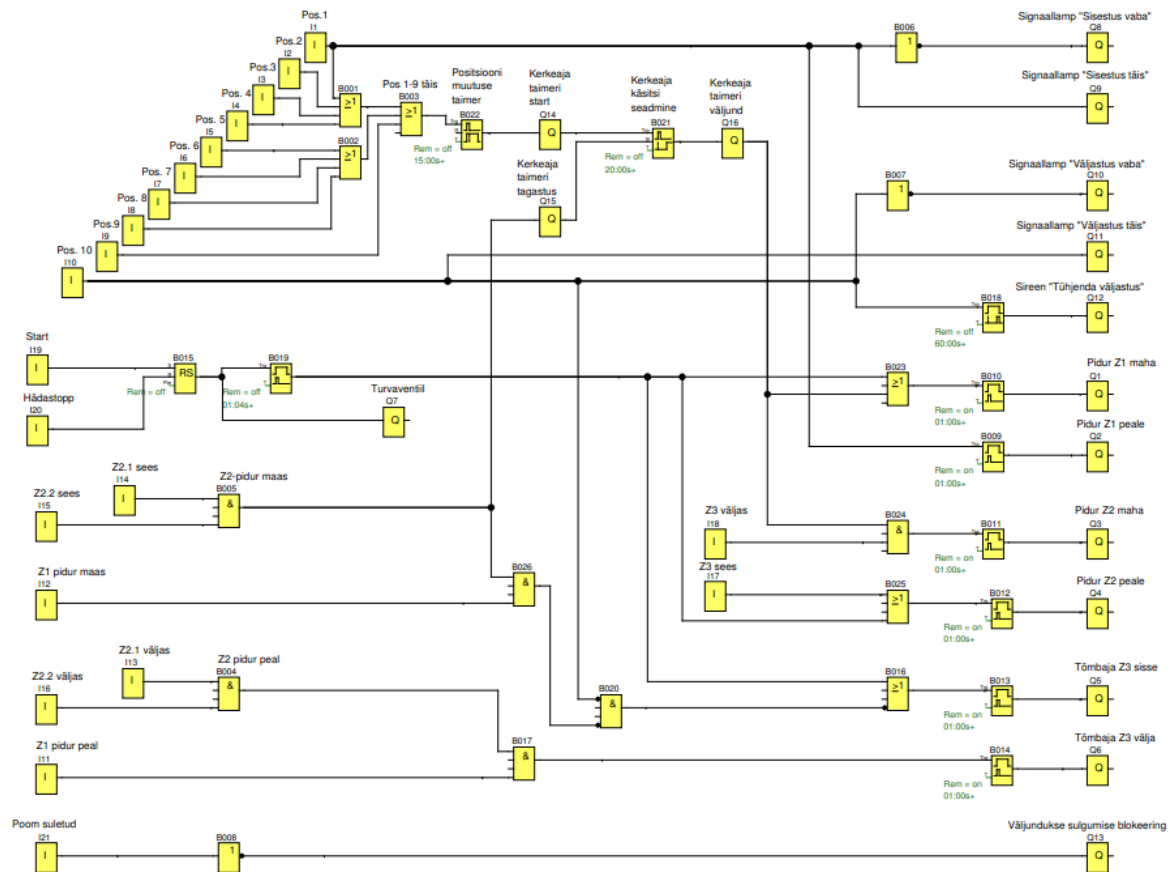
Laserlõikuspinki sobib valitud toruprofiil kõikide kriteeriumite poolest. Tellida tuleb siiski detaili pikkusest vähemalt 240 *mm* pikem toorik, et võimaldada selle padrunisse kinnitamist.

## 7. Süsteemi juhtimine

Juhtimissüsteemi loogika põhineb tootmise tehnoloogiast tuleneval tootmisrütmil. Kuna ühe tsükliga toodetakse alati sama retseptiga toodet, ei panda kerkekappi ühele rajale erineva kerkeajaga tooteid. Tootmisprotsess on pidev: sel ajal kui esimene kärutäis on viidud kerkima, toimub järgmiste toodete valmistamine ja järgmisele kärule laadimine. Väljaspool kerkekappi ei saa laetud kärud oodata järgmiste kärutäite valmistamist, see rikuks kerkimisprotsessi, sest toatemperatuuril hakkaksid tooted kerkima. Seega täidetakse ja tühjendatakse kerkekappi üks kärud korraga, mis tagab kerkekapi tsüklilise täitmise.

## 7.1 Loogikaprogramm

Kärude transpordiseadet on võimalik juhtida programmeeritava loogikakontrolleri abil. Loogikaprogrammi koostamiseks on kasutatud Siemens LOGO!SoftComfort v7 tarkvara, mis sisaldab enamikke tuntud loogikafunktsioone ja võimaldab programmi katsetada ning tuvastada võimalikke loogikavigu.



Sele 7.1. Kerkekaapi loogikaprogramm



### 7.1.1 Skeemi elementide kirjeldus

Väljunditesse Q1-Q7 ühendatakse elektromagnet suunaventiilide solenoidid. Sisendid I1-I10 on kerkeraja piirettesse paigutatud induktiivandurid, millega tehakse kindlaks kärude paiknemine kerkerajal. Andurid S11-S18 pneumoskeemil ühendatakse loogikaskeemil sisendile I11-I18. Pidurdussilindrite asendiandureid tähistavad sisendid I11-I16, tõmbesilindri asendiandurid on I17 ja I18.

Signaallambid väljundites Q8 ja Q9 näitavad kerkekapi operaatorile, kas uusi kärusid on võimalik kerkerajale sisestada või mitte. Signaallambid Q10 ja Q11 on mõeldud eeskätt külmutustunneli töötajatele märguandeks. Signaallambi süttimine väljundis Q11 näitab, et kerkekapi väljundis ootab kärü teisaldamist. Et vältida suurt kerkeaja lisandumist kerkeraja läbinud toodetele, on operaatoritele märku andmiseks ette nähtud ka sireen, mis on ühendatud väljunisse Q12.

Kuna valitud on elektriliselt juhitavad suunaventiilid, siis loogikaprogrammis on kasutatud juhtimisimpulsi andmiseks releesid.

## 7.1.2 Töotsükli sammud

1) Seadme sisse lülitades antakse käsk 1. pidur Z1 maha, 2. pidur Z2.1 ja Z2.2 peale, tõmbaja Z3 sisse.

2) Positsiooni 1 tuuakse 1. käru. Kustub roheline tuli „SISESTUS VABA“ Q1, süttib punane tuli „SISESTUS TÄIS“ Q2, antakse käsk 1. pidur Z1 peale. Käivitatkse aegrelee B021, mis määrab 1/9 kerke aja. B022 kasutatakse sellepärast, et kärude liikumisel ühest positsioonist järgmisesse ei katkeks aegrelee B021 töö.

Relee/taimer B021 on loogikaskeemi väline käsitsi reguleeritav aegrelee, millega saab operaator otseselt mõjutada kerketsükli pikkust.

3) Hetkest, kui pidur Z1 on peal, liigub silinder Z3 välja.

4) Kerkeaja taimer B021 käib aja lõpuni, seepeale antakse käsk pidurid Z1 ja Z2 maha, et kärude rivi saaks ühe sammu edasi liikuda.

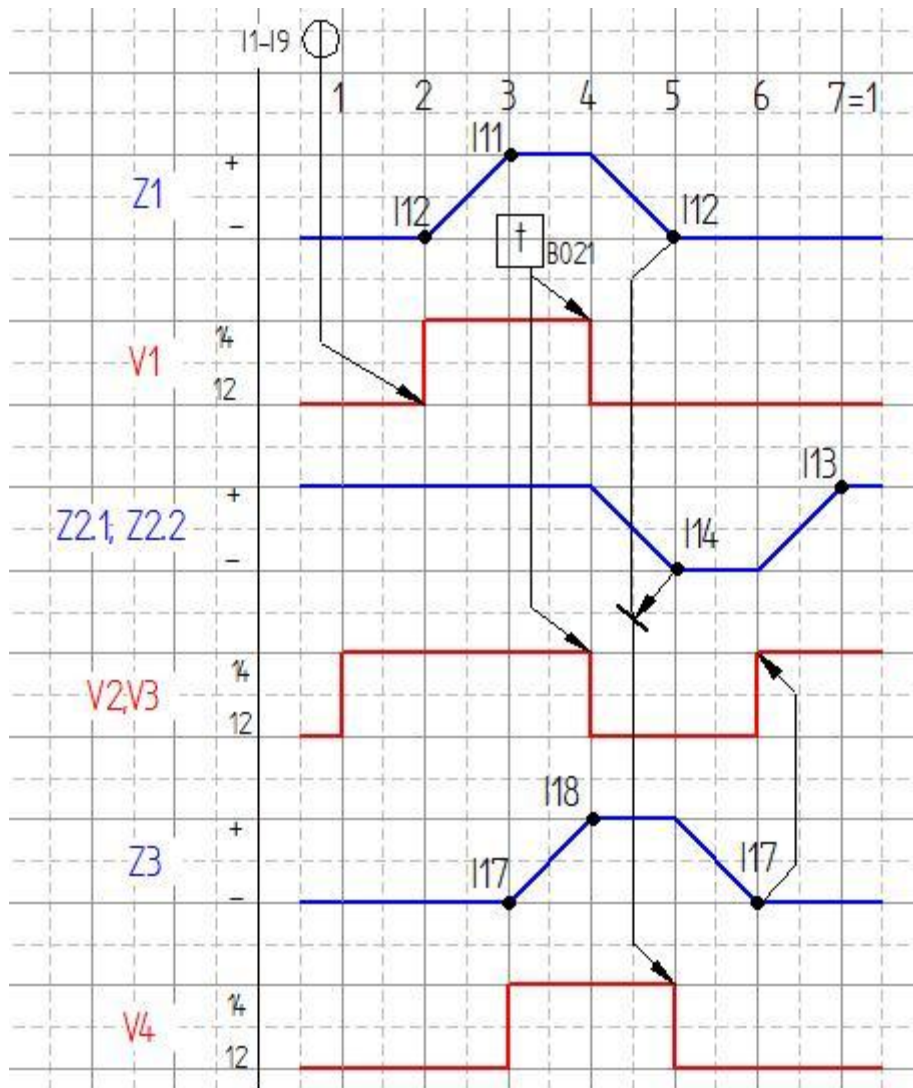
5) Kui pidurid Z1 ja Z2 on maha tulnud, antakse käsk Z3 sisse tõmmata. Kärud tõmmatakse ühe sammu võrra edasi.

6) Kui Z3 on sisse tõmmatud, antakse käsk pidur Z2 peale.

7) Oleme algasendis, kärud on teinud sammu edasi. Pidur Z1 on maas, Z2 peal ja Z3 sees. Käru positsioonis 2 on käivitanud uuesti kerkeaja taimer B021. Uus tsükkel on alanud.

8) Kui esimene käru on kerkekapi läbinud ja on jõudnud positsiooni 10, lülitatakse välja roheline tuli „VÄLJASTUS VABA“ ja sisse lülitatakse punane tuli „VÄLJASTUS TÄIS“, ning blokeeritakse silindri Z3 sisse tõmbamine.

NB! Juhul, kui väljastust ei ole tühjendatud 2 minuti jooksul, rakendub helisireen „TÜHJENDA VÄLJASTUS“.



Sele 7.2. Sammdiagramm

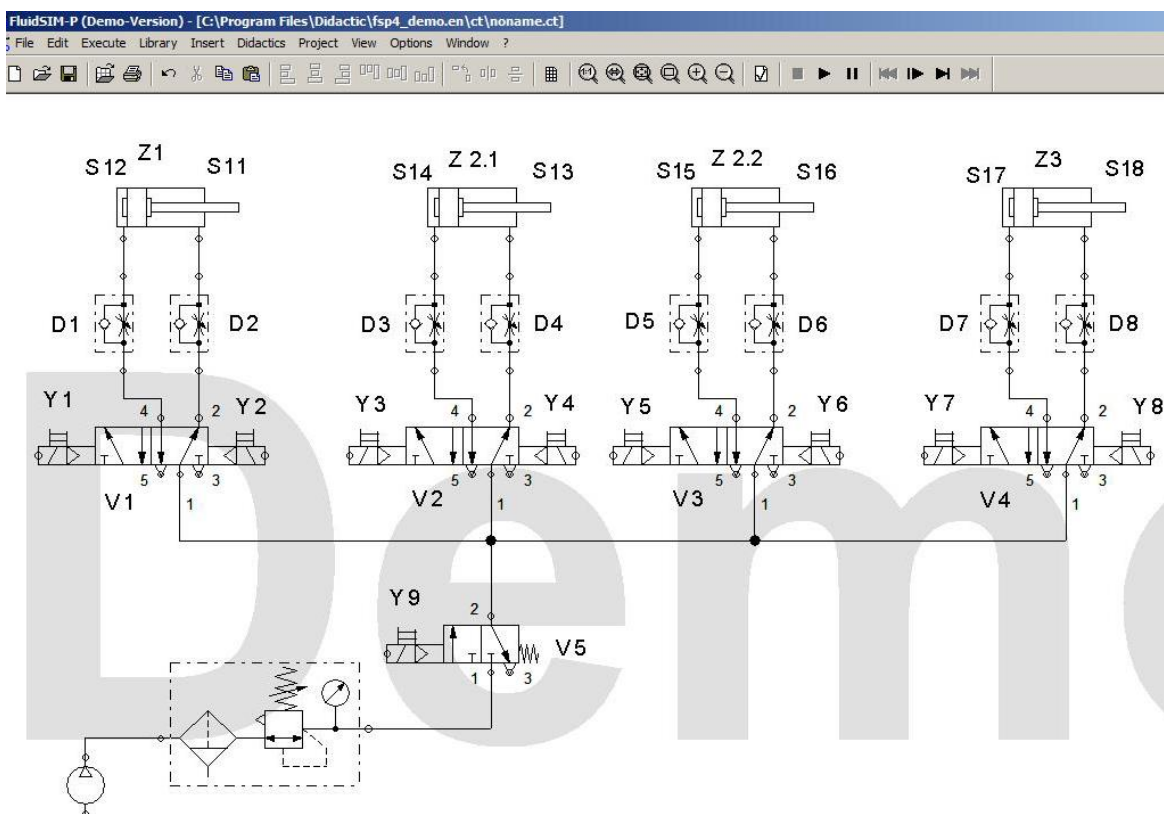
Kuna pidurdussilindrid Z 2.1 ja Z2.2 liiguvad paralleelselt, ei ole sammdiagrammi parema ülevaatlikkuse huvides nende liikumisi eraldi kirjeldatud.

## 7.2 Pneumoskeem

Pneumoskeemid on joonestatud Festo FluidDraw tarkvara demoversiooniga, seetõttu on pneumoskeemi taustal ka vastav vesimärk. Skeemil tähistusega Z1 on esimese kärü pidur. Z 2.1 ja Z2.2 on paralleelselt töötavad juhiksilindrid(pidurdussilindrid), millega pidurdatakse ülejäänud käruderivi. Et võimaldada pidurdussilindrite paralleelset liikumist, juhitakse mõlemat silindrit eraldi suunaventiiliga. Sama suunaventiili kasutades võib pneumovoolikute pikkuse erinevustest tingituna hakata külupiduri kumbki ots hakata erineva karakteristikuga liikuma. Tõmbaja silinder on tähistatud Z3-ga.

Suunaventiile V1, V2, V3, V4 juhitakse õhkvõimendusega elektromagnetitega.

Õhkvõimendusega suunaventiilid on valitud nende pikema eluea ja väiksema võimsustarbe tõttu, võrreldes vahetu juhtimisega ventiiliga. Monostabiilne suunaventiil V5 on turvaventiil, mis rakendub seadme hädastopi vajutamisel.



Sele 7.3. Pneumoskeem

### 7.3 Induktiivandurite valik

Kärude kerkerajale saabumine ja väljastuses viibimine tehakse kindlaks induktiivanduritega. Paljudes Fazeri tootmistehhi seadmetes on kasutusel optilised andurid, kuid kerkeruumi suure õhuniiskuse tõttu võivad need põhjustada tõrkeid.

Kerkeraja külgsiirete vahelise kauguse ja kärü laiuse vahe on ette nähtud 10 mm. Valitud andur IN180106 suudab tuvastada kärude roostevabast terasest raamitoru ka vähemalt 13 mm kauguselt. Selle anduri kaitseklass on IP67, mistõttu on see sobiv ka kõrge õhuniiskusega tingimustesse.



Sele 7.4. Induktiivandur IN180106[17]

Tabel 7.1. Induktiivandur IN180106

Tuvastuskaugus	20 mm
Lüliti tüüp	NO
Väljundi tüüp	PNP
Toitepinge	10-30V
Lühise kaitse	Olemas
Pikkus	50 mm
Keerme pikkus	40 mm
Ruumitemperatuuri vahemik	-25 kuni +70 °C
Kaitseklass	IP67

## 8. Pneumokomponentide valik

Pneumokomponentide valikul on esmaseks piiranguks tellijapoolne nõue kasutada SMC või FESTO toodangut. Varuosade vahetatavuse printsiibist lähtudes on soovitatav eelistada mudeleid, mis on Fazeris kasutuses ka teistes seadmetes.

### 8.1 Pneumosilinder kärude tõmbamiseks

#### 8.1.1 Vajalik tõmbejõud

Kärude tõmbamisel on peamiseks pneumosilindri valikukriteeriumiks kärude tõmbejõud ning vajalik käigupikkus. Kuna kärude gabariitmõõt vedamise suunas on  $630\text{ mm}$  (arvestatud on ka kärude käepidemeid), siis peab vähemalt sama pikk olema ka otsitava silindri käigupikkus. Vajaliku tõmbejõu leidmiseks arvutame käru teoreetilise veerehõõrdejõu, valides hõõrdeeguriks käsiraamatutes toodud ligikaudse väärtuse materjalipaaris plastik/betoon[9]:

$$F_F = \frac{f \cdot F_N}{r}, \quad (8.1)$$

kus  $F_F$  - veerehõõrdejõud,  $N$ ;

$f$  - veerehõõrdeegur,  $mm$ ;

$F_N$  -normaaljõud,  $N$  ;

$r$  - veereva keha raadius.

Esmalt leiame normaaljõu  $F_N$ :

$$F_N = m_{k\ddot{a}ru} \cdot g = 90 \cdot 9,81 = 882,9\text{ N}$$

Veerehõõrdejõud avaldub seega:

$$F_F = \frac{f \cdot F_N}{r} = \frac{5 \cdot 882,9}{100} = 44,15\text{ N}$$

Tulemuse kontrollimiseks viidi läbi ka katse dünamomeetriga, mis andis ühe 90 kg käru tõmbejõuks maksimaalselt 55 N. Seejuures tuleb arvestada, et katsetamisel viibis käru metalltorudest juhikute vahel, mis põhjustasid samuti hõõrdumist ja suurendasid tõmbejõudu. Kuigi teoreetiline ja katseline tõmbejõud on samas suurusjärgus, kasutame edaspidistes arvutustes suuremat katselist väärtust, mis tagab valitavale silindrile ka suurema jõuvaru.

Kuna korraga veetakse maksimaalselt üheksat käru, on summaarne tõmbejõud:

$$F_{F_{rivi}} = 9 \cdot F_F = 495 \text{ N}$$

Kärude tõmbejõule lisandub ka kärude haaramismehhanismi liigutamiseks vajalik tõmbejõud. Polüetüleenist juhikutel libiseva mehhanismi mass on ligikaudu 50 kg. Hõõrdetegur materjalipaari teras/polüetüleen puhul on ligikaudu 0,22[18].

$$F_F = \mu \cdot F_N, \tag{8.2}$$

kus  $F_F$  - liugehõõrdejõud, N;

$\mu$ - liugehõõrdetegur;

$F_N$  -normaaljõud, N ;

Leiame normaaljõu:

$$F_{N2} = m_{mehhanism} \cdot g = 50 \cdot 9,81 = 490,5 \text{ N}$$

$$F_{F2} = \mu \cdot F_{N2} = 0,22 \cdot 490,5 = 107,9 \text{ N}$$

Summaarne tõmbejõud 9 käru ja mehhanismi vedamisel on seega:

$$\sum F_F = F_{F_{rivi}} + F_{F2} = 495 + 108 = 603 \text{ N}$$

## 8.1.2 Tõmbesilindri dimensioneerimine

Kahepoolse toimega pneumosilindri dimensioneerimiseks on Pascal'i seadusel põhinev valem:

$$F_{teor}^+ = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L_o \Rightarrow D = \sqrt{\frac{F \cdot 4}{p \cdot \pi \cdot L_o}}, \quad (8.3)$$

kus  $p$  – rõhk süsteemis (ülerõhk), *MPa*;

$D$  – silindri kolvi läbimõõt, *mm*;

$L_o$  – koormustegur (*Load Factor*), peab olema vahemikus 0,5-0,7.

Seega meile vajaliku silindri kolvi läbimõõt on:

$$D = \sqrt{\frac{603 \cdot 4}{0,5 \cdot \pi \cdot 0,5}} = 55,4 \text{ mm.}$$

Arvutuslikule kolvi läbimõõdule lähedased standardsed läbimõõdud on 50 ja 63 *mm*.

Paraku lõppeb SMC tootevalikus 63 *mm* kolvi läbimõõduga standardsilindrite käiguulatus 600 *mm* juures, mis pole valitud konstruktsioonis piisav. Kolvimõõdult järgmist (80 *mm*) silindrit toodetakse ka 700 *mm* käiguulatusega (vt. sele 8.1).

### Standard Stroke

Bore (mm)	Standard stroke (mm)	Max. stroke
32	25, 50, 75, 100, 125, 150, 175, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500	700
40	25, 50, 75, 100, 125, 150, 175, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500	800
50	25, 50, 75, 100, 125, 150, 175, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 600	1200
63	25, 50, 75, 100, 125, 150, 175, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 600	1200
80	25, 50, 75, 100, 125, 150, 175, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 600, 700, 800	1400
100	25, 50, 75, 100, 125, 150, 175, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 600, 700, 800	1500

Intermediate strokes are available.

Sele 8.1. SMC MB-tüüpi silindri käiguulatus[19]



Kuna kolvivarre nõtkete vältimiseks töötab silinder tõmbele, siis kontrollime 80 mm kolviga silindri teoreetilist jõudu tõmbel. Selleks leiame kolvi efektiivse pindala tõmbeolukorras, kui kolvivarre läbimõõt on 25 mm.

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4},$$

kus D- ringjoone diameeter, mm

$$A_{vars} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 25^2}{4} = 490,6 \text{ mm}^2$$

$$A_{kolb} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 80^2}{4} = 5024 \text{ mm}^2$$

Pneumosilindri teoreetiline jõud tõmbel:

$$F_{teor}^- = p \cdot (A_{kolb} - A_{vars}) \cdot L_o = 0,5 \cdot (5024 - 490,6) \cdot 0,5 = 1133,3 \text{ N}$$

$\Sigma F_F < F_{teor}^-$ , seega on 80 mm kolvimõõduga pneumosilinder sobiv.

Teoreetiline jõud ületab peaaegu kahekordselt vajalikku tõmbejõudu, kuid üledimensioneeritud lahenduse puhul on vajalik jõud saavutatav ka väiksema rõhu korral. Samuti on suuremal silindril eeldatavalt suurem tugevusvaru.

### 8.1.3 Lubatav kineetiline energia

Tõmbesilindri sisse liikumise lõpus peab koormuseks olevad kärud peatama.

Pneumosilindri sisseehitatud leevendusmehhanism vähendab peatamisel tekkivaid lööke.

Kerkekapi töötükklist tulenevalt ei ole tõmbajal tarvis teha kiireid liigutusi. Minimaalne kiirus antud silindril on 50 mm/s. Arvutustes kasutame kiirust 100 mm/s ning koormuseks arvestame üheksa kärü summaarse massi 810 kg.

#### Series MB

Bore size (mm)	Effective cushion length (mm)	Kinetic energy absorption (J)
32	18.8	2.2
40	18.8	3.4
50	21.3	5.9
63	21.3	11
80	30.3	20
100	29.3	29

5.6-5



Sele 8.2. MB-tüüpi silindri lubatav kineetiline energia[20]

Kineetiline energia kärude liigutamisel:

$$E_{kin} = \frac{m \cdot v^2}{2}, \quad (8.4)$$

kus  $E_{kin}$ - kineetiline energia,  $J$

$m$ - liigutatav mass,  $kg$

$v$ - liikumiskiirus,  $m/s$

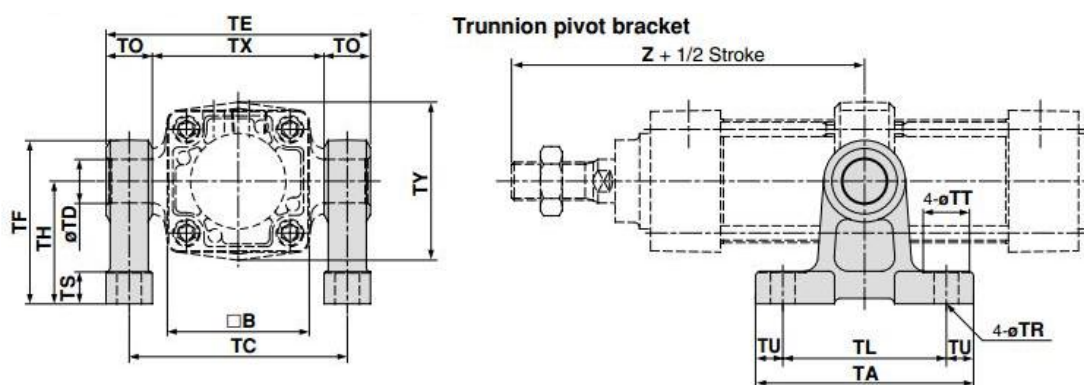
$$E_{kin} = \frac{m \cdot v^2}{2} = \frac{810 \cdot 0,1^2}{2} = 4,05 J$$

Kineetiline energia üheksa kärü liigutamisel on ligi 4 korda väiksem pneumosilindri tootja poolt lubatud väärtusest. Seega ei ole vaja süsteemile väliseid amortisaatoreid lisada.

## 8.1.5 Tõmbesilindri kinnituse valik

SMC pakub MB-tüüpi silindritele eesmise ja tagumise flantsi külge kinnitatavaid kronsteine, samuti silindri pöördumist võimaldavaid keskmist pöördtappi ja tagumist pöördkahvlit. Transpordiseadme konstruktsioonis kasutame pöördtappi kahel põhjusel. Esiteks on vähendab see lahendus pika käiguga silindri nõtkeohtu, teiseks on võimalik tapi asukohta seadistada, mis võib omakorda olla kasulik seadme lõppkoostamisel.

Kinnituse valikul on oluline silmas pidada kärude kliirensit, mis on 130 mm. Kerkekapi põrandale kinnitatult ei tohi silinder sellest kõrgemale kerkida. MB-B08 tähisega tappide puhul jääb silindri kinnituse kõrgeim punkt põrandapinnast siiski 115 mm kõrgusele, tagades piisava varu kärude üle liikumiseks.



Part No.	Bore size (mm)	(mm)														Without air cushion		
		□B	TA	TL	TU	TC	TX	TE	TO	TR	TT	TS	TH	TF	Z**	TD <sub>H10</sub>	Bore size (mm)	Z
MB-S03	32	46	62	45	8.5	62	50	74	12	7	13	10	35	47	89	12 <sup>+0.070</sup> <sub>0</sub>	32	92
MB-S04	40	52	80	60	10	80	63	97	17	9	17	12	45	60	93	16 <sup>+0.070</sup> <sub>0</sub>	40	96
	50	65	80	60	10	92	75	109	17	9	17	12	45	60	105	16 <sup>+0.070</sup> <sub>0</sub>	50	109
MB-S06	63	75	100	70	15	110	90	130	20	11	22	14	60	80	105	20 <sup>+0.084</sup> <sub>0</sub>	63	109
	80	95	100	70	15	130	110	150	20	11	22	14	60	80	129	20 <sup>+0.084</sup> <sub>0</sub>	80	134
MB-S10	100	114	120	90	15	158	132	184	26	13.5	24	17	75	100	129	25 <sup>+0.084</sup> <sub>0</sub>	100	134

Sele 8.3. MB silindri kinnitus[19]

## 8.2 Pidurdussilindri valik

Pidurdussilindrite abil toimub kärude asendi fikseerimine hetkel, kui tõmbaja sooritab tühiliikumist algasendisse. Kuna ei ole tarvis pidurdada iga käru eraldi, kasutatakse kärude fikseerimiseks toru, mille pikkus on üheksa käru pikkus. Toru lukatakse vastu kärude külge kahe pneumosilindri poolt, mis on kinnitatud toru mõlemasse otsa. Esimest kerkerajale saabunud käru pidurdatakse eraldi silindri abil. Lähtudes vahetatavuse printsiibist, valime mõlemale pidurile samad silindrid. Kalkulatsioonid on tehtud teise piduri koormusi silmas pidades, sest võib eeldada, et üksikul silindril ühe käru pidurdamisega probleeme ei teki.

### 8.2.1 Vajalik jõud


Kärud surutakse pidurdusel külgsuunas vastu kerkeraja piiret. Seda lahendust võimaldab kärude ehitus, kärude rattad on kõigis suundades pööratavad. Kuna pöörlemine toimub laagritel, ei vaja ka kärude külgsuunas nihutamine märkimisväärset jõudu. Selle jõu kindlaks tegemiseks sooritati katse, kus kerkerajal (rataste asendid sirged) seisvat käru tõmmati dünamomeetriga külgsuunas. Maksimaalne fikseeritud tõmbejõud oli 23,5 N, jäädes enamasti 20 N lähedale. Konstruktsiooni tugevusvaru tagamiseks kasutame edaspidistes kalkulatsioonides maksimaalset jõudu, mis kaheksa käru puhul on summaarselt 184 N.

### 8.2.2 Pidurdussilindrite dimensioneerimine

Pidurdussilindri valime SMC juhikutega silindrite seast. Kompaktsed juhikutega silindrid on MGQ seeriast, mille erinevate mõõtudega variante kasutatakse ka paljudes teistes Fazer Eesti tootmisseadmetes.

Juhiksilindrit MGQ pakutakse standardsete kolvimõõtudega 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80 või 100 mm. Silindri tootja pakub dimensioneerimiseks teoreetilise jõu tabelit, mis on toodud seel 8.4.

**Theoretical Force**



Bore (mm)	Rod dia. (mm)	Operating direction	Piston area (mm <sup>2</sup> )	Operating pressure (MPa)								
				0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
12	6	OUT	113	23	34	45	57	68	79	90	102	113
		IN	85	17	26	34	43	51	60	68	77	85
16	8	OUT	201	40	60	80	101	121	141	161	181	201
		IN	151	30	45	60	76	91	106	121	136	151
20	10	OUT	314	63	94	126	157	188	220	251	283	314
		IN	236	47	71	94	118	142	165	189	212	236
25	12	OUT	491	98	147	196	246	295	344	393	442	491
		IN	378	76	113	151	189	227	265	302	340	378
32	16	OUT	804	161	241	322	402	482	563	643	724	804
		IN	603	121	181	241	302	362	422	482	543	603
40	16	OUT	1257	251	377	503	629	754	880	1006	1131	1257
		IN	1056	211	317	422	528	634	739	845	950	1056
50	20	OUT	1963	393	589	785	982	1178	1374	1570	1767	1963
		IN	1649	330	495	660	825	990	1154	1319	1484	1649
63	20	OUT	3117	623	935	1247	1559	1870	2182	2494	2805	3117
		IN	2803	561	841	1121	1402	1682	1962	2242	2523	2803
80	25	OUT	5027	1005	1508	2011	2514	3016	3519	4022	4524	5027
		IN	4536	907	1361	1814	2268	2722	3175	3629	4082	4536
100	30	OUT	7854	1571	2356	3142	3927	4712	5498	6283	7069	7854
		IN	7147	1429	2144	2859	3574	4288	5003	5718	6432	7147

Sele 8.4. MGQ silindri teoreetiline jõud[21]

Silindri tootja pakutavad tabeliväärtused on saadud valemiga  $F = A \cdot p$ , mis ei arvesta koormustegurit. Pidurdussilindri dimensioneerimiseks kasutame sarnaselt tõmbesilindri dimensioneerimisele valemit 1, kus jõud  $F$  on eelmises alapeatükis leitud summaarne jõud  $F = 184 \text{ N}$ . Töörõhuna arvestame 0,5 bar.

Teoreetiline kolvi läbimõõt on (valem 8.3):

$$D = \sqrt{\frac{F \cdot 4}{p \cdot \pi \cdot L_o}} = \sqrt{\frac{184 \cdot 4}{0,5 \cdot \pi \cdot 0,5}} = 30,6 \text{ mm}.$$

Kuigi vajalik jõud jaotub konstruktsioonis kahe silindri vahel, ei ole siin teoreetilist kolvi läbimõõtu kahega jagatud, sest ei ole tagatud kahe silindri ühesugune liikumiskarakteristik. Eeldades siiski, et suurema osa töökäigust lükkavad juhiksilindrid toru sarnase jõuga, võib kolvimõõtude standardreast lugeda sobivaks ka alla 32 mm kolvimõõduga silindreid.

### 8.2.3 Külgjõud pidurdussilindril

Seadme töökindluse huvides on eesmärk leida silindrid, mis suudaksid külupidurit kanda ka ilma lisatoestuseta. Selleks arvutame valitud roostevaba toruprofiili 60x30x2 mm massi, kui toru pikkus on 5,035 m.

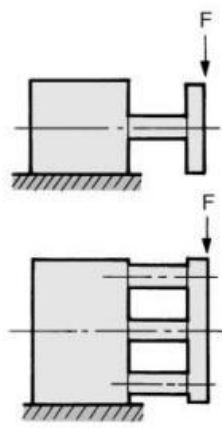
h mm	b mm	t mm	A mm <sup>2</sup>	m kg/m
60	20	1,50	225	1,859
60	20	2,00	294	2,454
60	30	1,50	255	2,122
60	30	2,00	334	2,804
60	30	3,00	481	4,131
60	30	4,00	615	4,650

Sele 8.5. Külupiduri toruprofiil[12]

2,804 kg/m toru mass on seega  $5,035 \cdot 2,804 \approx 14,1$  kg.

Kerkeraja piirete vaheline kaugus on 610 mm, kärude laius 600 mm. Kuna külupiduri torule on külge keevitatud ka 30 mm pikkused käigu tõkestid, peab otsitava silindri käik olema vähemalt 40 mm. Silindrile lubatava küljõu väärtus on aga sõltuv silindri käigu pikkusest, vähenedes enamikel modifikatsioonidel käigu pikkuse suurenemisega.

## Allowable lateral load (Ordinary load)



Bore size (mm)	Model	Stroke (mm)												F (N)
		10	20	25	30	40	50	75	100	125	150	175	200	
12	MGQM	21	18	—	15	13	12	9	8	—	—	—	—	
	MGQL	27	22	—	17	21	19	15	13	—	—	—	—	
16	MGQM	34	28	—	25	22	19	15	13	—	—	—	—	
	MGQL	38	30	—	26	37	33	28	23	—	—	—	—	
20	MGQM	—	51	—	44	38	34	57	49	42	37	33	30	
	MGQL	—	55	—	47	78	69	53	44	30	26	23	21	
25	MGQM	—	70	—	60	53	47	77	65	56	49	44	40	
	MGQL	—	71	—	61	77	72	59	51	42	36	32	29	
32	MGQM	—	—	196	—	—	167	137	108	87	77	69	63	
	MGQL	—	—	88	—	—	59	275	216	156	136	121	109	
40	MGQM	—	—	196	—	—	167	137	108	87	77	69	63	
	MGQL	—	—	88	—	—	59	275	216	156	136	121	109	
50	MGQM	—	—	294	—	—	255	215	176	138	123	111	101	
	MGQL	—	—	137	—	—	88	392	313	207	182	162	146	
63	MGQM	—	—	294	—	—	255	215	176	138	123	111	101	
	MGQL	—	—	137	—	—	88	392	313	207	182	162	146	
80	MGQM	—	—	353	—	—	304	255	206	168	151	137	126	
	MGQL	—	—	235	—	—	157	863	686	465	411	368	333	
100	MGQM	—	—	539	—	—	470	412	343	278	252	230	211	
	MGQL	—	—	470	—	—	313	1370	1070	708	627	562	509	

Sele 8.6. Lubatav küljõud[21]

Eelnevalt on arvatud 5,035 m pikkuse külpiduri mass 14,1 kg. Seel 8.6 näidatud koormus F avaldub toru tugede puudumisel  $F = m \cdot g = 14,1 \cdot 9,81 = 138,4 \approx 139 \text{ N}$ .

Teoreetilist jõudu, vajalikku käigupikkust ja lubatavat küljõudu arvestades sobivad silindrid 32 mm kolvimõõduga, käigupikkusega 50 mm.

Arvutuslikku koormust taluvad ka pikema käiguga silindrid, mis võimaldaks jätta piirete vahelise kauguseks 645 mm, nagu algses konstruktsioonis. Kuid kärude liikumisel kerkeraja piirete vahel on kärude kiilumine seda tõenäolisem, mida suurem distants on jäetud piirete ja kärude vahele. Seega on eelistatud pigem väiksem piirete vaheline kaugus ja lühema käiguga silindrid ning pidurile on valitud silinder tähisega MGQM-32-50.

### 8.3 Pneumosilindrite õhukulu

Pneumosilindrite õhukulu arutamisel on silindri käikude arv võrdne kahekordse kärude arvuga kerkekapis, sest arvestatakse nii silindri sisse kui ka välja liikumist. Arvutatud õhukuluga tuleb arvestada pneumosüsteemi projekteerimisel kerkekappi.

$$Q_{av}^{sil} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H \cdot \frac{p+p_{atm}}{p_{atm}} \cdot n \cdot 1,4, \quad (8.5)$$

kus  $Q$  on keskmine õhukulu silindris,  $l/min$ ;

$D$  – silindri kolvi läbimõõt,  $dm$ ;

$H$  – silindri käigu pikkus,  $dm$ ;

$p$  – rõhk süsteemis (üleriõhk),  $MPa$ ;

$p_{atm}$  – arvutustes võtta  $0,1 MPa$ , ehk  $1 bar$ ;

$n$  – silindri käikude arv minutis,  $käiku/min$ ;

$1,4$  – efektiivsuse koefitsient (arvestab termilisi ning muid kadusid).

700 mm käiguga ja 80 mm kolvi läbimõõduga pneumosilindri õhukulu on seega:

$$Q_{av}^{Z3} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H \cdot \frac{p+p_{atm}}{p_{atm}} \cdot n \cdot 1,4 = \frac{\pi \cdot 0,8^2}{4} \cdot 7 \cdot \frac{0,6+0,1}{0,1} \cdot 1,2 \cdot 1,4 = 41,38 \approx 41,4 l/min$$

50 mm käiguga ja 32 mm kolvi läbimõõduga pidurdussilindri õhukulu:

$$Q_{av}^{Z1} = \frac{\pi \cdot 0,32^2}{4} \cdot 0,5 \cdot \frac{0,6+0,1}{0,1} \cdot 1,2 \cdot 1,4 = 0,47 \approx 0,5 l/min$$

Kuna pidurdussilindreid on kokku 3, on kärude transpordisüsteemi summaarne õhukulu:

$$Q_{av}^{sil} = Q_{av}^{Z3} + 3 \cdot Q_{av}^{Z1} = 41,4 + 3 \cdot 0,5 = 42,9 l/min$$



## 9. Detailide tugevusarvutused

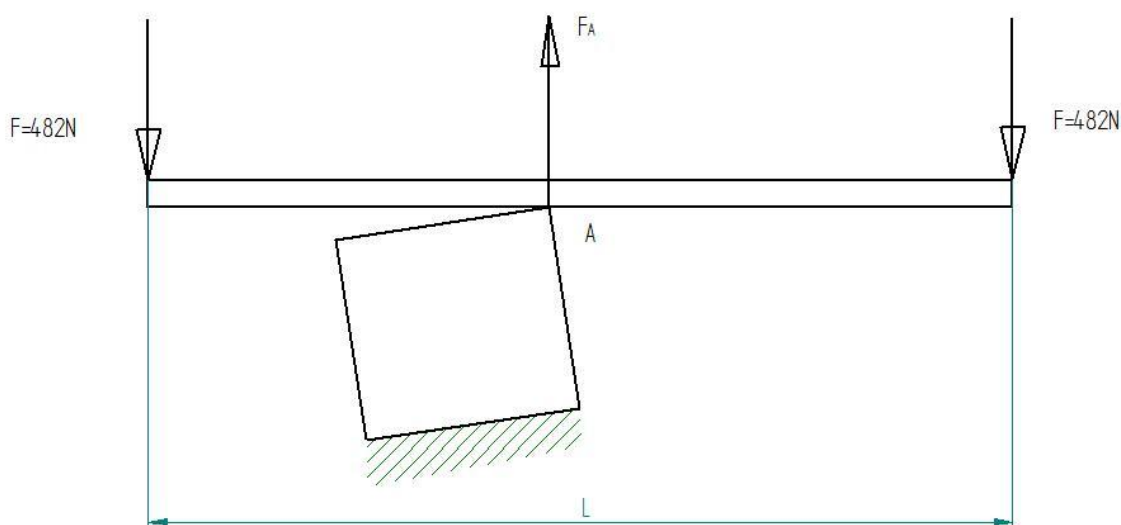
Detailide tugevusarvutustega on kindlaks tehtud valikute sobivus ja võimalused konstruktsiooni optimeerida. Kontrollitakse detaile, mis eeldatavalt suuremaid koormusi vastu võtavad. Nendeks on pidurdussilindritega liigutatav külpiduri toru ning kaasavedaja toruprofiil  $50 \times 80 \text{ mm}$ , millesse töödeldud avad võtavad vastu tõmbesilindri jõudu.

### 9.1 Külpiduri tugevuskontroll

#### 9.1.1 Ebasoodsaim koormusolukord

Külpidur peab olema piisavalt jäik, et kärusid kerkeraja piirde vastu surudes ei tekiks torus märgatavat läbipainet, mis võiks takistada kõikide kärude üheaegset pidurdust. Toru dimensioneerimisel arvestame koormuseks pidurdussilindrite teoreetilise jõu, mis on  $0,6 \text{ MPa}$  rõhu juures  $482 \text{ N}$ .

Leiame tala läbipainde koormusolukorras, kus mõlemad pidurdussilindrid suruvad tala  $482 \text{ N}$  jõuga vastu kerkerajal viibiva kärü nurka. Eeldame, et kerkeraja keskel on kärü pööratud nurga alla nii palju, kui kerkeraja külgiirete ja kärude vaheline lõtk seda võimaldab ja kärü on sellesse asendisse kinni kiilunud. See on tõenäoliselt ebasoodsaim koormusolukord, mis külpiduril tekkida võib.



Sele 9.1. Külpiduri koormus

### 9.1.2 Tala paindemoment

Koondatud koormusega, mõlemast otsast toetatud tala paindemoment  $M_A$  leitakse valemiga 9.1[9]:

$$M_A = \frac{F \cdot l}{4}, \quad (9.1)$$

kus  $F$  - paindejõud,  $N$

$l$  - tugedevaheline kaugus,  $m$

Paindejõud  $F$  on kahe pidurdussilindri summaarne jõud  $964 N$ , seega:

$$M_A = \frac{F \cdot l}{4} = \frac{964 \cdot 5,035}{4} = 1213,5 N$$

### 9.1.3 Tala telgvastupanumoment

Leiame valitud ristlõike  $60 \times 30 \times 2$  telgvastupanumomendi valemiga 9.2[9]:

$$W_x = \frac{B \cdot H^3 - w \cdot h^3}{6 \cdot H}, \quad (9.2)$$

kus  $W_x$  - tala telgvastupanumoment,  $m^3$

$B$  - profiili laius,  $m$

$H$  - profiili kõrgus,  $m$

$w$  - profiili väljalõike laius,  $m$

$h$  - profiili väljalõike kõrgus,  $m$ .

$$W_x = \frac{B \cdot H^3 - w \cdot h^3}{6 \cdot H} = \frac{0,03 \cdot 0,06^3 - 0,026 \cdot 0,056^3}{6 \cdot 0,06} = 5,317 \cdot 10^{-6} m^3$$

### 9.1.4 Tala paindepinge

Leiame paindel tekkiva pinge valemiga[9]:

$$\sigma = \frac{M_A}{W}, \quad (9.3)$$

kus  $\sigma$  - paindepinge, *MPa*

$M_A$  - paindemoment, *Nm*

$W$  - ristlõike telgvastupanumoment, *m<sup>3</sup>*

$$\sigma = \frac{M_A}{W} = \frac{1213,5}{5,317 \cdot 10^{-6}} = 228,21 \cdot 10^6 Pa \approx 229 MPa$$

Paindel tekkiv pinge on 60x30x2 mm ristlõikega toru puhul 229 *MPa*, mis on suurem kui laialt levinud tunnusnumbriga 1.4301 roostevaba terase voolepiir 190 *MPa*. Võimalik oleks valida suurema seinapaksusega või laiema profiiliga toru, kuid see kasvataks toru massi ning muudaks pidurdussilindrite külgjõu suuremaks. Kuigi valitud juhiksilindrid suudaksid kanda ka raskemat toru, on silindrite vastupidavusele soodsam siiski kergema konstruktsiooni kasutamine.

### 9.1.5 Painepinge lõplikus konstruktsioonis

Ei ole tingimata vajalik, et pidurdussilindrid asuksid tala otstes, seega vähendame tugedevahelist kaugust konstruktiivselt soodsa 4 meetrini. Painepinge vähendamiseks on võimalik vähendada ka koormust. Esiteks on arvutused tehtud silindrite teoreetilise jõuga. Silindrite tööõhuks võib võtta ka 0,5 MPa, sest kärude külgsuunaliseks liigutamiseks on silindrite teoreetiline jõud piisav ka väiksema rõhu korral. Sellisel juhul summaarne koormus  $F = 804 \text{ N}$ , ning seeläbi väheneb paindemoment  $M_A$  ning painepinge  $\sigma$ .

$$M_A = \frac{F \cdot l}{4} = \frac{804 \cdot 4}{4} = 804 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{M_A}{W} = \frac{804}{5,317 \cdot 10^{-6}} = 151,2 \cdot 10^6 \text{ Pa} \approx 152 \text{ MPa}$$

Leitud painepinge on väiksem materjali voolavuspiirist 190 MPa. Varutegur on seega:

$$S = \frac{\sigma}{[\sigma]}, \quad (9.4)$$

kus  $[\sigma]$ - lubatav pinge, MPa.

$$S = \frac{[\sigma]}{\sigma} = \frac{190}{152} = 1,25$$

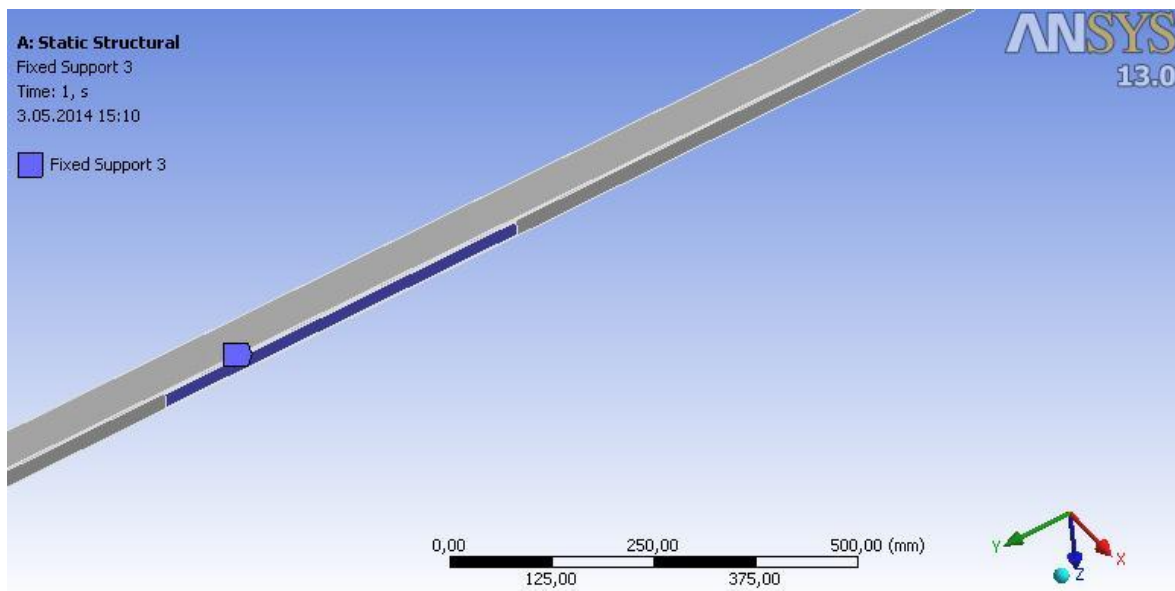
Saavutatud varutegurit võib lugeda piisavaks, sest tegemist ei ole konstruktsiooniga, mille purunemisel võiks tekkida oht inimese tervisele. Samuti on sedavõrd ebasoodsa koormusolukorra tekkimine vähetõenäoline, eeldades jäiga võõrkeha sattmist kärude ja piirete vahele.

## 9.2 Külgpiduri simulatsioonid

Külgpiduri tala tugevusanalüüs on tehtud simulatsioonitarkvara ANSYS-Workbench abil. Kuna mudelid on lihtsad, polnud vajadust simulatsiooni kiirendamiseks mudeleid lihtsustada. Elemendi suurus FEM analüüsil on  $2\text{ mm}$ , mis võimaldab täpsemat arvutust kui programmi vaikesätetega.

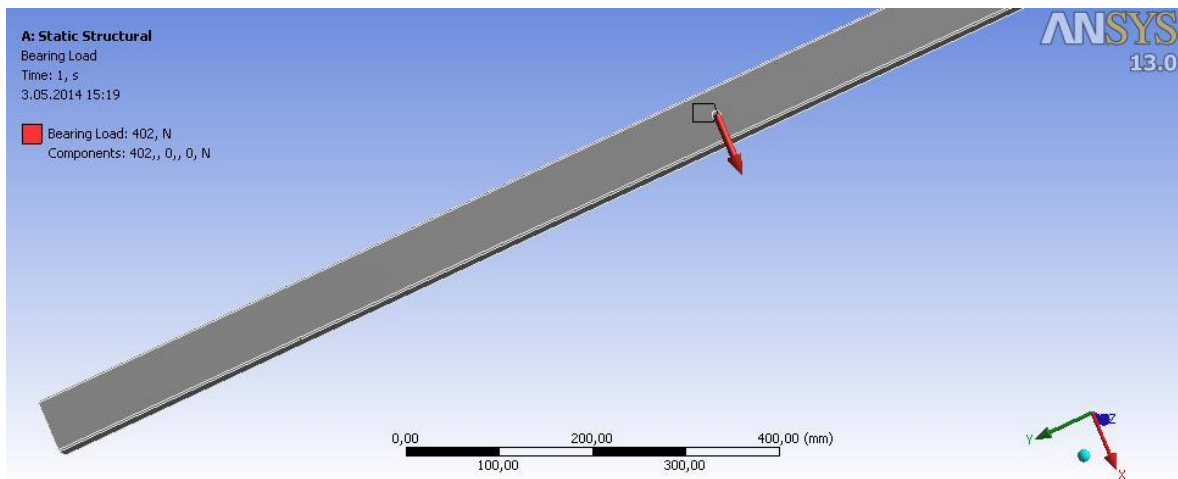
Koormusolukorraks on valitud situatsioon, kus tala surub keskelt ühte käru.

Pneumosilindrite telgede vaheline kaugus vastab eelmises peatükis tehtud korrektuurile, kus tugevate vahelist kaugust vähendati  $4\text{ m}$ -ni.

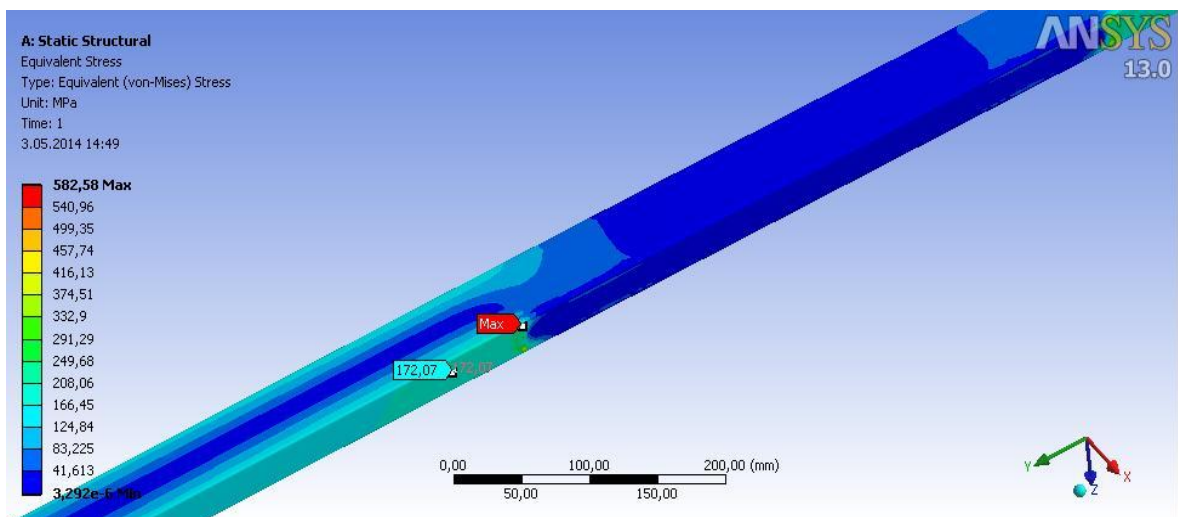


Sele 9.2. Rajatingimused

Selel 9.2 on kujutatud tala  $510\text{ mm}$  laiune toetuspind vastu käru külge, sellel pinnal on vabadusastmed eemaldatud kõigis suundades.



Sele 9.3. Koormus tala otstes

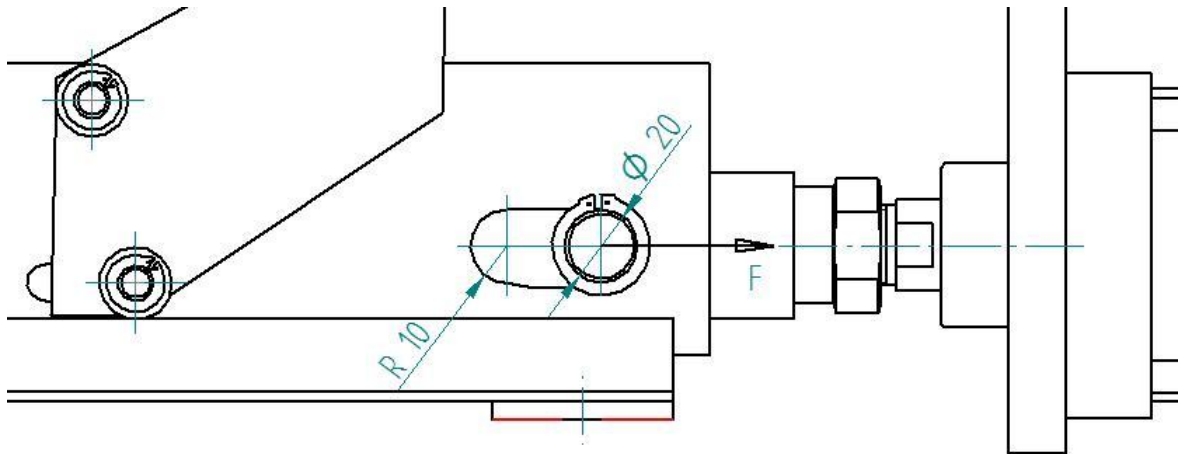


Sele 9.4. Pingete jaotus külgpidiiril

Simulatsiooni tulemusena on maksimaalsed pinged 582,6 MPa. See ületab tunduvalt käsitsi tehtud arvutuse tulemust, kus eeldatavalt oli tegemist ebasoodsama pingeolukorraga. Simulatsioonileitud maksimaalset pinget võib nimetada simulatsioonides esinevaks singulaarsuseks, mis on põhjustatud pingekonsentratsioonist. Mõned millimeetrid maksimaalse pinge asukohast kõrval on pinged vaid 170 MPa ümbruses, mis on samas suurusjärgus käsiarvutusel leitud pingetega.

### 9.3 Juhiklatiga toru tugevuskontroll

Toruprofilis 50x80 materjalipaksusega 3 mm kontrollime muljumispingeid kaasavedaja völli juhtavades. Koormuseks F arvestame kärude tõmbesilindri teoreetilise jõu 1133 N.



Sele 9.5. Koormus toruprofiili avades

Tugevustingimus muljumisele vastab sõrmligendi tugevustingimusele [22]:

$$\sigma_m = \frac{F}{n \cdot \delta \cdot d} \leq [\sigma_m], \quad (9.5)$$

kus  $\sigma_m$  - muljumispinge, MPa

n - muljumispindade arv

$\delta$  - muljutava materjali paksus, m

d - völli diameeter, m

$[\sigma_m]$  - lubatav muljumispinge, MPa

Lubatavad muljumispinged määratakse kogemuste najal ja enamasti jäävad need piiridesse  $[\sigma_m] = (0,5 \dots 1,5) \cdot [\sigma_c]$ , kus  $[\sigma_c]$  on lubatav survepinge [22].

$$\sigma_m = \frac{F}{n \cdot \delta \cdot d} = \frac{1133}{2 \cdot 0,003 \cdot 0,02} = 9,44 \cdot 10^6 \text{ Pa} \approx 9,5 \text{ MPa}$$

Arvutatud muljumispinge jääb tunduvalt alla materjali voolavuspiirile 190 MPa. Seega võib antud konstruktsiooni puhul muljumist pidada väheoluliseks. Kuna muljumispinnad seadme ekspluatatsiooni käigus kuluvad, on ka konstruktsioon jäetud üledimensioneerituks.

Muljumispinge on kontrollitud ka kaasavedaja juhtavades, kus on kasutusel 10 mm läbimõõduga võllid.

$$\sigma_{m2} = \frac{F}{n \cdot \delta \cdot d_2} = \frac{1133}{2 \cdot 0,003 \cdot 0,01} = 18,88 \cdot 10^6 \text{ Pa} \approx 18,9 \text{ MPa}$$

Ka 10 mm läbimõõduga võllide kasutamise puhul on muljumispinge oluliselt väiksem materjali voolavuspiirist. Kuna 50x80 ristlõikega toru rohkem koormusi vastu võtma ei pea, võib kaasavedaja 10 ja 20 mm läbimõõduga võllide kasutamise korral toru 3 mm materjalipaksust lugeda piisavaks.



## 10. Hinnakalkulatsioon

Kuna kärude transpordisüsteem valmib ainueksplarina, ei ole konstruktsioon optimeeritud maksumuse järgi. Hinnakalkulatsioonis on välja toodud kulukamate pneumokomponentide ja loogikakontrolleri hinnad. Kuna projekti kirjutamise hetkel ei ole otsustatud millisest ettevõttest ja millises mahus detaile tellitakse, puuduvad materjalide ja töötlemise hinnad.

Tabel 10.1. Kulutused juhtimissüsteemile[23]

<b>Toote kirjeldus</b>	<b>Mudel</b>	<b>Hind(Eurot, käibemaksuta)</b>
Programmeeritav loogikakontroller Siemens LOGO! 24C	6ED1052-1CC01-0BA6	104
Loogikakontrolleri lisamoodul LOGO! DM16 24R	6ED1055-1NB10-0BA0	104
Loogikakontrolleri lisamoodul LOGO! DM8 24R	6ED1055-1HB00-0BA0	64
<b>Kokku</b>		272

Tabel 10.2. Kulutused induktiivanduritele[24]

<b>Toote kirjeldus</b>	<b>Mudel</b>	<b>Kogus (1 koost)</b>	<b>Hind(Eurot, käibemaksuta)</b>
Induktiivandur	IN-180106	11	924

Tabel 10.3. Kulutused pneumokomponentidele[25]

<b>Kirjeldus</b>	<b>Mudel</b>	<b>Kogus (1 koost)</b>	<b>Hind(Eurot, käibemaksuta)</b>
Pneumosilinder MB	MDBT80TF-700Z	1	435
Pneumosilindri MB-kinnitus	MB-B08	2	52
Asendianduri kinnitusklamber	BA7-080	2	5,94
Asendiandur	D-A93L	8	139
Drosselid (MB-silindrile)	AS3201F-03-12S	2	27,47
Juhikutega pneumosilinder	EMGQM32-50	3	850,2
Drosselid (EMGQ silindrile)	AS2201F-01-06S	6	54,11
Voolujaotur	SS5Y7-60-04D-Q	1	48,22
5/2 suunaventiil	SY7160-5DZ-02F-Q	4	215
Turvaventiil	EAV3000-F03-5YZ-Q	1	108,72
Suruõhu ettevalmistusblokk	AC30A-F03C	1	74,84
Summuti	AN20-02	1	3,51
Rõhu mõõtur	K8-10-40	1	5,86
<b>Kokku</b>			2019,87

## 11. Kokkuvõte

Käesoleva projekti eesmärk oli leida Fazer Eesti AS-s töötavale väiketoodete kerkekapi uus ajaliselt täpsem ja operaatoritelt vähem füüsilist jõudu nõudev tehniline lahendus, sest täna toimub kärude liigutamine läbi tunnelkerkekapi operaatorite füüsilise jõuga ja kerkeaega hinnatakse seinakella järgi. Olukord, kus toodete viibimine kerkekapis sõltub operaatori töörütmist ja kiirusest, ei taga toodete samal tasemel kerkimist erinevatel kärudel toodetele. Põhjuseks on see, et kerkekapis ei suudeta tagada homogeenst kliimat, mida mõjutab uste avamine ja aurgeneraatorite töö ning asetus.

Kvaliteedi tõstmiseks ja tööjõu vähendamiseks seadis tellija tehnilised tingimused, kus oli antud olemasoleva kerkekapi plaan, olemasolevate kärude kasutamise nõue ja kasutatava energia tüübid ja parameetrid. Lisaks nõuded ostutoodetele (Siemens, SMC, Festo, ipf) ja materjalile (korrosioonikindlus).

Võimalike tehniliste lahendusteni jõudmiseks tuli esmalt uurida olemasolevaid variante teisest Fazeri tehastest, kus aga sobiv lahendus puudus. Seejärel analüüsiti kahe erineva tuntud tootja KUNZE ja KOMA pakutavaid lahendusi, kus KUNZE transportöör paistab silma suure põrandapinna hõivamise poolest, mis teeb tülikamaks ruumi hügieenilisuse tagamise. Iseärasusena võib märkida seda, et ei ole ära kasutatud kärude veeremist oma ratastel. Arvestama peab pikkade kettide hoolduse vajadusega ning võimalike keti kulumisest tingitud probleemidega. Lisaks eeltoodud puudustele on seadmel kõrge hind.

KOMA eeliseks on väiksem põrandapinna hõivamine, kuid puuduseks eelkõige seadme kõrge hind ja kärude ühest nurgast tõukamine.

Seetõttu oli eesmärk projekteerida konkureeriv lahendus, mis arvestaks kohaliku tehase omapärasid. Enne lahendivariantide genereerimist koostati transpordiseadme spetsifikatsioon. Lähtudes spetsifikatsioonist pandi paika funktsioonistruktuur, mille põhjal loodi morfoloogiline maatriks. Morfoloogilise maatriksi põhjal tuli teha funktsioonide lahendivariantide valik, kus leiti sobiv kärude kerkekappi toomise viis, kerkeaja muutmise võimalus, kärude haaramine transportöörile, kärude juhtimine kerkerajal ja peatamine selle lõpus. Samas leiti ka sobivaim lahendus kärude ajamile ja liigutamise mehhanismile ning kärude tuvastamisele ja sisendi ja väljundi oleku signaalidele.

Lõpliku lahendusvariandi leidmiseks võrreldi kolme erinevat lahendust, kus variant 1 nägi ette pöörsilindriga abil pöörduvat kahvlit kärudest haaramiseks, ning ühte pika käiguga pnemosilindrit terve käruderivi nihutamiseks. Variant 2 puhul oli kärude kaasavedaja paigaldatud kerkekapi põrandale, kärusid tõmmati haaratsite abil kaasa kärude keskteljelt. Haaratsid olid maha pöörduvad, et võimaldada kärude all seadmele tühiliikumist. Haaratsite pööramine toimus sama pnemosilindri jõul, mida kasutati käruderivi edasi tõmbamiseks. Kolmas variant ühendas variandi 1 ja 2 omadusi. Kärude kaasavedaja koosnes lineaarjuhikutel liikuvast nelikant toruprofiilist ja momendivedruga tagastuvatest haaratsitest, mille ajamiks oli üks lineaarsilinder. Haaratsid toetasid kärusid külgede pealt.

Seejärel tehti variantidele teostatavuse analüüs ja otsustati seadme lõplik konstruktsioon, mis põhineb variandil 2. Lahendust täiustati külgsilindriga, et tagada kärude fikseeritud asend tõmbetoru tühiliikumise ajal. Lõplikule lahendusele valiti konstruktsioonimaterjalid lähtuvalt materjalist, mõõtmetest, kujust ja füüsikalistest parameetritest kontrollides eelnevalt tugevusarvutustega materjalide sobivust. Seadme projekteerimisel kasutati mudelite ja jooniste loomiseks programmi Solid Edge, tugevusarvutuste kontrolliks simulatsioonitarkvara ANSYS. Teoreetilised arvutused põhinevad käsiraamatutel, õppematerjalidel või komponentide tootekataloogides märgitud infol.

Detailide valmistamise tehnoloogia väljatöötamisel võeti aluseks tehnoloogilised võimalused, mida pakuvad varem Fazer Eesti AS-le alltöövõttu teinud ettevõtted, näiteks lehtmetsa painutamise ja laserlõikuse teenust pakkuv ettevõtte Favor AS ja toru laserlõikust pakkuv ettevõtte FinEstSteel AS.

Seadme juhtimiseks otsustati kasutada Siemensi LOGO! 24C loogikakontrollerit laiendatuna lisamoodulitega. Loogikaprogrammi koostamiseks kasutati Siemens LOGO!SoftComfort v7 tarkvara. Loodud programmi tööd katsetati eelnevalt simulatsiooni režiimil ja tehti loogikaprogrammis parandused ja täiendused. Loogikaprogrammi tegemise aluseks võeti töösükli kirjeldamiseks koostatud sammidiagramm, mille tegemise aluseks oli seadme pnemoskeem. Pnemoskeemid on joonestatud Festo FluidDraw tarkvara demoversiooniga. Pneumokomponentide valikul oli esmaseks piiranguks tellijapoolne nõue kasutada SMC või FESTO toodangut. Varuosade vahetatavuse printsiibist lähtudes oli soovitatav eelistada mudeleid, mis on kasutusel ka teistes Fazer Eesti AS seadmetes. Kõikide pnemosilindrite dimensioneerimiseks tehti enne valiku tegemist arvutused ja kontrolliti lubatavaid koormuseid silindrite tootja pakutud diagrammidest või tabelitest.

Saadud tulemuste põhjal tehti pneumokomponentide lõplik valik ja seejärel oli võimalik teha seadme konstruktsiooni elementidele vajalikud tugevusarvutused. Sealjuures kontrolliti külpiduri ebasoodsaimat koormusolukorda, paindemomenti, paindepinget ja paindepinget lõplikus konstruktsioonis. Arvutuste põhjal leiti, et ei ole tingimata vajalik pidurdussilindrite paiknemine tala otstes, seega vähendati tugedevahelist kaugust konstruktiivselt soodsas 4 meetrini. Paindepinge vähendamiseks oli võimalik vähendada ka koormust. Esiteks olid arvutused tehtud silindrite teoreetilise jõuga. Silindrite töö rõhuks võis võtta ka 0,5 MPa, sest kärude külgsuunaliseks liigutamiseks oli silindrite teoreetiline jõud piisav ka väiksema rõhu korral. Lisaks tehti külpiduri tala tugevusanalüüs simulatsioonitarkvara ANSYS-Workbench abil.

Juhiklatiga tala avadele tehti muljumispinge kontroll. Arvutatud muljumispinge jäi tunduvalt alla materjali voolavuspiirile. Seega võib antud konstruktsiooni puhul muljumist pidada väheoluliseks. Kuna muljumispinnad seadme eksploatatsiooni käigus kulumavad, jäeti konstruktsioon üledimensioneerituks.

Majandusarvutustest tehti projektile hinnakalkulatsioon Kärude transpordisüsteem valmib ainuexemplarina ja konstruktsiooni hinda ei optimeeritud. Hinnakalkulatsioonis toodi välja kulukamate pneumokomponentide ja loogikakontrolleri hinnad. Projekti kirjutamise hetkel ei olnud otsustatud millisest ettevõttest ja millises mahus detaile tellitakse, siis puudusid materjalide ja töötlemise hinnad.

Vajadus kärude transpordisüsteemi järele tekkis juba 2012 aasta lõpus, kui valmis uus kerkekapp. Antud projekti investeerimisvajadus kahele kerkerajale on suurusjärgus 14000 eurot. Kuigi läbirääkimised projekti rahastuse osas alles käivad, võib eeldada, et teostatakse projekt lähitulevikus.

Tulevikus on võimalik projektis välja pakutud süsteemile teha täiuslikum juhtimine, mis võimaldab täpsemalt reguleerida erinevate kärude kerkeaegu, arvestades erinevate toodetega. Tehnilised võimalused on selleks juba praeguses lahenduses olemas.

Töös on arvestatud kõiki tellija soove, mis võiks tagada tellija rahulolu.

## 12. Summary

The aim of this project was to find a new technical solution for the proofing room of Fazer Eesti AS bakeries. The new solution intended to reduce physicality for human labour and give more accurate proofing times for the products. Today, operators have to track proofing duration by clocks mounted on the worksite and transfer product trolleys through the proofing room by hand. This situation, where proofing duration is greatly affected by operator's working pace and rhythm, results in uneven proofing for the products loaded on trolleys. The reason for that is inability to ensure homogeneous climate in proofing room, which is also a consequence of doors shutting and closing, steam generator's location and their working characteristics.

In order to improve quality and reduce need for human labour, the customer set up a list of technical requirements, the layout of current proofing room, the parameters of product trolleys and information about usable resources in the factory. Additionally, restrictions for makes and models of standard components were specified according to the inner standards of Fazer bakeries. Another factor to consider was providing corrosion resistance for the new technical solution.

To find possible construction variants, it was necessary to firstly study similar cases of different Fazer factories. The offers from well-known manufactures of food production equipment were considered as well, but it became clear that there were not many solutions, that could satisfy the needs and characteristics of Fazer Eesti AS bakeries.

The proofing solution of KUNZE, a German manufacturer, was suspected to have potential risk for causing problems by wearing out conveyor chains. The device was supposed to be mounted on the ground and occupy a great proportion of floor space. For the latter reason, it was not suitable for keeping hygiene. Additionally, the price of the system was considered to be too high.

The solution of KOMA had a different conception, grabbing the trolleys from the side. Although it looked like an effective way to reduce occupied floor space, this option was left aside, mainly because of the expence of the offer.

Therefore the target was set to create a competitive alternative, that could match the requirements of local conditions. Before generating ideas, a specification, functional structure and morphology matrix were created. According to the matrix, the main nature of the solution was found. The mechanism of transporting trolleys to and through the proofing room was determined, the system for changing proofing times was decided and the solutions for grabbing, guiding and stopping trolleys on transferring device as well. Additionally, the type of sensors was decided.

The final construction was chosen between three different variants, where variant 1 based on a pneumatical rotary actuator , which was used to rotate the trolley-pulling rig. The linear motion for the rotating rig was provided by single, long stroke pneumatic cylinder.

Variant 2 had a transferring device directly mounted on the floor. The queue of trolleys was pulled along their center line by gripping arms and pneumatic cylinder. Gripping arms were allowed to rotate into a position below the base of trolleys, to allow idle movements for the device. Variant 3 was a combination of variants 1 and 2. The pulling rig consisted of a square tube and torsion springs, which returned the gripping arms in position after idle movements. Similarly to variant 1 and 2, the transferring force was generated by a pneumatic cylinder.

All these solutions were measured against each other, mainly taking into account their implementability. The final choice was based on variant 2, which was advanced by additional side breaks to prevent trolleys become disordered during the idle movements of the system. Construction components were chosen while taking account material parameters, dimensions, shape and physical parameters. Theoretical calculations were based on strength and reliability handbooks and in one case comparisons were made with ANSYS simulation software. Manufacturing technology considerations were influenced by existing contacts with manufacturing enterprises, such as sheet metal oriented company Favor AS and FinEstSteel AS, which are expected sites for bending and laser cutting operations.

It was decided to use Siemens LOGO!24C PLC with additional modules to control the trolley transferring device. For programming, Siemens LOGO!SoftComfort v7 software was used. The program was tested in simulation environment and improved after multiple simulations. A pneumatic diagram was drawn with Festo FluidDraw software. To maintain spare part interchangeability, the selection of pneumatic components was limited to

products of SMC or FESTO. Preferred were the models which were already used in different devices in Fazer Eesti AS bakeries. During the selecting process, all necessary stresses were calculated and the results compared with allowable values, given in product catalogues.

With all the data gained about forces of pneumatic cylinders, it was then possible to determine stresses of selected construction elements. Side-brake was calculated with the worst case scenario in mind, in terms of load placement. Bending moment and bending stress were determined, which led to changes of side-break design. It became evident, that guide cylinders should not be attached to both ends of the side-break and it was useful to reduce the distance between both guide cylinders. The calculations also revealed that air pressure should be lowered, as it would reduce bending stress. Moreover, it was possible to reduce pressure and still overcome theoretical force needed to push trolleys sideways.

Bearing stress of the guided puller beam holes was calculated. The result shows that bearing stress is significantly below yield strength of material, therefore the solution should be reliable. As the stressed surfaces wear in exploitation, the construction was not further optimized for material savings.

The cost of new system was also estimated, but due to single production of the device, the design was not optimized for cost. Still, the calculations include the most costly pneumatic components and prices of PLC and its additions. During the writing process of this project, it was not yet certain which companies would manufacture the details, therefore the costs for construction materials and labour are not known.

The need for trolley transferring device came up already in 2012, when current proofing room was built. The investment for both proofing lines is estimated around 14000 euros. It is very likely that the project might become a reality, after financial department of Fazer Eesti AS decides to fund the project.

In the future, it is possible to further develop the new system. The biggest improvements can be made in controlling the proofing process. A further perfected system could adjust proofing times for trolleys with different products. Technically, the project is a good starting point for such developments.



### 13. Kasutatud kirjandus

1. Products Allinox GmbH-KUNZE food technology [WWW] <http://www.kunze-gmbh.de/en/produkte.html> (02.02.14)
2. KOMA koeltechnik [WWW] <http://www.koma.com/en/products/blizzard> (18.01.14)
3. Roll-through proofing Plant [WWW] [http://www.kunze-gmbh.de/downloads/kunze\\_gaerraum\\_en.pdf](http://www.kunze-gmbh.de/downloads/kunze_gaerraum_en.pdf) (02.02.14)
4. Blast freeze tunnel Blizzard [WWW] <http://www.koma.com/en/products/blizzard> (18.01.14)
5. Pahl, G., Beitz, W. Engineering Design. A Systematic Approach. Second Edition. London: Springer 1996.
6. How to Select a Rotary Actuator [WWW] [http://www.smc.eu/portal/NEW\\_EBP/09\)Rotary\\_Actuator/9.1\)How\\_to\\_Select\\_a\\_Rot\\_Act/a\)How\\_to\\_Select\\_a\\_R\\_A/selectrotary\\_EU.pdf](http://www.smc.eu/portal/NEW_EBP/09)Rotary_Actuator/9.1)How_to_Select_a_Rot_Act/a)How_to_Select_a_R_A/selectrotary_EU.pdf) (21.05.14)
7. Marbett Conveyor Components [WWW] <http://www.rexnordflattop.com/Catalogs.asp> (21.05.14)
8. Beek, A. Advanced Engineering Design. Lifetime performance and reliability. Edition 2006. TU Delft: Delft University of Technology, 2006.
9. Krustok, J., Põdra, P. Mehaanikainseneri käsiraamat. Tallinn: TTÜ Kirjastus, 2012.
10. Tööstusplast [WWW] [http://www.tplast.ee/index.php?page=312&action=show\\_product\\_details&group\\_id=61&product\\_id=265](http://www.tplast.ee/index.php?page=312&action=show_product_details&group_id=61&product_id=265) (20.05.14).
11. Baltic Bolt [WWW] <http://www.balticbolt.ee/toode.php?show=products&parentID=1> (21.05.14).
12. Haroterase tootekataloog [WWW] [http://haroterase.ee/v/wp-content/uploads/2013/02/Haroterase\\_tooted.pdf](http://haroterase.ee/v/wp-content/uploads/2013/02/Haroterase_tooted.pdf) (21.05.14).
13. Roostevabad profiilid:Schmolz-Bickenbach [WWW] [http://www.schmolz-bickenbach.ee/fileadmin/files/schmolz-bickenbach.ee/documents/Roostevaba\\_profiil\\_02\\_1\\_.pdf](http://www.schmolz-bickenbach.ee/fileadmin/files/schmolz-bickenbach.ee/documents/Roostevaba_profiil_02_1_.pdf) (21.05.14).
14. Favor Metaformi kodulehekülj [WWW] <http://www.favor.ee/?nodeid=64&lang=et> (16.05.14)
15. Aider OÜ-Painutamine [WWW] [http://www.aider.ee/uploads/media/AMADA\\_painutustooriistad\\_2012.pdf](http://www.aider.ee/uploads/media/AMADA_painutustooriistad_2012.pdf) (16.05.14)

16. FinEstSteel-Toru laserlõikus [WWW]  
<http://www.fineststeel.ee/et/teenused/toruloikus> (14.04.14)
17. Inductive sensors-ipf electronic gmbh [WWW] [http://www.ipf-electronic.de/en/online-shop/inductive-sensors/?user\\_ipf\\_article=IN180106](http://www.ipf-electronic.de/en/online-shop/inductive-sensors/?user_ipf_article=IN180106) (01.05.14)
18. Co-Efficient of Friction of Plastics [WWW] <http://www.dotmar.com.au/co-efficient-of-friction.html> (07.04.14)
19. Square Tube Type Air Cylinder-Series MB1 [WWW]  
[http://www.smc.eu/portal/NEW\\_EBP/05\)Standard\\_Air\\_Cylinder/5.1\)Standard\\_Air\\_Cylinder/i\)MB1/MB1\\_EU.pdf](http://www.smc.eu/portal/NEW_EBP/05)Standard_Air_Cylinder/5.1)Standard_Air_Cylinder/i)MB1/MB1_EU.pdf) (20.04.14)
20. Best Pneumatics 2. Technical Data [WWW]  
[http://www.smc.eu/portal/NEW\\_EBP/08\)Related\\_Products/8.2\)Technical\\_Data/a\)Technical\\_Data/T\\_DATA\\_EU.pdf](http://www.smc.eu/portal/NEW_EBP/08)Related_Products/8.2)Technical_Data/a)Technical_Data/T_DATA_EU.pdf) (20.04.14)
21. Compact Guide Cylinder- Series MGQ [WWW]  
[http://www.smc.eu/portal/NEW\\_EBP/06\)Combination\\_Cylinder/6.3\)Guide\\_Cylinder/d\)MGQ/MGQ\\_EU.pdf](http://www.smc.eu/portal/NEW_EBP/06)Combination_Cylinder/6.3)Guide_Cylinder/d)MGQ/MGQ_EU.pdf) (20.04.14)
22. Jürgenson, A. Tugevusõpetus. Tallinn: Valgus (1985)
23. Saksa Automaatika OÜ koduleht [WWW] <http://www.saksa-automaatika.ee/>  
(20.05.14)
24. Internetipoe Eibmarkt kodulehekülg [WWW]  
<http://www.eibmarkt.com/en/products/Ipf-Electronic-Inductive-proximity-switch-IN180106.html> (20.05.14)
25. SMC Pneumatics Estonia kodulehekülg [WWW]  
<http://www.smc Pneumatics Estonia kodulehekülg> (20.05.14)

## 14. Lisad