



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOL
INSENERITEADUSKOND
Virumaa kolledž

**Ratta pöördmehhanismiga sõidukiplatvormi
mehaanilise osa analüüs ja arvutamine.**

**Analysis and calculation of the mechanical part of the universal
platform for a wheel turning mechanism**

MASINAEHITUS- JA ENERGIATEHNOLOOGIA PROTSESSIDE JUHTIMINE
ÕPPEKAVA LÕPUTÖÖ

Üliõpilane: Ruslan Bezrukov

Üliõpilaskood: 207778

Juhendaja: Gennadi Arjas, Dotsent -
Masinaehitus- ja energiatehnoloogia
protsesside juhtimise töörühm

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.

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

Autor:

/ 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 REPRODUTSEERIMISEKS¹

Mina Ruslan Bezrukov (sünnikuupäev: 31.07.2000)

1. Annan Tallinna Tehnikaülikoolile tasuta loa (lihtlitsentsi) enda loodud teose Platvormi mehhanilise osade konstrueerimine, mille juhendaja on Genadi Arjassov,
 - 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.

¹ *Lihtlitsents ei kehti juurdepääsupiirangu kehtivuse ajal vastavalt üliõpilase taotlusele lõputööle juurdepääsupiirangu kehtestamiseks, mis on allkirjastatud teaduskonna dekaani poolt, välja arvatud ülikooli õigus lõputööd reprodutseerida üksnes säilitamise eesmärgil. Kui lõputöö on loonud kaks või enam isikut oma ühise loomingulise tegevusega ning lõputöö kaas- või ühisautori(d) ei ole andnud lõputööd kaitsvale üliõpilasele kindlaksmääratud tähtajaks nõusolekut lõputöö reprodutseerimiseks ja avalikustamiseks vastavalt lihtlitsentsi punktidele 1.1. ja 1.2, siis lihtlitsents nimetatud tähtaja jooksul ei kehti.*

SISUKORD

EESSÕNA	6
LÜHENDITE JA TÄHISTE LOETELU	7
SISSEJUHATUS	8
1. TEHNILINE ÜLEVAADE	10
1.1 Universaalse platvormi mehhaaniline osa	10
1.2 Platvormi teljede nõuded	11
1.2.1 Telg	12
1.2.2 Veljede ja teljede süsteem	13
1.2.3 Hammasrattad ja laagrid	13
1.2.4 Koost	14
2. ARVUTUSED	16
2.1 Mootori valimine	16
2.1.1 Mootorreduktiatori valik	17
2.2 Telje arvutus	18
2.2.1 Arvutus vertikaaltasandis y-x	20
2.2.2 Horizontaalkoormuse arvutus	22
2.2.3 Summaarne paindemomentide epüür	23
2.2.4 Väändmomendi epüür	23
2.2.5 Teljede minimaalne diameetri leidmine	24
2.2.6 Kontrollarvutus:	25
2.3 Siduri valimine	26
2.4 Laagri valimine	27
3. MATERJALI VALIMINE	28
3.1 Teraste võrreldus	28
3.1.1 S355JR	28
3.1.2 S275JR	28
3.1.3 S235JR	28
4. KONSTRUKTSIOONI HINNA ARVUTAMINE	29
KOKKUVÕTE	30

SUMMARY	31
KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU	32
LISAD	33
GRAAFILINE OSA.....	36
1. 001/Telje joonis koos tehnoloogia kaardiga	36
2. 001/Koostejoonis.....	37

EESSÕNA

FRAAG technology OÜ eestvõttel sõnastati lõputöö teema eesmärgiga uurida ja arendada tehnoloogiavaldkonna teatud aspekte. Avaldan sügavat tänu ettevõtte juhile Andrei Raagile initsiatiivi ja pideva toetuse eest käesoleva töö ettevalmistamisel. Tema väärtuslikud ettepanekud ja soovitusel olid selle uuringu edukaks ja tõhusaks muutmisel olulised. Tema teadmised ja kogemused aitasid uurimistööd suunata ning tagada, et lõpptulemused oleksid praktilised ja vastavad valdkonna kõrgeimatele standarditele.

Ühtlasi avaldan siirast tänu ülikooli esindajale Gennadi Arjasovile professionaalse toetuse ja töö korrektsuse tagamise eest. Tema hindamatud nõuanded ja konsultatsioonid aitasid mul parandada uurimistöö kvaliteeti ja saavutada oma eesmäärke. Tema akadeemilised juhised olid väga väärtuslikud ja aitasid mul saada sügavamalt aru uuritava teema keerukusest ja mitmekesisusest.

Eriline tänu kuulub ka kõigile, kes selle uuringu valmimisele kaasa aitasid. Teie väärtuslikud teadmised, toetus ja julgustus olid hindamatu väärtusega ning aitasid kaasa uuringu edukale lõpuleviimisele. Teie abi ja kaastunne olid olulised ning andsid mulle jõudu ja inspiratsiooni kogu tööprotsessi vältel.

LÜHENDITE JA TÄHISTE LOETELU

F – jõud, N;

g – raskuskiirendus, m/s^2 ;

m – mass, kg;

$[\sigma]$ – lubatud normaalpinge, MPa;

$[\tau]$ – lubatud nihkepinge, MPa;

S – lubatud tugevuse varutegur;

R_{eH} – voolasvuspiir, MPa;

σ_{-1} – väsimuspiir paindele, MPa;

τ_{-1} – väsimuspiir väände, MPa;

η – kasutegur;

M – moment, Nm;

Wh – liikumistakistus, kN;

k – režiimitegur;

M_{nom} – Nominaalne mootori moment, Nm;

D_r – vedava ratta läbimõõt, m;

d – tapi läbimõõt, m;

d_m – hammasratta jaotusringi läbimõõt, m;

μ – veeremise hõõrdetegur;

f_t – tapi hõõrdetegur;

k – ratta rummul ja äärikul hõõrdetakistust arvestatav tegur;

S_σ – paindetugevuse varu;

σ_{ekv}^{III} – ekvivalent pingetegur, MPa;

M_{ekv}^{III} – ekvivalent moment, Nm;

σ_a – amplituudpinge, MPa;

P – laagri ekvivalentkoormus, N.

SISSEJUHATUS

Maailmas omandavad universaalsed platvormid üha suuremat tähtsust erinevates valdkondades, pakkudes tõhusaid ja lihtsustatud, universaalseid lahendusi erinevateks ülesanneteks. Erinevad tehnoloogilised lahendused hõlmavad erinevaid teenindusvaldkondi, nagu sõjalised vajadused, tsiviilkasutused, infrastruktuuri hooldus, logistika. Üks peamisi eeliseid universaalsete platvormide väljatöötamisel on nende mitmekülgsus, mis võimaldab neid vastavalt maastikule või teenindusvaldkonnale kohandada.

Projekt "Universaalne platvorm" on erinevate tehniliste lahenduste kogum, mis võimaldab seda kasutada kõikidel pindadel ja tingimustes. See platvorm on tulevikus põhiline lahendus mehitamata droonide loomisel erinevateks teenusteks, võimaldades neil tõhusalt ja ohutult liikuda erinevatel pindadel.

Selle lõputöö eesmärk on välja töötada ja uurida mehhaanilist platvormi, mis vastab projekti vajadustele. Projekti ainulaadne omadus on esialgse lahenduse loomine, mis võimaldab platvormil tulevikus manööverdada ja ületada takistusi igal pinnal (teekate, raudteerööpad, maastik). Põhimõtteline mehhaaniline lahendus on äärmiselt oluline ja aluspõhimõte, sest selle abil saab platvorm liikuda ja moderniseeruda.

Uurimistöö raames uurib autor materjale, nõudeid ja standardeid, arvutab kõik vajalikud koormused telgedele, valib mootoreid ja töötab välja tehnoloogilise kaardi telje jaoks, mis hõlmab järgmist:

3D-moddelleerimine: autor kasutab kaasaegseid tarkvaralahendusi, nagu Dassault Systèmes Solidworks 2023, platvormi mehhaanilise osa visualiseerimiseks ja selle mehhaaniliste omaduste analüüsimiseks. Autor on loonud töö- ja koostejoonised, võttes arvesse kõiki koormusi.

Materjalide uurimine: autor uurib erinevaid materjale, nende omadusi ja sobivust konkreetseks rakenduseks, sealhulgas S355JR terase kasutamist.

Telje ja mehhaanilise osa arvutamine: autor viib läbi põhjalikke tugevusarvutusi ja pingete analüüsi, et tagada mehhaanilise osa tootmise lihtsus ja kuluefektiivsus. Arvutuste automatiseerimiseks, lihtsustamiseks ja täiustamiseks kasutab autor Microsoft Excelit.

Tehnoloogilise kaardi ja tootmis eelarve koostamine: autor valmistab ette üksikasjaliku tehnoloogilise kaardi ja arvutab peamiste mehhaaniliste osade elluviimise kulud, et tagada majanduslikult otstarbekas lahendus.

Uurimistöö tulemused võivad pakkuda uuenduslikke lahendusi tarne- ja autonoomsete transporditurule, suurendades nende lahenduste tõhusust ja töökindlust. Universaalse

platvormi rakendamine hõlmab mitmeid valdkondi. Logistikasüsteemides võib see platvorm aidata optimeerida kaubavedu, vähendada kulusid ja võimaldada kasutamata ressursside (näiteks raudteerööbaste) täielikku kasutamist.=

FRAAG TECHNOLOGY OÜ on tulevaste tehnoloogiliste lahenduste autor. Selles töös rakendab autor oma oskusi materjalide maksumuse arvutamiseks ja analüüsimiseks, omandab lõputöö loomisel tehniliste arvutuste ja suhtlemise oskusi.

Käesolevas töös autor elektrilisi ega programmeerimiselemente ei arvestanud.

Samuti selles töös autor füüsilist mudelit ei loonud.

1. TEHNILINE ÜLEVAADE

Selles jaotises käsitletakse universaalse platvormi ja selle mehaanilise osa arendamisega seotud peamisi aspekte. Erilist tähelepanu pööratakse telgede projekteerimisele, koormuse analüüsile ja materjali valikule. Kirjeldab põhinõudeid teljele ja mootoritele, sealhulgas nende võimsust ja koormustaluvust.

Tehniline ülevaatus hõlmab järgmiste elementide analüüsi: telje konstruktsioon, mis on platvormi võimekuses toime tulla erinevate pindade ja sõidutingimustega. Telg peab olema tugev ja kohandatav, et võimaldada platvormil liikuda nii teekattel, raudteerööbastel kui ka ebatasasel maastikul.

Platvormi töökindluse ja vastupidavuse tagamiseks tehakse põhjalik analüüs telgedele ja mehaanilistele osadele pandud koormustest. Kaasas on staatilise ja dünaamilise koormuse arvutused, samuti erinevate töötingimuste simulatsioonid.

Uuritakse erinevaid materjale, nende mehaanilisi omadusi ja sobivust konkreetseteks rakendusteks, pöörates erilist tähelepanu terasele S355JR, mille tugevust ja majanduslikku teostatavust analüüsitakse.

Põhinõuded telgedele ja mootoritele hõlmavad nende võimet taluda suuri koormusi ning tagada platvormi stabiilne ja tõhus liikumine. Tugevuse ja kandevõime analüüs on oluline komponentide töökindluse ja vastupidavuse määramiseks erinevates töötingimustes.

1.1 Universaalse platvormi mehhaaniline osa

Kaasaegsed tehnoloogilised läbimurded automatiseerimises ja robotikas muudavad radikaalselt lähenemisi kaubaveol ja erinevate ülesannete täitmisel. Nende uuenduslike arenduste hulgast paistavad silma FRAAG Technology universaalsed platvormid. Need platvormid pakuvad adaptiivset raamistikku, millele saab paigaldada erinevat tüüpi roboteid ja autonoomseid sõidukeid. Mitmekülgsed platvormid suudavad hõlpsalt navigeerida erinevat tüüpi pindadel, sealhulgas teedel, maastikul ja rööbastel, parandades oluliselt kaubaveo tõhusust.

Need täiustatud platvormid mängivad võtmerolli autonoomsete robotite loomisel, mis suudavad täita mitmesuguseid logistika-, transpordi- ja infrastruktuurihoolduse ülesandeid. Nende suur mobiilsus ja paindlikkus muudavad need asendamatuks tänapäevastes tingimustes, kus on vaja kiireid ja tõhusaid lahendusi keerulistele probleemidele.

Universaalsete platvormide üks põhiomadusi on ainulaadne pöörlevate rataste mehhanism, mis võimaldab ratastel pöörata erinevatel tasapindadel. See annab

platvormidele võimaluse tõhusalt manööverdada ja ületada takistusi isegi rasketel marsruudilõikudel.

Käesoleva lõputöö eesmärgiks on välja töötada FRAAG Technology platvormi mehaaniline osa, mis vastab tänapäevastele robotika ja transpordisüsteemide nõuetele.

Erilist tähelepanu pööratakse telgede projekteerimisele, koormuse analüüsile ja materjali valikule. Käsitletud on põhinõuded telgedele ja mootoritele, sealhulgas nende tugevus ja kandevõime, mis on platvormi töökindluse ja pikaajalise seisukohalt kriitilise tähtsusega.

Telgede disain mängib olulist rolli platvormi kohanemisvõimes erinevate pindade ja töötingimustega. Telg peab olema piisavalt tugev ja paindlik, et võimaldada platvormil edukalt liikuda teedel, raudteedel ja ebatasasel maastikul madalatel kiirustel.

Uurimise oluliseks etapiks on platvormi telgedele ja mehaanilistele osadele mõjuvate koormuste üksikasjalik analüüs. Arvutustes on arvesse võetud teljele ja mootorile mõjuvad sise- ja välisjõud.

Materjalide valik on ka platvormi jõudlust ja vastupidavust mõjutav võtmetegur.

Põhinõuded telgedele ja mootoritele hõlmavad nende võimet taluda olulisi koormusi ning tagada platvormi stabiilne ja tõhus liikumine. Komponentide tugevuse ja stabiilsuse analüüs on oluline nende töökindluse määramiseks erinevates töötingimustes.

See tehniline ülevaade loob tugeva aluse platvormi mehaanilisele arendamisele

1.2 Platvormi teljete nõuded

Telje projekteerimisel võetakse arvesse selle geomeetrilisi parameetreid, funktsionaalseid ja koormusnõudeid ning töötingimusi. Üks oluline disainiaspekt on ühilduvuse tagamine erinevat tüüpi robotitega, mis platvormi kasutavad. Telg peab olema konstrueeritud nii, et platvorm saaks koormat tõhusalt transportida. Selle konstruktsiooni puhul peab raam kandma kuni 1-tonnist koormust, mis on monteeritud raami keskele alustele. See nõuab hoolikat analüüsi ja projekteerimist, et tagada konstruktsiooni tugevus ja stabiilsus sellistel koormustel.

Telje 3D-mudeli loomiseks kasutatakse kaasaegset SolidWorksi programmi. See programm (või selle analoogid) on standard mis tahes lahenduste kavandamise valdkonnas. Solidworks'i kasutamine annab võimaluse modelleerida detailselt teljekonstruktsiooni, hiljem analüüsida pingete ja deformatsioonide jaotust erinevatel koormustel. See võimaldab võimalikud disaininõrkused tuvastada ja optimeerida enne füüsilise prototüübi käivitamist. Seega on võimalik tagada veljete kõrge töökindlus ja vastupidavus, mis on eriti oluline platvormi kasutamisel intensiivse koormuse

tingimustes. Lisaks hõlmab teljete projekteerimine materjalide valikut, millel on konstruktsiooni tugevuse ja vastupidavuse tagamiseks vajalikud mehaanilised omadused. Arvesse võetakse erinevaid materjale, nende omadusi ja sobivust konkreetseteks töötingimusteks. Näiteks S355JR terast saab kasutada selle suure tugevuse ja kuluefektiivsuse tõttu.

1.2.1 Telg

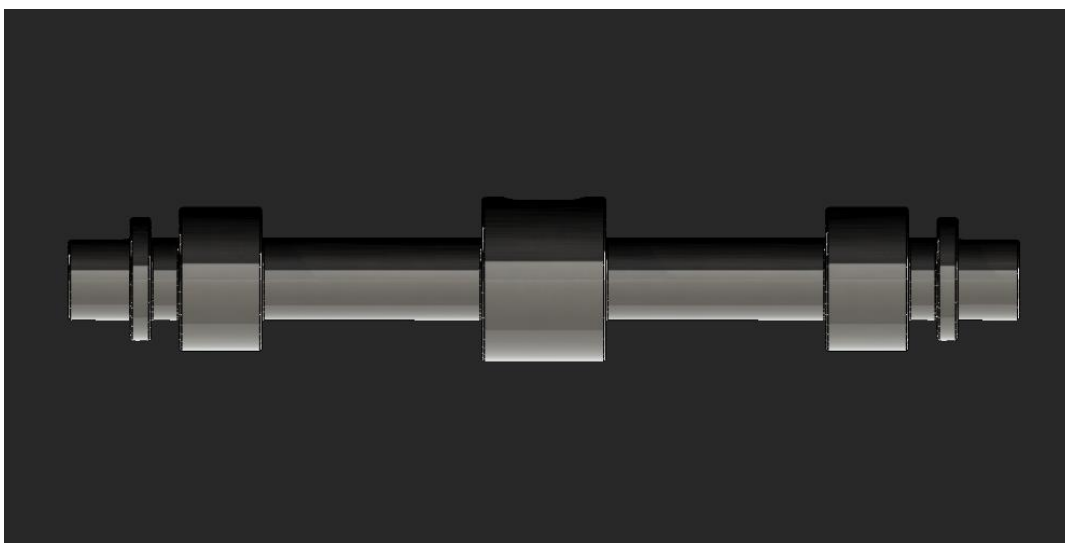
Analüüs sisaldab üksikasjalikku telje tugevusomaduste uurimist, mis on projekteerimisprotsessi oluline etapp. Näiteks kaalutakse astmelist telge minimaalse läbimõõduga 20 mm, mis peab taluma erinevaid võimalikke koormusi. Erilist tähelepanu pööratakse telje materjali valikule, kuna S355JR määrab selle võime toime tulla töökoormustega.

S355JR materjali ei valitud juhuslikult: selle kõrge tugevus ja vastupidavus dünaamilisele koormusele muudavad selle ideaalseks kandidaadiks kasutamiseks intensiivsetes keskkondades. Sellel terasel on suurepärased mehaanilised omadused, mis võimaldavad tal taluda märkimisväärseid koormusi ja tagada konstruktsiooni vastupidavuse.

Oluline on märkida, et selle materjali valikul on ka rahalised kaalutlused. S355JR teras on suhteliselt odav materjal, mis vähendab tootmiskulusid, ilma et see kahjustaks kvaliteeti ja töökindlust, saab ka vabalt osta Eestis.

Telje (vt. Joonis 2.1) maksimaalse efektiivsuse ja töökindluse tagamiseks viiakse läbi selle tugevusomaduste põhjalik analüüs. See hõlmab arvutusi staatiliste ja dünaamiliste koormuste kohta, mis võivad tekkida platvormi töötamise ajal.

Lisaks, võllil on liistudepesad, selleks et panna hammasülekanne ja veljed.



Joonis 1.1 Telg

1.2.2 Veljede ja teljede süsteem

Teine oluline platvormi element on ühendus telje ja rataste vahel. Rataste läbimõõt ja mõõtmed valiti vastavalt olemasolevatele standarditele, mida tehti selleks, et vähendada tootmiskulusid ja tagada komponentide saadavus. Ratta läbimõõt on 13 tolli, mis vastab tavalistele mootorrattaratastele, millel on kodarate asemel keevitatud metallveljed. See lahendus osutus mitte ainult lihtsaks, vaid tõhusaks, mis muudab selle platvormi disaini võtmeks.

Standardsete rataste suuruste ja konstruktsioonide kasutamine võib oluliselt lihtsustada tootmisprotsessi ning vähendada platvormi tootmis- ja hoolduskulusid. Oletades, et tavalistel 13-tollistel mootorrattaratastel on projekti raames vajalik tugevus ja stabiilsus.

Kodarate asemel keevitatud metallkettad annavad ratastele täiendava jäikuse ja tugevuse. See lahendus võimaldab taluda märkimisväärseid koormusi ja tagada platvormi stabiilse töö erinevates töötingimustes, samuti võimaldab telg ja rattad omavahel ühendada.

Lisaks lihtsustab standardsete komponentide kasutamine vahetus- ja remondiprotsessi, kuna vajalikud varuosad on turul kergesti leitavad. See on eriti oluline, et tagada platvormi tõrgeteta töö ja minimeerida seisakuid (vt. Joonis 2.2).



Joonis 1.2 Veljed

1.2.3 Hammasrattad ja laagrid

Kolmas oluline platvormi elemendid on võll ja ja telje ühendamine ratastega (vt. Joonis 2.3).

Autor kasutab sirge tavalised hammasrattad ja hammasrataste läbimõõt ning mõõtmed valiti olemasolevate ISO standardite järgi, vastavalt võllile ja teljedele.

Hammasrattad mängivad telgedevahelise pöörleva liikumise ülekandmisel võtmerolli, muutes need platvormi disaini oluliseks elemendiks.

Standardsete rahvusvahelistele standarditele vastavate hammasrattaste kasutamine tagab ühilduvuse ja kasutuse mitmekülsuse.

Laagrid on oluliseks komponendiks ka telje ja rataste ühendamisel, tagades sujuva pöörlemise.

Pildil on joonestatud võlli ühendamine teljega ja hammasrattadega ja korpusega, mis hoiab kõike kokku. Need jõuülekanded tagavad pöördemomendi usaldusväärse ja tõhusa ülekande võllilt ratastele, võimaldades platvormil liikuda väga täpselt ja stabiilselt.

Teljel ja võllil asuvad koonusülekanded aitavad kaasa tõhusale jõuülekandele ja tagavad süsteemi korrektse töö suurte koormuste korral.

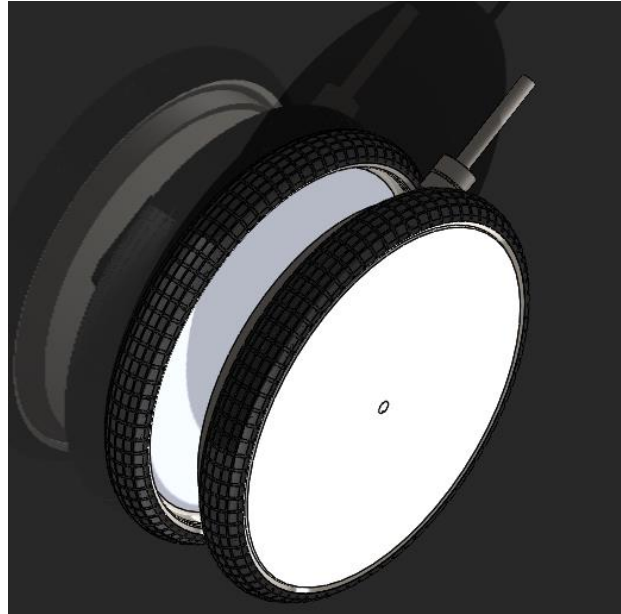


Joonis 1.3 Reduktori koost

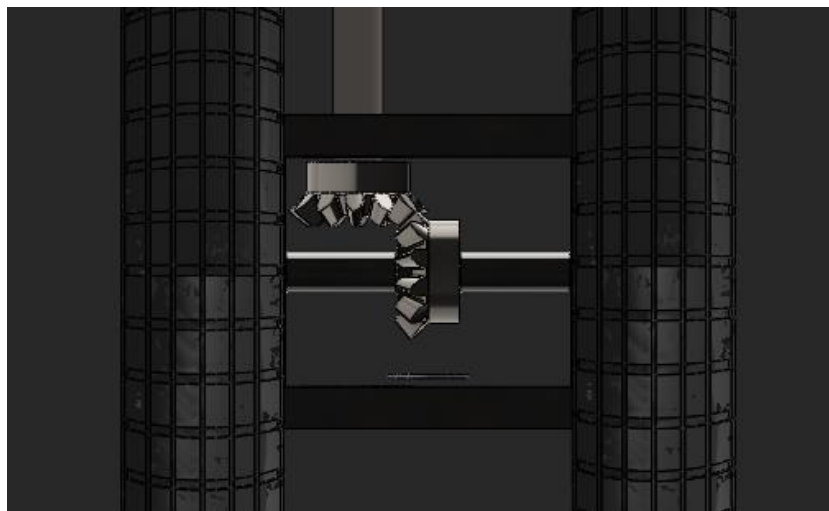
1.2.4 Koost

Platvormile on maaratud kokku 4 identset süsteemi. Iga süsteem sisaldab reduktori ja mootori ning vastavalt ka mootorratta rataste paar. Rataste vahel pannakse reduktor. Võlli otsa pannakse mootor. See mootor teoreetiliselt on ühendatud akkumulaatoriga, ning kinnitatud raamile eraldi.

Teljede otsadele pannakse mõlemal pool rattad. (vt. Joonis 2.4 ja Joonis 2.5).



Joonis 1.4 Koost väljast



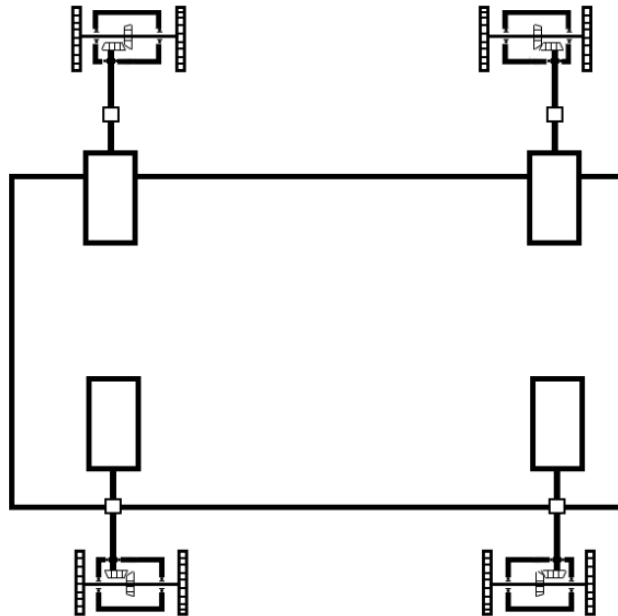
Joonis 1.5 Koost sees

2. ARVUTUSED

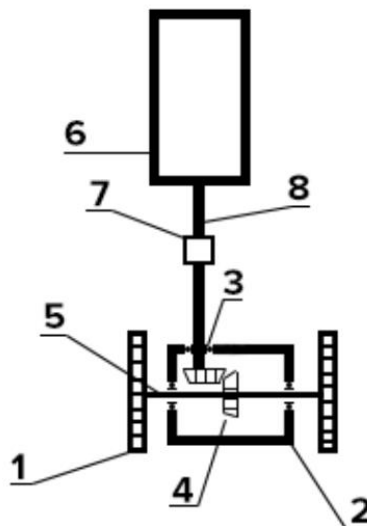
2.1 Mootori valimine

Võlli valimise esimene samm on mootori arvutamine, mis edastab oma pöördemomendi ratastele.

Alguses ehitatakse kinemaatilise skeemi (vt. Joonist 2.1a ja Joonist 2.1b).



Joonis 2.1a üldine skeem



Joonis 2.2b. Kinemaatiline skeem. 1- velg / vedav rattas, 2 – reduktori korpus, 3- laager, 4 – hammasülekanne, 5 – telg, 6 – mootor, 7 – siddur, 8 – võll

Valides platvormi omamassiks $m_v \approx 1100$ kg, saab mootoriga liikuva platvormi

kogumassiks. Kaubamassiks ja muu seadme (akud, plaadid, jne) massiks $m_k \approx 1000$ kg.

Siis kogukaal m on:

$$m = m_k + m_v = 1100 + 1000 = 2100 \text{ kg.}$$

Liikumistakistuse saab Wh leida selle metoodika abil. [5],[14]

$$Wh = \frac{2G}{D_r} \left(\mu + \frac{f_t d}{2} \right) k; \quad (2.1)$$

kus

- D_r - vedava ratta läbimõõt, m, valitakse konstruktiivselt $D_r = 0,574$ m,
- d - tapi läbimõõt, m, $d = 0,03$ m, [5]
- μ - veeremise hõõrdetegur, $\mu \approx 0007$, [15]
- f_t - tapi hõõrdetegur, veerelaagreid kasutades $f_t = 0,01$, [15]
- k - ratta rummul ja äärikul hõõrdetakistust arvestatav tegur, $k = 2$ [5]

Siis:

$$Wh = \frac{2G}{D_r} * \left(\mu + \frac{f_t d}{2} \right) * k = \frac{2 * 21}{0,574} * \left(0,0007 + 0,01 * \frac{0,03}{2} \right) * 2 = 0,12 \text{ kN} \quad (2.2)$$

2.1.1 Mootorreduktiori valik

Üldkasuteguri saab määrata sellest võrrandist:[5], [13]

$$\eta = \eta_1 * \eta_2 * \eta_3^2 \quad (2.3)$$

kus

- η_1 - reduktori kasutegur, valitakse $\eta_1 = 0,8$,
- η_2 - kettülekanne kasutegur, valitakse $\eta_2 = 0,94$,
- η_3 - laagripaari kasutegur, valitakse $\eta_3 = 0,99$.

Vajalik mootori minimaalne võimsus staatilisest takistusest liikumisele:

$$P_{st} = \frac{W_h * v}{1000 * \eta} \quad (2.3)$$

kus

v - liikumiskiirus, $v \approx 10$ m/s.

Siis:

$$P_{st} = \frac{W_h * v}{1000 * \eta} = \frac{0,12 * 10}{1000 * 0,74} = 1,7 \text{ kW.} \quad (2.4)$$

Vedava ratta nurkkiirus:

$$\omega = \frac{2v}{D_r} = \frac{2 \cdot 10}{0,574} = 34,8 \text{ rad/s} \quad (2.5)$$

Pöörlemisagedus:

$$n_r = \frac{60 \cdot \omega}{2 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 34,8}{2 \cdot 3,14} = 332,7 \text{ p/min.} \quad (2.6)$$

Lähtudes antud võimsusest ja pöörlemisagedusest valime mootorreduktor SEW RX77 DV 100M4, mille võimsus $P = 2,2 \text{ kW}$. Mootori pöörlemisagedus $n_m = 1400 \text{ p/min}$, rootori inertsmoment $J_{mot} = 0,015 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, reduktori ülekandearv $i_r = 4,73$, pöördemoment $T = 70 \text{ Nm}$, väljundvõlli pöörlemisagedus $n_p = 298 \text{ p/min}$. Siduri kasutegri arvesse ei võtta.

$$M_t = T = 70 \text{ Nm.} \quad (2.7)$$

2.2 Telje arvutus

Kuna mootor valitud, siis kindlasti tuleb määrata kogu kaal G (oletades, et koormus jaguneb rataste vahel ühtlaselt saame rattale mõjuva jõu):

$$G = m \cdot g = 2100 \cdot 9,81 = 20601 \text{ N,} \quad (2.8)$$

kus $m = 2100 \text{ kg}$ (vt. Punkt 3.1).

Siis jõud F_1 , mis tuleb telje otsa on (vt. Joonis 2.1):

$$F_1 = G/n, \quad (2.9)$$

kus

- n – rataste arv, projekti juhul kokku $n = 8$ tükki.

Siis:

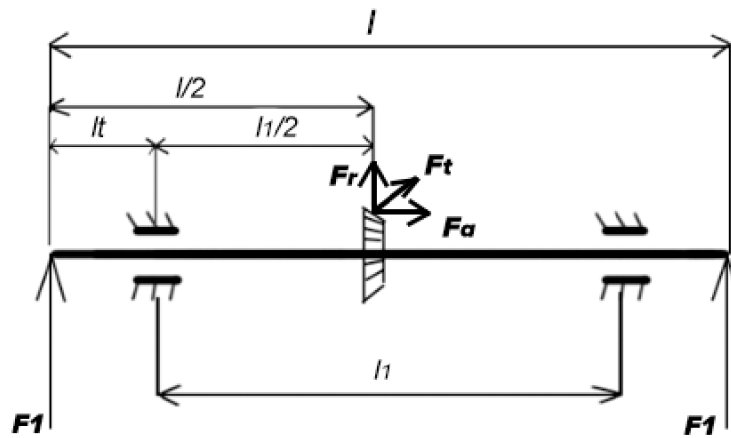
$$F_1 = \frac{20601}{8} = 2575 \text{ N.} \quad (2.10)$$

Nüüd saab alustada ehitama paindemomentide epüürid vertikaalkoormusest ja horisontaalkoormusest. Ehitatud allpool (vt. Joonist 2.1, Joonist 2.2) joonisel telje skemaatiline joonis. Telje mõõtmed valitatakse, seoses kontsturktisooniga. Teljede tsentris skemaatiliselt joonestatud koonuseline hammasülekanne, määrame teda konstruktsiooniliselt hammasratta jaotusringi läbimõõt $d_m = 0,066 \text{ m}$.

(vt. Joonist 2.1, [2],[3],[5]).

- l – kogu telje pikkus, mm $l = 231 \text{ mm}$,
- $l/2$ – pool telje pikkus, mm $l/2 = 115,5 \text{ mm}$,
- l_1 – pikkus laagride vahel, mm $l_1 = 157 \text{ mm}$,
- $l_1/2$ – pool pikkust laagride vahel, mm $l_1/2 = 78,5 \text{ mm}$,

- l_t –pikkus laagri ja otsa vahel, mm $l = 37$ mm,
- $l_t/2$ – pikkus laagride vahel $l_t = 157$ mm.



Joonis 2.3

Kus

$$F_t \text{ -tangentsiaal jõud, N, } F_t = \frac{2 \cdot M_t}{d_m} = \frac{2 \cdot 70}{0,066} = 2121 \text{ N, (vt. Valem 2.7),} \quad (2.11)$$

kus

$$M_t = 70 \text{ Nm, (vt. Valem 2.7),}$$

$$d_m = 0,066 \text{ m.}$$

$$F_r \text{ – radiaalne jõud, N,}$$

$$F_a \text{ – telgjõud, N. Tugevusarvutusele ei võtta arvesse,}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha) \cdot \cos(\delta) = 2121 \cdot \tan(20^\circ) \cdot \cos(45^\circ) = 542 \text{ N,} \quad (2.13)$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\alpha) \cdot \sin(\delta) = 2121 \cdot \tan(20^\circ) \cdot \sin(45^\circ) = 542 \text{ N,} \quad (2.13a)$$

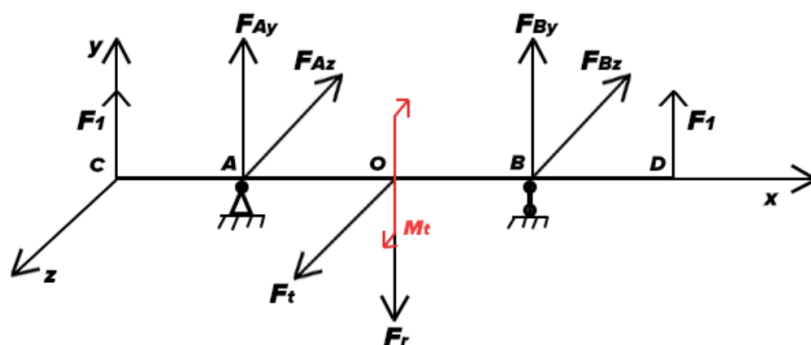
kus

- α - rõhunurk (tavaliselt hammasrataste puhul) $\alpha = 20^\circ$, [5]
- δ - hammaste kalletusnurk $\delta = 45^\circ$, [5]

$$F_1 = 2575 \text{ N (vt. Valemi 2.10).}$$

Antud juhul telg tootab nii paindele (kahes tasandis y-x ja z-x), kui ka vaandele.

Toereaktsioonide F_{Ay} ja F_{By} , F_{Az} ja F_{Byz} leidmiseks vastav arvutuskeem on näidatud joonisel 2.4:



Joonis 2.4

Kus F_t on rakendatud punktis O ja lisatud tema vändemoment M_t :

$$M_t = F_t * \frac{d_m}{2} = 2121 * 0,066 \approx 70 \text{ Nm}, \quad (2.14)$$

kus

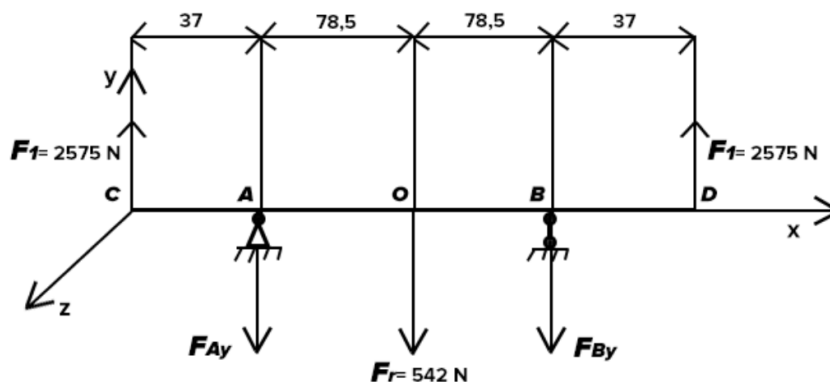
F_t - tangentsiaal jõud, N, $F_t = 2121 \text{ N}$, (vt. Valem 2.11),

d_m - hammasratta jaotusringi läbimõõt, $d_m = 0,066 \text{ m}$ (vt. Lk 18).

2.2.1 Arvutus vertikaaltasandis y-x

Vastav arvutuskeem on antud joonisel 2.5. Esialgelt leitakse toereaktsioonid F_{Ay} ja F_{By} .

Koostatud tasakaaluvõrrand.



Joonis 2.5

Kõikide jõudude momentide summa punkti A suhtes:

$$-F_1 * CA - F_{Ay} * 0 - F_r * AO - F_{By} * AB + F_1 * AD = 0. \quad (2.15)$$

Sellest võrrandist saab leida F_{By} :

$$F_{By} = \frac{-F_1 * CA + 0 - F_r * AO + F_1 * AD}{AB} = \frac{-2575 * 0,037 - 542 * 0,0785 + 2575 * 0,194}{0,157} = 2304 \text{ N}. \quad (2.16)$$

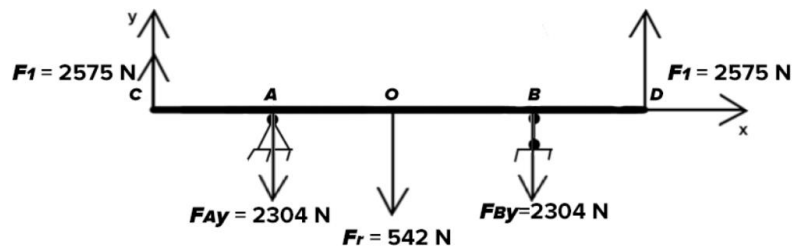
Koikide jõudude projektsioonide summa Y -teljele, vastavalt skeemidele (vt. Joonist 2.4):

$$\sum_{k=1}^{n=5} F_{ky} = 0; \quad (2.17)$$

$$F_1 - F_{Ay} - F_r - F_{By} + F_1 = 0. \quad (2.18)$$

Sellest võrrandist saab leida F_{Ay} :

$$F_{Ay} = 2575 - 542 - 2304 + 2575 = 2304 \text{ N}. \quad (2.19)$$



Joonis 2.6 (mõõtmed on antud joonisel 2.5)

Siis tegelikult F_{Ay} ja F_{By} on suunatud allapoole.

Nüüd, koostatakse paindemomentide epüüri M_z lõikemeetodiga (P.S. Kui tala paindub kummerusega alla, siis $M_z > 0$). [5]

Alustatakse punktist C:

$$(.)C : M_z = 0; F_1 * 0 = 0, \quad (2.20)$$

$$(.)A : M_z = F_1 * AC = 2575 * 0,037 = 95 \text{ Nm}, \quad (2.21)$$

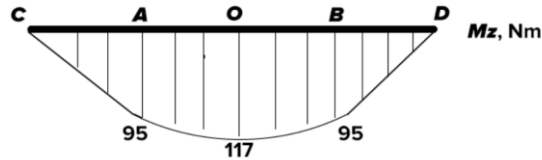
$$(.)O : M_z = F_1 * CO - F_{Ay} * AO = 2575 * 0,1155 - 2304 * 0,0785 = 117 \text{ Nm}, \quad (2.22)$$

$$\begin{aligned} (.)B : M_z &= F_1 * CB - F_{Ay} * AB - F_r * OB = \\ &= 2575 * 0,194 - 2304 * 0,157 - 542 * 0,0785 = 95 \text{ Nm}. \end{aligned} \quad (2.23)$$

Kontroll, kui on õigesti tehtud, siis peab olema $(.)D : M_z = 0$.

$$\begin{aligned} (.)D : M_z &= F_1 * CD - F_{Ay} * AD - F_r * OD - F_{By} * BD = 2575 * 0,231 - 2304 * 0,194 - 542 * 0,1155 - \\ &2304 * 0,037 = 0 \text{ Nm}. \end{aligned} \quad (2.24)$$

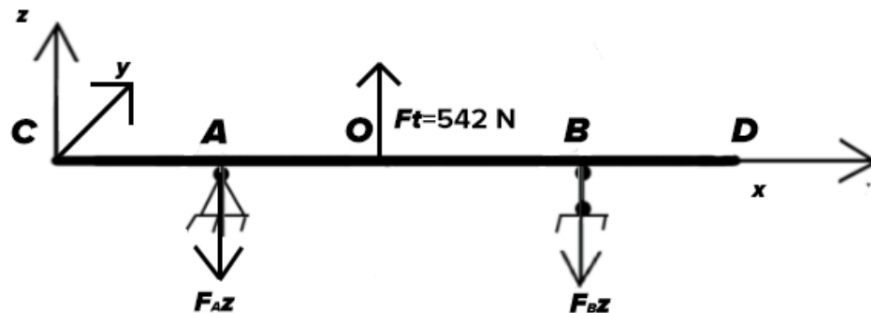
Ehitame paindemomendi epüüri M_z (vt. Joonist 2.7).



Joonis 2.7

2.2.2 Horizontaalkoormuse arvutus

Selleks tuleb kindlasti telg "keerama" ja seetõttu muudavad Z ja Y teljed oma suunda (vt. Joonist 2.8).



Joonis 2.8 (mõõtmed on antud joonisel 2.5)

Arvestades, et koormus F_t on rakendatud konstruktsioonile sümmeetriliselt (vt. Joonis 2.8), siis:

$$F_{Az} = F_{Bz} = \frac{F_t}{2} = \frac{2121}{2} = 1060 \text{ N}, \quad (2.25)$$

$$(\cdot)C: M_y = 0, \quad (2.26)$$

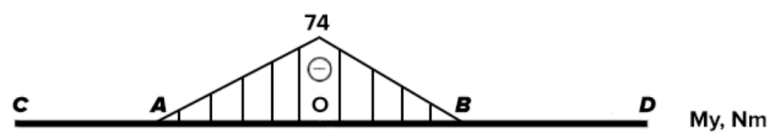
$$(\cdot)A: M_y = F_{Az} * 0 = 0, \quad (2.27)$$

$$(\cdot)O: M_y = -F_{Az} * AO = -1060 * 0,0785 = -74 \text{ Nm}. \quad (2.28)$$

Kontroll:

$$(\cdot)B: M_y = -F_{Az} * AB + F_t * OB = -1060 * 0,157 + 2121 * 0,0785 = 0 \text{ Nm}. \quad (2.29)$$

Nüüd, koostatakse paindemomentide epüüri M_y lõikemeetodiga (vt. Joonist 2.9). [5]



Joonis 2.9

2.2.3 Summaarne paindemomentide epüür

Ehitame summaarse paindemomentide epüür (vt. Joonist 2.10). Kuna völli on ümarpõikpinnaga, siis arvutus toimub puhtpaindele resultantmomendis, mis on kahe eelmise geomeetrilise summaks. Resultantmomenti väärtused on järgmised:

Siis:

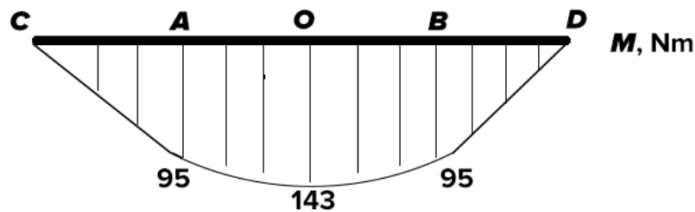
$$(\cdot)C M = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0, \quad (2.30)$$

$$(\cdot)A M = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} = \sqrt{95^2 + 0^2} = 95 \text{ Nm}, \quad (2.31)$$

$$(\cdot)O M = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} = \sqrt{117^2 + (-74)^2} = 143 \text{ Nm}, \quad (2.32)$$

$$(\cdot)B M = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} = \sqrt{95^2 + 0^2} = 95 \text{ Nm}, \quad (2.33)$$

$$(\cdot)D M = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Nm}. \quad (2.34)$$



Joonis 2.10

Selle epüüri ordinaadid on tinglikult pööratud joonise pinda.

2.2.4 Väändemomendi epüür

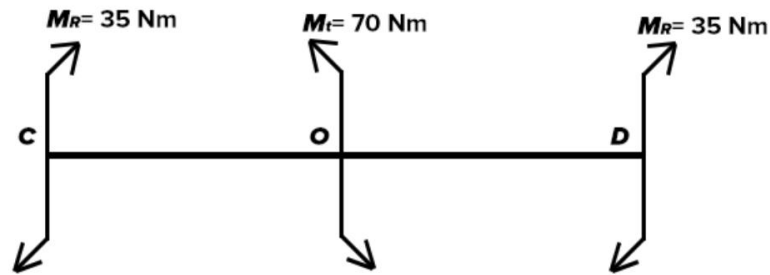
Ehitatakse väändemomendi epüür. Vastav skeem on antud joonisel 2.11.

Kus

$$M_R - \text{moment veljedel, sümmeetria tõttu: } M_r = \frac{M_t}{2} = \frac{70}{2} = 35 \text{ Nm}, \quad (2.35)$$

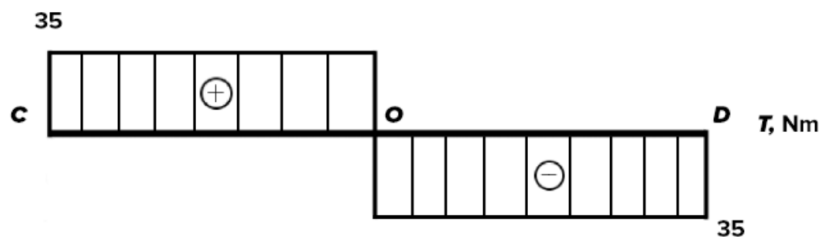
M_t - mootori moment. $M_t = 70 \text{ N}$ (vt. Valemit 2.7).

Arvestades, et moment M_t on rakendatud konstruktsioonile sümmeetriliselt (vt. Joonist 2.11).



Joonis 2.11

Siis väändemoment tuleb (vt. 2.12):



Joonis 2.12

2.2.5 Teljede minimaalne diameetri leidmine

Kuna tegemist S355JR terasega, siis tema füüsilised andmed (vt. Lisad Tabel 1, Tabel 2) [5]:

- $[\sigma]$ – lubatud pinge $[\sigma] = \frac{R_{eH}}{S} = \frac{355}{2,5} \approx 142 \text{ MPa}$; (2.36)
- R_{eH} – voolavuspiir, $R_{eH} = 355 \text{ MPa}$;
- R_m – tõmbetugevus, $R_m = 610 \text{ MPa}$;
- σ_{-1} – väsimuspiir paindele, $\sigma_{-1} = 275 \text{ MPa}$;
- τ_{-1} – väsimuspiir väände, $\tau_{-1} = 165 \text{ MPa}$;
- $[S]$ – lubatud varutegur, $[S] = 2,5$. [5]

Teljede minimaalne läbimõõt määratakse selle valemiga [3]:

kus

T – väändemoment, $T = 35 \text{ Nm}$, (vt. Joonist 2.12),

$$d_{min} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}} \quad (2.37)$$

Lubatud nihkepinge $[\tau]$ võrdub [3]:

$[\tau] = [\sigma] \cdot 0,6 = 142 \cdot 0,6 = 82,36 \text{ MPa}$, aga arvutuse jaoks valitatakse vähendatud

$$\text{nihkepinge } [\tau] \approx 41 \text{ MPa.} \quad (2.38)$$

Siis:

$$d_{min} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 35}{3,14 \cdot 41 \cdot 10^6}} \approx 0,0164 \text{ m} = 16,4 \text{ mm.} \quad (2.39)$$

Ekvivalentne moment M_{ekv}^{III} , kolmanda tugevusteooria järgi ohtlik lõiges [3]:

$$M_{ekv}^{III} = \sqrt[2]{M_{summaarne}^2 + M_t^2} = \sqrt[2]{143^2 + 35^2} \approx 147 \text{ Nm,} \quad (2.40)$$

kus

$$M_{summaarne} = 143 \text{ Nm, (vt. Joonist 2.10),}$$

$$M_t = 35 \text{ Nm, (vt. Joonist 2.12)}$$

Siis ekvivalentne pingeline σ_{ekv}^{III} :

$$\sigma_{ekv}^{III} = \frac{M_{ekv}^{III}}{W_t} = \frac{32 \cdot M_{ekv}^{III}}{\pi \cdot d_{min}^3} = \frac{32 \cdot 147}{3,14 \cdot 0,0163^3} = 12,37 \text{ MPa} < [\sigma] \approx 142 \text{ MPa.} \quad (2.41)$$

2.2.6 Kontrollarvutus

Pingekontsentraator on liistupesa, mille mõõtmed valitakse võlli (telje) läbimõõdu järgi (vt. Lisad Tabel 7). Kuna $d_{min} = 16,4$ mm, määratakse standartiseeritud diameetri, mis peab olema suurem ja sobiv ka tuleviku arendamiseks ja koormuseks, kui minimaalne, siis: $d = 20$ mm. Võlli teised mõõdud valitatakse konstruktiivselt, hammasülekanne läbimõõt $d_h = 40$ mm (vt. Lisad, Graafiline osa, 001/Telje joonis koos tehnooliga kaardiga). Liistu mõõdud on: $a = 6$ ja $b = 6$ (vt Lisad, Tabel 7).

Pingekontsentratsiooni efektiivne koefitsient K_σ ja K_τ saame tabelist (vt. Lisad, Tabel 8)[5] ja koefitsiendi, mis arvestab mastaabitegurid $K_{d\sigma}$ ja $K_{d\tau}$ – tabelist (vt. Lisad, Tabel 9). Pinnatöötlustegur $K_F = (0,97 - 0,90)$ [5]. Empiirilised tegurid $\psi_\tau = 0,1$ – legeeritud ja süsinikteraste puhul ja $\psi_\sigma = 0,2$ – süsinikteraste puhul. Teljede materjal – teras S355JR.

Kus

- $K_\sigma = 1,6,$
- $K_\tau = 1,6,$
- $K_{d\sigma} = 0,92,$
- $K_{d\tau} = 0,83,$
- $K_F = 0,95,$
- $\psi_\tau = 0,1,$
- $\psi_\sigma = 0,2.$

Paindetugevuse varu:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{K_F * K_{d\sigma}} * \sigma_a + \psi_{\sigma} * \sigma_m} \quad (2.42)$$

Amplituudpinge σ_a saab leida võrrandist:

$$\sigma_a = \frac{M}{W} = \frac{32 * \sqrt{M_{\text{summarne}}^2}}{\pi * d_h^3} = \frac{32 * \sqrt{143^2}}{3,14 * 0,04^3} \approx 0,33 \text{ MPa.} \quad (2.43)$$

Ja keskmine pinge $\sigma_m = 0$.

Siis paindetugevuse varu on:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{K_F * K_{d\sigma}} * \sigma_a + \psi_{\sigma} * \sigma_m} = \frac{275}{\frac{1,6}{0,95 * 0,92} * 0,33 + 0,2 * 0} \approx 464 \quad (2.44)$$

Varutegur väände:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{K_F * K_{d\tau}} * \tau_a + \psi_{\tau} * \sigma_m} \quad (2.45)$$

$$\text{Ning amplituud ja keskmine pinge võrdub } \tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2}, \quad (2.46)$$

kus

$$\tau_{max} = \frac{T}{W_p} = \frac{16 * T}{\pi * d_{min}^3} = \frac{16 * T}{\pi * d_h^3} = \frac{16 * 35}{3,14 * 0,04^3} \approx 2,78 \text{ MPa,} \quad (2.47)$$

siis:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{41}{2} \approx 20,5 \text{ MPa.} \quad (2.48)$$

Siis varutegur väände:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{K_F * K_{d\tau}} * \tau_a + \psi_{\tau} * \tau_m} = \frac{165}{\frac{1,6}{0,95 * 0,83} * 20,5 + 0,2 * 20,5} \approx 5,3 \quad (2.49)$$

Seega üldvarutegur:

$$[S] = \frac{S_{\sigma} * S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 * S_{\tau}^2}} = \frac{464 * 5,3}{\sqrt{464^2 * 5,3^2}} \approx 5,4 \quad (2.50)$$

Ei vasta tugevustingimusele väsimuspiiri suhtes, kuna varutegur $[S]$ peab olema piirides (2,5 - 3,0) olenevalt konstruktsiooni vastutusrikkusest. Labimõõt siis võiks olla vähem, aga tuleviku arenduseks sobib.

2.3 Siduri valimine

Arvutuslik moment $[5]$:

$$M_a = k * M_t = 1,5 * 70 = 105 \text{ Nm,} \quad (2.51)$$

kus

- k – režiimitegur, $k = 1,5$, (vt. Lisad, Tabel 10),
- M_t – Nominaalne mootori moment, Nm, (vt. lk. 21).

Võlli läbimõõdud on 30 mm, seepärast valime siduri Rotex GS 24, mille lubatav pöördemoment $M = 140$ Nm ja võlli läbimõõt $d = 30$ mm. [6]

2.4 Laagri valimine

Tegemist on standard laagridega. Selleks, et valida peaks kasutama SKF kataloogi.[12]

Kuna $F_a = 725$ N, $F_r = 542$ N (vt. Valemi 2.13), standardne tööressurs elektrimotori jaoks $L_h = 12000$ töötundi.

Laagri ekvivalentkoormus leitakse selle metoodika abil [5]:

$$P = X * F_r + Y * F_a, \quad (2.52)$$

kus

F_r – radiialkoormus, N,

F_a - telgkoormus, N,

X – radiialkoormustegur, leitakse laagrikataloogides, $X = 0,4$, [12]

Y – telgkoormustegur, leitakse laagrikataloogides, $Y = 1,6$. [12]

Siis

$$P = 0,4 * 542 + 1,6 * 725 = 1377 \text{ N}. \quad (2.53)$$

Siis tuleb kasutada SKF 30207, tema maksimaalsed koormused $F_a = 813$ N, staatiline koormus $C = 49500$ N < $F_r = 542$ N [12].

3. MATERJALI VALIMINE

S355 teras ja tema analoogsed variandid nagu S355JR on maailmakuulsed, insenerid kasutavad neid konstruktsiooniterased, sellised terased on tuntud oma tugevuse ja heade mehaaniliste omaduste poolest. Need kuuluvad Euroopa standardi EN 10025-2 järgi legerimata konstruktsiooniteraste kategooriasse. See standard määrab tehnilised nõuded kuumvaltsitud legerimatud konstruktsiooniterastele.

S355 teraste klassifitseerimine legerimata tähendab üldiselt seda, et need ei sisalda märkimisväärses koguses legerivaid elemente nagu kroom, nikkel, molübdeen jne. Selle asemel iseloomustab neid põhikoostis, mis sisaldab vajaduse korral süsinikku, mangaani, räni ja muid elemente.

Eestis Vabariigis saab vabalt osta S355JR, S275JR, S355J2, S355K2 ja muud teised.

3.1 Teraste võrreldus

Selleks, et valida tuleb terased omavahel võrrelda (vt. Lisa, Tabel 1-6).

3.1.1 S355JR

- R_{eH} – voolavuspiir, $R_{eH} = 355$ MPa,
- R_m – tõmbetugevus, $R_m = 610$ MPa,
- 15,11 EUR'i/meeter

3.1.2 S275JR

- R_{eH} – voolavuspiir, $R_{eH} = 275$ MPa,
- R_m – tõmbetugevus, $R_m = 520$ MPa,
- 12,51 EUR'i/meeter

3.1.3 S235JR

- R_{eH} – voolavuspiir, $R_{eH} = 235$ MPa,
- R_m – tõmbetugevus, $R_m = 425$ MPa,
- 12,01 EUR'i/meter

S355JR on teraskonstruktsioonide standard. See tagab minimaalse tugevuse, purunemiskindluse ja muud mehaanilised omadused. Seda tüüpi terasel on kõrge tõmbetugevus, mistõttu on see ideaalne valik konstruktsioonidele, mis peavad vastu pidama koormustele ja pingetele. S355JR-i on ka lihtne vormida treipinkiga, mistõttu on seda lihtne kasutada projektides. On oluline märkida, et see valik tuleviku projektide arvutuse või arengu jaoks, lisaks, suhteliselt väike hinnavahe teistega.

4. KONSTRUKTSIOONI HINNA ARVUTAMINE

Konstruktioonis esinevad palju väikest juppi, neid kindlasi tuleb arvesse võtta. Antud juhul on keskmine töö hind on 70 EUR'i, seega kirjeldub, et hammasülekanne ja teljed ja reduktori korpusi teeb teine ettevõtte või FRAAG TECHNOLOGY OÜ. Arveks oletakse, et tunni hind on 70 EUR'i. Veljed arvesse ei ole võetud, kuna kasutatakse taaskasutatud. Materjali hinnad on hinna sees.

- Teljed;
- Liistud saab osta [11];
- Hammasülekanne, peaks nullist tegema või tellida, arvestatakse, et tehakse nullist;
- SKF laagrid (sh. tihendid ja õli) [6];
- SEW mootorid [6];
- Rotex sidurid [6];
- Reduktori korpus.

Nimetus	Kuluv aeg (tundides)	Tükkide arv	Hind (1 tükk)	Hind kokku
SKF laagrid 30207	x	12	25	300
Liistud	x	16	7	112
Mootor SEW RXF77	x	4	1750	7000
Sidur Rotex GS	x	4	29	116
Reduktori korpus	4	4	280	1120
Teljed	7	4	280	1120
Hammasülekanne ISO	10	8	560	4480

Lõplik hind projektile: 14248

Seega, lõplik hind on 14248 EUR'i. Kindlasti, saaks leida soodsamaks, aga projekti raames see eelarve sobiks kindlasti.

KOKKUVÕTE

Käesoleva töö eesmärgiks on platvormi mehaanilise osa väljatöötamine ja uurimine ning selle efektiivsuse ja töökindluse tagamine. Tulevikus FRAAG TECHNOLOGY OÜ saab kasutada lahendused ettevõttes.

Töö käigus lahendas autor järgmised probleemid:

- Leitud võimalikud koormused teljedele;
- Teostatud platvormi teljede vajalikud tugevusarvutused;
- Koostatud tehnoloogilised kaardid;
- Koostatud tööjoonised ja koostejoonised;
- Arvutatud mehaanilise osa komponentide ostmise ja valmistamise orienteeruv rahaline summa.

Tootmisprotsessis kasutatud materjaliks oli S355JR, mis vastab EN 10025-2 nõuetele. Materjal valiti selle suure tugevuse ja vastupidavuse tõttu erinevat tüüpi koormustele ning madalate kuludega.

Platvormi mehaanilise osa ja mootorite arvutamisel võetud arvesse järgmisi aspekte:

- Telje paksus ja materjali valik piisava tugevuse ja jäikuse tagamiseks;
- Mootori arvutused tõhusa jõuülekanne tagamiseks ja platvormi kiire liikumise jaoks;
- Standardimine: olemasolevate koonusülekannete valimine tagab optimaalse hinna ja jõuülekanne.

SUMMARY

The objective of this work is the development and investigation of the mechanical part of the platform, ensuring its efficiency and reliability. In the future, FRAAG TECHNOLOGY OÜ will be able to use these solutions within the company.

During the final thesis, the author had done:

- Determined the possible loads on the axles;
- Conducted the necessary strength calculations for the platform axles;
- Created technological maps;
- Developed working and assembly drawings;
- Estimated the approximate financial cost of purchasing and manufacturing the mechanical components.

The material used in the manufacturing process was S355JR, which is responsible for the requirements of EN 10025-2. This material was chosen for its high strength and resistance to various types of loads, as well as its low cost.

In the calculations of the mechanical part of the platform and the motors, the following aspects were taken into account:

- Axle thickness and material selection to ensure sufficient strength and rigidity;
- Motor calculations to ensure efficient power transmission and quick platform movement;
- Standardization: selecting existing bevel gears to ensure optimal cost and power transmission.

KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU

1. Materiali omadused. [Online] S355JR (ovako.com) (20.03.2024)
2. P.Stepin. Tugevusõpetus. Tln., Valgus, 1987
3. A.Jürgenson. Tugevusõpetus. Tln., Valgus, 1985
4. Keskmise töötajakulu eestis. [Online] [Palk ja töötajakulu | Statistikaamet](#) (01.01.2024)
5. G.Arjassov. Elektrimootoriga vankriajam projekteerimine. Kohtla-Järve , Valgus, 2020
6. Mootori ja sedamete hinnad [Online] (alas-kuul.ee) (20.04.2024)
7. Metalli hinnad [Online] (metall24.ee) (20.04.2024)
8. S355 Hiina materialide hind ja mõõtmed. [Online] [Carbon Steel S355 Round Bar, Cold Drawn/Hot Rolled/Forged Steel Round Bar Price](#) (10.02.2023)
9. Ligikaudne treipinke töökulu. [Online] (rapiddirect.com) (02.04.2024)
10. Liistu arvutused. [Online] (studfile.net) (21.08.2019)
11. Liistude ost [Online] (memi.ee) (02.04.2024)
12. Laagri kataloog [Online] (skf.ee) (01.01.2024)
13. SEW mootori kataloog [Online] (seweurodrive.com) (01.01.2024)
14. Morgatsov V. Tõste-transportmasinad. Tallinn, Valgus, 1967.

LISAD

Tabel 1. S335JR füüsilised parameetrid. [1]

Variant	Condition ^①	Format	Dimension [mm]	Yield strength min [MPa]	Tensile strength [MPa]	Elongation A ₅ [%]	Hardness	Impact (ISO-V) strength _{min}
S335JR / 2132	+AR	Flat bar	< 16	355**	470-630	22	140-190 HB	20 °C 27 J (long)
		Flat bar	16 < 40	345**	470-630	22	140-190 HB	20 °C 27 J (long)
		Flat bar	40 < 63	335**	470-630	21	140-190 HB	20 °C 27 J (long)
		Flat bar	63 < 80	325**	470-630	20	140-190 HB	20 °C 27 J (long)
		Flat bar	80 < 100	315**	470-630	20	140-190 HB	20 °C 27 J (long)

*R_{p0.2} * R_{eh} ** R_{el}*

Tabel 2. S335JR omadused. [1]

Youngs module (GPa)	Poisson's ratio (-)	Shear module (GPa)	Density (kg/m ³)
210	0.3	80	7800
Average CTE 20-300°C (µm/m°C)	Specific heat capacity 50/100°C (J/kg°C)	Thermal conductivity Ambient temperature (W/m°C)	Electrical resistivity Ambient temperature (µΩm)
12	460 - 480	40 - 45	0.20 - 0.25

Tabel 3. S275JR füüsilised parameetrid. [1]

Variant	Condition ^①	Format	Dimension [mm]	Yield strength min [MPa]	Tensile strength [MPa]	Elongation A ₅ [%]	Impact (ISO-V) strength _{min}
S235JR EN10025-2 (ref)	+AR	All formats	< 16	235*	360-510	26	20 °C 27 J (long)
		All formats	16.1 < 40	225*	360-510	26	20 °C 27 J (long)
		All formats	40.1 < 63	215*	360-510	25	20 °C 27 J (long)
		All formats	63.1 < 100	215*	360-510	24	20 °C 27 J (long)
		All formats	100.1 < 150	195*	350-500	22	20 °C 27 J (long)
		All formats	150.1 < 200	185*	340-490	21	20 °C 27 J (long)

*R_{p0.2} * R_{eh} ** R_{el}*

Tabel 4. S275JR omadused [1]

Youngs module (GPa)	Poisson's ratio (-)	Shear module (GPa)	Density (kg/m ³)
210	0.3	80	7800
Average CTE 20-300°C (µm/m°C)	Specific heat capacity 50/100°C (J/kg°C)	Thermal conductivity Ambient temperature (W/m°C)	Electrical resistivity Ambient temperature (µΩm)
12	460 - 480	40 - 45	0.20 - 0.25

Tabel 5. S235JR füüsilised parameetrid. [1]

Mechanical Properties

Variant	Condition ^①	Format	Dimension [mm]	Yield strength min [MPa]	Tensile strength [MPa]	Elongation A ₅ [%]	Impact (ISO-V) strength _{min}
S235JR EN10025-2 (ref)	+AR	All formats	< 16	235*	360-510	26	20 °C 27 J (long)
		All formats	16.1 < 40	225*	360-510	26	20 °C 27 J (long)
		All formats	40.1 < 63	215*	360-510	25	20 °C 27 J (long)
		All formats	63.1 < 100	215*	360-510	24	20 °C 27 J (long)
		All formats	100.1 < 150	195*	350-500	22	20 °C 27 J (long)
		All formats	150.1 < 200	185*	340-490	21	20 °C 27 J (long)

*R_{p0.2} * R_{eh} ** R_{el}*

Tabel 6. S235JR omadused. [1]

Youngs module (GPa)	Poisson's ratio (-)	Shear module (GPa)	Density (kg/m ³)
210	0.3	80	7800
Average CTE 20-300°C (µm/m ² K)	Specific heat capacity 50/100°C (J/kg ² K)	Thermal conductivity Ambient temperature (W/m ² K)	Electrical resistivity Ambient temperature (µΩm)
12	460 - 480	40 - 45	0.20 - 0.25

Tabel 7. Liisud ja pesade mõõdud. [5]

võlli läbimõõt <i>d</i> , mm	liistu ristlõike		nimimõõde, mm	
	laius <i>b</i> , mm	kõrgus <i>h</i> , mm	võlli, <i>t</i> ₁	rummu, <i>t</i> ₂
12 < <i>d</i> ≤ 17	5	5	3	2,3
17 < <i>d</i> ≤ 22	6	6	3,5	2,8
22 < <i>d</i> ≤ 30	8	7	4	3,3
30 < <i>d</i> ≤ 38	10	8	5	3,3
38 < <i>d</i> ≤ 44	12	8	5	3,3
44 < <i>d</i> ≤ 50	14	9	5,5	3,8
50 < <i>d</i> ≤ 58	16	10	6	4,3
58 < <i>d</i> ≤ 65	18	11	7	4,4
65 < <i>d</i> ≤ 75	20	12	7,5	4,9
75 < <i>d</i> ≤ 85	22	14	9	5,4
85 < <i>d</i> ≤ 95	25	14	9	5,4
95 < <i>d</i> ≤ 110	28	16	10	6,4
110 < <i>d</i> ≤ 130	32	18	11	7,4

Tabel 8. Võlli soonte efektiivne pingekontsentratsiooni tegurid paindel K_{σ} ja väändel K_{τ} . [5]

tegurid	$\sigma_u (R_m)$, MPa					
	500	600	700	800	900	1000
K_σ	1,50	1,60	1,72	1,80	1,90	2,00
K_τ	1,40	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90

Tabel 9. Mastaabitegurid $K_{d\sigma}$ ja $K_{d\tau}$. [5]

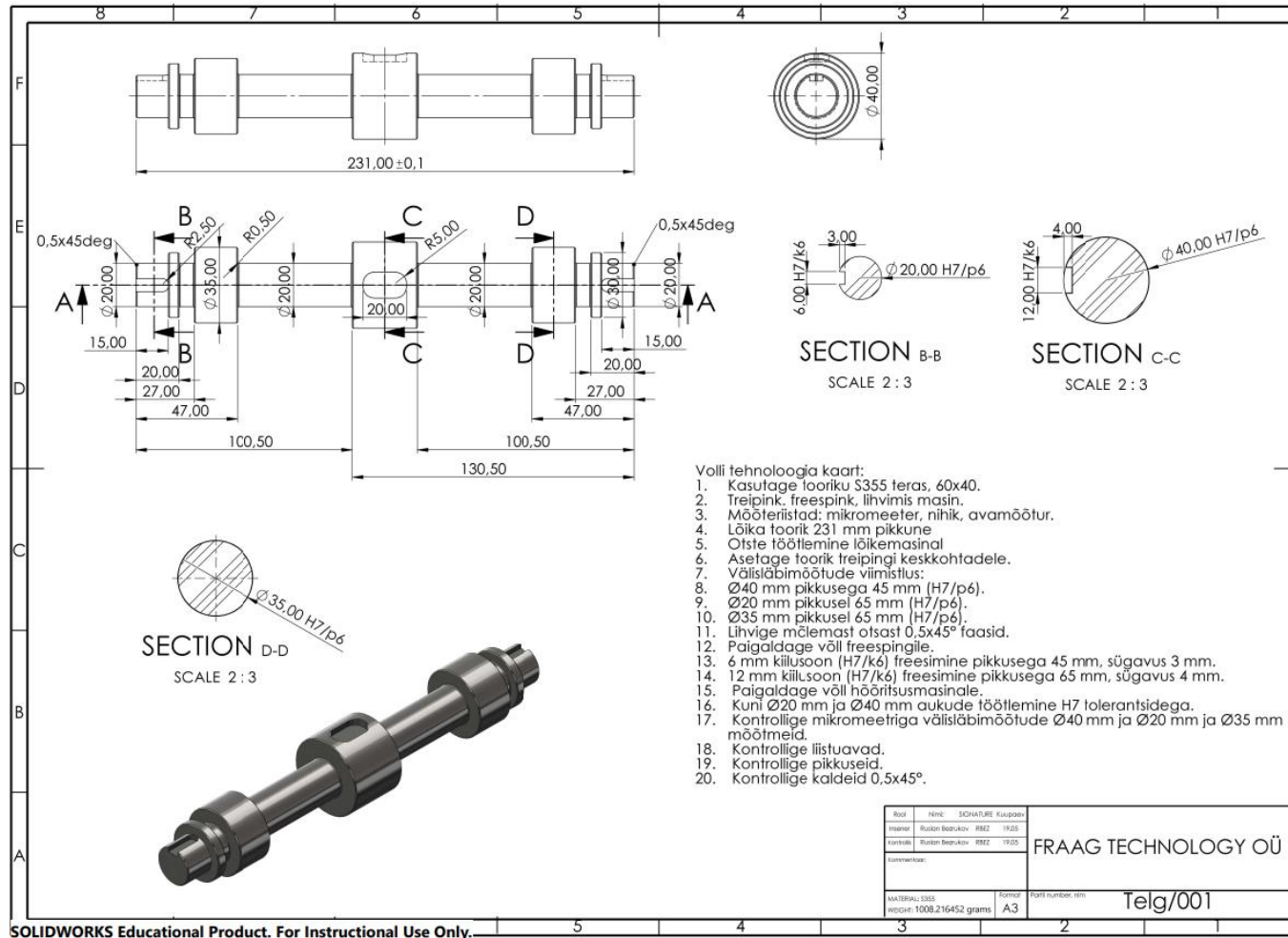
Terase mark	Tegurid	Võlli läbimõõt d , mm								
		10	20	30	40	50	70	100	120	200
Süsinik, σ_u (R_m)= 400- - 500 MPa	$K_{d\sigma}$	0,98	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,66	0,63
	$K_{d\tau}$	0,99	0,93	0,89	0,86	0,83	0,77	0,71	0,67	0,64
Süsinik, σ_u (R_m)= 500- - 800 MPa	$K_{d\sigma}$	0,97	0,89	0,85	0,81	0,78	0,73	0,68	0,65	0,61
	$K_{d\tau}$	0,98	0,90	0,86	0,82	0,79	0,74	0,69	0,66	0,62
legeeritud	$K_{d\sigma}$ ja $K_{d\tau}$	0,94	0,83	0,77	0,73	0,70	0,66	0,62	0,60	0,57

Tabel 10. Režiimiteguri k väärtusi [5]

koormus	jõumasin	k
rahulik, ülekoormus käivitamisel kuni 120% nimikoormusest	lintransportöör, metallilõikepingid, ventilaatorid	1,25 ... 1,50
mõõdukad võnkumised, ülekoormus käivitamisel kuni 150% nimikoormusest	kett- ja lehttransportöörid, tsentrifugaalpumbad, puidutöötlemise pingid	1,50 ... 1,80
suured võnkumised, ülekoormus käivitamisel kuni 200% nimikoormusest	vahelduvsuunalise liikumisega tööpingid, reverseeritavaid ajamid, kraapkonveierid	2,0 ... 2,5
löötkoormus, ülekoormus käivitamisel kuni 300% nimikoormusest	kahepoolse toimega kolbpumbad, kolbkompressorid, purustusveskid, pressid, stantsid	2,5 ... 3,5

GRAAFILINE OSA

1. 001/Telje joonis koos tehnoloogia kaardiga



2. 001/Koostejoonis

