



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOO
INSENERITEADUSKOND
Elektroenergeetika ja mehhatroonika instituut

PABERIPLOKKIDE AUGUSTAMISEKS MÕELDUD TÖÖSTUSLIKU STANTSPINGI PROJEKTEERIMINE

DESIGNING OF AN INDUSTRIAL PAPER PUNCHING PRESS

BAKALAUREUSETÖÖ

Üliõpilane: Silver Juurik

Üliõpilaskood 155267MAHB

Juhendaja: Andres Petritšenko
Mehaanika ja
tööstustehnika instituut,
insener

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.

"....." 201.....

Autor:

/ allkiri /

Töö vastab bakalaureusetöö esitatud nõuetele

"....." 201.....

Juhendaja:

/ allkiri /

Kaitsmisele lubatud

".....".....201... .

Kaitsmiskomisjoni esimees

/ nimi ja allkiri /

TTÜ Inseneriteaduskond

LÕPUTÖÖ ÜLESANNE

Üliõpilane: Silver Juurik 155267MAHB

Õppekava, peeriala: MAHB02/13, mehhatroonika

Juhendaja(d): Andres Petritšenko, +372 5076055, volitatud mehaanikainsener, tase 8

Konsultant: Meelis Viisileht, volitatud mehaanikainsener, tase 8

Teamwork Engineering OÜ, +372 5110916, info@twe.ee

Lõputöö teema:

Paberiplokkide augustamiseks mõeldud tööstusliku stantspingi projekteerimine

Designing of an industrial paper punching press

Lõputöö põhieesmärgid:

1. Projekteerida ja teha tugevusarvutused stantsi raamile.
2. Koostada stantspingile hüdrosilindri juhtimine ja hüdraulika komponentide valik.
3. Koostada stantspingi erinevatele komponentidele vajaliku toite jaoks elektrilahendus.

Lõputöö etapid ja ajakava:

Nr	Ülesande kirjeldus	Tähtaeg
1.	Stantspingile raami projekteerimine ja tugevusarvutused	31.10.2019
2.	Hüdrosilindri automaatikaskeemid, -programm ja komponentide valik	15.11.2019
3.	Stantspingi elektrikomponentide valik, toide, elektriskeemid	10.12.2019

Töö keel: Eesti keel

Lõputöö esitamise tähtaeg: "3" Jaanuar 2020a

Üliõpilane: ".....".....201....a

/allkiri/

Juhendaja: ".....".....201....a

/allkiri/

Programmijuht: ".....".....201....a

/allkiri/

LÜHENDITE JA TÄHISTE LOETELU

AC – Vahelduvvool (ingl k *Alternating current*)

CAD – Raalprojekteerimine (ingl k *Computer-aided design*)

DC – Alalisvool (ingl k *Direct current*)

FEM – Lõplike elementide meetod (ing k *Finite element method*)

NC – Tavaolekus suletud kontakt (ingl k *Normally closed*)

NO – Tavaolekus avatud kontakt (ingl k *Normally open*)

SISUKORD

AUTORIDEKLARATSIOON.....	2
LÕPUTÖÖ ÜLESANNE	3
LÜHENDITE JA TÄHISTE LOETELU	4
SISSEJUHATUS	6
LÄHTEÜLESANNE:	7
1. HÜDROSILINDRIT TOETAVA RAAMI JA KINNITUSVAHENDITE TUGEVSARVUTUSED	8
1.1 Hüdrosilindri ja raami poltliidete tugevsarvutus.....	9
1.2 Raami plaatide vaheliste poltliidete tugevsarvutus	11
1.3 Raami sisejõudude tugevsanalüüs	14
2. STANTSPINGI HÜDRAULIKA.....	16
2.1 Hüdraulika komponentide valik	16
2.1.1 Hüdropump	16
2.1.2 Elektrimootor	17
2.1.3 Suunaventil ja vooluventil	18
2.1.4 Hüdrosüsteemi torustik.....	19
2.1.5 Hüdropaak	20
2.1.6 Hüdrojaam	21
2.2 Hüdroskeem ja silindri juhtimine	22
3. STANTSPINGI ELEKTROONIKA	26
3.1 Stantspingi elektrikomponentide valik.....	26
3.1.1 Startlüliti	26
3.1.2 Andurid	26
3.1.3 Releed	27
3.1.4 Kaitsmed	27
3.1.5 Pea- ja stopplülid	28
3.1.6 Riviklemmid	29
3.1.7 Toiteplokk	30
3.2 Elektriskeem	31
KOKKUVÕTE.....	32
SUMMARY	34
KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU.....	36

SISSEJUHATUS

Käesoleva lõputöö aluseks on ettevõttes Teamwork Engineering OÜ tehtud projekt, mis sisaldas endas A1 paberiplokkide augustamiseks mõeldud stantspingi projekteerimist. Stantspingi disainis lähtuti kliendi poolt varustatud hüdrosilindri ja paberiploki augustamiseks vajaminevatest parameetritest.

Põhilised lahendatavad probleemid:

1. Olemasoleva hüdrosilindri tööle vastupidava raami projekteerimine ja selle vastupidavuse kontrollimine.
2. Hüdrosilindri tööks vajaminevate hüdraulika komponentide valik ja juhtimiseks hüdroskeemi kokkupanek.
3. Stantspingi elektrikomponentide valik, nende piisava toite tagamine ning ühendus

Stantspingi raam, mille külge kinnitub hüdrosilinder, peab olema konstrueeritud nii, et läbivajumised mis on põhjustatud silindri poolt tekitatud suurest jõust on minimaalsed. Raamis toimuvate deformatsioonide ja jõudude simuleerimiseks viime läbi ANSYS tarkvara abil FEM analüüsi.

Käesolevas töös ei viida läbi paberiploki matriitsi ega templi projekteerimist. Kliendi poolt on eelpool nimetatud detailid ettevalmistatud kindlate mõõtudega ja augustamisavadega. Lähtuvalt nendest suurustest ehitatakse matriitsile ümber terasest S355 raam.

Stantspingi tööd juhib operaator kelle ülesandeks on lükata paberiplokk stantspingi matriitsi ja silindri külge kinnitatud lõiketerade vahele ning seejärel käivitada seadme töotsükkel. Töotsükli jaoks on silindrile vaja välja mõelda hüdrolahendus, mis hõlmab endas hüdroskeemi kokkupanekut, silindri töötamise loogikat ja vajaminevate komponentide väljavalikut.

Seadmele on samuti vajalik välja valida vajaminevad elektroonikakomponendid ning tagada nende piisav ja korrektne toide koostades vajalikud elektriskeemid.

Selle lõputöö probleemide kattumine mitmete mehhatroonika valdkondadega (mehaanika, automaatika, elektroonika) oli põhiliseks mõjutuseks teema valikul.

Lõputöö tegemisel olid kasutusel järgmised arvutitarkvarad:

PTC Creo Elements/Direct Modeling – 3D mudelid

ANSYS – Stantsi raamile mõjuvate jõudude simuleerimine ja arvutamine

FluidSIM-H – Hüdroskeemi kokkupanek ja simulatsioon

DesignSpark Electrical – Elektriskeemi koostamine

LÄHTEÜLESANNE:

Projekti tellinud ettevõtte poolt määratud parameetrid stantspingile:

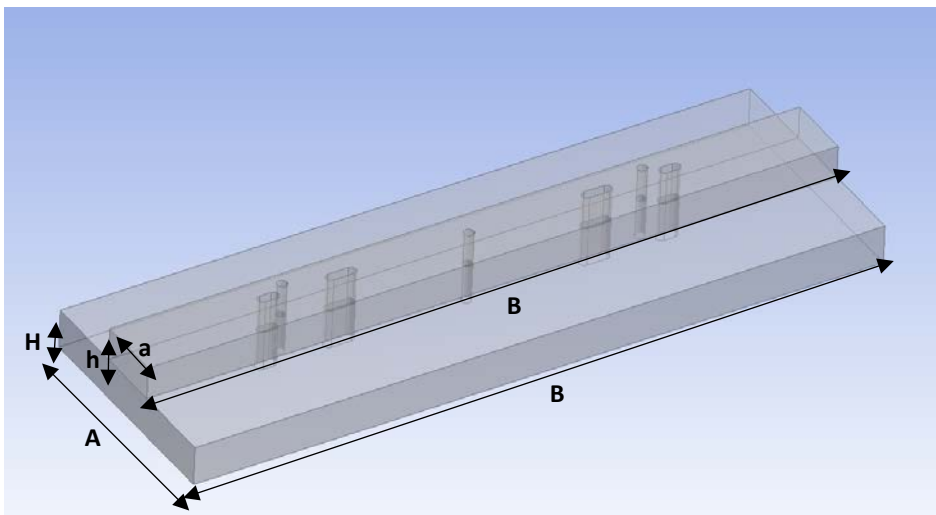
- Paberiplokile rakendatav jõud löiketerade poolt $F = 73,5$ kN
- silindri liikumise kiirus $v_p = 15$ mm/s.
- Raami lubatud deformatsioon hüdrosilindri liikumise käigus kuni 0,5 mm.
- Raami konstrueerimiseks teras S355.

Kliendi poolt tagatud hüdrosilindri mõõdud:

- Hüdrosilindri kolvi läbimõõt: $d_k = 125$ mm = 0,125 m
- Hüdrosilindri kolvivarre läbimõõt: $d_{kv} = 70$ mm = 0,07 m
- Hüdrosilindri käik: $L = 20$ mm = 0,02 m

Matriits ja tempel:

- Templi ja matriitsi pikkus $B = 850$ mm
- Matriitsi laius $A = 280$ mm
- Matriitsi kõrgus $H = 48$ mm
- Templi laius $a = 80$ mm
- Templi kõrgus $h = 40$ mm



Matriitsi ja templi mõõtmed

Eelpool leitud väärtused ja ettekirjutatud parameetrid on aluseks järgnevates punktides läbiviidud arvutusteks.

1. HÜDROSILINDRIT TOETAVA RAAMI JA KINNITUSVAHENDITE TUGEVUSARVUTUSED

Projektis kasutatav silinder peab olema kinnitatud piisavalt tugeva raami külge, mis on võimeline võtma vastu silindri poolt rakendatavat jõudu nii, et deformatsioonid oleksid lähteülesandes kirjeldatud lubatud piirides. Kasutame raami ehitamiseks konstruktsiooniterast S355.

Kogu silindri liikumine toimub nelinurkse raami sees, mis on nurkadest kinnitatud poltliidetega (vaata joonis 1.1),. Silinder on kinnitatud raami külge äärikuga poltliidetega. Raami vastupidavuse välja selgitamiseks on vajalik arvutada vastavad poltidele ja raamile endale mõjuvad pinged.

Paberiplokki augustatakse silindri pluss-suunalisel liikumisel. Teades lähteülesandes kirjeldatud vajaminevat jõudu ja silindri siseläbimõõtu saame välja arvutada silindri tööks vajaliku rõhu süsteemis.

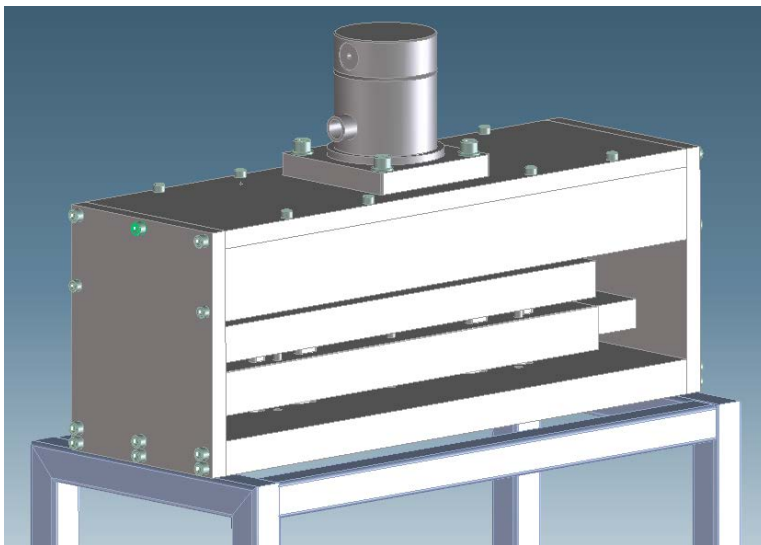
Silindri töö rõhu valem [1]:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi \cdot \frac{d_k^2}{4}} = \frac{73500}{\pi \cdot \frac{0,125^2}{4}} \approx 6 * 10^6 \text{ Pa} \quad (1.1)$$

kus

p – Silindri töö rõhk, Pa

A – Kolvi pindala, m²



Joonis 1.1 Kuvatõmmis raamist programmis Creo Elements/Direct Modeling

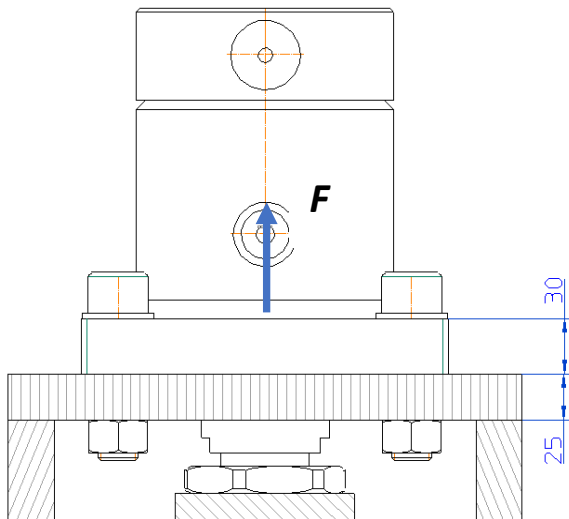
1.1 Hüdrosilindri ja raami poltliidete tugevusarvutus

Hüdrosilindri tööliikumise faasis, kus löiketerad jõuavad paberiplokini, rakendub silindri ääriku ja kinnitusplaadi vahel poltliidetes jõud $F = 73,5 \text{ kN}$, millega silinder üritab ennast raami küljest lahti rebida. Et valida piisava suurusega kinnitusvahendid, mis silindrit raami küljes hoiaks peame läbi viima poltide tugevusarvutused.

Probleemi kirjeldus:

Silinder on kinnitatud toetava raami külge kasutades teljesihiliselt koormatud eelpingestatud poltliidet, kus:

- Poldidele mõjuv koormus $F = 73,5 \text{ kN}$
- Polte on kokku 4 tk
- Poldid on võrdselt koormatud
- Kasutatud on tugevusklassiga 8.8 polte
- Poldid töötavad tõmbele
- Silindri ääriku materjal: S355
- Raami materjal: S355



1.1.1 Kuvatõmmis raami ja silindri vahelistest poltliidetest programmis Creo Elements/Direct Modeling

Ülesandeks on leida sobiva suurusega poldid, mis peavad vastu silindri poolt tekitatud jõule silindri pluss-liikumisele, mille käigus silinder üritab ennast raami küljest lahti suruda.

Leiame piisava suurusega poldid, mis silindri pluss-liikumisel tekitatud jõule vastu peavad ja võtame ohutuse huvides arvesse ka varutegurit.

8.8 tugevusklassiga ja keerme läbimõõduga $d = 16 \text{ mm} - 72 \text{ mm}$ tinglik voolepiir $\sigma_{Pf1} = 600 \text{ MPa}$ [2].

Võttes arvesse, et jõud on suur ja inimesed töötavad stantsi vahetuses läheduses peab valima poltidele piisava varuteguri.

Pugsley varuteguri arvutamise meetod [3]:

$$n_s = n_{sx} * n_{sy} \quad (1.2)$$

kus

n_s - Nõutav varutegur

n_{sx} – *Pugsley* meetodiga varuteguri arvutamise esimene parameeter, mis võtab arvesse materjalide, tööosavuse ja hoolduse kvaliteeti ja sarnaste disainide või seadmetega tegelemise varasemat kogemust ning infot koormuste kohta.

n_{sy} - *Pugsley* meetodiga varuteguri arvutamise teine parameeter, mis võtab arvesse riski seadmega töötavatele isikutele ja majanduslikku riski.

Info komponentidele mõjuvate jõudude kohta on teada kuid kasutatavad materjalid on tavaline terasplaat S355. Silindri ääriku valmistuskvaliteedi kohta info puudub. Selle alusel võtame

$n_{sx} = 2$. Majanduslik kahju ja oht inimestele võib olla seadme tõrke korral suur, seetõttu valime vastavalt *Pugsley* meetodile $n_{sy} = 1,6$.

$$n_s = 2 * 1.6 = 3,2$$

Poltidele mõjub jõud $F = 73,5 \text{ kN}$ võrdsest, see tähendab, et ühele poldile mõjuv jõud F_1 on

$$F_1 = \frac{F}{4} = \frac{73,5 \text{ kN}}{4} \approx 18,4 \text{ kN}$$

Võttes arvesse varutegurit leiame suurima jõu F_{1A} , mida üks polt peab kannatama:

$$F_{1A} = F_1 * n_s = 18,4 \text{ kN} * 3,2 \approx 59 \text{ kN}$$

Poldi tugevustingimuse valem [3]:

$$A_A \geq \frac{F_{1A}}{\sigma_{Pf1}} \quad (1.3)$$

kus

A_A - Raami tõmbejõudude vastuvõtivate poltide ristlõikepindala, m^2

$$A_A \geq \frac{59 \text{ kN}}{600 \text{ MPa}} = \frac{59000}{600 * 10^6} = 98,3 * 10^{-6} \text{ m}^2 \approx 98,3 \text{ mm}^2$$

Poldi, mille arvutuslik ristlõike pindala A_A on suurem kui $98,3 \text{ mm}^2$ hakkavad alates M16 ja üles [4].

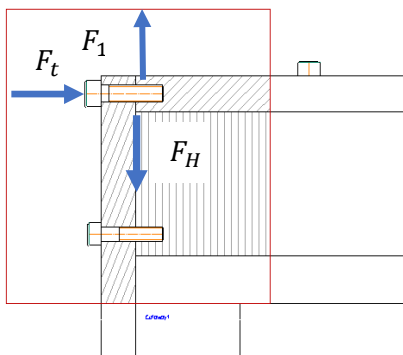
Silindri ääriku ja raami plaadi kinnitamiseks peame valima 8.8 tugevusklassiga M16 poldid, et poltliite poolt oleks tagatud piisav ohutus ja kindlus silindri jõudude vastu võtmiseks.

1.2 Raami plaatide vaheliste poltliidete tugevusarvutus

Silindrit hoidva raami plaatide vahelistes poltliidetes tekivad silindri töö käigus pöikjõud.

Silindri töö käigus võtavad pöikjõude vastu raami vertikaalsete küljplaatide kinnituspoldid. Poldid peavad olema eelpingestatud piisavalt, et raami plaatide vaheline hõõrdejõud oleks suurem kui silindri poolt tekitatud jõud $F = 73,5 \text{ kN}$.

- Poldidele mõjuv koormus $F = 73,5 \text{ kN}$
- Polte on kokku 10 tk (mõlemal pool 5 tk)
- Poldid on võrdselt koormatud
- Kasutatud on tugevusklassiga 8.8 polte
- Poldid töötavad **tõmbele**



1.2.1 Kuvatõmmis raami lõikest illustreerimaks ühele poldile mõjuvaid jõude programmis Creo Elements/Direct Modeling

Raami sümmeetrilisust arvesse võttes võime arvestada, et poldid on ühtlaselt koormatud. Arvutame välja ühele poldile mõjuva tegeliku põikkoormuse F_1 .

$$F_1 = \frac{F}{10} = \frac{73,5 \text{ kN}}{10} = 7,35 \text{ kN}$$

Arvutame välja kui suur tõmbejõud tuleb poldis tekitada, et vastu panna sellele mõjuvale põikkoormusele F_1 .

Poltliide hõõrdetingimuse valem [3]:

$$F_H = F_t * f \geq F_1 \quad (1.4)$$

kus

F_H - Raami plaatide vahel tekkiv hõõrdejõud, N

F_t - Poldis tekitatav tõmbejõud, N

f - Hõõrdetegur, kasutame teraspindade puhul 0,2 [5].

Avaldame hõõrdetingimuse valemist poldi tõmbejõu ja arvestame juurde valemis (1.2) leitud varuteguri n_s

Vajaminev tõmbejõud $[F]_t$ ühele poldile koos varuteguriga:

$$[F]_t = n_s * F_t = n_s * \frac{F_1}{f} = 3,2 * \frac{7,35}{0,2} \approx 118 \text{ kN} \quad (1.5)$$

Võtame arvesse liite kinnikeeramisel tekkinud väändedeformatsiooni varuteguriga $[S]_t = 1,3$.

Ühe poldi arvutuslik sisejõud F_s arvutus:

$$F_s = 1,3 * [F]_t = 1,3 * 118 \approx 153 \text{ kN}$$

Poldi tugevustingimuse valemi (1.3) järgi arvutame poldi ristlõikepindala [3]:

$$A_{B1} \geq \frac{F_s}{\sigma_{Pf2}}$$

kus

A_{B1} = Raami põikjõude vastu võtvate poltide ristlõikepindala, m^2

σ_{Pf2} = 8.8 tugevusklassiga ja keerme läbimõõduga ≤ 16 mm poltide tinglik voolepiir, MPa

$$A_{B1} \geq \frac{133 \text{ kN}}{580 \text{ MPa}} = \frac{153 * 10^3}{580 * 10^6} = 263,79 * 10^{-6} \text{ m}^2 \approx 264 \text{ mm}^2$$

Poldi, mille arvutuslik ristlõike pindala A_B on suurem kui 264 mm^2 hakkavad alates M24 ja üles [4]. M24 poldid on meie raami jaoks liiga suurte mõõtmetega. Käesoleva lahendusega leidsime vajamineva tõmbejõu poltides, mis suudaks tekitada raami komponentide vahel piisavalt suure hõõrdejõu, et vastu panna põikkoormusele. Seda lahendust saab rakendada, kui poldiavad on tehtud lõtkuga. Tehes vastavate tööriistadega täpsed poldiavad saame lahendada selle ülesande ka puhtalt lõikele.

Vastavalt vooletingimusele lõikel [6], mis leitakse tingliku voolepiiri kaudu saame arvutada välja lubatava lõikepinge meie poolt valitud tugevusklassiga poldis.

Voolavustingimuse lõikel valem [6]:

$$k_{max} = \frac{\sigma_{Pf2}}{\sqrt{3}} \quad (1.6)$$

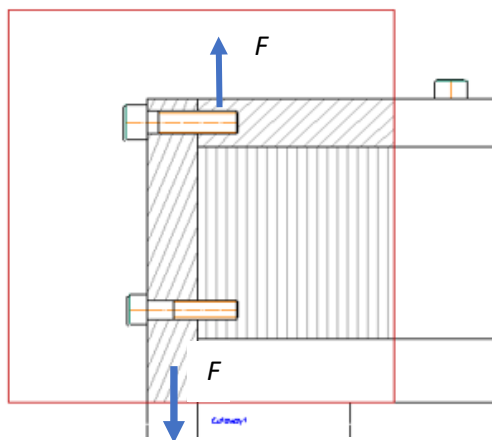
kus

k_{max} – poldi voolepiir põikkoormusel, MPa

$$k_{max} = \frac{580}{\sqrt{3}} = 334,86 \approx 335 \text{ MPa}$$

Leiame vajaminevad poldid eeldusel, et need paiknevad raami avades ilma lõtkuta.

- Poltidele mõjuv koormus $F = 73,5 \text{ kN}$
- Polte on kokku 10 tk (mõlemal pool 5 tk)
- Poldid on võrdselt koormatud
- Kasutatud on tugevusklassiga 8.8 polte
- Poltide lubatav lõikepinge on 335 MPa
- Poldid töötavad **lõikele**



1.2.2 Kuvatõmmis raami lõikest illustreerimaks raamis mõjuvaid jõude programmis Creo Elements/Direct Modeling

Leiame ühe poldi suurima löikepinge koos varuteguriga n_s .

Valem lubatud löikepinge leidmiseks võttes arvesse varutegurit [7]:

$$n_s = \frac{k_{max}}{k_l} \quad (1.7)$$

kus

k_l – lubatud löikepinge, MPa

Avaldades valemist (1.7) k_l saame:

$$k_l = \frac{k_{max}}{n_s} = \frac{335 \text{ MPa}}{3,2} = 104,68 \approx 105 \text{ MPa}$$

Leiame poldi ristlõike pindala kasutades valemit (1.3)

$$A_{B2} \geq \frac{F_1}{k_l}$$

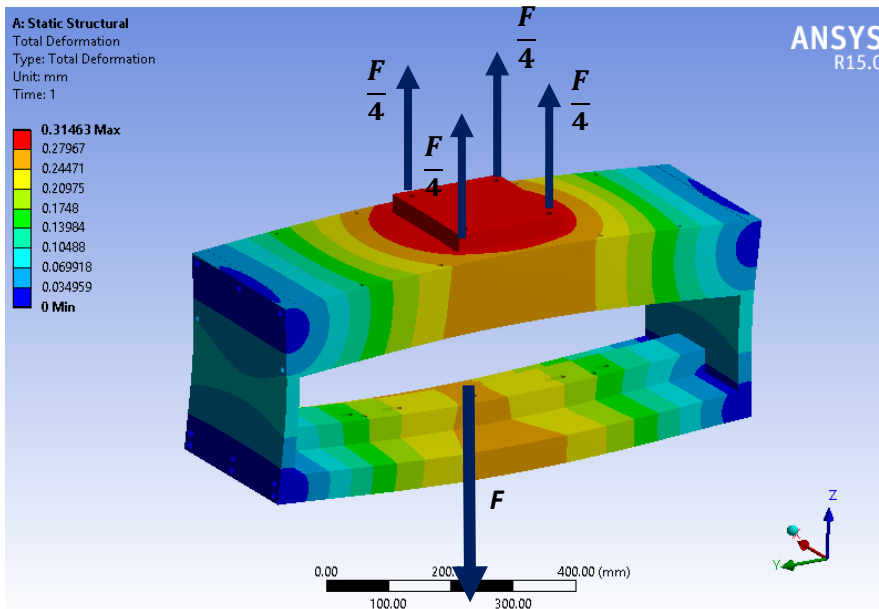
$$A_{B2} \geq \frac{7,35 \text{ kN}}{105 \text{ MPa}} = \frac{7,35 * 10^3}{105 * 10^6} = 69,5 * 10^{-6} \text{ m}^2 \approx 70 \text{ mm}^2$$

Poldid, mille ristlõike arvutuslik pindala on vähemalt 70 mm^2 algavad poltidest M12, mille ristlõike pindala on $84,3 \text{ mm}^2$ [4]. M12 poltide mõõtmed sobivad meie disainiga seega valime raami konstrueerimiseks need poldid ning avad töötlemise täpsed, et poldid töötaks puhtalt löikele.

1.3 Raami sisejõudude tugevusanalüüs

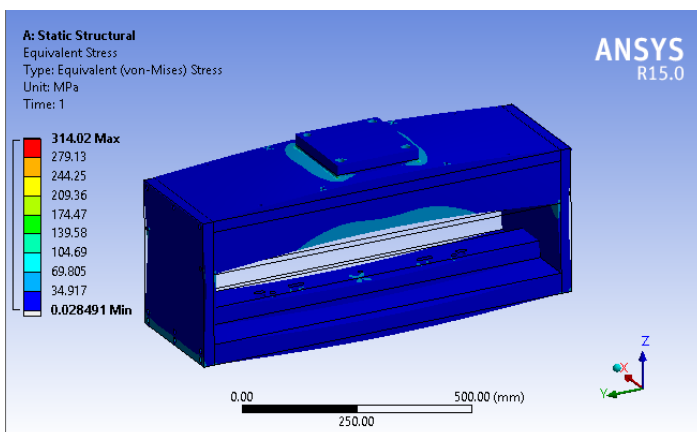
Raami sisejõudude analüüsi eesmärgiks on kontrollida raami konstruktsioonis tekkivaid deformatsioone ja pingeid silindri töö käigus. Rakendame omavahel ühendatud terasest S355 25mm-se paksusega raami plaadi ja 30 mm-se paksusega silindri äärikule hüdrosilindri poolt tekitatud jõudu $F = 73,5 \text{ kN}$ jagatud nelja poldiava vahel suunaga ülespoole ja vastassuunas samasuur jõud, mis surub matriitsi pinnale. Analüüsi ja simulatsioonide läbiviimiseks on kasutatud CAD-programmi ANSYS. Joonised 1.3.1 ja 1.3.2 ei vasta visuaalselt raamis toimunud muutustele, deformatsioonide kujutus on tarkvara poolt võimendatud nende paremaks visualiseerimiseks.

Suurimad deformatsioonid stantspingi raamis toimuvad ülemise horisontaalse raamiplaadi juures. Olles silindri jaoks lõigatud avaga on see raami nõrgim koht ja seega on ka suurim deformatsioon, milleks on 0,3 mm seal õigustatud. 0,3 mm jääb kliendi poolt lubatava deformatsiooni piiridesse seega võib raami konstruktsioon jääda selliseks nagu ta oli testi läbiviimise hetkel.



1.3.1 Kuvatõmmis programmist ANSYS raamis toimunud deformatsioonide simulatsioonist

Nagu näha pildil 1.3.2 mõjub suurim jõud raamis kohas kus raam on fikseeritud, milleks on vertikaalsete raamiplaatide alumised küljed (vaata joonis 1.1), kus toimuvad silindri poolt tekitatud rõhuvatele jõududele veel kinnitusest tulenevad rebivad jõud. Samuti mõjub teistest asukohtadest tunduvalt suurem jõud silindri kinnituskohas, mis on raami nõrgim punkt. Raami fikseerimiskohtades on pingeks 314 MPa ja silindri kinnituskohas ~100 MPa. Need väärtused jäävad terase S355 mehaanilisi omadusi arvesse võttes lubatud suuruste piiridesse.



1.3.2 Kuvatõmmis programmist ANSYS raamis mõjuvate jõudude kohta

2. STANTSPINGI HÜDRAULIKA

2.1 Hüdraulika komponentide valik

2.1.1 Hüdropump

Hüdropumba valikul peame lähtuma nõutud silindri liikumiskiirusest ja selle mõõtmetest ja selle järgi välja arvutama pumba tootlikkuse. Nagu lähteülesandes mainitud on meil olemas hüdrosilinder, mille kolvi läbimõõt on $d_1 = 125 \text{ mm} \Rightarrow$ kolvi raadius $R_k = \frac{d_1}{2} = \frac{125 \text{ mm}}{2} = 62,5 \text{ mm}$, kolvivarre läbimõõt $d_2 = 70 \text{ mm}$, silindri käik $L = 20 \text{ mm} = 2 \text{ cm}$ ja vajaminev silindri pluss suunaline liikumise kiirus $v_p = 15 \text{ mm/s}$.

Leiame vajamineva pumba vooluhulga Q .

Kolvi pindala valem:

$$A_k = \pi * R_k^2 \quad (2.1)$$

kus

R_k - Kolvi raadius, mm

$$A_k = \pi * 62,5^2 \approx 12271 \text{ mm}^2 = 122,71 \text{ cm}^2$$

Silindri ruumala ilma kolvivarreta poolel valem:

$$V_s = A_k * L \quad (2.2)$$

kus

L - Kolvivarre käik, cm

$$V_s = 122,71 * 2 \approx 245,4 \text{ cm}^3$$

Et saavutada kiirus $v_p = 15 \text{ mm/s}$ peab kolvivarreta pool täituma ajaga $t = \frac{L}{v_p} = \frac{20}{15} \approx 1,33 \text{ s}$

See tähendab, et vooluhulk $Q = \frac{245,4}{1,3} \approx 184,5 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} \approx 11 \text{ l/min}$.

Leiame vajamineva pumba tootlikkuse pöörde kohta V .

Hüdropumba tootlikkuse valem [8]:

$$V = \frac{Q}{N * \frac{\eta_p}{100}} \quad (2.3)$$

kus

Q - vedeliku vooluhulk, $\frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$

N - pumba pöörlemiskiirus, min^{-1}

η_v - pumba kasutegur, %

Pumba pöörlemiskiiruse valimisel võtame arvesse standardseid elektrimootori pöörlemiskiirusi 1000 min^{-1} , 1500 min^{-1} või 3000 min^{-1} 50 Hz juures [9]. Valime arvutamisel pumba pöörete pöörlemissageduseks $N = 1500 \text{ min}^{-1}$. Pumba kasuteguri määramisel võtame aluseks tüüpilised hüdrauliliste kolbpumpade kasuteguri, mis on ligikaudu $\eta_m = 90\%$ [10].

Leiame vajamineva pumba tootlikkuse V pöörde kohta.

$$V = \frac{Q}{N * \frac{\eta_v}{100}} = \frac{184,5 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}}{1500 \text{ min}^{-1} * \frac{90}{100}} = \frac{184,5 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}}{25 \text{ s}^{-1} * 0,90} \approx 8,2 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$$

2.1.2 Elektrimootor

Elektrimootori valikul peame võimsuse arvestamisel arvestama punktis 2.1.1 välja arvatud hüdropumba parameetreid. Elektrimootori kasuteguri hindamisel kasutati BEVI elektrimootorite kataloogi 3SIE IE3 4-poolusteliste, 1500 min^{-1} kiirusega mootorite tabelit ja võeti aluseks 1,5 kW mootori kasutegur mootori 100% võimsuse juures $\eta_m \approx 85\%$ [11].

Elektrimootori võimsuse valem [12]:

$$P = \frac{V * p * N}{\frac{\eta_m}{100}} \quad (2.4)$$

kus

V - Hüdropumba tootlikkus, $\frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$

p - seadme töö rõhk, Pa

N - pöörlemissagedus, min^{-1}

η_m - mootori kasutegur

$$P = \frac{V * p * N}{\frac{\eta_m}{100}} = \frac{8,2 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} * 60 \text{ bar} * 1500 \text{ min}^{-1}}{0,9} = \frac{8,2 * 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{rev}} * 6 * 10^6 \text{ Pa} * 25 \text{ sec}^{-1}}{0,9}$$

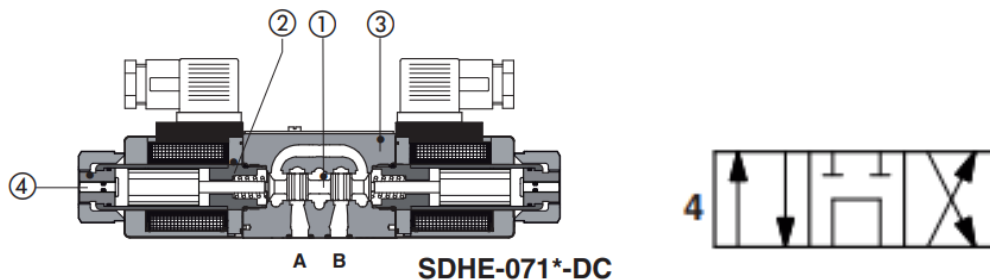
$$= \frac{8,2 * 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{rev}} * 6 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 25 \text{ sec}^{-1}}{0,9} = \frac{1230}{0,9} \text{ W} \approx 1,36 \text{ kW}$$

Hüdroüsteemi elektrimootor peab olema võimsusega vähemalt 1,36 kW.

2.1.3 Suunaventiil ja vooluventiil

Hüdrosilindri suunaventiili ümberlülitamiseks vajutab operaator lülitit, mis saadab signaali suunaventiili mähisele, mis vastutab silindri pluss-liikumise eest. Valitud sai Atos tootekataloogist kahepoolse mähisega ja kolme positsiooniga (vasakpoolne „a“, keskmine „0“ ja parempoolne „b“ positsioon) suunaventiil SDHE-0714 DC [13].

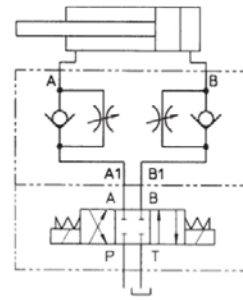
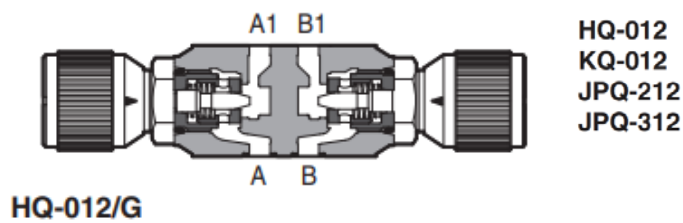
Töövool mähistes 24 voldise DC pinges juures 1,25 A.



2.1.3.1 Suunaventiili läbilõike joonis Atos tootekataloogist

2.1.3.2 Suunaventiili südamikü funktsiooni joonis

Vooluhulga reguleerimiseks sai valitud Atos tootekataloogist vedeliku läbivoolu silindrist vedeliku väljalaskmisel reguleeriv *METER OUT* vooluventiil HQ-012 [14]. Selle suurusega vooluventiil lubab suurimat vooluhulka 80 l/min. Käesoleva süsteemi vooluhulk on punktis 2.1.1 leitud $Q \approx 11 \text{ l/min}$. Silindrist vedeliku väljavoolul vooluhulga reguleerimisel tagame selle, et vedeliku silindrisse sissevoolu rõhk oleks pidevalt kõrge ja väldime silindri jõnksatavaid liigutusi [15].



2.1.3.3 Vooluventiili läbilõike joonis Atos tootekataloogist

2.1.3.4 Vooluventiili funktsiooni joonis Atos tootekataloogist

2.1.4 Hüdrosüsteemi torustik

Torustiku disainil lähtutakse GS-Hydro Hüdrauliliste süsteemide torustiku standardi käsiraamatust [16]. Töö toimub stantsiga siseruumides ja kuivades tingimustes, rõhu $p = 60$ bar ja punktis 2.1.1 leitud voolukiiruse $Q \approx 11$ l/min juures. Silmas peab pidama, et selle sissevoolukiiruse juures on silindri miinusliikumisel vool suurem, sest kolvivarre olemasolu tõttu on ruumala, mille töövedelik täitma tundub väiksem kui silindri plussliikumisel.

Leiame töövedeliku väljavoolukiiruse silindri miinusliikumisel:

$$\text{Silindri kolvi poole pindala: } A_k = \pi * \frac{d_k^2}{4} = \pi * \frac{12,5^2}{4} \approx 122,71 \text{ cm}^2 \quad (2.5)$$

$$\text{Silindri kolvivarre pindala: } A_{kv} = \pi * \frac{d_{kv}^2}{4} = \pi * \frac{7^2}{4} \approx 38,48 \text{ cm}^2 \quad (2.6)$$

$$\text{Silindri kolvivarre poole pindala: } A_r = A_k - A_{kv} = 122,71 \text{ cm}^2 - 38,48 \text{ cm}^2 = 84,23 \text{ cm}^2 \quad (2.7)$$

$$\text{Silindri kolvivarrepoolse ja kolvipoolse pindalade suhe: } Z = \frac{A_k}{A_r} = \frac{122,71 \text{ cm}^2}{84,23 \text{ cm}^2} \approx 1,456 \quad (2.8)$$

Arvutame väljavoolukiiruse Q_v [8]:

$$Q_v = Q * Z = 11 \frac{1}{\text{min}} * 1,456 \approx 16 \frac{1}{\text{min}} = 266,7 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} \quad (2.9)$$

kus

d_k = Hüdrosilindri kolvi läbimõõt, cm

d_{kv} = Hüdrosilindri kolvivarre läbimõõt, cm

Q = sissevoolukiirus, l/min

Valime torustiku kiirema vooluhulga Q_v järgi. GS-Hydro käsiraamatu järgi sobib meile terastoru E235N välisläbimõõduga $d_v = 12$ mm, siseläbimõõduga $d_s = 10,5$ mm. See terastoru on mõeldud vooluhulgale kuni $19 \frac{1}{\text{min}}$ ja rõhule 150 bar.

Kontrollime töövedeliku liikumise kiirust torustikus:

$$\text{Toru E235N läbilõike sisepindala: } A_s = \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} = \frac{\pi \cdot 10,5^2}{4} \approx 86,6 \text{ mm}^2 = 0,866 \text{ cm}^2$$

Töövedeliku liikumise kiiruse valem torustikus [8]:

$$V_v = \frac{Q_v}{A_s} \quad (2.10)$$

kus

$$V_v = \text{Töövedeliku liikumise kiirus, } \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Q_v = \text{Vooluhulk, } \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$$

$$A_s = \text{Toru läbilõike sisepindala, mm}^2$$

$$V_v = \frac{266,7 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}}{0,866 \text{ cm}^2} \approx 307 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 3,07 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Töövedeliku liikumise kiirus torustikus on selliste mõõtmete ja vooluhulga juures $V_v = 3,07 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, mis on $< 5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ ja jääb lubatud optimaalse voolukiiruse piiridesse [16].

2.1.5 Hüdropaak

Töövedeliku hüdropaak ehk reservuaar on hüdraulilise süsteemi üks komponentidest. See on mahuti, mis varustab süsteemi töövedelikuga ja kogub selle tagasivoolul kokku. Õige suurusega valitud reservuaar aitab jahutada töövedelikku ja seeläbi kogu süsteemi, samuti saavad reservuaaris settida vedelikus liikuvad tahked osakesed mis ei tohi kindlasti settida torustikus endas, vabastada töövedelik õhumullidest ja üleliigsest niiskusest [17].

Rusikareeglina valitakse reservuaari suuruseks vähemalt 3-5 korda vedeliku kogus, mis võrdub hüdropumpa läbiva vooluhulgaga minuti kohta [18]. Meie süsteemis on pumba vooluhulk $Q = 11 \text{ l/min}$. Valida võiks hüdropaagi, mille mahtuvus on 30-50 liitrit.

2.1.6 Hüdروjaam

Hüdروjaam on iseseisev süsteem, mis koosneb mootorist, hüdروpaagist, erinevatest filtritest ja hüdروpumbast. Nende komponentide eraldi ostmisel ja hüdروjaama isehitamisel peavad need olema hoolikalt valitud nii, et nad kokku sobiksid, mootori ja pumba vahele peab leidma sobiva suurusega reduktori ja kinnitused hüdروpaagiga peavad kokku langema. Valides eelnevates punktides arvutatud parameetritele lähtudes sobiva hüdروjaama saame komponentide kokkusobitamise kõrvale jätta ja sellega säästa töötunde ja raha.

Hüdروjaama valimisel peame silmas punktides 2.1.1, 2.1.2 ja 2.1.5 leitud parameetreid, milleks on hüdروpumba võimsus $P_h = 1,3 \text{ kW}$, hüdروpumba tootlikkus $V = 8,68 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$ ja hüdروpaagi maht 30-50 liitrit.

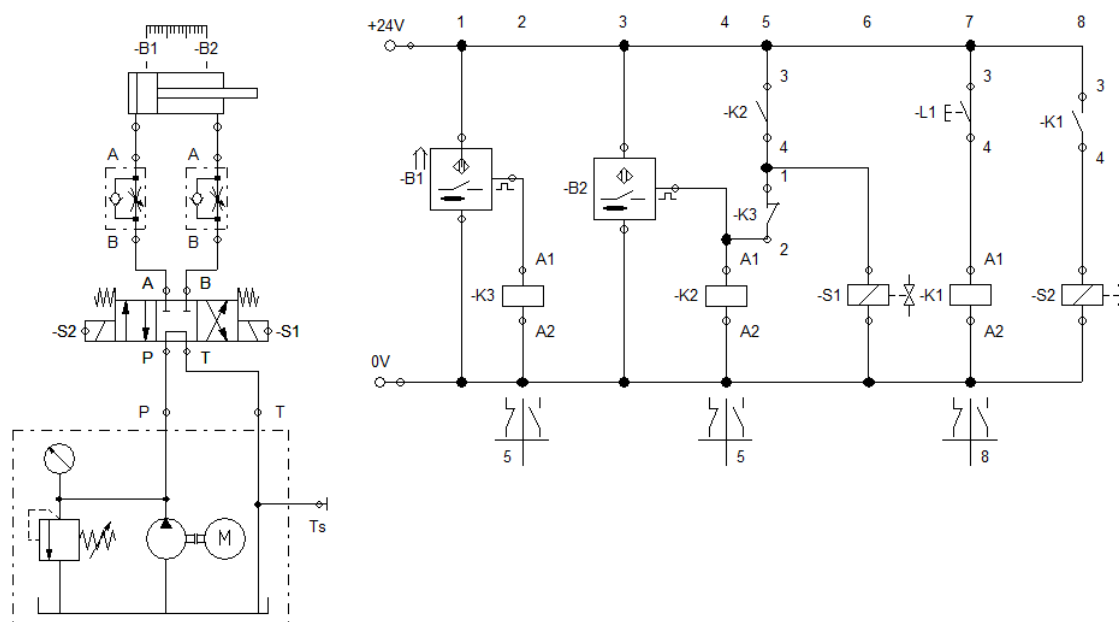
Hüdروjaamaks valiti APH Hydraulic Engineering tootekataloogist mudel PHS 90-15-2 [19], mis on mõeldud töötama 400 voldise 3-faasilise vahelduvvooluga, mootori võimsus 2.2 kW, voolukiirusega 14,4 l/min ja tootlikkusega kuni maksimaalse rõhu 75 bar juures. Reservuaari suurus on 60 liitrit.



2.1.6.1 Illustreeriv pilt hüdروjaamast [20]

2.2 Hüdroskeem ja silindri juhtimine

Käesolevas süsteemis juhitakse hüdrosilindrit operaatori poolt vajutades lüliti. Lüliti vajutamine lülitab suunaventiili keskasendist ümber asendisse, mis lubab töövedelikul voolata pluss-liikumiseks silindrisse. Lüliti tuleb hoida peal kuni silinder on jõudnud lõppasendisse. Silindri positsioon tuvastatakse lõppasendis positsioonianduri poolt, misjärel lülitatakse suunaventiil automaatselt ümber silindri miinus-liikumiseks. Miinus-liikumine toimub automaatselt kuni ülemine positsiooniandur tuvastab, et silinder on jõudnud tagasi algpositsioonis. Algpositsiooni jõudes lülitatakse suunaventiil keskasendisse ja süsteem on valmis uueks tsükliks. Arvestades süsteemi lihtsust on loogika ja juhtimine ehitatud üles releede baasil, mis on PLC-st tunduvalt odavam.



2.2.1 Hüdroskeemi ja hüdraulika juhtimise skeemi kuvatõmmis programmist FluidSIM-H

Skeemi 2.2.1 tähiste seletus:

-S1 = suunaventiili parempoolne mähis, mis lülitab sisse selle „b“ asendi ja laseb töövedelikul liikuda sisse silindri kolvivarre poolelt ja välja kolvi poolelt tekitades silindri miinus-liikumise

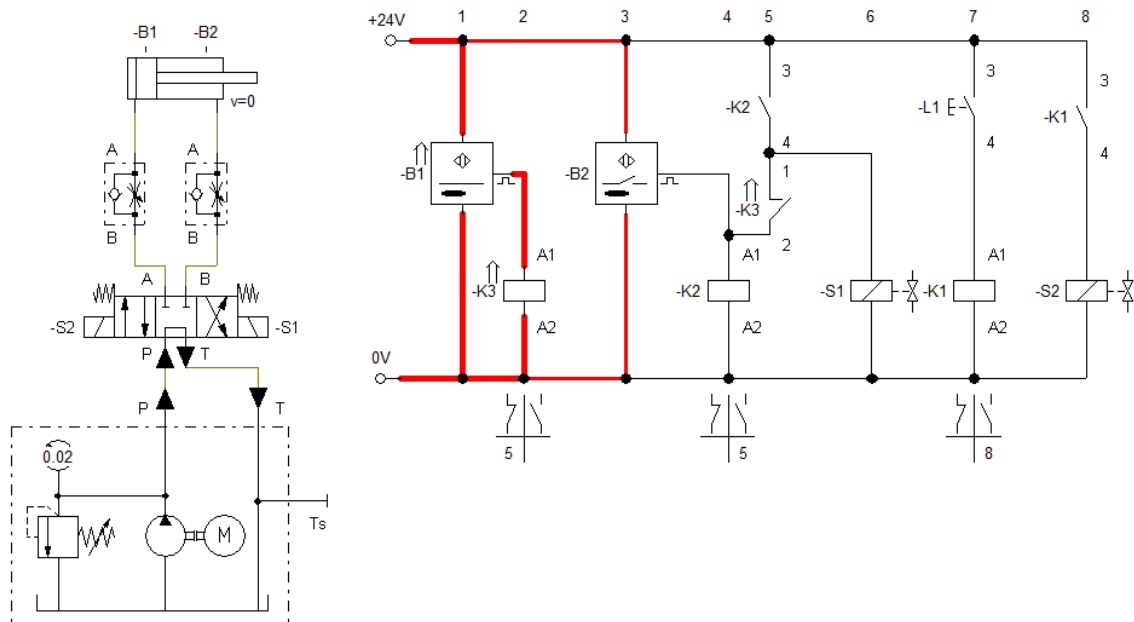
-S2 = suunaventiili vasakpoolne mähis, mis lülitab sisse selle „a“ asendi ja laseb töövedelikul liikuda sisse silindri kolvi poolelt ja välja kolvivarre poolelt tekitades silindri pluss-liikumise

-B1 = positsiooniandur, mis rakendub kui silinder on algpositsioonis.

-B2 = positsiooniandur, mis rakendub kui silinder on lõpp-positsioonis.

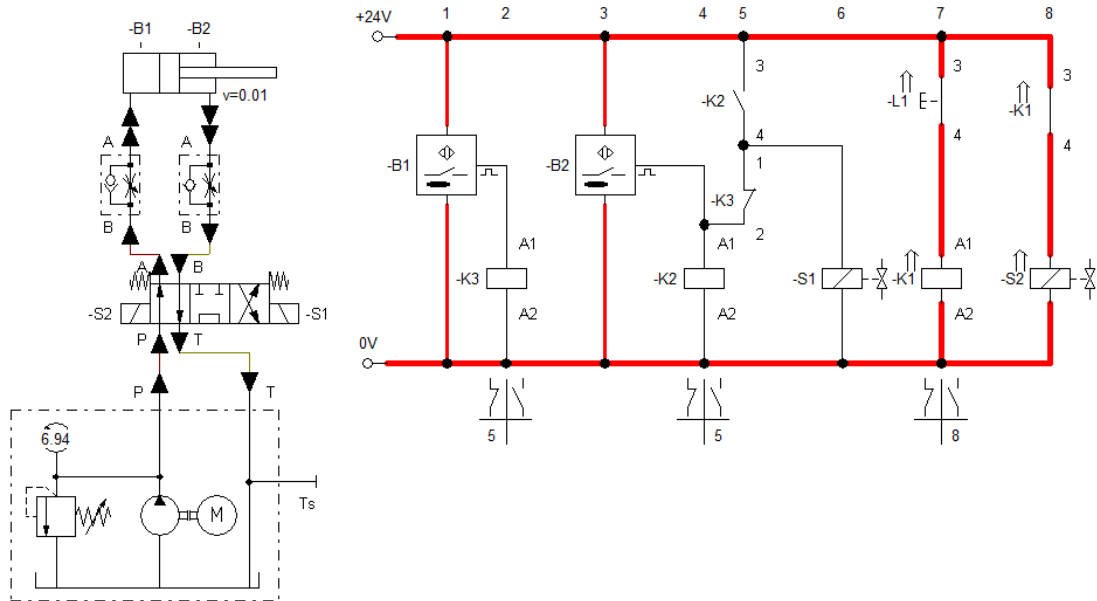
-K1 = relee, mis lülitab sisse NO kontaktid -K1

- K2** = relee, mis lülitab sisse NO kontaktid -K2
- K3** = relee, mis lülitab sisse NC kontaktid -K3
- L1** = lüliti, millele vajutades rakendub relee -K1



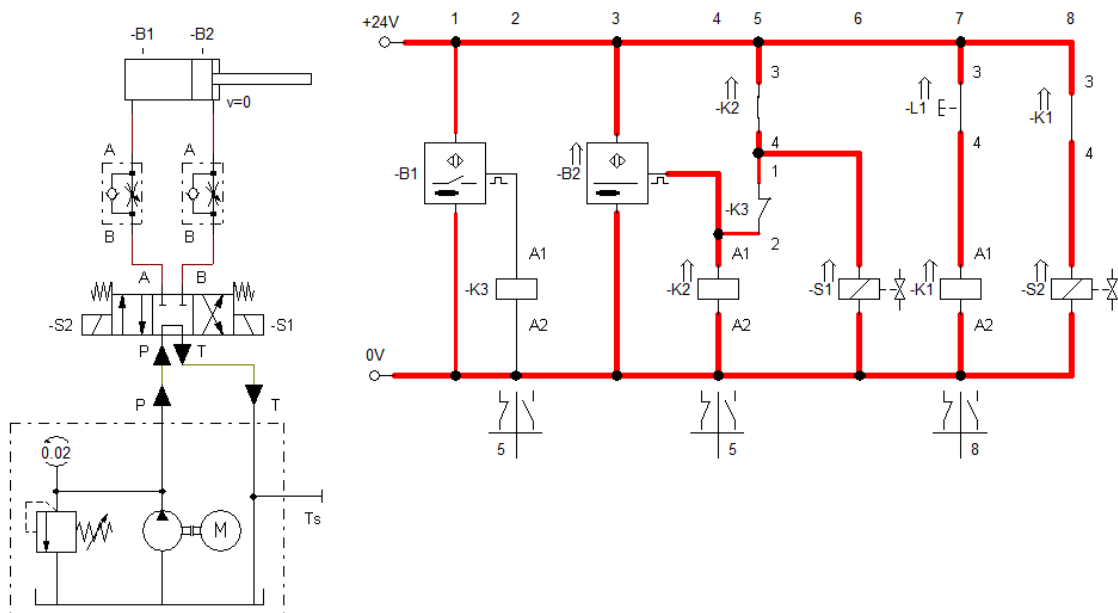
2.2.2 Hüdraulika protsessi puhkeasendit kirjeldav joonis

Nagu näha jooniselt 2.2.2 on silindri algasendis rakendatud positsiooniandur -B1 mis rakendab relee ja NC kontaktid -K3, mis on vajalik tsükli lõpus, et ühendada vooringist lahti kontaktid ja relee -K2. Tsükli alustamiseks, peab operaator vajutama lültille -L1.



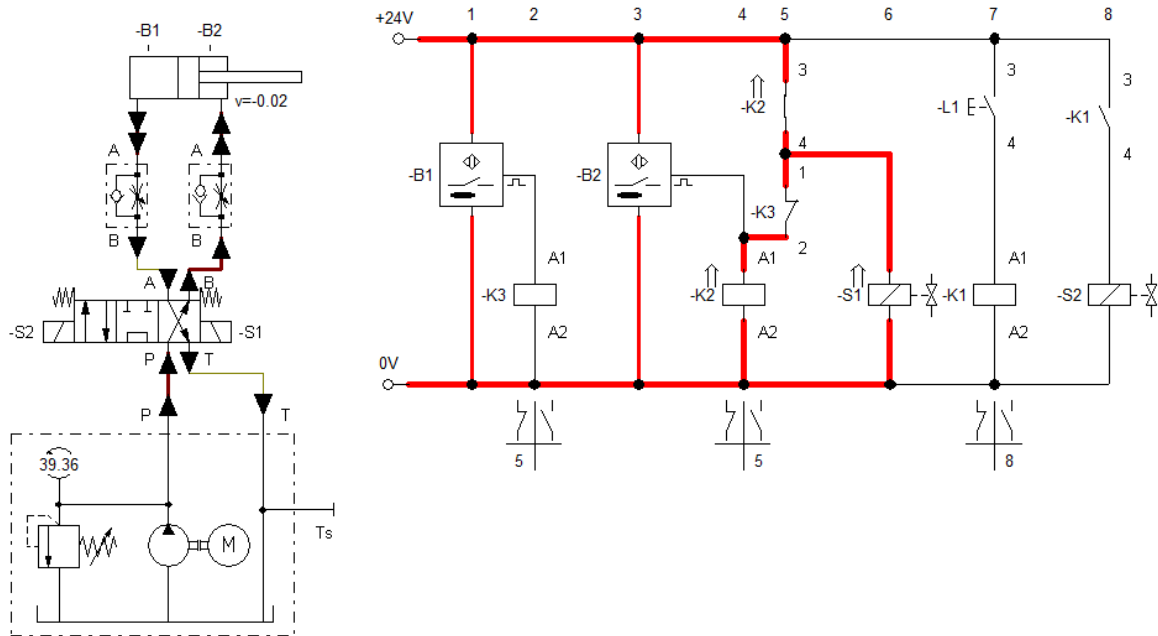
2.2.3 Hüdraulika protsessi kirjeldav joonis silindri pluss-liikumisel

Joonisel 2.2.3 on näidatud kuidas vajutades lülitile -L1 rakendatakse rele ja kontaktid -K1, mis lülitavad sisse suunaventiili mähise -S2. Mähise -S2 sisselülitamisel lülitub suunaventiil „a” asendisse, misjärel liigub töövedelik silindri kolvi poolsest osast sisse, kolvarre poolsest osast välja ning toimub silindri pluss-liikumine.



2.2.4 Hüdraulika protsessi kirjeldav joonis silindri lõppasendis

Joonisel 2.2.4 on näha kuidas silindri lõppasendisse jõudes rakendub positsiooniandur -B2, misjärel rakenduvad relee ja kontaktid -K2. Kontaktide -K2 rakendumisel lülitub sisse suunaventili mähis -S1 lülitades suunaventili „b“ asendisse, kus töövedelik liigub sisse silindri kolvarvarre poolest ja välja kolvi poolsest osast tekitades silindri miinus-liikumise.



2.2.5 Hüdraulika protsessi kirjeldav joonis silindri tagasiliikumisel

Joonisel 2.2.5 on näha kuidas silindri miinus-liikumine toimub automaatselt, sest relee -K2 jääb vooleringi ja toidab iseennast kuni ühendatakse lahti lüliti -K3. Kui silinder on jõudnud tagasi algpositsiooni rakendub positsiooniandur -B2. -B2 rakendumisel rakendub omakorda NC lüliti -K3, mis ühendab vooluringist lahti relee ja kontaktid -K2, suunaventii naaseb „0“ asendisse ja süsteem on valmis uueks tsükliks.

3. STANTSPINGI ELEKTROONIKA

3.1 Stantspingi elektrikomponentide valik

3.1.1 Startlüliti

Töösükli alustamiseks peab operaator vajutama ja hoidma peal lüliti. Lülitiks on valitud Mouser tootekataloogist tootja RAFI mudel 1.15.106.301/0104 [21]. Lüliti töötab 24 voldise DC pingega ja töövool on 0,5 A.



3.1.1.1 Mouser tootekataloogist valitud RAFI lüliti

3.1.2 Andurid

Stantspingi tööprotsessis on ette nähtud, et suunaventiil lülitatakse automaatselt ümber peale paberiploki augustamist, mis viib silindri tagasi oma algasendisse (vaata jooniseid 2.2.2 ja 2.2.4). Et määrata silindri positsiooni kinnitame raami külge induktiivandurid, mis tuvastavad kui silindri otsa kinnitatud metallist löiketeradega plaat nendest möödub või nende ees peatub. Vaja läheb kahte andurit. Üks tuvastab kui silinder on jõudnud alumisse positsiooni ja teine tuvastab kui silinder on naasnud algpositsiooni. Anduriteks sai valitud Schneider-Electric tootekataloogist XS612B1MBL2 [22]. Andurit paigaldades peab silmas pidama, et anduri tuvastav pind oleks tuvastatavast pinnast 2,5-4 mm kaugusel. Antud anduri töövool 24 V DC pinge on 200 mA.



3.1.2.1 Illustreeriv pilt positsiooniandurist XS612B1MBL2.

3.1.3 Releed

Nagu välja toodud alapunktis 2.2 skeemile 2.2.1 on antud süsteemis vaja ühte NC ühendustüübiga releed (tähisega -K3) ja kahte NO ühendusega releed (tähistega -K1 ja -K2). NC ehk form B ühendustüübiga relee vooluvõrku ühendades ühendab see vooluvõrgust lahti relee -K2 ja lubab süsteemil naasta algolekusse nagu on kujutatud pildil 2.2.2. Selleks on valitud Panasonicu relee mudelinumbriga ADJ36024 [23]. Töövool 24 V DC pinge juures 10,5 mA. NO ehk form A ühendustüübiga releedeks on valitud Panasonicu ADZS12124 [24]. Töövool 24 V DC pinge juures on 62,5 mA. Need lülitavad sisse vastavalt alapunktis 2.2 olevatele skeemidel näidatud suunaventiili parema- või vasakpoolse mähise.



3.1.3.1 Panasonicu NC relee ADJ36024



3.1.3.2 Panasonicu NO relee ADZS12124

3.1.4 Kaitsmed

Hüdrojaama elektrimootor töötab 400 voldise vahelduvvoolu 3-faasilise pingega. Olles ühendatud otse vooluvõrku on vajalik mootorit kaitsta ülevoolu, sisendvoolu

kõikumiste, lühiste ja faasikaotuse eest. Selle jaoks on vajalik valida mootorile vastav automaatkaitselüliti, mis katkestab vooluahela eelpool nimetatud vigade korral.

Automaatkaitselüliti ei lahuta vooluahelat mootori suurte käivitusvoolude korral vaid siis kui ülekoormus kestab liiga kaua ja mootor ei käivitu [25]. Valitud automaatkaitselüliti mootorile on Eaton MPCB PKZM01-6,3 [26], mis sobib 400VAC 3-faasilise 2.2 kW mootorile.

Toiteploki kaitseks on valitud Eaton tootekataloogist PL6-C4/1 [27], mis on 1-pooluseline automaatkaitselüliti mõeldud voolule kuni 4A.



3.1.4.1 Eaton tootekataloogist valitud automaatkaitselüliti mootorile

3.1.4.2 Eaton tootekataloogist valitud automaatkaitselüliti toiteploki

3.1.5 Pea- ja stopplülitid

Kogu süsteemi kontrollpaneeli vooluallikasse ja sellest lahti ühendamiseks peab elektrisüsteemis olema pealüliti. Valitud pealülitiks sai Eaton tootekataloogist mudel P1-25/EA/SVB [28]. See 3-pooluseline lüliti on ühendatud otse mootoriga, mis tarbib 3-faasilist 400 voldist vahelduvvoolu ning üks juhe on ühendatud toiteploki rakendades sellele 1-faasilist 230 voldist vahelduvvoolu.

Samuti on elektrisüsteemis vastavalt masinaohutusdirektiivile [32] kasutusel stopplüliti, mis on vajalik, et ohuolukorra või vea tekkimisel oleks operaatoril stantsi silindrit juhtiv pool kiiresti võimalik vooluvõrgust välja lülitada. Selleks on valitud

Eaton tootekataloogist seenlüliti M22-PV/K01 [29], mis on operaatorile kergesti nähtava suure punase otsaga. See lüliti töötab 24-voldise vahelduv- või alalisvooluga.



3.1.5.1 Eaton tootekataloogist valitud pealüliti P1-25/EA/SVB

3.1.5.2 Eaton tootekataloogist valitud stopplüliti M22-PV/K01

3.1.6 Riviklemmid

Juhtmete kindlaks ja turvaliseks ühendamiseks kasutame elektrikelbis riviklemme. Valitud on Wago tootekataloogist TOPJOB 2002-1201 tootekoodiga lihtsa juhtme sisestamisega riviklemmid [30], mis on mõeldud kuni 32 A vooluga juhtmete ühendamiseks. Riviklemmid on kinnitatud 35x7.5 mm DIN-lati külge, mille kaudu käib ka maandus.



3.1.6.1 Illustreeriv pilt valitud riviklemmist

3.1.6.2 Illustreeriv pilt DIN-latist, mille külge riviklemmid kinnitatakse

3.1.7 Toiteplokk

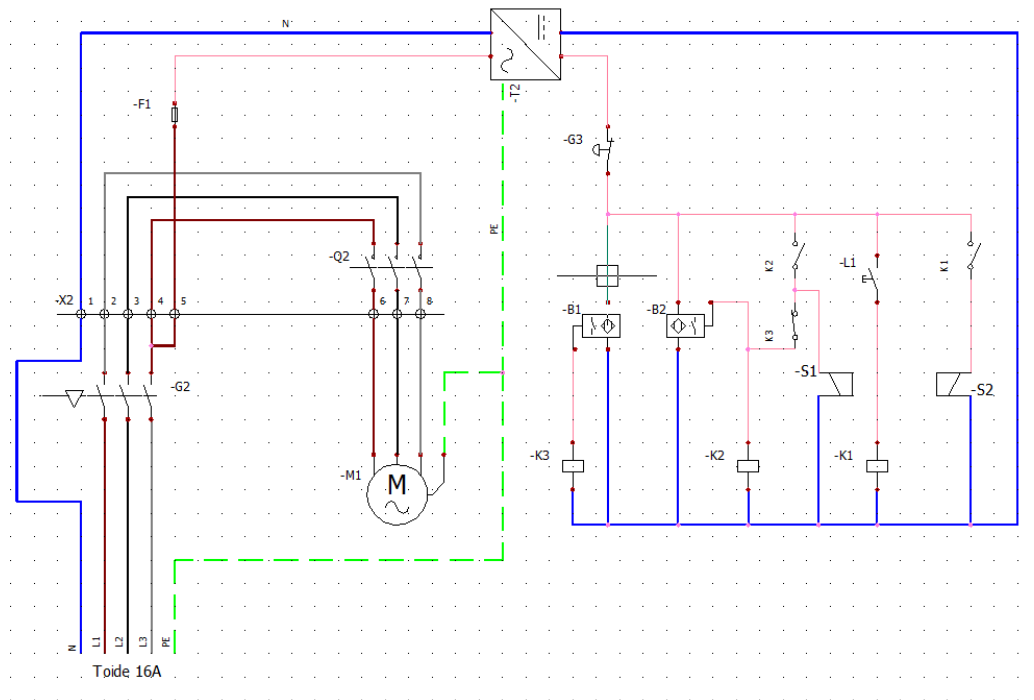
Toiteploki valikul peame arvestama toidetavate seadmete nõutud sisendpingetega ja kogu vooluringi vajamineva vooluga. Antud süsteemi vooluringi kuuluvad kaks positsiooniandurit XS612B1MBL2, mille töötamiseks vajalik vool on $200 \text{ mA} = 0,2 \text{ A}$, kaks releed ADZS12124 $62,5 \text{ mA} = 0,0625 \text{ A}$ voolutarbimisega, 1 releed ADJ36024 $10,5 \text{ mA} = 0,0105 \text{ A}$ voolutarbimisega, suunaventili mähised $1,25 \text{ A}$ voolutarbimisega, mis rakenduvad ükshaaval ja ahela startnupp 1.15.106.301/0104 töövooluga $0,5 \text{ A}$. Kogu vool ahelas on järelkult $I = 2 * 0,2 \text{ A} + 2 * 0,0625 \text{ A} + 0,0105 \text{ A} + 1,25 \text{ A} + 0,5 \text{ A} \approx 2,3 \text{ A}$. Kõik valitud komponendid töötavad 24 voldise alalisvooluga. Toiteploki valiti Mouser tootekataloogist Mean welli mudel MDR-60-24 [31], mille väljundvool on $2,5 \text{ A}$ ja väljundpinge 24 V DC .



3.1.7.1 Tootekataloogist Mean Well valitud toiteplokk

3.2 Elektriskeem

Käesoleva süsteemi hüdrojaama elektrimootori toiteks on vajalik tuua sellesse seinakontaktist 3 faasiline vahelduvvool. 3 faasilisest vahelduvvoolust peame ühe voolukandja viima toiteplokki, mille sisendiks on lubatud 240 voldine vahelduvvool. Toiteplokk muudab 240 voldise vahelduvvoolu 24 voldiseks alalisvooluks, millega toidetakse releede baasil ehitatud silindri juhtimise komponente.



3.2.1 Startspingi toiteskeem

Elektriskeemi tähised:

- X2-1...-8 = Riviklemm
- F1 = Kaitse
- G2 = Pealüliti
- G3 = Stopplüliti
- Q2 = Mootorikaitse
- M1 = Mootor 2.2 kW, 400 VAC 3-faasiline
- B1...-B2 = Positsiooniandurid
- K1...-K3 = Releed
- S1...-S2 = Suunaventili mähised
- L1 = Lüliti
- T2 = Toiteplokk

KOKKUVÕTE

Käesoleva lõputöö käigus sai käsitletud põhilisi probleeme hüdrosilindriga töötava stantspingi ehitamisel ja mille lahendustele tuginedes on võimalik projekteerida seade, mis viib läbi A1 paberiplokkide augustamise.

Esimeses peatükis keskenduti põhiliselt ehitatava stantspingi mehaanilistele probleemidele – raami komponentide ja silindri vahelised ühendustele ning raami vastupidavusele selles esinevatele jõududele. Esmalt arvutatakse silindrit ja raami plaati kinni hoidvates poltliidetes tekkivad jõud ning tulemustele tuginedes valitakse sobivad kinnitusvahendid. Seejärel leitakse kinnitusvahendid raami omavaheliste komponentide kinnituseks. Võrreldakse lahendusi, kus tekkivaid põikjõude liidetes võetakse vastu raami komponentide vaheliste hõõrdejõududega või poltides tekkivate löikejõududega. Lahendusest tuleb välja, et raami kinnituskohtade poldiavad vajavad täpset töötlust, et vältida lõtkusid ja panna poldid tööle löikele. Kasutades tarkvara ANSYS tehti raamile FEM analüüs. Selle käigus simuleeriti tarkvaras silindri tööd pannes tekkivad jõud mõjuma raami vastavatele pindadele ja punktidele ja simuleeriti seeläbi tekkivaid deformatsioone ja tekkivaid pingeid. Analüüsi tulemusena jõuti järeldusele, et raami ehitus peab jõududele vastu ja deformatsioonid jäävad nõutud piiridesse, mis oli lubatud kuni 0,5 mm.

Teises peatükis tehti vajalikud arvutused hüdroüsteemi vajaminevate komponentide valikuks. Arvutati välja hüdropumba, elektrimootori, hüdrosilindrit juhtivate elementide, torustiku ja töövedeliku reservuaari parameetrid. Leitud suuruste järgi valiti hüdrojaam, torustik ja juhtelemendid, mis töötamisel rahuldavad nõutud välja arvutatud tingimusi ja kliendi poolt määratud paberiploki augustamiseks vajalikke silindri liikumiskiirusi. Hüdroüsteemile sai koostatud nii hüdro-, kui ka releede baasil juhtimisskeem. Juhtimisskeemi järgi on seadme operaatoril vajalik tööprotsessi alustamiseks vajutada nuppu, misjärel silinder augustab paberiploki ja naaseb automaatselt algasendisse.

Kolmandas peatükis valiti välja elektroonikakomponendid. Komponentide hulka kuulusid positsiooniandurid, releed ja startnupp, mis olid vajalikud hüdrosilindri algpositsiooni naasmise loogika koostamisel ja kaitsmed, riviklemmid, lülitid. Valitud komponentidele sai koostatud elektriskeem, kus on kirjeldatud nii silindri juhtimisahela kui ka elektrimootori toite ühendus.

Tehtud töö käigus puututi kokku mitme mehhatroonika haruga sh mehaanika, elektroonika ja automaatika. Seadme projekteerimisega seotud probleemidele

lahenduste leidmine, süsteemide ja loogika välja mõtlemine, nende koostamine ja testimine koos ühise masinana oli väga kasulik inseneriteadmiste laiendamisel.

SUMMARY

In this thesis, the main problems with the construction of a hydraulic cylinder punching press were addressed and based on the solutions it is possible to design a device that performs the punching of A1 paper blocks.

The first chapter focused mainly on the mechanical problems of the paper punching press to be constructed - the connections between the components of the frame and the cylinder and the resistance of the frame to the forces induced by the cylinder. First, the forces generated in the bolted joints connecting the cylinder and the frame plate were calculated and based on this, suitable fasteners were selected. The proper fastening components for fixing the frame components together are then selected. Comparisons are made of solutions in which the shear forces produced at joints are received by the frictional forces between the components of the frame or by the shear forces produced by the bolts. The solution reveals that the bolt holes in the frame connections require precise machining so the bolts would only receive shear stresses. Using the ANSYS software, FEM analysis was performed on the frame. During this process, the forces generated by the operation of the cylinder were applied on the respective surfaces and points of the frame, thereby simulating the resulting deformation. As a result of the analysis, it was concluded that the structure of the frame withstands the forces and deformations remain within the required limits, which were allowed by client up to 0,5 mm.

Chapter 2 made the necessary calculations to select the components needed for the hydraulic system. The parameters of the hydraulic pump, electric motor, hydraulic cylinder control elements, piping and working fluid reservoir were calculated. Based on the parameters found, a hydraulic unit, piping, and control components were selected that met the criteria and would produce sufficient cylinder working speed for punching through the paper block. A control diagram for both the hydraulic system and the relay logic was drawn. According to the control diagram, the machine operator needs to press the button to start the operation, after which the cylinder punches the paper block and automatically returns to its original position.

In the third chapter, the electronic components were selected. The components included position sensors, relays, and a start button, which were needed to construct a reset logic for the hydraulic cylinder. Fuses, terminal blocks and switches were chosen for the electric circuit. A wiring diagram was drawn for the selected components, which describes how both the cylinder control circuit and the electric motor power are connected to the power supply.

During the course of work I was exposed to several fields of expertise within mechatronics, including mechanics, electronics and automation. Finding solutions to problems with device design, developing systems and logic, designing and testing them together as a singular machine was very helpful in expanding general engineering knowledge.

KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU

- [1] „Pneumaatika ja hüdraulika alused“ [Võrgumaterjal]. Saadaval: https://www.hariduskeskus.ee/opiobjektid/pneumaatika_ja_hydraulika_alused/?KURSUSE_TEEMAD_H%C3%9CDRAULIKA._H%C3%BCdrosilindrid [Kasutatud Oktoober 2019]
- [2] „Bolt Grade Markings and Strength Chart“ [Võrgumaterjal]. Saadaval: <https://www.boltdepot.com/fastener-information/materials-and-grades/bolt-grade-chart.aspx> [Kasutatud Oktoober 2019]
- [3] „Põikkoormatud keermesliited“ [Võrgumaterjal]. Saadaval: https://moodle.taltech.ee/pluginfile.php/36876/mod_resource/content/3/P%C3%B5ikkoormatud_keermesliited_2018.pdf [Kasutatud Oktoober 2019]
- [4] P. Kulu, Mehaanikainseneri käsiraamat, TTÜ Kirjastus 2012
- [5] „Keermesliited“ [Võrgumaterjal]. Saadaval: https://moodle.taltech.ee/pluginfile.php/36875/mod_resource/content/3/3_Keermesliited_2018.pdf [Kasutatud Oktoober 2019]
- [6] „How Do Mises and Tresca Fit In“ [Võrgumaterjal]. Saadaval: <https://www.failurecriteria.com/misescriteriontr.html> [Kasutatud Oktoober 2019]
- [7] „Bolt or Pin In Single Shear Equation and Calculator“ [Võrgumaterjal]. Saadaval: https://www.engineersedge.com/material_science/bolt_single_shear_calcs.htm [Kasutatud Oktoober 2019]
- [8] „Hüdrosilindri, -mootori, -pumba ja -torustiku kalkulatsioonid“ [Võrgumaterjal]. Saadaval: https://www.tss.trelleborg.com/apps/hydraulic_cylinder/ [Kasutatud November 2019]
- [9] „Speed of Electrical Motors with operating Loads“ [Võrgumaterjal]. Saadaval: https://www.engineeringtoolbox.com/speed-electrical-motors-d_738.html [Kasutatud November 2019]
- [10] „Hydraulic Pumps and Motors: Considering Efficiency“ [Võrgumaterjal]. Saadaval: <https://www.machinerylubrication.com/Read/28430/hydraulic-pump-motors-maintenance> [Kasutatud November 2019]

- [11] „Bevi Produktkatalog, Elmotorer“ [Vörgumaterjal]. Saadaval:
<https://www.bevi.com/storage/C10835303982E7F58BD390AAE37290F2CF5CF7DFF5599FFE8AF9B7D03BD331C0/5cd92aafcad34af995dd25cac74d90ac/pdf/media/b3260cac1b6b4bba9423b2550f5af0db/BEVI-produktkatalog-elmotorer-SV.pdf> [Kasutatud November 2019]
- [12] „Pump power“ [Vörgumaterjal]. Saadaval:
https://www.powderprocess.net/Tools_html/Pumps/Tools_Pump_Power.html [Kasutatud November 2019]
- [13] „Solenoid directional valves type SDHE“ [Vörgumaterjal]. Saadaval:
<https://www.anhussunally.com/wp-content/uploads/2016/01/E012-E-1-SDHE.pdf> [Kasutatud November 2019]
- [14] „Modular throttle valves type HQ, KQ, JPQ“ [Vörgumaterjal]. Saadaval:
<http://www.atos.com/tables/english/D160.pdf> [Kasutatud November 2019]
- [15] „Flow Control Circuits“ [Vörgumaterjal]. Saadaval:
<https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/hydraulic-valves/article/21884324/book-2-chapter-10-flow-control-circuits>
 [Kasutatud November 2019]
- [16] „Hydraulic piping standard handbook“ [Vörgumaterjal]. Saadaval:
http://www.gshydro.com/sites/default/files/attachments/Global/Publications/gshydro_hydraulic_piping_standard_handbook_revision_1.pdf
 [Kasutatud November 2019]
- [17] „Fundamentals of Hydraulic Reservoirs“ [Vörgumaterjal]. Saadaval:
<https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/reservoirs-accessories/article/21882642/fundamentals-of-hydraulic-reservoirs>
 [Kasutatud November 2019]
- [18] „How To Size A Hydraulic Tank“ [Vörgumaterjal]. Saadaval:
<https://www.hydraulicspneumatics.com/hydraulics-at-work/article/21884901/how-to-size-a-hydraulic-tank> [Kasutatud November 2019]
- [19] „APH Hydraulic Power Units“ [Vörgumaterjal]. Saadaval:
<http://www.aph.co.uk/wp-content/uploads/2017/04/APH-HPU-Brochure.pdf> [Kasutatud November 2019]

- [20] „Notherntool Hydraulic Unit“ [Võrgumaterjal]. Saadaval:
https://www.notherntool.com/images/product/2000x2000/105/10593_2000x2000.jpg [Kasutatud November 2019]
- [21] „RAFI Pushbutton Switches“ [Võrgumaterjal]. Saadaval:
<https://www.mouser.ee/ProductDetail/RAFI/115106301-0104?q=sGAEPiMZZMvxtGF7dIGNpr3e3X78zRyXz05p54qRQnQ=>
[Kasutatud Detsember 2019]
- [22] „Schneider-Electric OsiSense XS Proximity Sensor“ [Võrgumaterjal].
Saadaval: <https://www.se.com/ww/en/product/XS612B1MBL2/inductive-sensor-xs6-m12---l53mm---brass---sn4mm---24..240vac-dc---cable-2m/>
[Kasutatud Detsember 2019]
- [23] „Panasonic General Purpose Relays“ [Võrgumaterjal]. Saadaval:
<https://www.mouser.ee/ProductDetail/Panasonic-Industrial-Devices/ADJ36024?q=sGAEPiMZZMtSzCF3XBhmW7Mf2%252B5VGBAXuBSyYCPkcW0%3D> [Kasutatud Detsember 2019]
- [24] „Panasonic General Purpose Relays“ [Võrgumaterjal]. Saadaval:
<https://www.mouser.ee/ProductDetail/Panasonic-Industrial-Devices/ADZS12124?q=sGAEPiMZZMtSzCF3XBhmW%2FBjNAi8KcosEIb%2Ff9%252BuYKo%3D> [Kasutatud Detsember 2019]
- [25] „What is a Motor Protection Circuit Breaker“ [Võrgumaterjal]. Saadaval:
<https://www.rowse-automation.co.uk/help-advice/what-is-a-mpcb/>
[Kasutatud Detsember 2019]
- [26] „EATON Motor-protective circuit-breaker“ [Võrgumaterjal]. Saadaval:
https://datasheet.eaton.com/datasheet.php?model=278483&locale=en_GB&_It= [Kasutatud Detsember 2019]
- [27] „EATON Miniature circuit breaker“ [Võrgumaterjal]. Saadaval:
<https://datasheet.eaton.com/datasheet.php?model=286529> [Kasutatud Detsember 2019]
- [28] „EATON Main switch“ [Võrgumaterjal]. Saadaval:
https://datasheet.eaton.com/datasheet.php?model=041097&locale=en_GB
[Kasutatud Detsember 2019]
- [29] „EATON Emergency stop pushbutton“ [Võrgumaterjal]. Saadaval:
https://datasheet.eaton.com/Eaton-216515-M22-PV-K01-en_GB.pdf?model=216515& [Kasutatud Detsember 2019]

- [30] „TOBJOB 2-conductor through terminal block“ [Võrgumaterjal]. Saadaval: <https://www.wago.com/global/rail-mount-terminal-blocks/2-conductor-through-terminal-block/p/2002-1201> [Kasutatud Detsember 2019]
- [31] „60W Single Output Industrial DIN Rail Power Supply“ [Võrgumaterjal]. Saadaval: <https://www.mouser.com/datasheet/2/260/mdr-60-spec-1109620.pdf> [Kasutatud Detsember 2019]
- [32] „Euroopa Parlamendi ja nõukogu direktiiv 2006/42/EÜ“ [Võrgumaterjal]. Saadaval: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/ET/TXT/?uri=CELEX%3A32006L0042> [Kasutatud Detsember 2019]