



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOO  
INSENERITEADUSKOND  
Virumaa kolledž

**Keskavaga kompakt hüdrosilindri projekteerimine**  
**Design of Compact Hydraulic Cylinder with Center Hole**  
MASINAEHITUSTEHNOLÓGIA ÖPPEKAVA LÕPUTÖÖ

Üliõpilane: Meelis Kadaste

Üliõpilaskood: 182678 EDJR

Juhendaja: Gennadi Arjassov

# AUTORIDEKLARATSIOON

Olen koostanud lõputöö iseseisvalt.

Lõputöö alusel ei ole varem kutse- või teaduskraadi või inseneridiplomit taotletud. Kõik töö koostamisel kasutatud teiste autorite tööd, olulised seisukohad, kirjandusallikatest ja mujalt pärinevad andmed on viidatud.

"19" mai 2022.

Autor: Meelis Kadaste.....

/ allkiri /

Töö vastab rakenduskõrgharidusõppe lõputööle/magistritööle esitatud nõuetele

"...." ..... 20.....

Juhendaja: .....

/ allkiri /

Kaitsmisele lubatud

"...." ..... 20.....

Kaitsmiskomisjoni esimees .....

/ nimi ja allkiri /

## **LIHTLITSENTS LÕPUTÖÖ ÜLDSUSELE KÄTTESAADAVAKS TEGEMISEKS JA REPRODUTSEERIMISEKS**

Mina, Meelis Kadaste (sünnikuupäev: 22.12.1975)

1. Annan Tallinna Tehnikaülikoolile tasuta loa (lihtlitsentsi) enda loodud teose "Keskavaga kompakt hüdrocilindri projekteerimine", mille juhendaja on Gennadi Arjssov
  - 1.1. reprodutseerimiseks säilitamise ja elektroonilise avaldamise eesmärgil, sealhulgas Tallinna Tehnikaülikooli raamatukogu digikogusse lisamise eesmärgil kuni autoriõiguse kehtivuse tähtaja lõppemiseni;
  - 1.2. üldsusele kättesaadavaks tegemiseks Tallinna Tehnikaülikooli veebikeskkonna kaudu, sealhulgas Tallinna Tehnikaülikooli raamatukogu digikogu kaudu kuni autoriõiguse kehtivuse tähtaja lõppemiseni.
2. Olen teadlik, et punktis 1 nimetatud õigused jäävad alles ka autorile.
3. Kinnitan, et lihtlitsentsi andmisega ei rikuta kolmandate isikute intellektuaalomandi ega isikuandmete kaitse seadusest ja teistest õigusaktidest tulenevaid õigusi.

# TalTech Inseneriteaduskond Virumaa kolledž

## LÕPUTÖÖ ÜLESANNE

**Üliõpilane:** Meelis Kadaste, 182678

Õppekava, peeriala: EDJR 81/17- Masinaehitus- ja energiatehnoloogia protsesside

Juhtimine, masinaehitustehnoloogia

Juhendaja: Dotsent, Gennadi Arjassov, gennadi.arjassov@taltech.ee

Konsultant:

### Lõputöö teema:

(eesti keeles) Keskavaga kompakt hüdrosilindri projekteerimine

(inglise keeles) Design of Compact Hydraulic Cylinder with Center Hole

### Lõputöö põhieesmärgid:

1. Enda projekteeritud toote võrdlemine teiste saadaolevate toodetega.
2. Kuidas muuta enda projekteeritav toode võimekamaks võrreldes analoog toodetega.
3. Teha hüdrosilindri komponentide tugevusarvutused.
4. Kirjeldada silindri valmistamise tehnoloogiat.

### Lõputöö etapid ja ajakava:

Nr	Ülesande kirjeldus	Tähtaeg
1.	Idee väljamõtlemine	01.10.21a
2.	Patendiuring	01.02.22a
3.	Arvutuste ja jooniste tegemine	01.04.22a
4.	Töö vormistamine	01.05.22a

**Töö keel:** eesti keel

**Lõputöö esitamise tähtaeg:**

"19"mai 2022a

**Üliõpilane:** Meelis Kadaste

"....."..... 20.....a

/allkiri/

**Juhendaja:** ..... "....." ..... 20.....a  
/allkiri/

**Konsultant:** G..... "....." ..... 20.....a  
/allkiri/

**Programmijuht:** ..... "....." ..... 20.....a  
/allkiri/

# SISUKORD

EESSÕNA .....	7
SISSEJUHATUS .....	8
1. PATENDIUURING .....	10
2. SILINDER .....	13
2.1 Silindri joonis .....	13
2.2 Tugevusarvutused .....	14
2.2.1 Silindri välistoru seinapaksuse kontroll survele .....	14
2.2.2 Silindri sisetoru seinapaksuse kontroll survele .....	15
2.2.3 Silindri kolvi pindala .....	16
2.2.4 Silindri jõud silindri põhjale .....	17
2.2.5 Silindri varre ja silindri kolvi keevisõmblus .....	18
2.2.6 Kolvivarda arvutus stabiilsusele .....	19
2.2.7 Kolvivarda tugevuse kontroll .....	21
3. SILINDRI VALMISTAMISE TEHNOLOOGIA .....	22
3.1 Välimine silindritoru .....	22
3.2 Sisemine silindritoru .....	23
3.3 Silindri põhi .....	24
3.4 Silindri välistoru ja silindri põhja ühendamine .....	25
3.5 Silindri põhja ja silindri sisetoru ühendamine .....	25
3.6 Silindri kolvitoru .....	26
3.7 Silindri kolvitoru otsakork .....	27
3.8 Silindri kolvitoru ja otsakorgi ühendamine .....	28
3.9 Silindri kolb .....	29
3.10 Silindri kolvi ja kolvivarda ühendamine .....	29
3.11 Silindri kolvi põhjaseib .....	30
3.12 Silindri kolvi komplekteerimine .....	31
3.13 Silindri otsakaas .....	31
3.14 Silindri komplekteerimine .....	32
4. KASUTATUD MATERJALIDE KIRJELDUS .....	33
KOKKUVÕTE .....	34
SUMMARY .....	35
KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU .....	36

## EESSÕNA

Käesoleva lõputöö projekti tegemiseks sain tõuke iseenese vajadusest. Tegelen autoremonditöödega, kus on pidevalt vaja kitsastes tingimustes laagreid, pukse, pihusteid jmt autolt eemaldada ning uute detailidega asendada. Sellest tingituna saigi valmistatud keskavaga hüdrosilinder. Sellise ehitusega silindrist saab läbi panna kuni M-18 mm läbimõõduga keermevarda. Silindri gabariidid on suhteliselt väikesed (70×72 mm), tänu millele pääseb sellega hästi ligi ka väga kitsastesse kohtadesse, kus on kasutada kuni kolmteist tonni tõmbe- või survejõudu. Selline hüdrosilinder teeb kogu tööprotsessi palju kiiremaks ning mugavamaks.

Projekti valmimisele aitasid konsultatsioonide näol kaasa:

Gennadi Arjassov (TalTech õppejõud),

Jaak Soone (AS Astera juhataja).

Võtmesõnad: hüdraulika, mehaanika, hüdrosilindrid, tööstus, autoremont

## SISSEJUHATUS

Masinaehitus on suuri teadmisi ja oskusi nõudev valdkond, mis koosneb väga pisikestest ja keerukatest süsteemidest kuni hästi suurte ja raskete süsteemideni. Järjest enam mõeldakse välja uusi süsteeme, kuidas tootmisprotsess kiiremaks ning inimese jaoks ergonoomilisemaks muuta. Vanasti olid masinad suured ja rasked, ent samas suhteliselt kergesti ligipääsetavad remonttööde teostamisel. Tänapäeval on masinad muutunud väiksemaks ja hästi kompaktsiks, aga samas ei ole enam remonttööde tegemiseks eriti ruumi. Sellest tulenevalt ei saa enam palju asju "raske kuvaldaga" remontida.

Ise olen kokku puutunud autoremondiga, kus pidevalt on vaja vahetada laagreid, pukse, pihusteid jmt. Näiteks varasemalt pidi poolraami pukside vahetuseks kogu suure ja raske poolraami auto alt eemaldama ning seejärel kahe mehega hüdropressi alla panema, et siis vanad püksid välja ja uued tagasi sisse pressida. Teise võimalusena saab pukside eemaldamisel ja asendamisel kasutada keermelatti ning mutrit, aga sel meetodil läheb mutri ja keermelati vahel tekkiva suure hõõrdejõu tõttu suur osa tõmbejõust kaduma. Sellise lähenemise korral ei jätku pukside eemaldamiseks tihti enam piisavalt tõmbejõudu. Pärast mõne puksi vahetust tuleb keermelatt ja mutter välja vahetada, kuna suure hõõrdejõu tõttu saab keere tugevaid kahjustusi.

Kõige kiirem variant on kasutada keskavaga hüdrocilindrit. Keskavaga hüdrocilindrist saab läbi silindrivarre panna keermelati, seejärel näpuga mutri ligi keerata ning kasutada kuni 13-tonnist tõmbe- või surujõudu. Keskavaga hüdrocilindrist saab läbi panna kuni M-18 mm keermelati. Selline tööriist võimaldab teha sama tööd kaks kuni kolm korda kiiremini kui hüdropressi või ainult keermelatti ja mutrit kasutades. Keskavaga hüdrocilindri kasutamisel ei pea ka enam keermelatti vahetama, kuna mutri ja keermelati vahel ei teki hõõrdejõudu.

19. sajandi lõpus algasid hüdroajamite uuringud ning ka nende laialdasem kasutuselevõtt. Hüdroajamite eelised on seadmete lihtne juhtimine, võimalus saavutada suuri jõudusid ja momente väikeste gabariitide juures, ühtlane liikumine ning kiiruste, jõudude ja momentide lihtne reguleerimine. Puudusteks on aga töövedeliku tuleohtlikkus, reostuse oht lekke korral ja töövedeliku sõltuvus temperatuurist [1].

Kõiki neid asjaolusid arvestades otsustasin teha keskavaga hüdrocilindri. Selliseid silindreid on juba maailmas olemas, aga nende hind on suhteliselt kallis. Minu tehtud silindri erinevus võrreldes teiste tootjate omadega on samade või väiksemate



välisgabariitide juures pikem töökäik ja suurem tõmbe- või surujõud ning ka palju konkurentsivõimelisem hind.

Minu kavandatud hüdrosilinder on ühepoolse toimega silinder, millel on kolvi viimiseks lähteasendisse paigaldatud koonus spiraalvedru. Ühepoolse toimega silindri töökäik toimub hüdraulilise energia arvelt, tagasikäik raskusjõu või siis tagastusvedru arvelt. Osa kasulikust tööst kulub vedru kokkusurumiseks, mille arvelt väheneb silindri efektiivsus [2].

Oma töös kasutan AUTOCAD joonestamise programmi.

# 1. PATENDIUURING

Minu projekteeritava keskavaga kompakt hüdrosilindriga sarnaseid tooteid on juba varemgi valmistatud. Näiteks on olemas firma Simplex keskavaga hüdrosilinder mõõtmetega 55,9×69,9 mm [3].

SIMPLEX

[Products](#)
[Support](#)
[About Us](#)
[Contact](#)

---

Description
Specs & Dims
Series
Downloads

## Specifications

Units:  Imperial  Metric

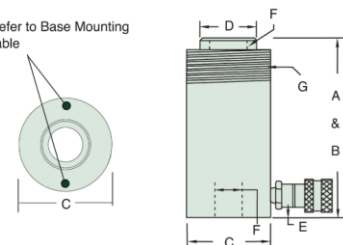
Maximum Operating Pressure (bar)	700
Capacity Class (tonnage)	12
Capacity (kN)	106,8
Stroke (mm)	7.9
Collapsed Height A (mm)	55.9
Extended Height B (mm)	63,5
Return Type	Single-Acting, Spring Return
Plunger Type	Center Hole
Material	Steel
Cylinder Effective Area (cm <sup>2</sup> )	17,8
Oil Capacity Required (cm <sup>3</sup> )	14,1
Pressure at Capacity (bar)	599
Bolt Circle (mm)	50,8
Thread Depth (mm)	6,4
Weight (kg)	1,6

## Dimensions

Units:  Imperial  Metric

Collapsed Height A (mm)	55.9
Extended Height B (mm)	63,5
Body Outside Diameter C (mm)	69.9
Piston Outside Diameter D (mm)	35,1
Base to Port Center Line E (mm)	9,7
Center Hole Diameter F (mm)	19,6
Collar Threads Length G (mm)	30,2

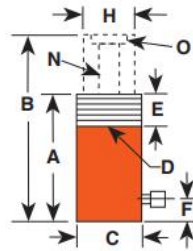
• Refer to Base Mounting Table



Veel on olemas sarnane toode firmalt SPX Power Team, mõõtmetega 55,6×69,9 [4].

# CYLINDER

feature the collar thread. See the chart below.



ASME B30.1  
700 BAR



**10, 20, 100 Ton  
Single-Acting Model  
Feature Plain Collar**

Cyl. Cap. (tons)	Stroke (mm)	Order No.	Oil Cap. (cm <sup>3</sup> )	A Re-tracted Height (mm)	B Ex-tended Height (mm)	C Outside Dia. (mm)	D Collar Thread (in.)	E Collar Thread Length (mm)	F Base to Rod Port (mm)	H Piston Rod Dia. (mm)	N Center Hole Dia. (mm)	O Insert Thread and Size (in.)	Mount. Holes Bolt Circle	Cylinder Effective Area (cm <sup>2</sup> )	Metric Tons at 700 bar	Weight (kg)
10	63,5	RH102	91	134,9	198,4	76,2	-	-	25,4	52,4	19,4	1 3/4-12	1/4-20 x 60,3	14,3	10,0	4,1
10	203,2	RH108	290	287,3	490,5	76,2	-	-	25,4	52,4	19,4	1 3/4-12	3/4-20 x 60,3	14,3	10,0	8,5
12	7,9	RH120**	14	55,6	63,5	69,9	2 1/4-16	31,8	9,5	34,9	17,5	3/4-16	3/16-18 x 50,8	17,8	12,5	1,4
12	41,3	RH121	74	122,2	163,5	69,9	2 1/4-16	31,8	25,4	34,9	20,2	-	-	17,8	12,5	3,0
12	41,3	RH121T**	74	122,2	163,5	69,9	2 1/4-16	31,8	25,4	34,9	17,5	3/4-16	3/16-18 x 50,8	17,8	12,5	3,0
12	76,2	RH123	136	184,2	260,4	69,9	2 1/4-16	20,6	25,4	34,9	20,6	-	-	17,8	12,5	4,0
20	50,8	RH202	155	155,6	206,4	98,4	3 1/4-12	38,1	25,4	54,0	27,4	1 3/8-16	3/8-16 x 82,6	30,4	21,4	7,3
20	76,2	RH203	193	154,0	230,2	101,6	-	-	25,4	69,9	26,6	2 1/4-12	3/8-16 x 82,6	25,3	17,8	9,1

Minu projekteeritava silindri mõõtmed on 72×70 mm ja kolvikäik 23 mm. Kui kasutada minu töö meetodit, siis oleks mõõtude 130×70 mm juures silindri kolvikäik juba 72 mm.

Järeldus: minu projekteeritava silindri gabariitide juures on silindril pikem kolvikäik ja ka silindri hind on odavam kui teistel tootjatel.

- Sarnased tooted on juba maailmas olemas. Selliste toodete tükihind on suhteliselt kallis (alates 600 €) ja juba valmis silindrite kolvikäik on umbes 7 mm ning järgmine kolvikäik on umbes 41 mm. 41 mm kolvikäigu puhul on silindri kõrgus juba 120 mm. Samas on selliste valmis silindrite tõstejõud 120 kN [3], [4].

Minu projekteeritava silindri gabariidid on 72×70 mm, töökäik 23 mm ning tõstejõud 131 kN.

Tootja	Mõõtmed (mm)	Silindri töökäik (mm)	Tõstejõud	Hind
Simplex	56 × 70	7,5 mm	120 kN	600 €
Simplex	120,7 × 70	41,4 mm	120 kN	700 €
SPX Power Team	55,6 × 70	7,9 mm	120 kN	800 €
SPX Power Team	122,2 × 70	41 mm	120 kN	900 €
Minu toode	71 × 70	23 mm	130 kN	400 €
Minu tehnoloogial toode	130 × 70	72 mm	130 kN	480 €

Tabel 1. Silindrite võrdlustabel

Tabelis 1 on näidatud erinevate tootjate silindrite tehnilised karakteristikud ja nende maksumus koos meie poolt projekteeritud silindriga.

Järeldus: kuna minu püstitatud kriteeriumitele vastavat keskavaga hüdrosilindrit mina ei leidnud, siis pean projekteerima sellise silindri, mis vastab nendele nõudmistele.

- Lõputöö täpsustatud eesmärgid: projekteerida keskavaga hüdrosilinder, mille tõstejõud on vähemalt 131 kN, silindrivarre sees olev ava 18 mm ja silindri kolvikäik 23 mm. Silindri gabariidid oleksid 72 × 70 mm.

## 2. SILINDER

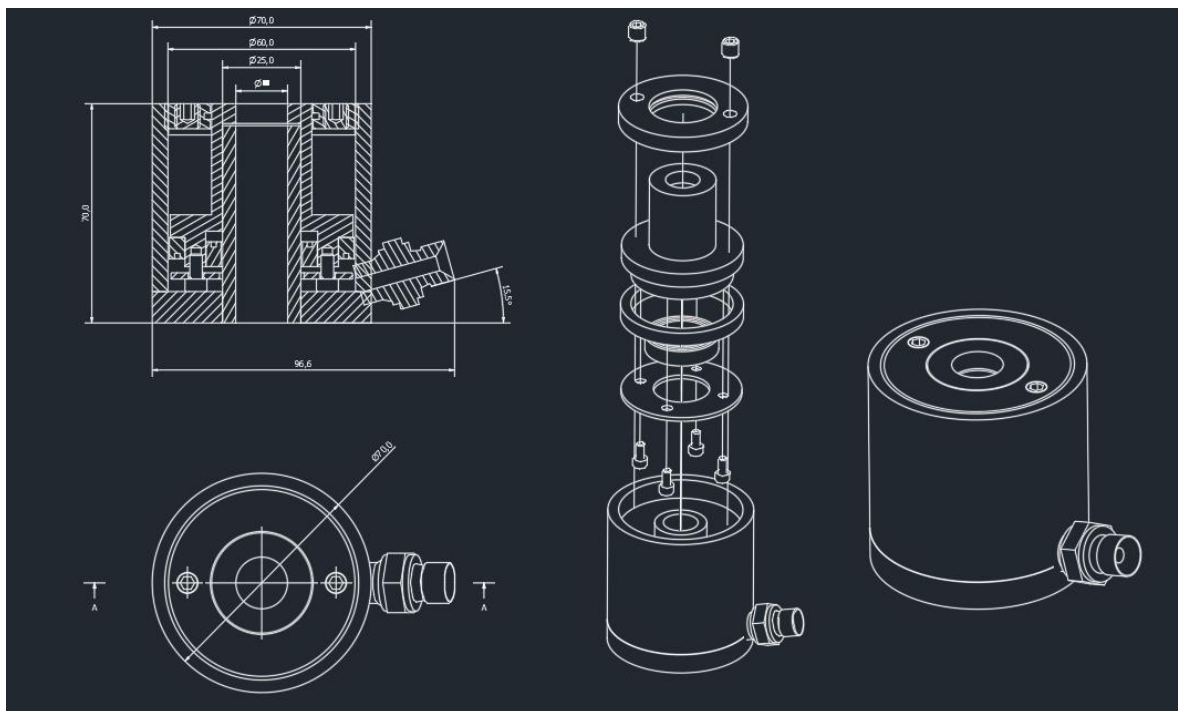
### 2.1 Silindri joonis

Minu lõputöö eesmärgiks on projekteerida ühepoolne keskavaga hüdrocilinder, kus silindri varrest saaks läbi panna kuni 18-millimeetrise läbimõõduga keermelati.

Valmistatava hüdrocilindri gabariidid peaksid olema 72×70 mm ja minimaalne tõstejõud 13 t või rohkem ning silindri kolvikäik 23 mm. Esmalt uurisin, milliseid komponente ja milliste mõõtmetega Eestis pakutakse, et sellist silindrit valmistada. Sellest tulenevalt projekteerisin silindri mõõtmetega 72×70 mm ja kolvikäiguga 23 mm. Teen tugevusarvutused, et veenduda, kas toode peab koormustele vastu.



Joonis 1.1 Silindri 3D mudel



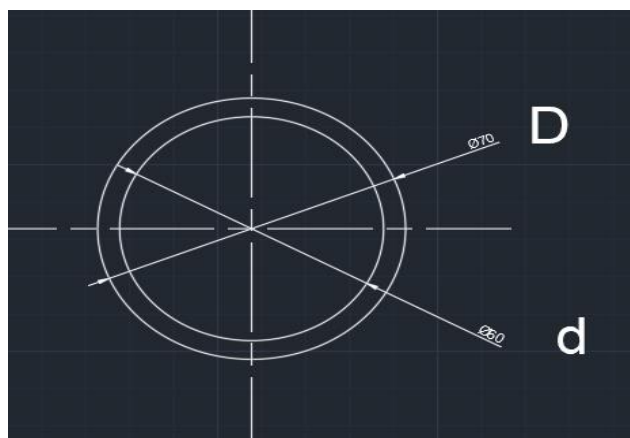
Joonis 1.2. Silindri 3D joonis

## 2.2 Tugevusarvutused

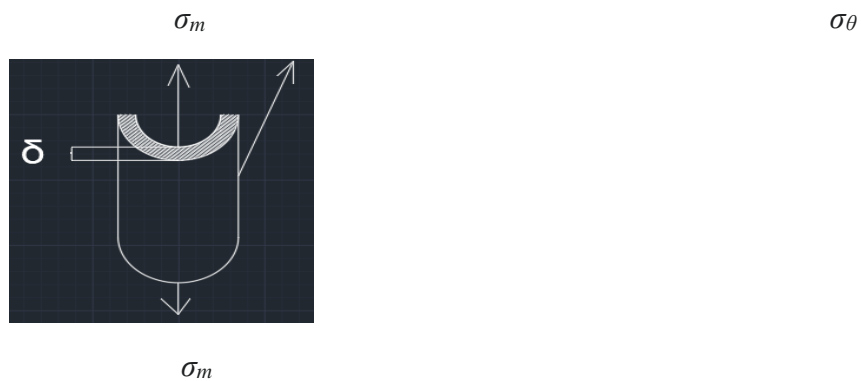
Arvutused teeme lähtudes rõhust  $p = 560$  bar.

### 2.2.1 Silindri välistoru seinapaksuse kontroll survele (Joonised 2.1 ja 2.2) [7]

Lähtematerjal: silindritoru  $70 \times 60$  mm,  $l = 65$  mm, karedus  $Ra < 0,8$   $\mu\text{m}$ , voolavuspiir  $R_{eH} = 590$  MPa, EN 10305-2, E 355+C, H9 RTU [5].



Joonis 2.1



Joonis 2.2

Määrame välistoru seinapaksuse tegeliku pinge. Selleks kasutame järgmist valemit [7]

$$\frac{\sigma_{\theta}}{\rho_{\theta}} + \frac{\sigma_m}{\rho_m} = \frac{p}{\delta} \quad (1)$$

kus

$\sigma_{\theta}$  – ringpinge (vt joonist 2.2),

$\rho_\theta$  – kõverusraadius horisontaallõikes, mis on võrdne tema raadiusega (vt joonist 2.1 ja 2.2),

$$\rho_\theta = \frac{D}{2} = \frac{70}{2} = 35 \text{ mm} \quad (2)$$

$\rho_m = \infty$  – kõverusraadius vertikaallõikes, mis on võrdne  $\infty$  (vt joonist 2.2),

$\sigma_m$  - meridionaalpinge (telgpinge), (vt joonist 2.2),

$p = 560 \text{ bar}$  (on antud)

$\delta = 5 \text{ mm}$  – toru seina paksus. (vt joonist 2.1)

Määrame toru materjali  $[\sigma]$  lubatud pinge. On juba valitud materjal (vt käesoleva alapeatükki 2.2.1 alguses), mille voolavuspiir  $R_{eH} = 590 \text{ Mpa}$  [5].

Varutegur  $S$  peab olema vahemikus 1,5 ... 2,5. Lähtudes, et meil on ühesuunaline staatiline koormus, valime varuteguri  $S = 1,5$  [6]. Siis lubatud pinge tuleb

$$[\sigma] = \frac{R_{eH}}{S} = \frac{590}{1,5} = 393 \text{ MPa} \quad (3)$$

$$[\sigma] \geq \sigma$$

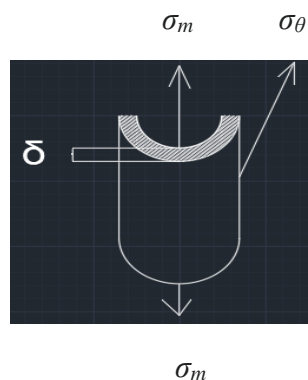
Aga tegelik ringpinge  $\sigma_\theta$  vastavalt valemile (1) on

$$\frac{\sigma_\theta}{\frac{D}{2}} + \frac{\sigma_m}{\infty} = \frac{p}{\delta} \Rightarrow \sigma_\theta = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \delta} = \frac{560 \cdot 10^5 \cdot 70 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 5 \cdot 10^{-3}} = 392 \text{ MPa} \leq [\sigma] = 393 \text{ MPa} \text{ (vt valemit (3))}$$

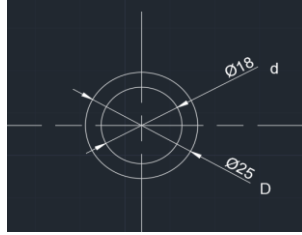
Saime teada, et tegelik pinge  $\sigma_\theta = 392 \text{ MPa}$  on väiksem kui lubatud pinge  $[\sigma] = 393 \text{ MPa}$ .

**Järeldus:** Silindri välistoru seinapaksus vastab **tugevustingimusele** [7].

## 2.2.2 Silindri sisetoru seinapaksuse kontroll survele (Joonised 2.3 ja 2.4) [7]



Joonis 2.3



Joonis 2.4

Määrame sisetoru seinapaksuse tegeliku pinge. Selleks jälle kasutame valemit (1) , (vt alapeatükki 2.2.1)

$$\frac{\sigma_{\theta}}{\rho_{\theta}} + \frac{\sigma_m}{\rho_m} = \frac{p}{\delta} \quad (4)$$

kus

$\sigma_{\theta}$  – ringpinge (vt joonist 2.4),

$\rho_{\theta}$  – kõverusraadius horisontaallõikes, mis on võrdne tema raadiusega (vt joonist 2.3 ja 2.4),

$$\rho_{\theta} = \frac{D}{2} = \frac{25}{2} = 12,5 \text{ mm} \quad (5)$$

$\rho_m = \infty$  – kõverusraadius vertikaallõikes, mis on võrdne  $\infty$  (vt joonist 2.3),

$\sigma_m$  - meridionaalpinge (telgpinge), (vt joonist 2.3),

$p = 560 \text{ bar}$  (on antud),

$\delta = 3,5 \text{ mm}$  – sisetoru seinapaksus (vt joonist 2.4).

Määrame sisetoru materjali  $[\sigma]$  lubatud pinge. On juba valitud materjal (vt alapeatükki 2.2.1), mille

voolavuspiir  $R_{eH} = 590 \text{ MPa}$  [5].

Varutegur  $S$  peab olema vahemikus 1,5...2,5. Lähtudes, et meil on ühesuunaline staatiline koormus,

valime varuteguri  $S = 1,5$  [6]. Siis lubatud pinge tuleb

$$[\sigma] = \frac{R_{eH}}{S} = \frac{590}{1,5} = 393 \text{ MPa} \quad (6)$$

Nüüd tegelik ringpinge  $\sigma_{\theta}$  vastavalt valemile (4) tuleb

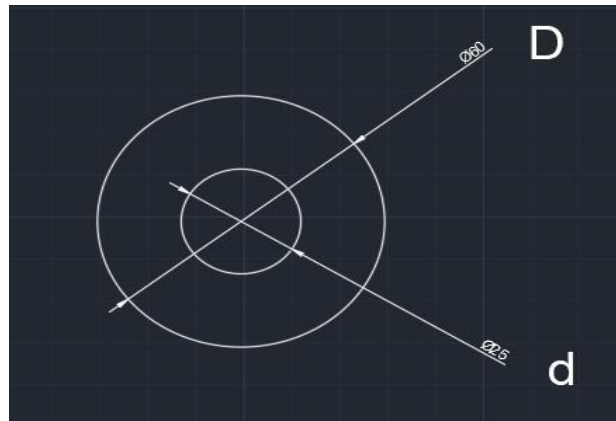
$$\frac{\sigma_{\theta}}{\rho_{\theta}} + \frac{\sigma_m}{\infty} = \frac{p}{\delta} \Rightarrow \sigma_{\theta} = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \delta} = \frac{560 \cdot 10^5 \cdot 25 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,5 \cdot 10^{-3}} = 233 \text{ MPa} < [\sigma] = 393 \text{ MPa} \text{ (vt valemit (6))}$$

Näeme, et tegelik pinge  $\sigma_{\theta} = 233 \text{ MPa}$  on väiksem kui lubatud pinge  $[\sigma] = 393 \text{ MPa}$ .

**Järeldus:** sisetoru seinapaksus vastab **tugevustingimusele** [7].

### 2.2.3 Silindri kolvi pindala (Joonis 2.5)





Joonis 2.5

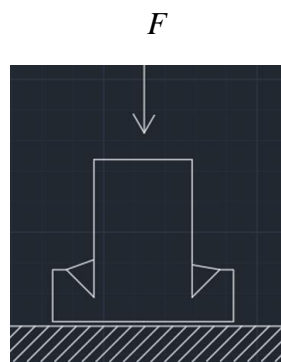
Määrame silindri kolvi pindala  $A$  [8]

$$A = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 6^2}{4} - \frac{\pi \cdot 2,5^2}{4} = 2336 \text{ mm}^2 \quad (7)$$

Kus

$D = 60 \text{ mm}$ ,  $d = 25 \text{ mm}$  (vt joonist 2.5)

### 2.2.4 Silindri jõud silindri põhjale (Joonis 2.6)



Joonis 2.

Määrame jõu  $F$  [9], mis on rakendatud silindri põhjale, kui rõhk  $p = 560 \text{ bar}$ .

$$F = A \cdot p \quad (8)$$

kus

$A = 2336 \text{ mm}^2$  - kolvi pindala (vt alapeatükki 2.2.3, valemite (7))

$p = 560 \text{ bar} = 560 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$  - rõhk (on antud).

Siis vastavalt valemile (8) saame

$$F = 2336 \cdot 10^{-6} \cdot 560 \cdot 10^5 = 130816 \text{ N} \approx 131 \text{ kN} \quad (9)$$

## 2.2.5 Silindri varre ja silindri kolvi keevisõmblus (Joonis 2.7) [10]

Silindri kolvitoru:

Lähtematerjal. Silindritoru 32×25,  $l = 48$  mm, EN 10305-2, E 355+C, H9 RTU [5]

$R_a < 0,8$   $\mu\text{m}$  – karedus,

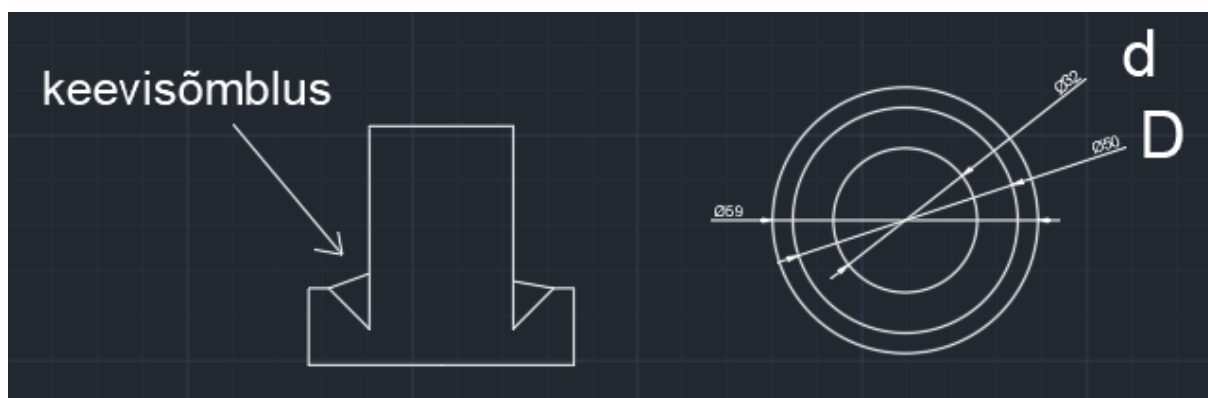
$R_{eH} = 630$  MPa – voolavuspiir.

Silindri kolb:

Lähtematerjal. Kroomitud varras 60 Cr 20 Mn V6, f7 [5]

$R_p = 450$  N /mm<sup>2</sup> – tinglik minimaalne voolavuspiir,

$R_m = 600$  N /mm<sup>2</sup> - minimaalne tugevuspiir tõmbele.



Joonis 2.7

Määrame põhimaterjali lubatud normaalpinge  $[\sigma]$  järgmise valemiga [10]

$$[\sigma] = \frac{R_p}{S} \quad (10)$$

kus  $S = 1,5$  – varutegur [10].

Ja saame

$$[\sigma] = \frac{450}{1,5} = 300 \text{ MPa} \quad (10.1)$$

Määrame õmbelse lubatud nihkepinge  $[\tau']$  käsikeevitusel [10]

$$[\tau'] = 0,6 \cdot [\sigma] = 0,6 \cdot 300 = 180 \text{ MPa} \quad (10.2)$$

Keevisõmbeluse tugevustingimus [10]

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (11)$$

kus

$\tau$  – tegelik nihkepinge,

$F = 131$  kN - jõud silindri põhjale (vt alapeatükki 2.2.4, valemit (9))

$A = A_0 \cdot \sin 45^\circ$  - arvutuslik keevõmbeluse ristlõike pindala [10],

$A_0 = 1159$  mm<sup>2</sup> - tegelik keevõmbeluse ristlõike pindala, mis võrdub

$$A_0 = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 50^2}{4} - \frac{\pi \cdot 32^2}{4} = 1159 \text{ mm}^2 \quad (12)$$

kus

$D = 32+9+9 = 50$  mm - keevõmbeluse välisläbimõõt (vt Joonist 2.7),

$d = 32$  mm - keevõmbeluse siseläbimõõt (vt Joonist 2.7).

Siis arvutuslik keevõmbeluse ristlõike pindala  $A$ , arvestades valemit (12), tuleb

$$A = A_0 \cdot \sin(45^\circ) \approx 1159 \cdot 0,7 \approx 811 \text{ mm}^2 \quad (13)$$

kus  $\sin(45^\circ) \approx 0,7$ .

Nüüd tegelik nihkepinge  $\tau$  tuleb (vt valemit (11))

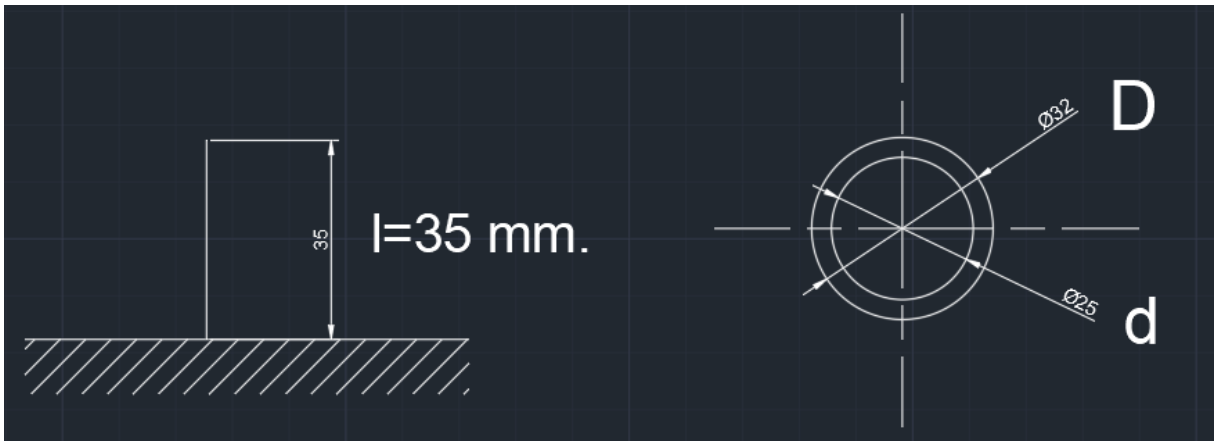
$$\tau = \frac{F}{A} \Rightarrow \tau = \frac{131 \cdot 10^3}{811} = 160 \text{ MPa} < [\tau] = 180 \text{ MPa} \quad (\text{vt valemit (10.2)}) \quad (14)$$

Saime teada, et tegelik nihkepinge  $\tau$  on väiksem kui lubatud nihkepinge  $[\tau]$ .

Järeldus: keevõmbelus vastab tugevustingimusele [10].

## 2.2.6 Kolvivarda arvutus stabiilsusele (Joonis 2.8) [11]

Jõud  $F \approx 131$  kN on meil juba määratud alapeatükis 2.2.2, valem (9).



Joonis 2.8

$l = 35$  - kolvivarda pikkus (vt Joonist 2.8),

$\mu = 2$  - kinnitustegur [11] (vt Joonist 2.8),

$d = 25$  mm - kolvivarda siseläbimõõt (vt Joonist 2.8),

$D = 32$  mm - kolvivarda välisläbimõõt (vt Joonist 2.8),

$i_{min}$  - kolvivarda minimaalne telginertsraadius [11],

$I_{min}$  - kolvivarda minimaalne telginertsmoment [11].

Arvutame kolvivarda ristlõike pindala  $A$  [11]

$$A = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 32^2}{4} - \frac{\pi \cdot 25^2}{4} = 313 \text{ mm}^2 \quad (15)$$

Arvutame kolvivarda minimaalse telginertsmomendi  $I_{min}$  [11]

$$I_{min} = \frac{\pi D^4}{64} - \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 32^4}{64} - \frac{\pi \cdot 25^4}{64} = 32280 \quad (16)$$

Arvutame minimaalse telginertsraadiuse  $i_{min}$  [11]

$$i_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} = \sqrt{\frac{32280}{313}} = \sqrt{103} = 10,1 \text{ mm} \quad (17)$$

kus

$A = 313 \text{ mm}^2$  (vt valemit (15)),

$I_{min} = 32280 \text{ mm}^4$  (vt valemit (16)).

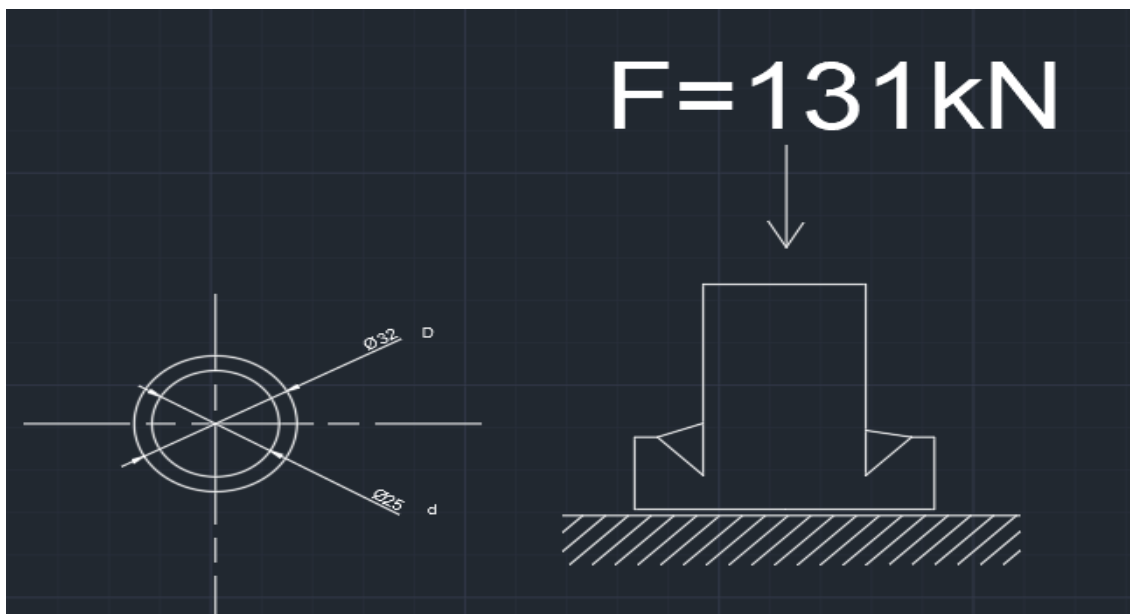
Siis varda saleduse tegur  $\lambda$  tuleb [11]

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_{min}} = \frac{2 \cdot 35}{10,1} = 6,9 \quad (18)$$

Kui  $\lambda$  on väiksem kui 30–40, siis ei ole vaja arvutada stabiilsusele [11].

### 2.2.7 Kolvivarda tugevuse kontroll (Joonis 2.9)

(



Joonis 2.9

Kolvivarras töötab survele

$F = 131 \text{ kN}$  (vt alapeatükki 2.2.2, valemit (9)).

$R_{eH} = 630 \text{ MPa}$  - voolavuspiir [5],

$S = 1,5$  - varutegur[6,7]

$d = 25 \text{ mm}$  - kolvivarda siseläbimõõt (vt Joonist 2.9),

$D = 32 \text{ mm}$  - kolvivarda välisläbimõõt (vt Joonist 2.9),

Arvutame kolvivarda ristlõike pindala  $A$

$$A_{\text{kolviivars}} = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 32^2}{4} - \frac{\pi \cdot 25^2}{4} = 313 \text{ mm}^2 \quad (19)$$

Arvutame materjali lubatud normaalpinge  $[\sigma]$  [6]

$$[\sigma] = \frac{ReH}{S} = \frac{630}{1,5} = 420 \text{ MPa} \quad (20)$$

Arvutame materjali tegeliku normaalpinge  $\sigma$  [6]

$$\sigma = \frac{F}{A_{\text{kolviivars}}} = \frac{131 \cdot 10^3}{313} \approx 418 \text{ N/mm}^2 \approx 418 \text{ MPa} < [\sigma] = 420 \text{ MPa (vt valemit (20)),}$$

kus

$F = 131 \text{ kN}$  (vt alapeatükki 2.2.2, valemit (9),

$A = 313 \text{ mm}^2$  (vt valemit (19)).

Näeme, et tegelik pinge  $\sigma \approx 418 \text{ MPa}$  on väiksem kui lubatud pinge  $[\sigma] = 420 \text{ MPa}$ .

**Järeldus:** sisetoru seinapaksus vastab **tugevustingimusele** [7].

### 3. SILINDRI VALMISTAMISE TEHNOLOOGIA

#### 3.1 Välimine silindritoru

Lähtematerjal: silindritoru 70×60 mm, l = 5000 mm. EN 10305-2, E 355+C, H9 RTU

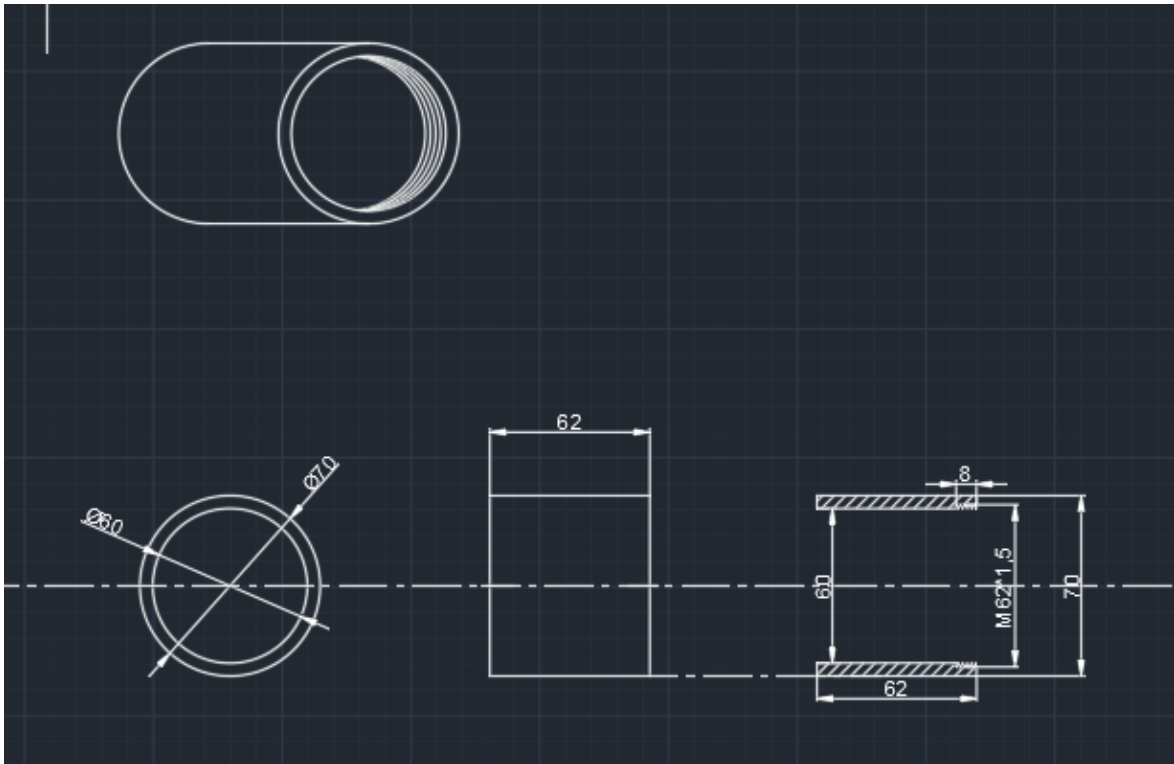
[5]

$Ra < 0,8 \mu\text{m}$ .

$R_{eH} = 590 \text{ MPa}$ .

3.1.1 Asetan silindritoru lintsaale ja lõikan sellest 65 mm pikkuse torutooriku.

3.1.2 Saadan torutooriku treimistöodega tegelevasse ettevõttesse, kus see keermestatakse otsast 8 mm pikkuselt keermega M62×1.5 ja mõlemad toru otsad treitakse üle ning lõpp-pikkuseks jääb torul 62 mm.



Joonis 3.1 Välimine silindritoru

## 3.2 Sisemine silindritoru

Lähtematerjal: kroomitud varras 25 Cr 20 Mn V6, f7 [5] .

$R_p \text{ min} = 450 \text{ N/mm}^2$

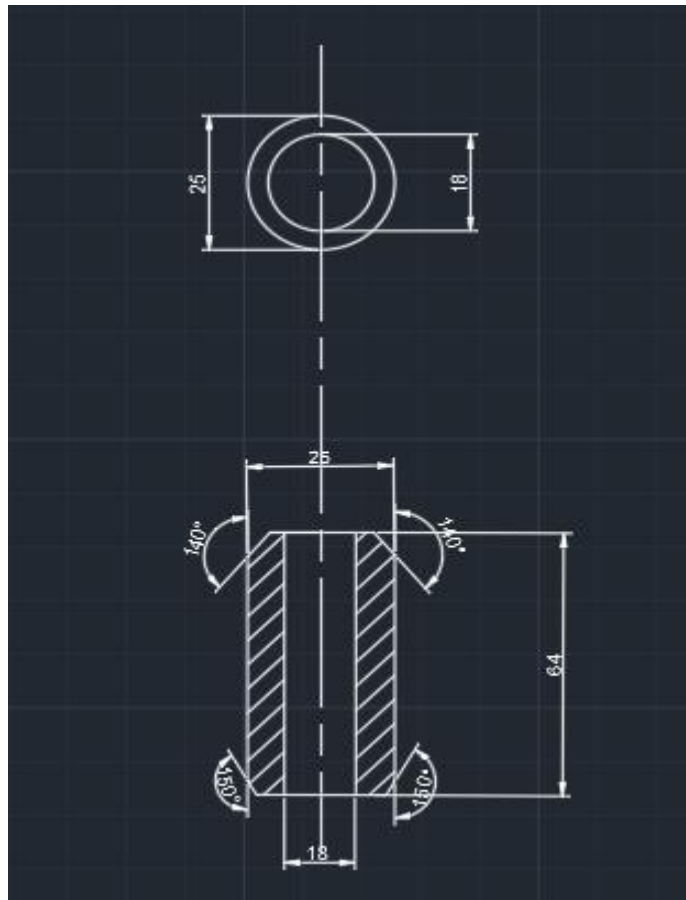
$R_m \text{ min} = 600 \text{ N/mm}^2$

3.2.1 Asetan kroomvarda lintsaale ja lõikan sellest 64 mm pikkuse tooriku.

3.2.2 Asetan antud tooriku treipinki, kus puurin sellest läbi 18 mm ava.

3.2.3 Trein tooriku ühe otsa natuke koonusesse, et sealt oleks võimalik üle libistada UN 32×25×8 tihend [13]

3.2.4 Tooriku teise otsa trein ka koonusesse, et seda oleks pärast kergem silindri põhjaga ühendada ja kinni keevitada.



Joonis 3.2 Sisemine silindritoru

### 3.3 Silindri põhi

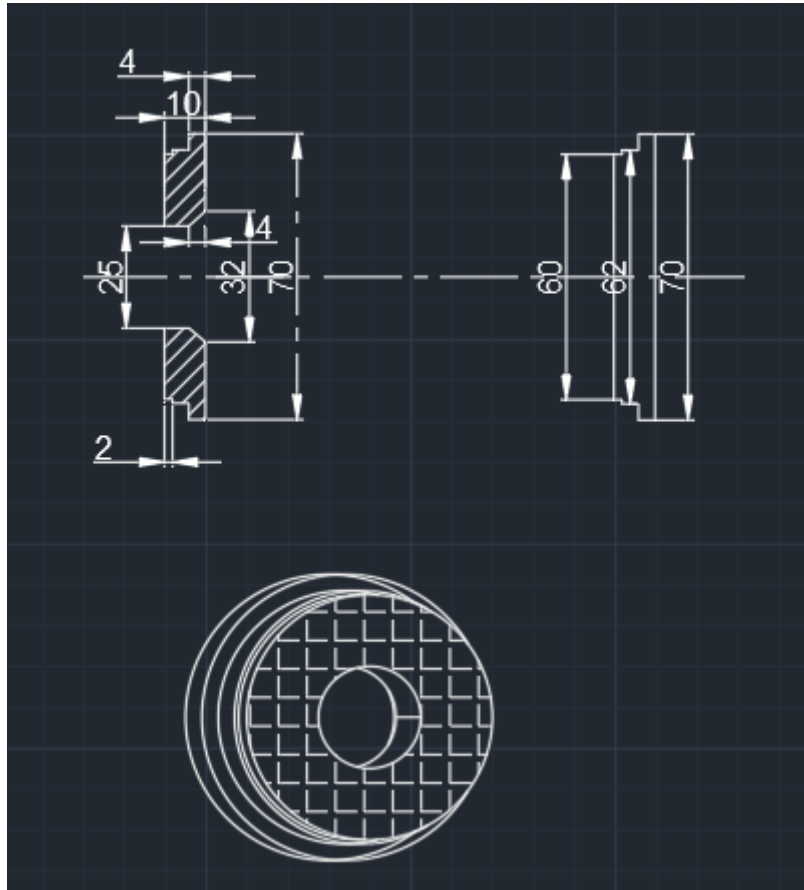
Lähtematerjal: kuumvalts ümarteras 70 mm. S355JR l=6000mm. DIN 1013 [12]

$$R_{eH} = 355 \text{ N/mm}^2$$

$$R_m = 470\text{--}630 \text{ N/mm}^2$$

3.3.1 Sellest lähtematerjalist lasen treida 10 mm paksused seibid, kus on sees 25 mm ava. Ava välimine serv on treitud koonusesse. Seibi ülaosasse on treitud astmed 60×2 mm ja 62×4 mm.





Joonis 3.3 Silindri põhi

### 3.4 Silindri välistoru ja silindri põhja ühendamine

3.4.1 Asetan välistoru keevituspöordlauale, keermestatud osa jätan allapoole.

3.4.2 Võtan silindri põhja ja asetan selle silindritoru peale. Silindri põhja peal olevad astmed jätan allapoole, niimoodi istub põhi ilusti osaliselt silindritoru sisse ja peale.

3.4.3 Kinnitan silindri põhja M16 poldiga keevituspöordlaua külge, et vältida keevituse ajal tekkivaid kõrvalekaldeid.

3.4.4 Keevitan CO<sub>2</sub> käsikeevitusega silindritoru ja silindri põhja omavahel kinni. Detailile annan nime KP-1.

### 3.5 Silindri põhja ja silindri sisetoru ühendamine

3.5.1 Asetan detaili KP-1 sisse keevituse abirakise.

Abirakise ülesandeks on hoida keevituse ajal sisemine silindritoru ilusti välimise silindritoru keskel.

3.5.2 Asetan keevituse abirakise sisse silindri sisetoru.

3.5.3 Asetan tekkinud koosluse hüdraulilise käsipressi alla, silindripõhi jääb allapoole.

3.5.4 Surun käsipressiga silindritoru silindri põhja sisse.

3.5.5 Võtan tekkinud koosluse käsipressi alt välja ja asetan selle keevituslauale, silindri põhja jätan ülespoole.

3.5.6 Ühendan omavahel silindri põhja ja silindri sisetoru CO<sub>2</sub> käsikeevitusega, vajadusel lihvin keevisõmblust nurklihvijaga. Silindri põhjast peab tekkima sile pind.

3.5.7 Eemaldan keevituse abirakise.

3.5.8 Võtan ¼ tollise nipli ja keevitan selle silindritoru välisseina külge. Nipli keskosa peab jääma silindri põhja ülemisest servast 2 mm kõrgemale [14]

3.5.9 Puurin silindri välisseinast läbi 4 mm ava. Ava puurimiseks kasutan nipli sees olevat ava ja saan sealt õige toetuspunkti. Puuritud avast hakkab hiljem liikuma silindrisse töövedelik.

3.5.10 Tekkinud koosluse avad katan kinni, et seda oleks võimalik pulbervärviga värvida.

3.5.11 Saadan antud koosluse pulbervärvimisse.

## 3.6 Silindri kolvitoru

Lähtematerjal: silindritoru 32×25 mm, l=5000 mm, EN 10305-2, E 355+C, H9 RTU [5]

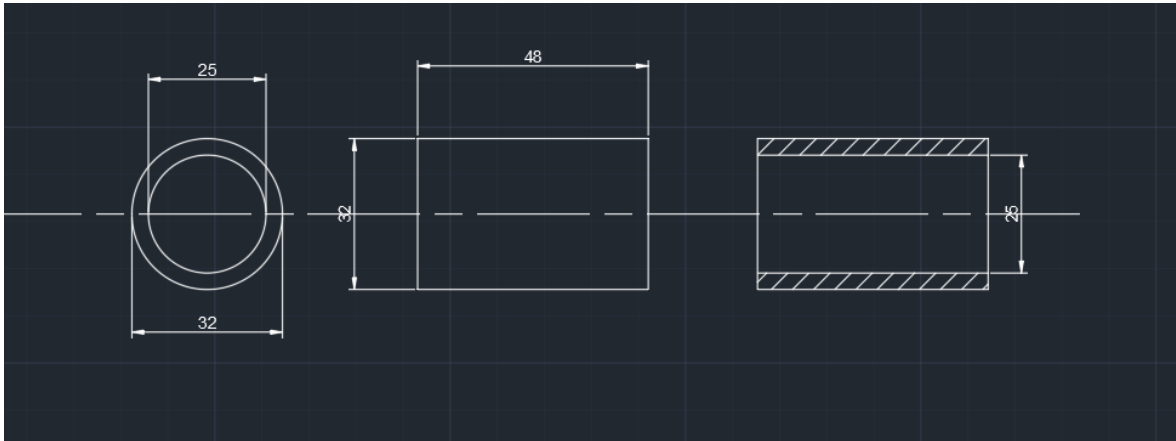
$Ra < 0,8 \mu\text{m}$ .

$R_{eH} = 630 \text{ MPa}$ .

3.6.1 Asetan silindritoru 32×25×5000 mm lintsaale ja lõikan sellest 48 mm tüki.

3.6.2 Saadud detaili asetan treipinki ja teen ühte otsa keevitusfaasi.

3.6.3 Detaili teise otsa teen juhtfaasi, et seda oleks hiljem kergem paigaldada silindri kolvi sisse.



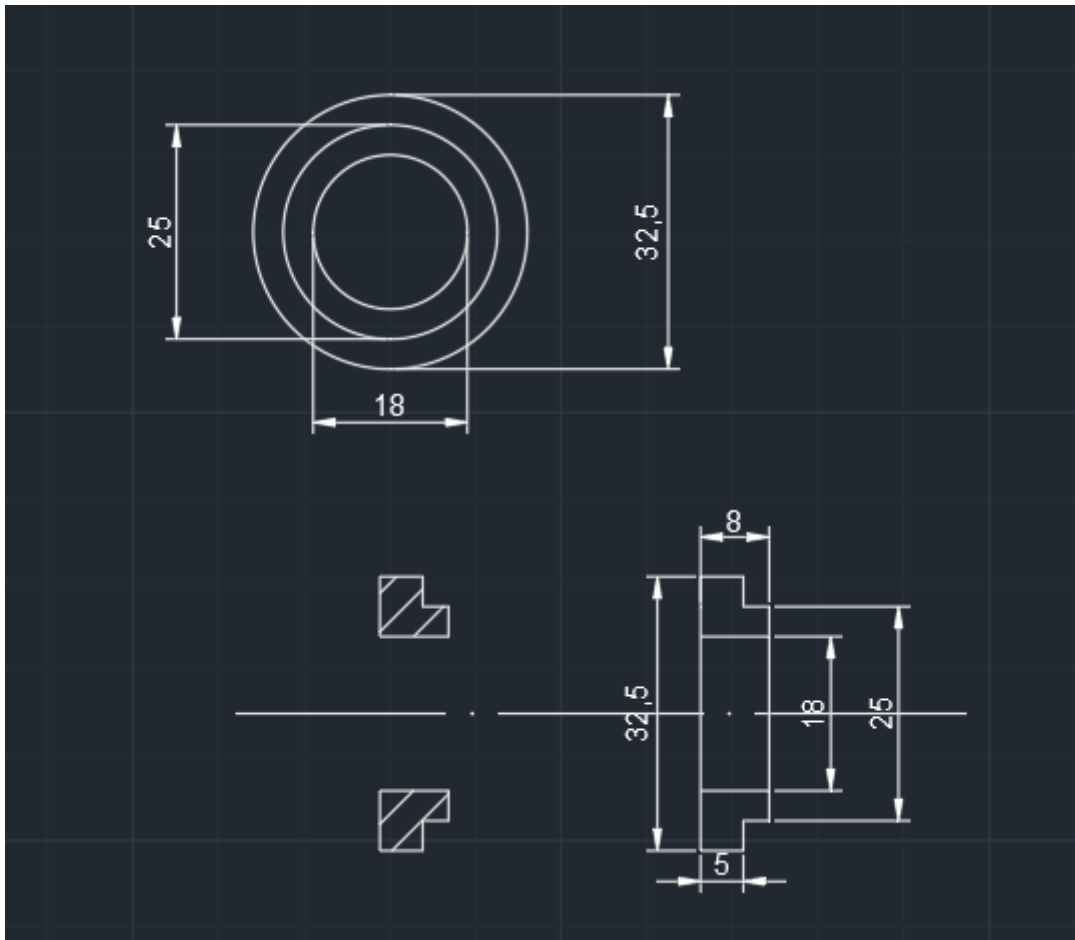
Joonis 3.4 Silindri kolvitoru

### 3.7 Silindri kolvitoru otsakork

Lähtematerjal: kuumvaltsleht S 355 J2 mõõtudega 1500×3000×8 mm [12]

3.7.1 Sellisest lähtematerjalist tellisin seibi, mille välisläbimõõt on 32,5 mm, siseläbimõõt 18 mm ja paksus 8 mm. See seib valmistati laserlõikust kasutades.

3.7.2 Saadud seibi aetasin trepinkki, kus tegin sellele astme 25×3 mm. Aste on vajalik selleks, et otsakork istuks hiljem täpselt kolvivarre peale.



Joonis 3.5 Silindri kolvitoru otsakork

### 3.8 Silindri kolvitoru ja otsakorgi ühendamine

3.8.1 Asetan silindri kolvitoru keevituspöördlauale nii, et toru peal olev keevitusfaas jääks ülespoole.

3.8.2 Võtan otsakorgi ja asetan selle kolvitoru otsa, otsakorgi peale tehtud 25×3 mm astme jätan suunaga alla.

3.8.3 Kinnitan otsakorgi koos kolvitoruga M18 poldiga keevituspöördlaua külge.

3.8.4 Keevitan otsakorgi ja kolvitoru omavahel kinni.

3.8.5 Eemaldan toote keevituspöördlaua küljest.

3.8.6 Paigaldan toote treipinki ja eemaldan üleliigse keevisõmbeluse, et saadud tulemus oleks hiljem võimalik üle kroomida.

3.8.7 Eemaldan toote treipingist ja katan kolvivarre alaosa teibiga 19 mm kõrguseni. Ühtlasi katan kolvivarre siseosa niiskuskindlalt.

3.8.8 Saadan tekkinud tulemuse kroomimisse.

### 3.9 Silindri kolb

Lähtematerjal: kroomitud varras 60 Cr 20 Mn V6, f7 [5]

$R_p \text{ min} = 450 \text{ N/mm}^2$

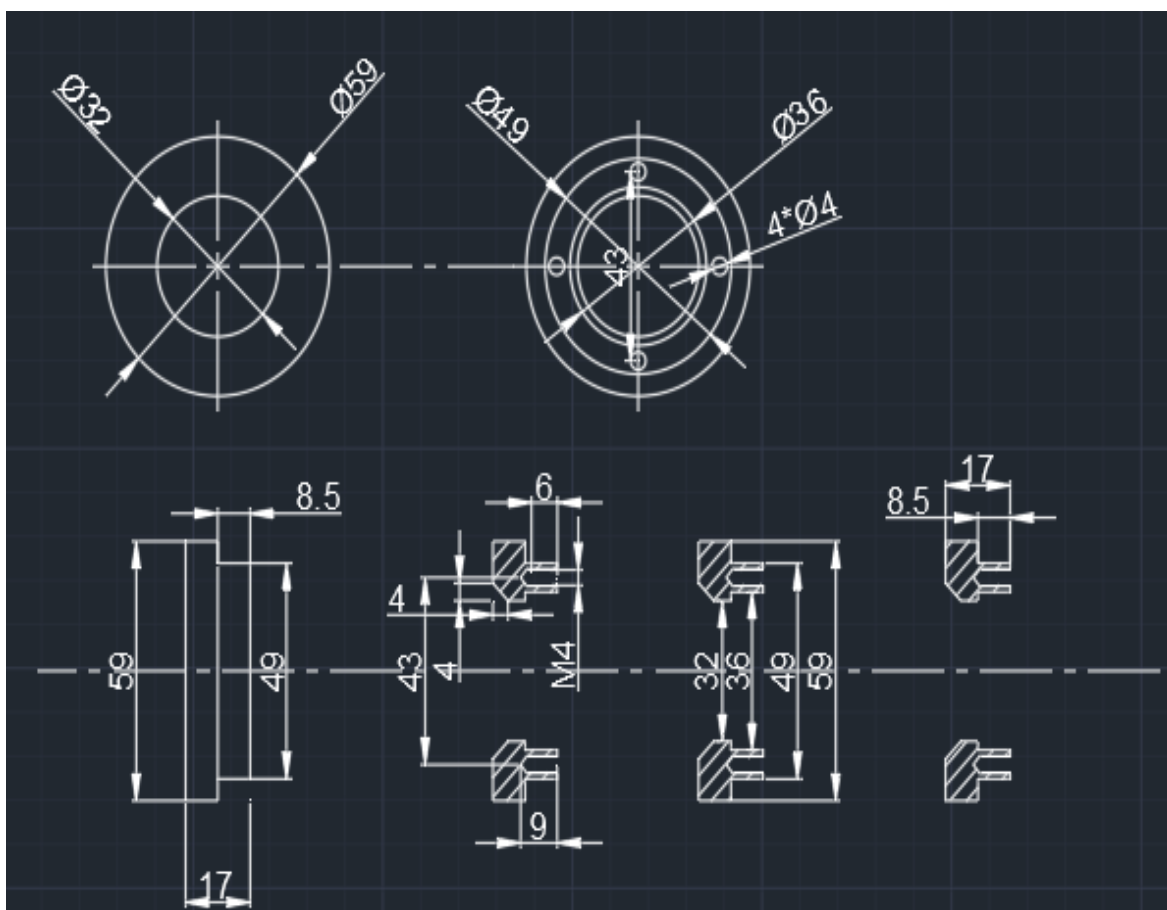
$R_m \text{ min} = 600 \text{ N/mm}^2$

3.9.1 Antud materjalist lasen treida 58,5×17 mm kettad, kus on sees 32 mm ava.

3.9.2 Ketta alaosasse on tehtud kaks UN tihendipesa 35×9 mm ja 49,5×9 mm [13]

3.9.3 Kahe tihendipesa vahelisele alale on tehtud neli keerrestatud ava M4×9 mm.

3.9.4 Kolvi ülaosasse tehakse keevitusfaas 9 mm.



Joonis 3.6 Silindri kolb

### 3.10 Silindri kolvi ja kolvivarda ühendamine

3.10.1 Puhastan kroomimisest tulnud kolvivarda.

3.10.2 Asetan silindri kolvi hüdraulilise käsipressi alla. UN tihendipesad jätan allapoole.

3.10.3 Silindri kolvi peale asetan kolvivarre, kolvivarre otsakorgi jätan ülespoole.

3.10.4 Pressin kolvivarre kolvi sisse.

3.10.5 Eemaldan toote pressi alt ja asetan selle keevituspöördlauale. Kolviosa jääb alla.

3.10.6 Ühendan kolvivarre ja kolvi omavahel, kasutades CO<sub>2</sub> käsikeevitust.

3.10.7 Lasen tootel jahtuda.

3.10.8 Asetan toote treipinki, taastan sisemise UN tihendipesa sügavuse.

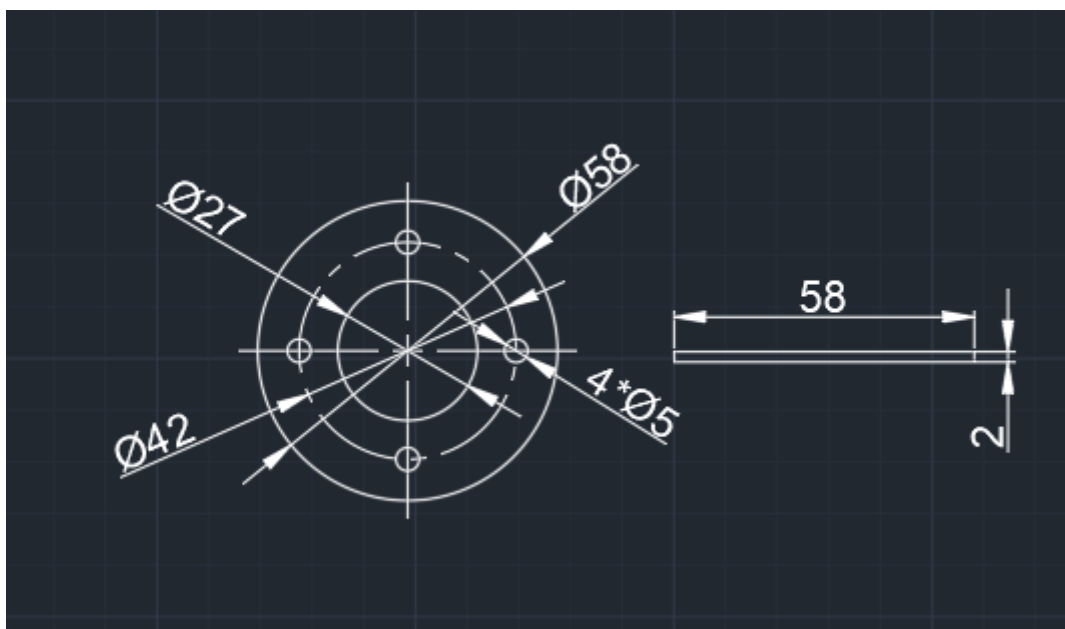
3.10.9 Taastan kolvivarre sisemõõdu 25 mm, mis on keevituse tõttu oma suurst muutnud.

### 3.11 Silindri kolvi põhjaseib

Lähtematerjal: kuumvaltsleht S 235 JR [12]

3.11.1 Antud materjalist lasen laserlõikuses lõigata seibi mõõtudega 58×27×2 mm.

3.11.2 Seibile lasen teha neli ava läbimõõduga 5 mm.



Joonis 3.7 Silindri kolvi põhjaseib

## **3.12 Silindri kolvi komplekteerimine**

3.12.1 Paigaldan kolvi tihendipesadesse UN 60\*50\*7 mm ja UN 35×25×8 mm tihendid [13]

3.12.2 Paigaldan kolvipõhja silindri kolvi põhjaseibi, mille kinnitan nelja M4×8 poldiga. [15]

## **3.13 Silindri otsakaas**

Lähtematerjal: kuumvalts ümarteras 65 mm, S 355 J2 DIN 1013 [12]

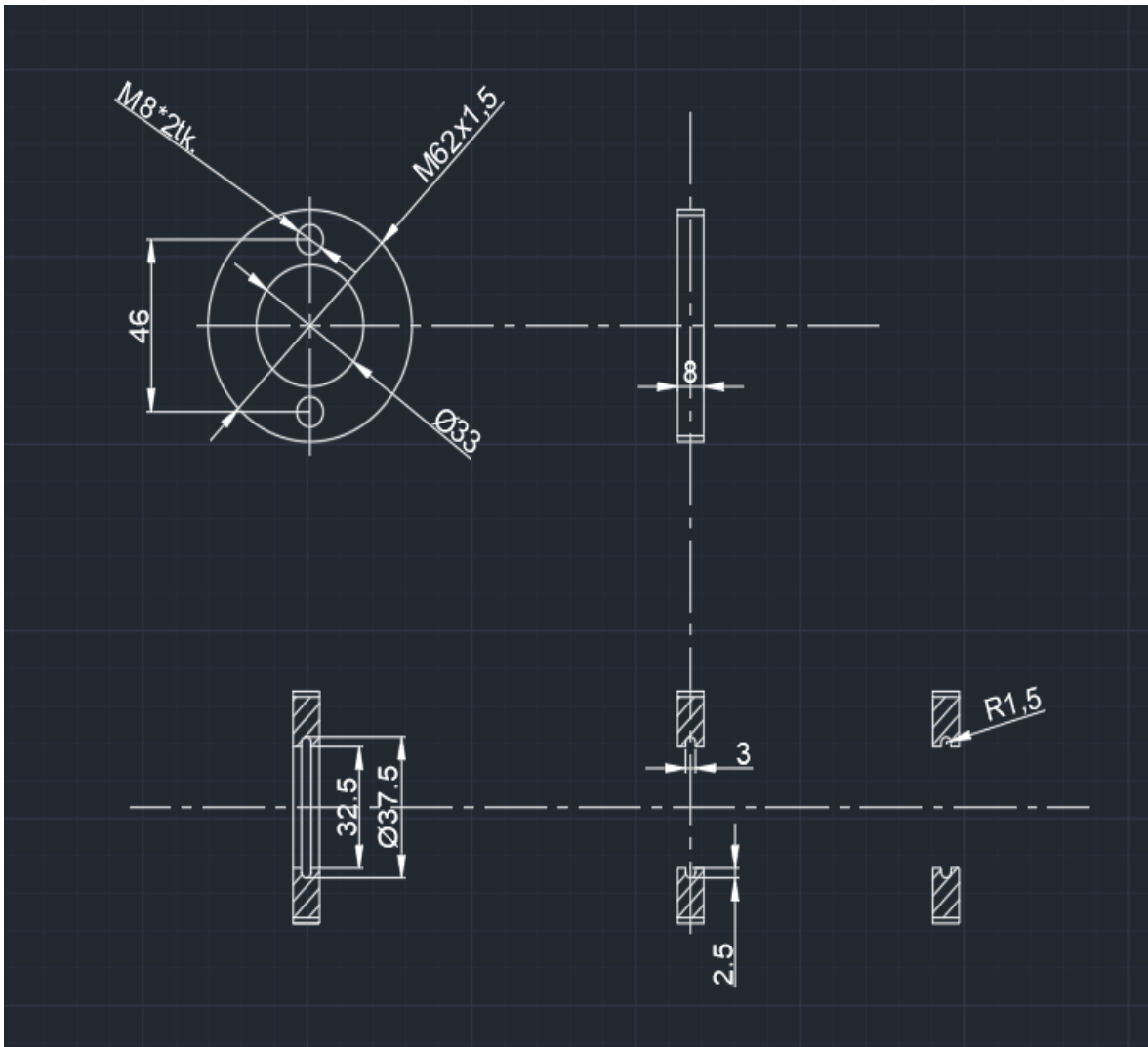
3.13.1 Lasen treida otsakorgi mõõtmetega 62×8 mm ja sinna tehakse kaks keermstatud ava M8 (vt joonist 3.8)

3.13.2 Otsakorgi välisosasse tehakse keere M62×1,5 mm.

3.13.3 Otsakorgi siseosasse tehakse ava mõõduga 32,5 mm ja sinna ava sisse tehakse puhastusrõnga soon mõõtudega 38×3 mm.

3.13.4 Treimisest tulnud otsakaane saadan galvaanikasse, kus see kaetakse külmtsingiga.

3.13.5 Galvaanikast tulnud otsakaane sisse paigaldan tolmuksaite rõnga mõõtudega 38×3 mm [13]



Joonis 3.8 Silindri otsakaas

### 3.14 Silindri komplekteerimine

3.14.1 Võtan silindri korpuse ja teen selle seest hüdraulikaõliga kokku.

3.14.2 Teen silindri kolvitiendid ja kolvivarre seest hüdraulikaõliga kokku.

3.14.3 Asetan silindri kolvi silindri korpuse sisse.

3.14.4 Võtan silindri otsakaane ja keeran selle silindri korpuse külge kinni.

Otsakaane keeramiseks kasutan otsakaane võtit.

3.14.5 Otsakaane võtmeavadesse keeran ette M8x8 korgid. Korkide keermetele lisan enne keermeliimi [16]



#### 4. KASUTATUD MATERJALIDE KIRJELDUS.

Silindritoruks kasutan: silindritoru 70×60 EN 10305-2, E 355+C, H9 RTU [5]

$Ra < 0,8 \mu\text{m}$ .

$R_{eH} = 590 \text{ MPa}$ .

Silindri kolvivarreks kasutan: silindritoru 32×25 EN 10305-2, E 355+C, H9 RTU [5]

$Ra < 0,8 \mu\text{m}$ .

$R_{eH} = 590 \text{ MPa}$ .

Silindri kolviks kasutan: kroomitud varras 60 Cr 20 Mn V6, f7 [5]

$R_p \text{ min} = 450 \text{ N/mm}^2$

$R_m \text{ min} = 600 \text{ N/mm}^2$

Silindri kolvivarre juhttoruks kasutan: kroomitud varras 25 Cr 20 Mn V6, f7 [5]

$R_p \text{ min} = 450 \text{ N/mm}^2$

$R_m \text{ min} = 600 \text{ N/mm}^2$

Silindri põhjaks kasutan: kuumvalts ümarteras 70 mm, S 355 J2 DIN 1013 [12]

$R_{eH} = 355 \text{ N/mm}^2$

$R_m = 470\text{--}630 \text{ N/mm}^2$

Silindri kaaneks kasutan: kuumvalts ümarteras  $D = 65 \text{ mm}$ . [12]

EN10060:2003, DIN 1013

Kolvitihend: UN 60×50×7mm ja 35×25×8mm. [13]

Sirgühendus: SKU 7002-xx [14]

## KOKKUVÕTE

Selle lõputöö projekti tegemiseks andis tõuke iseenese vajadus. Tegelen autoremondiga, kus on pidevalt vaja vahetada pukse ja laagreid kitsastes tingimustes.

Samas, et eemaldada pukse ja laagreid, on vaja küllaltki suuri jõudusid. Üldjuhul on pukside siseavad küllaltki väikesed, 10–18 mm.

Nii saigi endale püstitatud eesmärk projekteerida keskavaga kompakt hüdrocilinder, mille tõstejõud on 131 kN.

Sarnaseid silindreid on valmistatud varemgi, aga need on väiksema tõmbejõuga ning samade gabariitide juures on neil ka väiksem kolvikäik kui minu projekteeritud silindril.

Esmalt uurisin, milliseid materjale kasutada ja kas neid on Eestis saada. Selleks tegin erinevaid arvutusi, mõõtmisi ja jooniseid. Arvutusi on vaja teha selleks, et aru saada, kas autori valitud materjalide suurus ja tugevus sobivad sellise projekti tegemiseks. Jooniseid on vaja teha selleks, et näha, milline hakkab projekteeritav silinder välja nägema, ja aru saada, mille põhjal on arvutused tehtud. Valitud projekti puhul tegin ülevaate, milliste masinatega ja kuidas silindri erinevaid osi valmistada ning kuidas erinevad detailid hiljem valmis tooteks siduda. Projekti käigus tutvusin erinevate pinna kaitsmise viisidega, et tulemus näeks hea välja ning oleks kaitstud korrosiooni eest.

Lõpptulemuseks sai projekteeritud keskavaga kompakt hüdrocilinder. Hüdrocilindri kõrgus on 72 mm, läbimõõt 70 mm, töökäik 23 mm ja keskava läbimõõt 18 mm.

Hüdrocilindri tõmbejõud on 131 kN ja töö rõhk 560 bar.

## **SUMMARY**

The project for this work was inspired by my own need. I work in car repair, where it is necessary to constantly change bushings and bearings in tight conditions.

At the same time, removing bushings and bearings requires significant forces. Generally the inner holes of bushings are quite small, 10-18 mm.

Thus, the goal of this work was to design a compact hydraulic cylinder with center hole, with a lifting force of 131 kN.

Similar cylinders have been made before, but with lower tensile force, and

with the same dimensions they also have lower stroke than the cylinder that I have designed.

First, I researched what materials to use and whether they are available in Estonia. For that I made various calculations, measurements and drawings. Calculations are necessary to understand if the size and strength chosen by the author are suitable for the project. Drawings are necessary to see what the designed cylinder will look like and to understand what the calculations are based on. I made an overview of the selected project, with which machines and how to make different parts of the cylinder and how to combine different components into a finished product. During this project, I got acquainted with different ways of protecting the surface so that the result would look good and protect it from corrosion.

The end result was a design of compact hydraulic cylinder with centre hole. The height of the hydraulic cylinder is 72 mm, diameter is 70 mm, stroke 23 mm and the diameter of the center hole is 18 mm.

The hydraulic cylinder has a tensile force of 131 kN and an operating pressure of 560 bar.

## KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU

1. <https://moodle.taltech.ee/course/view.php?id=30147>. (21.11.21a)
2. R.Soots, Hüdraulika ja hüdroseadmed. Tallinna Tehnikakõrgkool.Tallinn 2009. lk 1114.
3. <https://www.tksimplex.com/en-sx/center-hole-cylinders/center-hole-cylinder/RC120A>. (08.01.22a)
- 4.[http://www.macscottbond.co.uk/resources/PRODUCTS/PowerTeam/Datasheets/Cylinders/RH\\_Series\\_Power\\_Team\\_Hydraulic\\_Cylinder.pdf](http://www.macscottbond.co.uk/resources/PRODUCTS/PowerTeam/Datasheets/Cylinders/RH_Series_Power_Team_Hydraulic_Cylinder.pdf) (08.01.22a)
5. <http://www.urmet.ee/wp-content/uploads/2017/11/HÜDRAULIKATERASED.pdf> (12.08.21a)
6. G. Arjassov, Tugevusõpetus, Teema 2. Tõmme ja surve. <https://moodle.taltech.ee/> (18.01.22a)
7. Писаренко Г.С. Сопротивление материалов. Киев, Вища школа, 1991.
8. G. Arjassov, Hüdro- ja pneumoajamid. Teema 8. Kasutatavad valemid ja mõõtühikud. <https://moodle.taltech.ee/> (19.01.22a)
9. G. Arjassov, Hüdro- ja pneumoajam, Teema 8a. Hüdrosilindrid. <https://moodle.taltech.ee/> (19.01.22a)
10. G. Arjassov, Masinaelemendid. Teema 4. Keevisliited. <https://moodle.taltech.ee/> (24.01.22a)
11. G. Arjassov, Tugevusõpetus. Teema 14. Surujõud ja varraste stabiilsus. <https://moodle.taltech.ee/> (21.01.22a)
12. [http://www.frellok.ee/products\\_est.pdf](http://www.frellok.ee/products_est.pdf) (28.11.21a)
13. [https://www.hydroscand.ee/ee\\_ee/tooted](https://www.hydroscand.ee/ee_ee/tooted) (29.11.21a)
14. [https://www.hydroscand.ee/ee\\_ee/tooted/adapter/bsp/sirge](https://www.hydroscand.ee/ee_ee/tooted/adapter/bsp/sirge) (29.11.21a)
15. <https://balticbolt.ee/ProductGroups/Details/105> (05.12.21a)
16. <https://balticbolt.ee/ProductGroups?categoryId=51> (05.12.21a)