



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOL
INSENERITEADUSKOND
Virumaa kolledž

Keemiaettevõtete sulgeventiilide moderniseerimine.

Modernization of shut - off valves in chemical plants.

MASINAEHITUSTEHNOLÓGIA ÕPPEKAVA LÕPUTÖÖ

Üliõpilane: Aleksei Savitski

Üliõpilaskood: 200731EDJR

Juhendaja: Gennadi Arjassov

AUTORIDEKLARATSIOON

Olen koostanud lõputöö iseseisvalt.

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

"...." 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 REPRODUTSEERIMISEKS

Mina [Autori Nimi] (sünnikuupäev: . .)

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

TalTech Inseneriteaduskond Virumaa kolledž

LÕPUTÖÖ ÜLESANNE

Üliõpilane: Aleksei Savitski, 200731TAF

Õppekava, peeriala: EDJR, Masinaehitustehnoloogia

Juhendaja(d): Gennadi Arjassov, gennadi.arjassov@taltech.ee

Lõputöö teema:

(eesti keeles) Keemiaettevõtete sulgeventiilide moderniseerimine.

(inglise keeles) Modernization of shut - off valves in chemical plants.

Lõputöö põhieesmärgid:

1. Maksimaalselt uurida diplomi töö teema küsimust.
2. Töötada välja vajalikud meetodid.
3. Realiseerida saadud tulimusi tootmises.

Lõputöö etapid ja ajakava:

Nr	Ülesande kirjeldus	Tähtaeg
1.	Teadusuuringud ja vajalike andmete kogumine.	01.10.22
2.	Vajalike materjalide leidmine tehnilises raamatukogus.	01.12.22
3.	Patendiuuringud.	01.02.23
4.	Vajalike arvutuste tegemine.	01.04.23
5.	Skeemide ja 3D-jooniste koostamine.	17.04.23
6.	Majandusliku kasu koostamine.	01.05.23
7.	Lõputöö vormistamine.	15.05.23

Töö keel: Eesti

Lõputöö esitamise tähtaeg: "22". 05. 2023 a.

Üliõpilane: Aleksei Savitski

"22". 05. 2023 a.

/allkiri/

Juhendaja: Gennadi Arjassov

"22". 05. 2023 a.

/allkiri/

Programmijuht: Veroonika Shirokova

"22". 05. 2023 a.

/allkiri/

SISUKORD

EESSÕNA	6
LÜHENDITE JA TÄHISTE LOETELU	7
SISSEJUHATUS	9
1 SIIBERVENTIIL.....	10
1.1 Klapi seade ja tööpõhimõte.....	11
1.2 Klapi tehnilised omadused.	12
2 PATENDIÜURINGUD.....	12
3 MODERNISEERIMINE	13
4 ARVUTUSED	14
4.1 Kinemaatiline arvustus.....	14
4.2 Jõude arvutamine.....	15
4.3 Töötingimused.	17
4.3.1 Hetked hoorattal, spindli juhtimiseks.	17
4.3.2 Kruvi (spindli) töörežiim.	18
4.3.3 Mutri töörežiim.....	23
4.4 Moderniseerimise arvutamine.	24
4.4.1 Mutri töörežiim.....	24
4.4.2 Hõõrdumise jõud.....	26
4.4.3 Hõõrdeegurid.....	27
4.4.4 Hõõrdeegurite mõju koormusele.	28
5 MAJANDUSKASU	29
5.1 VKG.....	29
5.2 Graafikud	29
5.3 Fit for 55	30
KOKKUVÕTE	31
SUMMARY.....	32
KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU	33
LISAD	34
GRAAFILINE OSA.....	41

EESSÕNA

Selle töö idee tekkis autoril AS Viru Keemia Grupp põlevkivi töötlemise keemiatehases tehtud praktika käigus. Selle töö tulemus võib olla kasulik kõigile nafta- ja gaasitootmis- ja -töötlemisettevõtetele, metallurgia-, energeetika- ja muudele rahvamajanduse harudele.

Töö kirjutamisel kasutas autor oma isiklikku töökogemust, võttis üle kolleegide ja tehaseinseneride suuremaid kogemusi, kasutas ettevõtte tehnilist raamatukogu, juhtides riigi julgeoleku huve tööstuses.

Autor avaldab tänu kõigile Eesti põlevkivi kaevandamise ja töötleva tööstuse põlvkondadele, kes andsid edasi olemasoleva tööstustööstuse meile järgmistele põlvvedele, arhiivi töötajatele SPK V. I. Lenin nüüd AS VKG kogutud ainulaadse tehnilise kirjanduse raamatukogu eest, minu kolleegidele raske- ja kergekeskõlde ettevalmistuse ning õliärastuse seade. Kõigile TalTechi õpetajatele ja eraldi minu tööjuhile Gennadi Petrovitš Arjassovile, nii saama, kui ka minu füüsika ja matemaatika juhendajatele Lili Ivanovna Lokatar ja Marietta Vidjakina.

Tänu eeltoodule suutis autor Eesti keemiatööstuse töötajaks saades põhjalikumalt tutvuda tootmise sulgeventiilide küsimusega, näha võimalikku seda moderniseerimist ja andes täppisteaduste seadustel põhinevaid arvutusi, kirjutada see lõputöö.

LÜHENDITE JA TÄHISTE LOETELU

v – kiirus, mm/s;

s – läbitav kaugus, mm;

t – läbitava kauguse aeg, s;

ω – nurkkiirus, rad/s;

n – rmp (rotatsiooni sagedus), rot/min;

p_z – keermekäik mutri ja kruvi suhtes, mm;

P – võimsus, W;

Q_d – ringjõud, N;

Q_o – aksiaalne jõud, N;

M_o – pöördemoment, Nm;

a – keermetõstenurk, rad;

p – keermehõõrdenurk, rad;

d_{kesk} – keeme keskmine läbimõõt, mm;

L – tingimusliku momendi õlg sulgemisel, mm;

L' – tingimusliku momendi õlg avamisel, mm;

η – tõhususe koefitsient;

M – pöördemoment, Nm;

Q_{piir} – suurim lubatud koormus, N;

A – ringi ristlõikepindala, mm²;

σ_τ – volavuspiir N/mm²;

M_{piir} – maksimaalne lubatud paindemoment, N · mm;

$M_{k,piir}$ – maksimaalne lubatud paindemoment pöördumisel, N · m;

τ – tangentsiaalpinge, N/mm²;

τ_{max} – maksimaalne tangentsiaalpinge, N/mm²;

τ_{vast} – lubatud tangentsiaalne pinge, N/mm²;

σ – normaalpinge, N/mm²;

σ_{vast} – lubatud normaalpinge, N/mm²;

Q_{tand} – tandatud pinge, N/mm²;

σ'_{vast} – lubatud normalpinge, N/mm²;

$\sigma'_{vast.tand}$ – lubatav tandatud pinge, N/mm²;

Q_{lah} – projekteeritud koormus, N;

$f_{töö}$ – spindli tööloige pindala, mm²;

S – tugevusevaru;

σ_{tug} – tugevuspiir, N/mm²;
 E – materjali elastsusmoodul, N/mm²;
 τ_{lub} – lubatav tangensaalpinge, N/mm²;
 J – ristlõike inertsimoment, mm⁴;
 $M_{\text{pöör}}$ – pöördemoment, N · m;
 F – kriitiline jõud, N
 λ – saledus;
 i – lõikeinertsradius;
 l_1 – varda pikkus, mm;
 $\sigma_{\text{pöör}}$ – väändekoormus N/mm²;
 σ_n – proportsionaalsuspiir, N/mm²;
 $\sigma_{\text{vast.mul}}$ – lubatud pinge keerme muljumisele, N/mm²;
 z – koormust tajuvate pöörete arv, tk;
 f – ühe kerme muljumise pindala, mm²;
 h – spindli mutri kruvi kõrgus, mm;
 $\sigma_{\text{vast.pain}}$ – lubatud normaalpinge paindale, N/mm²;
 d' – mutri keerme siseläbimõõt, mm;
 s_1 – mutri kruvi aluse suurus, mm;
 x – painutamise käe, mm;
 M_{pain} – painutusmoment keermes, N · mm;
 τ_{vast} – lubatav katkestuspinge, N/mm³;
 f_s – lõigatud pindala, mm²;
 μ – keerme hõõrdetegur;
 μ' – keerme hõõrdetegur käivitamisel;
 f – hõõrdetegur;
 f' – hõõrdetegur rotatsioonipaaris;
 F_h – hõõrdejõud paaris, N;
 M_h – hõõrdemoment paaris, N · mm;
 p – koormus või rõhk pindala ühiku kohta, kg · mm².

SISSEJUHATUS

AS VKG on Eesti riigi suletud strateegiline objekt, kogu info ettevõtte asjade seisu kohta on salajane ega kuulu tasuta jagamisele, selleks on vaja eraldi juhtimislubasid. Seetõttu ei räägi autor selle konkreetse ettevõtte töövahenditest ja struktuurist, vaid maailma keemiaettevõtete seadmetest laiemalt, sest need on põhimõtteliselt sarnased.

Maailma keemiaettevõtted tegelevad tule- ja plahvatusohtlike keemiliste elementide ja nende ühendite töötlemise ja valmistamisega. Seetõttu on töödistsipliin, ohutusmeetmed, üksuste laevastiku seisukord ja nende kvaliteet kõige olulisem küsimus.

Magistraalorustike, keemiatehased, eraldiseisvad paigaldised ja seda kompleksid koosnevad erinevate keemiliste protsesside reservuaaridest, kemikaale transportivatest pumpadest, torustikest, mille kaudu kemikaalid liiguvad, mõõteriistadest ja tohtul hulgal erineva sulgemis- ja juhtventiilid otstarbega liitmike, mis on komplekside kõige keerulisem juhtimissüsteem.

Tänapäeval paigaldatud võimsad kaasaegsed seadmed nõuavad spetsiaalseid juhtimis- ja juhtimisvahendeid, mille põhikvaliteediks peaks olema kiirus, et vältida võimalikke õnnetusi. Vaatamata kiiresti arenevale automaatikale saavad peamiseks töövahendiks käsitsi juhitavad ventiilid, mida juhib operaator käsitsi, otse kohapeal.

Elektripuudus ei ole manuaalse liitmiku jaoks ohtlik, selle saab paigutada igasse ruumiasendisse, kuid lisahoobade kasutamine selle avamisel või sulgemisel on lubamatu.

Sellest lähtuvalt tegi autor katse moderniseerida kruvi – mutter ajamimehhanismi, mis muudab kruvi liikumise translatsioonilaseks, vähendades jõu rakendamist, suurendades pöördemomenti, vältides reostust, hõlbustades ja operaatori kätega avamise ja sulgemise protsesside kiirendamine.

Allpool üksikasjalikult kirjeldatud moderniseerimise etappidega püüab autor vastata järgmistele küsimustele:

1. Kas kõik autori väljamõeldud moderniseerimisetapid on võimalikud.
2. Kas need toovad oodatud mõju.
3. Kas astutavad sammud jõuavad eksperimentaalversioonini ja sellele järgnenud moderniseeritud liitmike kasutuselevõtt tootmisse.
4. Kas need toovad oodatud edusamme järgmistes valdkondades: töökeskkond, ohutus ja majanduslik kasu?

Teoreetilise ja eksperimentaalse kinnituse korral registreerib autor sellele tehnilisele leiutisele patendi ja pakub seda tehaste, riikide või kogu maailmaruumi tasandil kasutamiseks. Nii et pärast oleva patendi uurimist tööga seotud teemadel ei leidnud autor analooge.

1 SIIBERVENTIIL



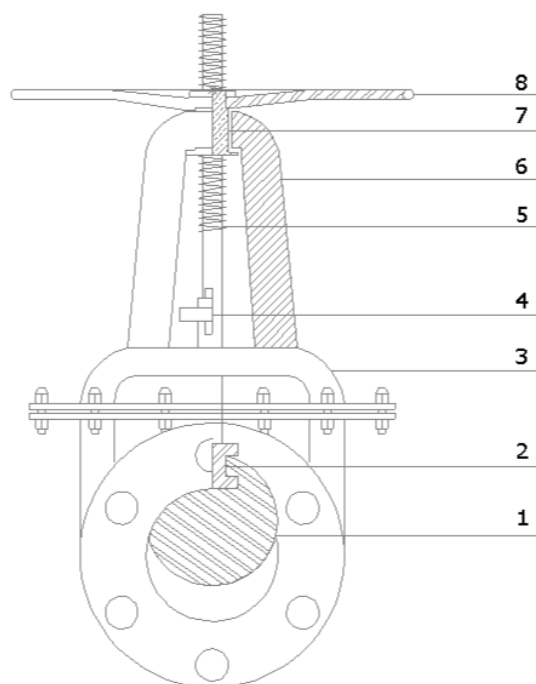
Joonis. 1.1 Siiberventiiil.

Toruliitmikud on tuntud juba iidsetest aegadest. Viis tuhat aastat loodi Babüloonlas, Egiptuses ja Hiinas veevarustusrajatisi. See oli eriti levinud Rooma impeeriumis. Aurumasinate tulekuga 18. sajandil ja suurte linnade esimeste veetorustike ehitamisega oli vaja luua uusi, sageli ainulaadseid klapikonstruktsioone, et neid saaks kasutada kõigis inimelu valdkondades sealhulgas kosmoses ja sügavas vees.

Tööstuslikud torujuhtmete liitmikud - torujuhtmetele ja mahutitele paigaldatud seadmed, mis on ette nähtud töökeskkonna voolu juhtimiseks (väljalülitamine, jaotamine, reguleerimine, sisse- ja väljalaskeava, segamine, faaside eraldamine ja tühjendamine) vooluala muutmise kaudu.

Peamised liitmike tüübid on väraventiiilid, kraanid, membraanid. Kasutusala järgi jagunevad need üldtööstuslikuks, eriliseks, laevaks, pusrkkaevuks, sanitaartechnikaks. Vastavalt sihtotstarbele juhtimine, väljalülitamine, reguleerimine, ohutus. Vastavalt madala, keskmise ja kõrge rõhu liitmike nimirõhkudele. Ühendusmeetodite järgi ääristatud, haakeseadis, keevitatud. Kontaktmeediumi järgi puhas, viskoosne, tselluloos, söövitav jne. Autor räägib oma töös madalsurve äärikühenduse sulgventiilist kokkupuuteks viskoosse põleva ainega.

1.1 Klapi seade ja tööpõhimõte.

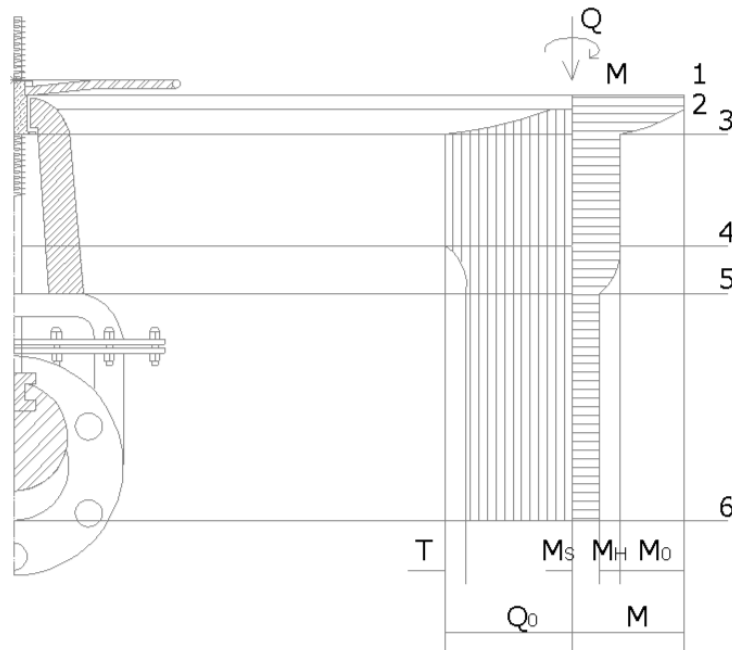


Joonis. 1.2. Väravaklapi seade. 1 - kiil; 2 – kiilu liikumise juht; 3 - keha; 4 - õlitihend; 5 - spindel; 6 – ike; 7 – mutter; 8 - hooratas.

Väravaventiil koosneb valatud korpusest 3 mis koosneb katest ja ikest, mis valmistatud malmist. Korpus on varustatud juhikutega kiilu liikumiseks. Kiil 1 on kahe tihendusservaga ja on hingedega spindli 5 külge, mis on valmistatud kroomitud korrosioonikindlast terasest (2x13). Ülemine kate on kinnitatud korpuse külge naastudega. Katte vaheline tihend ja korpuse tagab pehmest terasest valmistatud tihend. Katte ülemise ossa on paigaldatud spindlijuhik. Õlitihendi 4 täitekast koosneb nende grundkastidest ja rõngastest, mille vahele asetatakse asbestipakend. Kasti tihendus on tagatud surveääriku abil. Katte ikele 6, on kinnitatud alumiinium-pronksmeesingist mutter 7. Hooratas 8 (teras) on kinnitatud mutrile.

Kui käsiratas pöörleb, põhjustab mutter spindli ja sellega seotud kiilu langemist või tõusu, sulgedes või avades läbipääsu.

1.2 Klapi tehnilised omadused.



Joonis. 1.3. Väravaklapi jõudude ja momentide (tugevuse ja hetkede) graafik. 1, 2, 3, 4, 5, 6 – sektsioonid; M – momendid $N \cdot m$: M_0 – pöördemoment, M_H – moment hoorattal, M_S – moment spindlil; Q – jõud, N ; Q_0 – aksiaalne jõud, T – hõõrdejõud.

Sisse keeramisel teostab spindel väravas spiraalset liikumist, pöörlemist ümber telje, samal ajal langeb või tõuseb. Kiil on pöörlevalt ühendatud spindliga ja liigub koos sellega edasi. Konstantne pöördemoment mõjutab sektsiooni 1-2; sektsioonis 2 - 3 väheneb moment järsult kuni sektsioonis 4 - 5 kus väheneb hõõrdemine ja 6-ni pöördemomendi suurus suhteliselt väike, aksiaalne jõud on konstantne. Sulgemis- ja avamis graafikud on peaaegu samad.

Jõudude ja momentide mõõtmine dünamomeetrite jms abil käsijuhtimisega on võimatu, seetõttu sõltub klapi hoorattale rakendatav moment operaatori füüsilistest andmetest, tema kvalifikatsioonist ja tehnilisest oskusest.

2 PATENDIUURINGUD

Selle töö kirjutamiseks viis autor läbi uuringuid erinevate teabeallikate valitud teema kohta, et laenata varasemaid katseid, määrata kindlaks oma moderniseerimise meetodite valimise suund ja mitte korrata seda, mis on varem tehtud. Alustas ettevõtte arhiivi ja tehnilise raamatukogu materjalide uurimisega. Pärast paljude materjalide ülevaatamist ja lugemist leidsin järgmised meetodid.

Klappide töö hõlbustamiseks rakendatud jõudude vähendamiseks ja sellest tuleneva pöördemomendi suurendamiseks on tänaseni tehtud katseid:

1. Paigaldada laagrid mutri ja ikke vahele, kuid see on leidnud rakendust ainult väga suurte väravaventiilide puhul ja seda kasutatakse harva.
2. Püüda suurendada spindli ja mutri krivikeerme tõususnurka. See andis tulemust, kuid samas läks kaduma ka isepidurdus, mis oli vajalik selleks, et klapi enda avanemine või sulgemine ei saaks toimuda.

Seega on ainsad soovitusel klapi lihtsamaks ja kiiremaks tööks hoida need tehniliselt korras, teostada õigeaegselt vahetus-, remondi-, hooldustööd ning määrada hõõrdumispinnad õliga.

Jätkas sellel teemal registreeritud patentide uurimist. Pärast suure hulga patentide ülevaatamist, leidsin umbes sarnaseid ideid, kuid pole siiski seotud autori valitud meetoditega. [16], [17]. Autor oli veendunud sarnaste moderniseerimisvõimaluste puudumises. Sain teada, millised probleemid selles valdkonnas pakuvad huvi teistele inseneridele. Ja nägin tehtud muudatuste meetodeid ja protseduure ning nende kirjeldusi teed.

Tutvusin ka ühe sama kursuse üliõpilase eelmise lõputöö sisuga [15]. Autor seadis eesmärgiks moderniseerida manuaalsed sulgeventiilid selle ebapiisava juhtimiskiiruse tõttu, kuid jõudis järeldusele, et parem on see asendada elektrilise ajamiga sulgeventiilidega.

3 MODERNISEERIMINE

Autor juhtis praktiliselt ja pidevalt erinevate ventiilidega töötades tähelepanu asjaolule, et hooratta pööramise teel sulgemise ja avamise protsess on keeruline ja pikk. Soov muuta see protsess lihtsaks ja kiireks juhtis autori tähelepanu ülalkirjeldatud klapi tehnilise seadme põhimõttele ja selle moderniseerimise ideele.

Tehniline koost, mis koosneb mehaanilisest mutrikruvi paarist sellisel kujul, nagu see tänapäeval on paigutatud, tekitab autori arvates raskusi klapi töös.

1. Paaril kruvimutril koos keermekeerme pikk kuni 10 cm.
2. Mutri külge kinnitatud hooratas, kokkupuutel ikke ülaosaga tekitab hõõrdumist.
3. Mutri keerutamine ikke sees tekitab hõõrdumist.
4. Mutter, mis tugineb ikke all, tekitab hõõrdumist

Kõik need neli osa, mis loovad ühe üksuse ja töötavad samal ajal, tekitavad raskusi keerme hõõrdumise. Sellele lisandub vastupanu, mida tekitavad laastud, kriimustused ja muud mehaaniliste paaride liideste tehnilised kahjustused. Samuti vastupidavus töövedelike ja erinevate keskkonnanähtude, tolmu, liiva jms saastumisele.

Autor soovib teha muudatusi vastavalt eelpool mainitud raskustele väravaventiilide projekteerimisel, so.

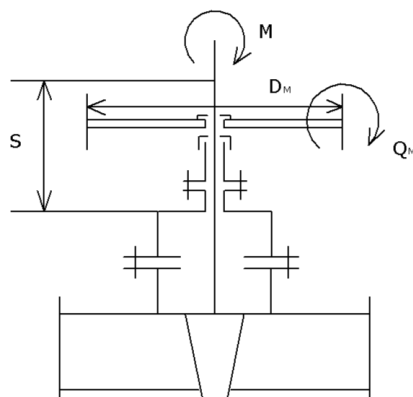
1. Hooratta kinnitamine kruvi otsas nende liigete liikumiseks üles ja alla, ilma hõõrdumiseta ikke ülaosas.
2. Tehke mutter kinnitatud ikkes, ilma hõõrdumiseta sees ja all.
3. Vähenda mutri keerme arvu, vähenda hõõrdumist saastumisega.

Seega laadib see sõlm palju maha, muudab see võimalikult lihtsaks liigutamiseks.

Bene märkus. Pakutatud muudatused võivad sobida rohkem klappidele, mida kasutatakse rohkem kui üks kord päevas, kui klappidele, mida kasutatakse rohkem kui kord aastas.

4 ARVUTUSED

4.1 Kinemaatiline arvustus.



Joonis. 3.1.1 Kinemaatiline skeem. s – läbitav vahemaa, M – momendide suunad, D_M – hooratta läbimõõt, Q_M – pöördemoment.

Spindli translatsioonikiirus [16]

$$v = \frac{s}{t} = \frac{150}{300} = 0,5 \text{ mm/s} , \quad (4.1.1)$$

kus

t – läbitava kauguse aeg, $t = 300 \text{ s}$; [praktika käigus saadud kogemustest]

s – läbitav vahemaa,

$$s = n \cdot p = 30 \cdot 5 = 150 \text{ mm}, \quad (4.1.2)$$

kus

n – keerme pöörete arv, $n = 30 \text{ tk}$;

p – keerme samm, $p = 5 \text{ mm}$.

Nurkkiirus [16]

$$\omega = \frac{2\pi}{np} v = \frac{2 \cdot 3,14}{30 \cdot 5} \cdot 0,5 = 0,04 \cdot 0,5 = 0,02 \text{ rad/s}. \quad (4.1.3)$$

Rpm (rotatsiooni sagedus) [16]

$$n = \frac{60}{np} v = \frac{60}{30 \cdot 5} \cdot 0,5 = 0,4 \cdot 0,5 = 0,2 \text{ rot/s}. \quad (4.1.4)$$

Võimsus [16]

$$P = \frac{2\pi \cdot M_o \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 910,83 \cdot 0,2}{60} = \frac{1144}{60} = 19,06 \text{ W}, \quad (4.1.5)$$

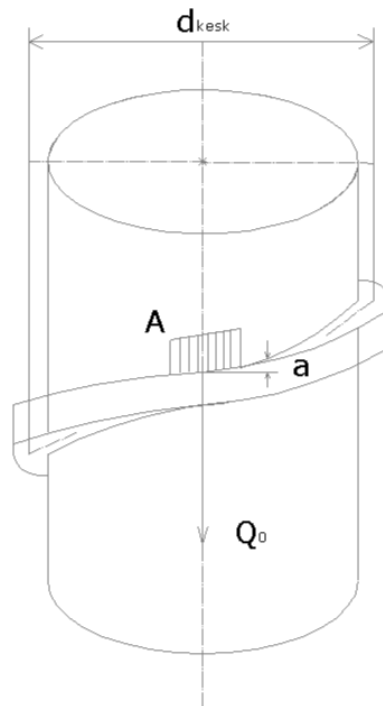
kus

M_o – pöördemoment, $M_o = 910,83 \text{ Nm}$.

Keermekäik mutri ja kruvi suhtes [17]

$$p_z = 2\pi v / \omega = 2 \cdot 3,14 \cdot \frac{0,5}{0,02} = 6,28 \cdot 25 = 157 \text{ mm}. \quad (4.1.7)$$

4.2 Jõude arvutamine.



Joonis. 3.2.1. Spiraalse ülekande skeem 1. D_{kesk} – keermee keskmine läbimõõt, A – mutter kaalu kujul, a – keermetõstenurk, Q_o – aksiaalne jõud.

Ringjõud poldi sulgemisel [7]

$$Q_d = Q_o \operatorname{tg}(a + p), \quad (4.2.1)$$

kus

Q_d – ringjõud, $Q_d = 735$ N (tabeli väärtus); [7]

a – keermetõstenurk, $\operatorname{tg} 3^{\circ}53' = 0,061$ rad; [7], [Tabel 1]

p – keermehõõrdenurk, $\operatorname{tg} 8^{\circ}32' = 0,146$ rad (tabeli väärtus); [7], [Tabel 1]

siis

$$\operatorname{tg}(a + p) = \operatorname{tg}(3^{\circ}53' + 8^{\circ}32') = 0.209, \quad (4.2.2)$$

siit aksiaalne jõud

$$Q_o = \frac{Q_d}{\operatorname{tg}(a+p)} = \frac{735}{0,209} = 3516,74 \text{ N}. \quad (4.2.3)$$

Ventiili avamisel säilitab jõud Q_o suuna, hõõrdejõu suund muutub vastupidiseks, ringjõud Q_d väljendatakse valemiga [7]

$$Q_d = Q_o \operatorname{tg}(a - p). \quad (4.2.4)$$

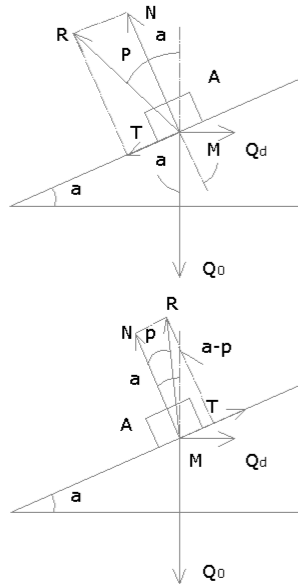
Pidurdamise tingimustes, kui $p > a$ muutub ringjõu suund vastupidiseks ja võtta suuna positiivseks, esindame ringjõudu Q_d poldi sulgemisel järgmiselt [7]

$$Q_d = Q_o \operatorname{tg}(p - a), \quad (4.2.5)$$

$$tg(p - a) = (8^{\circ}32' - 3^{\circ}53') = 0,085, \quad (4.2.6)$$

siit ringjõud poldi avamisel [7]

$$Q_d = 3516,74 \cdot 0,085 = 298,92 \text{ N}. \quad (4.2.7)$$



Joonis. 3.2.2. Spiraalse ülekande skeem 2. A – mutter kaalu kujul, M – jõudude rakenduspunkt, Q_d – ringjõud, Q_o – aksiaalne jõud, T – hõõrdejõud, N – reaktsioonijõud, R – tulemuseks olev, a – keermetõstenurk, p – keermehõõrdenurk.

Vajalik pöördemoment spindlil poldi sulgemisel [7]

$$M_o = Q_o \frac{d_{kesk}}{2} tg(a + p), \quad (4.2.8)$$

kus

$L = \frac{d_{kesk}}{2} tg(a + p)$ – tingimusliku momendi õlg sulgemisel, $L = 0,259$ (tabeli väärtus); [7], [Tabel 1]

$$M_o = 3516,74 \cdot 0,259 = 910,83 \text{ Nm}. \quad (4.2.9)$$

Vajalik pöördemoment spindli avamisel [7]

$$M_o = Q_o \frac{d_{kesk}}{2} tg(p - a), \quad (4.2.10)$$

$L' = \frac{d_{kesk}}{2} tg(p - a)$ – tingimusliku momendi õlg avamisel, $L' = 0,211$ sm (tabeli väärtus); [7], [Tabel 1]

$$M_o = 3516,74 \cdot 0,211 = 742,03 \text{ Nm}. \quad (4.2.11)$$

Tõhususe koefitsient sulgemisel [7]

$$\eta = \frac{tga}{tg(a+p)} = \frac{tg3^{\circ}53'}{tg(3^{\circ}53'+8^{\circ}32')} = \frac{0,061}{0,061+0,146} = \frac{0,061}{0,207} = 0,294, \quad (4.2.12)$$

$$\eta = 0,294 \cdot 100 = 29\%. \quad (4.2.13)$$

Tõhususe koefitsient avamisel [7]

$$\eta = \frac{tg(p-a)}{tga} = \frac{tg(8^{\circ}32'-3^{\circ}53')}{tg3^{\circ}53'} = \frac{0,146-0,061}{0,061} = \frac{0,085}{0,061} = 1,393, \quad (4.2.14)$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(p-a)}{\operatorname{tga}} \mu, \quad (4.2.15)$$

kus

μ – keerme hõõrdetegur, $\mu = 0.15$;

siis

$$\eta = 1,393 \cdot 0,15 \cdot 100 = 20\%. \quad (4.2.16)$$

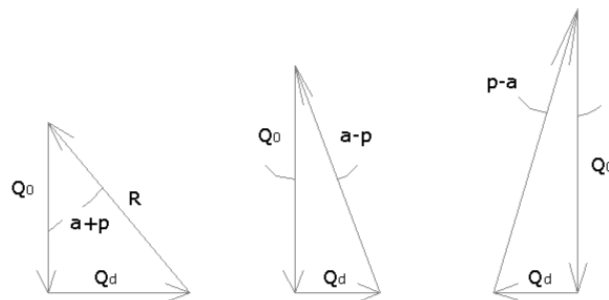
Põhilingi võimsus, mis on vajalik orjalingi aksiaalse jõu loomiseks [13]

võimsus sulgemisel

$$P_{sul} = \frac{Q_o V}{\eta_{sul}} = \frac{358 \cdot 0,5}{0,294} = 608 \text{ W}, \quad (4.2.17)$$

Võimsus avamisel

$$P_{ava} = \frac{Q_o V}{\eta_{ava} \mu} = \frac{358 \cdot 0,5}{1,393 \cdot 0,15} = \frac{179}{0,209} = 856 \text{ W}. \quad (4.2.18)$$



Joonis. 3.2.3. Jõudude tasakaalu tingimused. Q_d – ringjõud, Q_o – aksiaalne jõud, R – tulemuseks olev, a – keermetõstenurk, p – keermehõõrdenurk.

4.3 Töötingimused.

4.3.1 Hetked hoorattal, spindli juhtimiseks.

Hooratta ja mutri kruvi liigutamise suhe [17]

$$i = \pi D / p_z = \frac{3,14 \cdot 250}{157} = \frac{785}{157} = 5, \quad (4.3.1.1)$$

kus

D – hooratta läbimõõt, $D = 250$ mm;

p_z – keermekäik mutri ja kruvi suhtes, $p_z = 157$ mm.

Hooratta jõud [17]

$$Q_h = \frac{2M}{D} = \frac{2 \cdot 9192,4}{25} = \frac{18384,8}{25} = 735 \text{ N}, \quad (4.3.1.3)$$

kus

M – pöördemoment, $M = 9192,4 \text{ N} \cdot \text{mm}$ (tabeli väärtus). [7], [Tabel 3]

Hoorattale mõjuva ringjõu ja mutrile kruvile mõjuva aksiaalse jõu suhe [17]

$$Q_0 = Q_h i \eta = 735 \cdot 5 \cdot 0,294 = 1080,45 \text{ N}, \quad (4.3.1.5)$$

kus

η – tõhususe koefitsient sulgemisel, $\eta = 0,294$.

4.3.2 Kruvi (spindli) töörežiim.

Tugevus tõmbele ja survele

$$Q_{piir} = F \sigma_{\tau}, \quad (4.3.2.1)$$

kus

σ_{τ} – volavuspiir, $\sigma_{\tau} = 441 \text{ N/mm}^2$ (tabeli väärtus); [7], [Tabel 4]

F – ringi ristlõikepindala,

$$F = \pi R^2 = 3,14 \cdot 10,5 \cdot 2 = 65,94 \text{ mm}^2, \quad (4.3.2.2)$$

kus

R – spindli raadius, $R = 10,5 \text{ mm}$;

siis

$$Q_{piir} = 65,94 \cdot 441 = 29079,54 \text{ N}. \quad (4.3.2.3)$$

Tugevus painetamisel

$$M_{piir} = W \sigma_{\tau}, \quad (4.3.2.4)$$

kus

W – ühe keeme pöörde takistusmoment,

$$W = \frac{\pi d_1 S_1^2}{6} = \frac{3,14 \cdot 21 \cdot 3^2}{6} = \frac{593,46}{6} = 98,91 \text{ mm}^3 \quad (4.3.2.5)$$

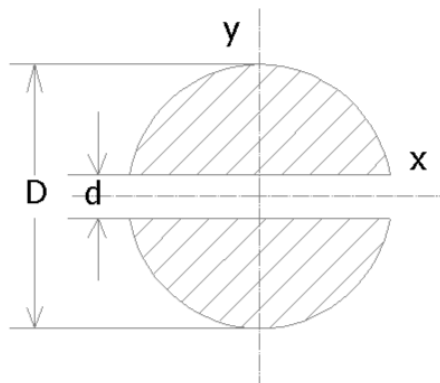
kus

S_1 – keeme aluse suurus, $S_1 = 3 \text{ mm}$;

d_1 – spindli läbimõõt, $d_1 = 21 \text{ mm}$;

siis

$$M_{piir} = 98,91 \cdot 441 = 43619,31 \text{ N} \cdot \text{mm}. \quad (4.3.2.6)$$



Joonis. 3.3.2.1. Ristlõike skeem. y , x – teljed, D – diameeter, d – ristlõike.

Tugevus keerates [7]

$$M_{k.p\ddot{u}ir} = W_k \tau, \quad (4.3.2.7)$$

kus

τ – tangentsiaalpinge, $\tau = 8,54 \text{ N/mm}^2$;

W_k – pöördemomendi takistus,

$$W_k = AD^3 = 0,135 \cdot 21^3 = 0,135 \cdot 9261 = 1250 \text{ mm}^3, \quad (4.3.2.8)$$

kus

D – diameeter, $D = 21 \text{ mm}$;

d – ristlõike, $d = 7 \text{ mm}$;

A – ristlõike diameetri suhe,

$$A = \frac{d}{D} = \frac{7}{21} = 0,33 = 0,135 \text{ (tabeli väärtus); [7], [Tabel 7]} \quad (4.3.2.9)$$

siis

$$M_{k.p\ddot{u}ir} = 1250 \cdot 8,54 = 10675 \text{ N} \cdot \text{mm}. \quad (4.3.2.10)$$

Keerulise seisundi normaalsete ja tangentsiaalsete pingete korral väljendatakse tugevustingimusi [7]

$$\sigma_{tand} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{vast}, \quad (4.3.2.11)$$

kus

σ_{vast} – lubatav pinge, $\sigma_{vast} = 2300 \text{ N/mm}^2$ (tabeli väärtus) ; [7], [Tabel 6]

σ – normaalpinge,

$$\sigma = \frac{Q_0}{\pi d_1^2/4} = \frac{3516,74}{3,14 \cdot 21^2/4} = \frac{3516,74}{346,185} = 10,15 \text{ N/mm}^2, \quad [17] \quad (4.3.2.12)$$

kus

d_1 – spindli keerme siseläbimõõt, $d_1 = 21 \text{ mm}$;

kus

τ – tangentsiaalpinge,

$$\tau = \frac{Q_0(d^2/2)tg(a+p)}{\pi d_1^3} = \frac{3516,74 \cdot (26^2/2) \cdot 0,209}{3,14 \cdot 21^3} = \frac{3516,74 \cdot 338 \cdot 0,209}{3,14 \cdot 9261} = \frac{248429,54}{29079,54} = 8,54 \text{ N/mm}^2 \quad [17] \quad (4.3.2.13)$$

kus

d – spindli keerme välisläbimõõt, $d = 26 \text{ mm}$;

siis

$$\sigma_{tand} = \sqrt{10,15^2 + 4 \cdot 8,54^2} = \sqrt{103,02 + 4 \cdot 72,93} = \sqrt{394,74} = 19,86 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \leq 2300 \text{ N} \cdot \text{mm}^2. \quad (4.3.2.14)$$

Suurimate tangentsiaalsete pingete teooria kohaselt antakse tugevus tingimusel, et [7]

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \leq \tau_{vast} = \frac{\sigma_{vast}}{2}, \quad (4.3.2.15)$$

kus

$\sigma_1 - \sigma$ – normaalpinge, $\sigma = 10,15 \text{ N/mm}^2$;

$\sigma_2 - \tau$ – tangentsiaalpinge, $\tau = 8,54 \text{ N/mm}^2$;

σ_{vast} – lubatav pinge tõmbemisel, $\sigma_{vast} = 2450 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$ (tabeli väärtus); [7], [Tabel 6]

σ_{vast} – lubatav pinge survemisel, $\sigma_{vast} = 2200 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$ (tabeli väärtus); [7], [Tabel 6]

siis

$$\tau_{max} = \frac{10,15-8,54}{2} = 1,61 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \leq \tau_{vast} = \frac{2450}{2} = 1225 \text{ N} \cdot \text{mm}^2; \quad (4.3.2.16)$$

$$\tau_{max} = \frac{10,15-8,54}{2} = 1,61 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \leq \tau_{vast} = \frac{2200}{2} = 1100 \text{ N} \cdot \text{mm}^2. \quad (4.3.2.17)$$

Armatuuri spindlid on tavaliselt valmistatud plastmaterjalidest, seega võetakse arvutusteks suurimate puutujaosade teooria. Pinge või kokku surumise korral töötavate sektsioonide arvutamine vastavalt lubatud koormuste ja lubatud pingete meetodile annab sama tulemuse, kuna mõjupinged jaotuvad ühtlaselt kogu detaili ristlõikes; seetõttu toimub andmesektsioonide arvutamine ainult lubatud pingete meetodil

$$Q_{lah} \leq f_{töö} \sigma_{vast}, \quad (4.3.2.18)$$

kus

Q_{lah} – projekteeritud koormus, $Q_{lah} = Q_{piir} = 29079,54 \text{ N}$;

σ_{vast} – lubatud normaalpinge, $\sigma_{vast} = \sigma'_{vast} m$;

σ'_{vast} – lubatud normalpinge,

$m = 1,0$ (väärtus); [7]

$$\sigma'_{vast} = \frac{\sigma_{\tau}}{S}, \quad (4.3.2.19)$$

kus

S – tugevusevaru,

$$S = \frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_{tug}}, \quad (4.3.2.20)$$

kus

σ_{τ} – voolusepiir, $\sigma_{\tau} = 441 \text{ N/mm}^2$ (tabeli väärtus); [7], [Tabel 4]

σ_{tug} – tugevuspiir, $\sigma_{tug} = 646 \text{ N/mm}^2$ (tabeli väärtus); [7], [Tabel 4]

$$S = \frac{441}{646} = 0,68, \quad (4.3.2.21)$$

$S = 1,85$ (tabeli väärtus), survemisel; [7], [Tabel 5]

$S = 2,05$ (tabeli väärtus), tõmbemisel; [7], [Tabel 5]

siit

$$\sigma'_{vast} = \frac{\sigma_{\tau}}{S} = \frac{45}{1,85} = 238,37 \text{ N/mm}^2; \quad (4.3.2.22)$$

$$\sigma'_{vast} = \frac{\sigma_{\tau}}{S} = \frac{45}{2,05} = 215,12 \text{ N/mm}^2; \quad (4.3.2.23)$$

nii

$f_{töö}$ – spindli tööloige pindala,

$$f_{töö} = D \cdot d = 21 \cdot 7 = 147 \text{ mm}^2, \quad (4.3.2.24)$$

kus

D – diameeter, $D = 21 \text{ mm}$;

d – ristlõike, $d = 7 \text{ mm}$

siis

$$f_{töö} \cdot \sigma_{vast} = 147 \cdot 238,37 = 35040,39 \text{ N/mm}^2 \quad (4.3.2.25)$$

$$f_{töö} \cdot \sigma_{vast} = 147 \cdot 215,12 = 31622,64 \text{ N/mm}^2 \quad (4.3.2.26)$$

siit

$$Q_{lah} = 29079,54 \text{ N/mm}^2 \leq 35040,39 \text{ N/mm}^2 \quad (4.3.2.27)$$

$$Q_{lah} = 29079,54 \text{ N/mm}^2 \leq 31622,64 \text{ N/mm}^2 \quad (4.3.2.28)$$

Väände ristlõiked

$$M_{lah} \leq W_k \tau_{vast} \quad (4.3.2.29)$$

kus

M_{lah} – $M_{k,piir}$ – maksimaalne lubatud paindemoment pöördumisel, $M_{k,piir} = 10675 \text{ N} \cdot \text{mm}$;

W_k – pöördemomendi takistus, $W_k = 1250 \text{ mm}^3$;

τ_{vast} – lubatud tangentsiaalne pinge, $\tau_{vast} = 1450 \text{ N/mm}^2$ (tabeli väärtus); [7], [Tabel 6]

siis

$$W_k \cdot \tau_{vast} = 1250 \cdot 14500 = 1\,812\,500 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.3.2.30)$$

$$M_{lah} = 10675 \text{ N} \cdot \text{mm} \leq 1\,812\,500 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.3.2.31)$$

Pöördemomendi ja survekoormuse ühine toime,

kus

E – materjali elastsusmoodul, $E = 223\,000 \text{ N/mm}^2$ (tabeli väärtus), [7], [Tabel 6]

$$E = \sqrt{223000} = 472,22 \text{ N/mm}; \quad (4.3.2.32)$$

J – ristlõike inertsimoment,

$$J = \frac{\pi D^4}{64} - \frac{dD^3}{12} = \frac{3,14 \cdot 21^4}{64} - \frac{6 \cdot 21^3}{12} = 9541 - 4630 = 4911 \text{ mm}^4; \quad (4.3.2.33)$$

$$\sqrt[4]{4911} = 8,371 \text{ mm} \quad (4.3.2.34)$$

$M_{pöör}$ – pöördemoment, $M_{pöör} = 910,83 \text{ N} \cdot \text{mm}$;

F – kriitiline jõud,

$$\begin{aligned} F &= EJ \left(\frac{\pi^2}{l^2} - \frac{M_{pöör}^2}{4E^2 J^2} \right) = 472,22 \cdot 8,371 \left(\frac{3,14^2}{15^2} - \frac{910,83^2}{4 \cdot 472,22^2 \cdot 8,371^2} \right) = 3952,95 \left(\frac{9,85}{225} - \frac{829611,28}{4 \cdot 222991,72 \cdot 70} \right) \\ &= 3952,95 \cdot \left(0,0437 - \frac{829611,28}{62437683,952} \right) = 395,30 \cdot (0,0437 - 0,0132) = 3952,95 \cdot 0,03 = 120,56 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.3.2.35)$$

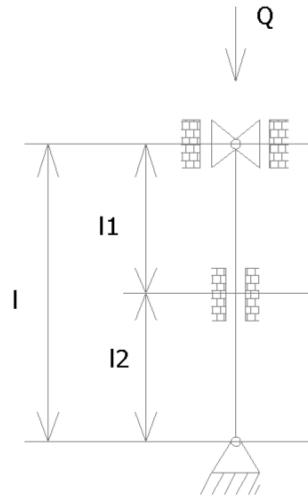
siis

$$\frac{M_{pöör}^2}{4E^2 J^2} + \frac{F}{EJ} = \frac{\pi^2}{l^2} \quad (4.3.2.36)$$

$$\frac{910,83^2}{4 \cdot 472,22^2 \cdot 8,37^2} + \frac{120,56}{472,2 \cdot 8,37} = \frac{3,14^2}{15^2} \quad (4.3.2.37)$$

$$0,0132 + 0,03 = 0,04 \quad (4.3.2.38)$$

$$0,04 = 0,04 \quad (4.3.2.39)$$



Joonis. 3.3.2.2. Pikisuunalise stabiilsuse skeem. Q – jõud, l – varra pikk, l_1, l_2 – poolpikkud.

Spindli stabiilsuse määramine,

kus

μ – pikkuskoefitsient ühe kinnitatud otsaga, $\mu = 2$;

l – varra pikkus, arvutus tehakse vastavalt l_1 , mis on seletatav õlitihendi seadme toetava mõjuga,

$$Q_{krii} = \frac{\pi^2 EJ}{\mu l_1^2} = \frac{3,14^2 \cdot 472,22 \cdot 8,37}{(2 \cdot 15)^2} = \frac{38969,88}{900} = 43,29 \text{ N.} \quad (4.3.2.40)$$

Pikisuunalise stabiilsuse arvutamine [7]

$$\lambda = \frac{\mu l}{i} \quad (4.3.2.41)$$

kus

i – lõikeinertsradius,

$$i = \frac{d}{4} = \frac{26}{4} = 6,5; \quad (4.3.2.42)$$

λ – saledus,

$$\lambda = \frac{2 \cdot 15}{6,5} = 4,6; \quad (4.3.2.43)$$

siit

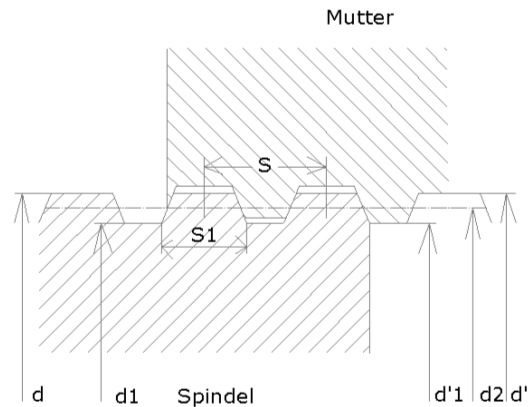
$\sigma_{pöör}$ – väändekoormus,

$$\sigma_{pöör} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} = \frac{3,14^2 \cdot 472,22}{4,6^2} = \frac{4655}{21,16} = 220 \text{ N/mm}^2; \quad (4.3.2.44)$$

σ_n – proportsionaalsuspiir, $\sigma_n = 360,00 \text{ N/mm}^2$ (tabeli väärtus); [7], [Tabel 4]

$$\sigma_{pöör} = 220 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_n = 360,00 \text{ N/mm}^2. \quad (4.3.2.45)$$

4.3.3 Mutri töörežiim.



Joonis. 3.3.3.1. Trapetsikujuline keermeprofiil. S – keermesamm, S_1 – spindli keermes aluse suurus, d – spindli keermes välise suurus, d_1 – spindli sisekeermes suurus, d'_1 – mutri keermes välise suurus, d_2 – keermes keskmine läbimõõt, d' – mutri sisekeermes suurus.

Mutri surve arvutamine [7]

$$\sigma_{vast.surv} \geq \frac{Q}{z f'} \quad (4.3.3.1)$$

kus

$\sigma_{vast.surv}$ – lubatud pinges keermes muljumisesle, $\sigma_{vast.surv} = 20000 \text{ N/mm}^2$ (tabeli väärtus); [7], [Tabel 8]

h – spindli mutri kruvi kõrgus, 80 mm;

S – keermes samm, $S = 5$;

z – koormust tajuvate pöörete arv,

$$z = \frac{h}{s} = \frac{80}{5} = 16 \text{ tk}; \quad (4.3.3.2)$$

f – ühe keermes muljumises pindala

$$f = 0,785(d^2 - d_1^2) = (26^2 - 22^2) = (676 - 484) = 0,785 \cdot 192 = 150,72 \text{ mm}^2; \quad (4.3.3.3)$$

siis

$$\frac{Q}{z f} = \frac{3516,74}{16 \cdot 150,72} = \frac{3516,74}{2411,52} = 1,45 \text{ N/mm}^2; \quad (4.3.3.4)$$

$$20000 \text{ N/mm}^2 \geq 1,45 \text{ N/mm}^2. \quad (4.3.3.5)$$

Mutri painutamises arvutamine [7]

$$\sigma_{vast.pain} \geq \frac{M_{pain}}{z W}, \quad (4.3.3.6)$$

kus

$\sigma_{vast.pain}$ – lubatud normaalpinges paindalisle, $\sigma_{vast.pain} = 75000 \text{ N/mm}^2$ (tabeli väärtus); [7], [Tabel 8]

W – keermes ühe pöördes takistuses hetk,

$$W = \frac{\pi d^1 s_1^2}{6} = \frac{3,14 \cdot 26 \cdot 3^2}{6} = \frac{734,76}{6} = 122,46 \text{ mm}^3 \quad (4.3.3.7)$$

kus

d' – mutri väliskeerme suurus, $d' = 26$ mm,

S_1 – spindli keerme aluse suurus, $S_1 = 3$ mm.

M_{pain} – painutusmoment niidis,

$$M_{pain} = Qx, \quad (4.3.3.8)$$

kus

x – painutamise käe,

$$x = \frac{d' - d_2}{2} = \frac{26 - 23,5}{2} = 1,25 \text{ mm}, \quad (4.3.3.9)$$

kus

d_2 – keerme keskmine läbimõõt, $d_2 = 23,5$ mm;

$$M_{pain} = 3516,74 \cdot 0,125 = 4395,92 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.3.3.10)$$

siis

$$\frac{M_{pain}}{zW} = \frac{4395,92}{16 \cdot 122,46} = \frac{4395,92}{1959,36} = 2,24 \text{ N/mm}^2 \quad (4.3.3.11)$$

nii

$$75000 \text{ N/mm}^2 \geq 2,24 \text{ N/mm}^2 \quad (4.3.3.12)$$

Mutri keermede tugevus [7]

$$\tau_{vast} \geq \frac{Q}{z f_s}, \quad (4.3.3.13)$$

kus

τ_{vast} – lubatav katkestuspinge, $\tau_{vast} = 50000 \text{ N/mm}^2$ (tabeli väärtus); [7], [Tabel 8]

f_s – Lõigatud pindala, $f_s = 192 \text{ mm}^2$;

$$\frac{Q}{z f_s} = \frac{3516,74}{16 \cdot 192} = \frac{3516,74}{3072} = 1,14 \text{ N/mm}^2 \quad (4.3.3.14)$$

$$50000 \text{ N/mm}^2 \geq 1,14 \text{ N/mm}^2 \quad (4.3.3.15)$$

4.4 Moderniseerimise arvutamine.

4.4.1 Mutri töörežiim.

Mutri surve arvutamine [7]

$$\sigma_{vast.surv} \geq \frac{Q}{z f'}, \quad (4.4.1)$$

kus

$\sigma_{vast.surv}$ – lubatud pinge keerme muljumisele, $\sigma_{vast.surv} = 20000 \text{ N/mm}^2$ (tabeli väärtus); [7], [Tabel 8]

h – spindli mutri kruvi kõrgus, 30 mm;

S – keerme samm, $S = 5$;

z – koormust tajuvate pöörete arv,

$$z = \frac{h}{S} = \frac{30}{5} = 6 \text{ tk}; \quad (4.4.2)$$

f – ühe kerme muljumise pindala

$$f = 0,785(d^2 - d_1^2) = (26^2 - 22^2) = (676 - 484) = 0,785 \cdot 192 = 150,72 \text{ mm}^2; \quad (4.4.3)$$

siis

$$\frac{Q}{zf} = \frac{3516,74}{6 \cdot 150,72} = \frac{3516,74}{904,34} = 3,88 \text{ N/mm}^2; \quad (4.4.4)$$

nii

$$20000 \text{ N/mm}^2 \geq 3,88 \text{ N/mm}^2 \quad (4.4.5)$$

Mutri painutamise arvutamine [7]

$$\sigma_{vast.pain} \geq \frac{M_{pain}}{zW}, \quad (4.4.6)$$

kus

$\sigma_{vast.pain}$ – lubatud normaalpinge paindale, $\sigma_{vast.pain} = 75000 \text{ N/mm}^2$ (tabeli väärtus); [7], [Tabel 8]

W – keeme ühe pöörde takistuse hetk,

$$W = \frac{\pi d' s_1^2}{6} = \frac{3,14 \cdot 26 \cdot 3^2}{6} = \frac{734,76}{6} = 122,46 \text{ mm}^3 \quad (4.4.7)$$

kus

d' – mutri väliskeeme suurus, $d' = 26 \text{ mm}$,

S_1 – spindli keeme aluse suurus, $S_1 = 3 \text{ mm}$.

M_{pain} – painutusmoment niidis,

$$M_{pain} = Qx, \quad (4.4.8)$$

kus

x – painutamise käe,

$$x = \frac{d' - d_2}{2} = \frac{26 - 23,5}{2} = 1,25 \text{ mm}, \quad (4.4.9)$$

kus

d_2 – keeme keskmine läbimõõt, $d_2 = 23,5 \text{ mm}$;

$$M_{pain} = 3516,74 \cdot 0,125 = 4395,92 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.4.10)$$

siis

$$\frac{M_{pain}}{zW} = \frac{4395,92}{6 \cdot 122,46} = \frac{4395,92}{734,76} = 5,98 \text{ N/mm}^2 \quad (4.4.11)$$

nii

$$75000 \text{ N/mm}^2 \geq 5,98 \text{ N/mm}^2 \quad (4.4.12)$$

Mutri keermehde tugevus [7]

$$\tau_{vast} \geq \frac{Q}{zf_s}, \quad (4.4.13)$$

kus

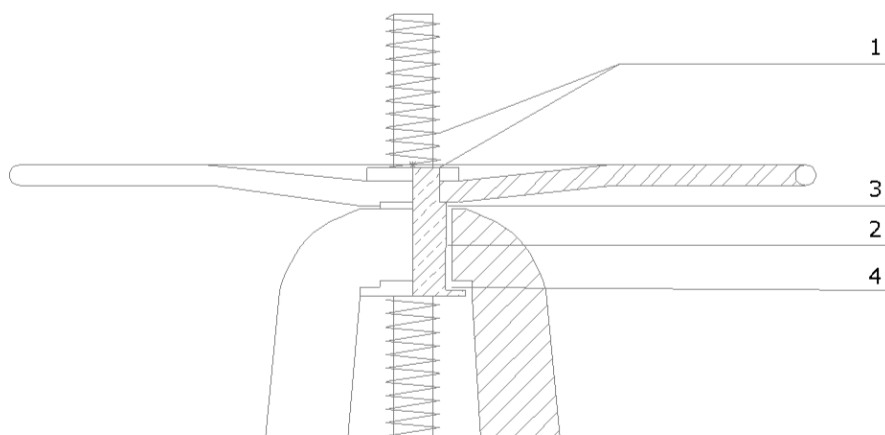
τ_{vast} – lubatav katkestuspinge, $\tau_{vast} = 50000 \text{ N/mm}^2$ (tabeli väärtus); [7], [Tabel 8]

f_s – Lõigatud pindala, $f_s = 192 \text{ mm}^2$;

$$\frac{Q}{zf_s} = \frac{3516,74}{6 \cdot 192} = \frac{3516,74}{1152} = 3,05 \text{ N/mm}^2 \quad (4.4.14)$$

$$50000 \text{ N/mm}^2 \geq 3,05 \text{ N/mm}^2 \quad (4.4.15)$$

4.4.2 Hõõrdumise jõud.



Joonis. 3.4.2.1. Hõõrdumise jõudute skeem. 1 - hõõrdumine kruvi kinemaatilises paaris; 2 - hõõrdumine pöörlevas paaris; 3, 4 - hõõrdepöörlemis.

Hõõrdumine kruvi kinemaatilises paaris: [14]

Hõõrdejõud kruvi kinemaatilises paaris

$$F_h = Q_d \frac{f'}{\sin \beta + f' \cos \beta'} \quad (4.4.2.1)$$

kus

Q_d – ringjõud, $Q_d = 735$ N;

α – keermenurk; $\alpha = 60^\circ$;

f' – hõõrdetegur rotatsioonipaaris,

$$f' = \frac{f}{\cos \alpha} = \frac{0,17}{0,5} = 0,34, \quad (4.4.2.2)$$

kus

f – materjali hõõrdetegur, $f = 0,17$;

siis

$$F_h = Q_d \frac{f'}{\sin \beta + f' \cos \beta'} = 735 \frac{0,34}{\sin 8^\circ, 32' + 0,34 \cos 8^\circ, 32'} = \frac{0,34}{0,144 + 0,34 \cdot 0,989} = \frac{0,34}{0,48} = 0,708 =$$

$$F_{h1} = 735 \cdot 0,708 = 520,38 \text{ N} \quad (4.4.2.3)$$

hõõrdemoment kruvi kinemaatilises paaris

$$M_o = 910,83 \text{ N} \cdot \text{mm}. \quad [(4.2.9)]$$

Hõõrdumine pöörlevas paaris: [14]

hõõrdejõud pöörlevas paaris

$$F_h = f Q_o, \quad (4.4.2.4)$$

kus

f – materjali hõõrdetegur, $f = 0,17$;

Q_0 – aksiaalne jõud, $Q_0 = 3516,74$ N;

siis

$$F_{h2} = 0.17 \cdot 3516,74 = 597,84 \text{ N}; \quad (4.4.2.5)$$

hõõrdemoment pöörlevas paaris

$$M_h = F' f' r, \quad (4.4.2.6)$$

kus

F' – tulenev koormus

$$F' = Q_d + M_o = 735 + 910,83 = 1645,83 \text{ N}; \quad (4.4.2.7)$$

f' – hõõrdetegur pöörlevas paaris,

$$f' = 3/2f = 0,255; \quad (4.4.2.8)$$

r = paari silindrilise elemendi radius, $r = 4$ mm;

siis

$$M_{h2} = 1645,83 \cdot 0.255 \cdot 4 = 419,68 \cdot 4 = 1678,72 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.4.2.9)$$

Hõõrdepöörlemis,

kus

p – koormus või rõhk pindala ühiku kohta,

$$p = \frac{Q_d}{\pi(r_2^2 - r_1^2)} = \frac{735}{3.14 \cdot 5} = \frac{735}{15,7} = 46,81 \text{ N} \cdot \text{mm}; \quad (4.4.2.10)$$

F_h – hõõrdejõud pöörlemis

$$F_{h3} = fp2\pi r = 0.17 \cdot 46,81 \cdot 2 \cdot 3.14 \cdot 5 = 249,87 \text{ N}; \quad (4.4.2.11)$$

M_{h3} – hõõrdemoment pöörlemis

$$M_{h3} = fp2\pi r^2 = 0.17 \cdot 46,81 \cdot 2 \cdot 3.14 \cdot 25 = 1249,35 \text{ N} \cdot \text{mm}; \quad (4.4.2.12)$$

4.4.3 Hõõrdetegurid.

Hõõrdetegur keermes väljaspool keskkonda hea määrimisega [7]

$$\mu = 0,15 \text{ (tabeli väärtus); [7], [Tabel 2]} \quad (4.4.3.1)$$

Hõõrdetegur keermes väljaspool keskkonda paha määrimisega [7]

$$\mu = 0,17 \text{ (tabeli väärtus); [7], [Tabel 2]} \quad (4.4.3.2)$$

Keerme hõõrdetegur paigalseisust alates [7]

$$\mu' = \mu + 0.1 = 0.15 + 0.1 = 0.25 \text{ (tabeli väärtus); [7], [Tabel 2]} \quad (4.4.3.3)$$

$$\mu' = \mu + 0.1 = 0.17 + 0.1 = 0.27 \text{ (tabeli väärtus); [7], [Tabel 2]} \quad (4.4.3.4)$$

Hõõrdetegurid:

hõõrdejõue tegur

$$f = F_h / Q_0, \quad (4.4.3.5)$$

hõõrdemomendi tegur

$$f_M = M_H / Q_0. \quad (4.4.3.6)$$

Hõõrdetegurid kruvi kinemaatilises paaris:

hõõrdejõu tegur

$$f_1 = \frac{520,38}{3516,74} = 0,147; \quad (4.4.3.7)$$

hõõrdemomendi tegur

$$f_{M1} = \frac{910,83}{3516,74} = 0,258 \quad (4.4.3.8)$$

Hõõrdetegurid pöörlevas paaris:

hõõrdejõu tegur

$$f_2 = \frac{597,84}{3516,74} = 0,169; \quad (4.4.3.9)$$

hõõrdemomendi tegur

$$f_{M2} = \frac{1678,72}{3516,74} = 0,477. \quad (4.4.3.10)$$

Hõõrdetegurid pöörlemis:

hõõrdejõue tegur

$$f_3 = \frac{249,87}{3516,74} = 0,071; \quad (4.4.3.11)$$

hõõrdemomendi tegur

$$f_{M3} = \frac{1249,35}{3516,74} = 0,355. \quad (4.4.3.12)$$

Kogu hõõrdetegurid:

$$f_k = f_1 + f_2 + f_3 = 0,147 + 0,169 + 0,071 = 0,387 \quad (4.4.3.13)$$

$$f_{Mk} = 0,258 + 0,477 + 0,355 = 1,09 \quad (4.4.3.14)$$

4.4.4 Hõõrdetegurite mõju koormusele.

$$Q_{oh} = Q_o \cdot f_k, \quad (4.4.4.1)$$

kus

$$Q_o = 3516,74 \text{ N};$$

$$f_k = 0,387;$$

siis

$$Q_{oh} = Q_o \cdot f_k = 3516,74 \cdot 0,387 = 1360,97 \text{ N}; \quad (4.4.4.2)$$

$$Q_o = 3516,74 + 1360,97 = 4877,71 \text{ N}. \quad (4.4.4.3)$$

$$M_{oh} = M_o + M_{h2} + M_{h3} = 910,83 + 1678,72 + 1249,35 = 3838,9 \text{ N} \cdot \text{mm}. \quad (4.4.4.4)$$

5 MAJANDUSKASU

5.1 VKG

Sulgeventiile juhtivate operaatorite füüsilise ja vaimse seisundi parandamine.

Erinevate ametikohtade kolleegide vaheliste suhete kvaliteedi parandamine.

Selle tegevusvaldkonna valiku atraktiivsuse suurendamine potentsiaalsetele töötajatele.

Selle töö jätkamise atraktiivsuse suurendamine nii uute kui ka olemasolevate töötajate jaoks.

Sulgeventiilidega seotud ennetava hoolduse vähendamine.

Sulgeventiilide rikete vähendamine.

Sulgeventiilide remondi vähendamine.

Sulgeventiilide asendamise vähendamine.

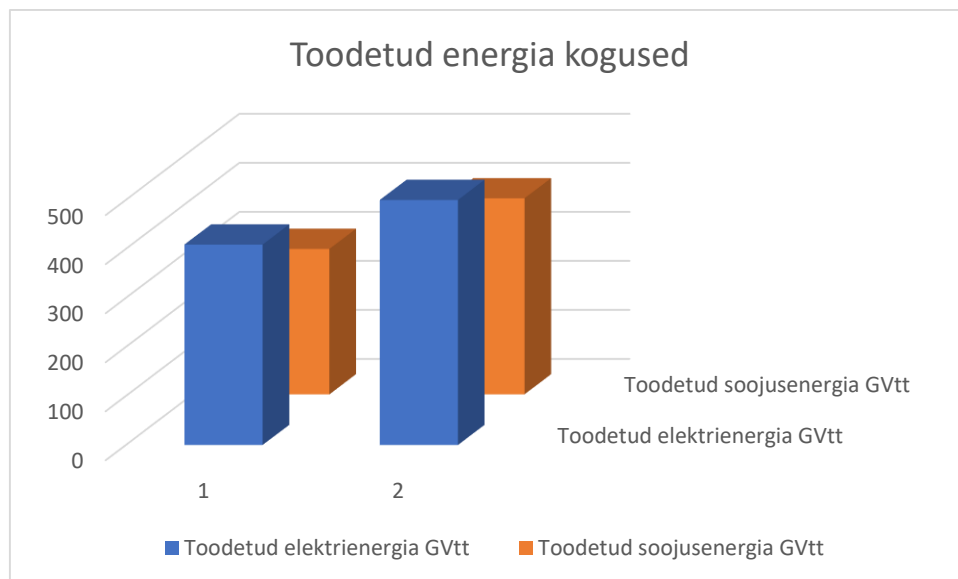
Vastuvõetamatute lisavahendite kasutamise kõrvaldamine või märkimisväärne vähendamine sulgeventiilide juhtimisel.

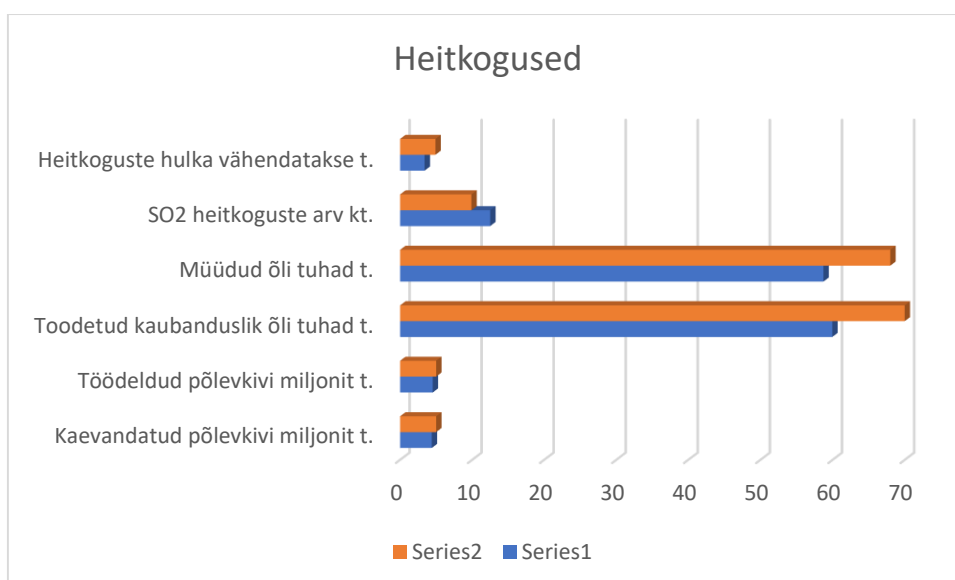
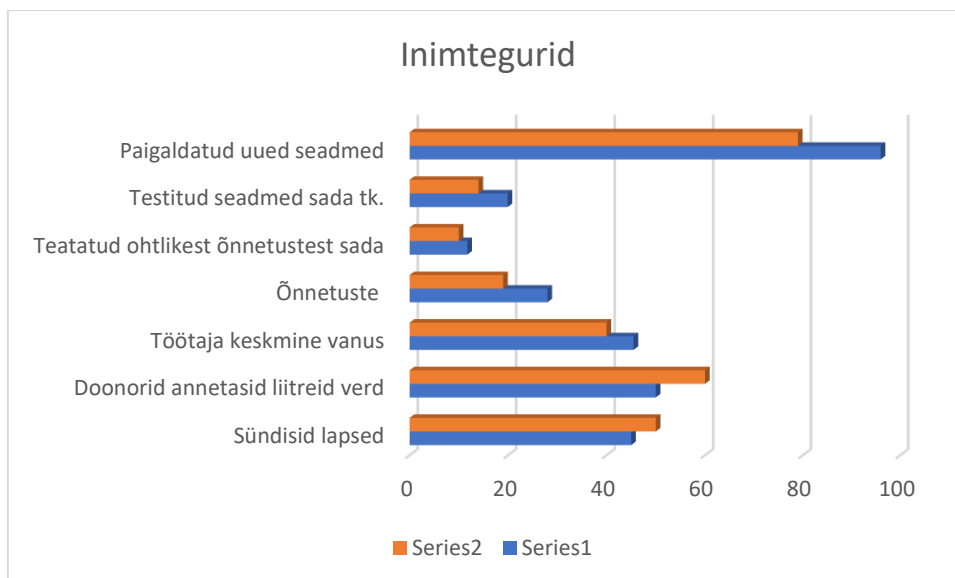
Toodete kvaliteedi ja kvantiteedi parandamine.

Parandada töötajate, ettevõtte ja ümbritseva piirkonna ohutust.

Keskkonna puhtuse parandamine riigi, planeedi ja kogu inimkonna jaoks.

5.2 Graafikud





5.3 Fit for 55

EL on olnud eeskujuks, seades ambitsioonikad eesmärgid vähendada netoheidet 2030. aastaks vähemalt 55% võrreldes 1990. aastaga ja olla 2050. aastaks esimene kliimanetraalne maailmajagu. Me kõik jagame kasu, mida pakuvad rohkem ruumi loodusele, puhtam õhk, jahedamad ja rohelisemad linnad, tervemad kodanikud, väiksem energiakasutus ja väiksemad arved, samuti uued töökohad, tehnoloogia ja tööstusvõimalused.

Eesti on saavutanud oma kliimaeesmärgi kaks aastakümnet plaanitust ees.¹

¹ Viru Keemik. Nr. 189, 2021 a.

KOKKUVÕTE

Käesolevas diplomi töös viidatud autori viidatud keemiatööstuse sulgeventiilide moderniseerimise kohta kruvi-mutrite-hooratta klapi komplekti näitel näitas järgmist tulemust.

Selgus autori tava hallata paljusid ventiile pikka aega, mis viis leidliku ideeni muuta ülalmainitud sõlme, et saavutada jaotises mainitud majanduslik kasu.

Alustades kinemaatilisest arvutusest, liikudes sõlmes mõjuvate jõudude uurimise suunas, olles uurinud seadme osade töötingimuste tingimusi ja omavahelisi seoseid, jõudis autor arusaamisele, et kõiki peamisi töid saab vähendada üldise hõõrdeteguriga väärtuseni, mis koosneb kõigi seadmes toimivate hõõrdejõudude koefitsientidest, mida suurendavad ebaõige kasutamise, jaotuste, töö- ja väliskeskkonna reostuse lisakoormused.

Hõõrdetegur määratakse eksperimentaalselt pöörlevate paaride erinevate töötingimuste jaoks ja varieerub oluliselt sõltuvalt hõõrdepindade seisundist, nende töötingimustest jne.²

Nii sai autor tõelise hõõrdetegurite väärtused 0,387 aksialne jõudu ja 1,09 pööremomendi toimel, mis mõjutab ventiilide tööd. Sellised koefitsientid on omane uutele arendamata ventiilidele ning vanades või juba välja töötatud uutes ventiilides asendatakse see koefitsient eespool nimetatud saasteainetega.

Seega näitas tehtud töö, et autori pakutud moderniseerimine on võimalik ja selle kasu tehnilistele näitajatele, psühholoogilisele kliimale, tööohutusele ja keskkonna puhtusele koguse mõõtmisel on täpselt sama, mis vähendatud autori poolt arvutatud koefitsientide erinevuseni, teaduskirjanduses antud hõõrdetegurite ligikaudsetele väärtustele hea määrimisega 0,15, nõrga määrimisega 0,17 ja pluss 0,10, kui alustatakse seisakust.³

1. ² И. И. Артоболевский. Теория механизмов и машин. Наука. 1988 г. Лк. 228

2. ³ Д. Ф. Гуревич. Расчёт и конструирование трубопроводной арматуры. Нефтяные технологии. 2008 г. Лк. 595

SUMMARY

The author, while practicing at a chemical enterprise, worked a lot with shut-off valves. Noticed that the process of opening and closing them is long and difficult. Due to the high importance of industrial safety and the possibility of accidents, the author decided to pay great attention to this, study this topic and write a thesis.

In the process of research, the author saw the possibility of upgrading the screw-nut assembly. In this design, the nut is a pipe with a thread inside, resting on a yoke and rotating from above, inside, and below it, overcoming frictional forces. It seems cumbersome, complicated, and redundant. Based on the materials studied, the author learned that the main principle of this unit is self-braking of the spindle thread in the nut. Thus, the author set himself the task of calculating the possibility of leaving only a fixed nut in the yoke, removing everything else.

The results of the calculations showed the possibility of providence of the modernization proposed by the author. Working conditions give a lot of space. And the calculated friction forces explained the duration and severity of the process of operation of the valves.

Further, the author hopes to conduct experimental studies of the operation of valves of the modernized design in real conditions.

KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU

1. А. Уклейка. Стимулирование реализации научно-технических новшеств. Валгус. Таллинн, 1985.
2. ГосКом СССР по делам изобретений и открытий. Методические рекомендации по проведению патентных исследований. Москва, 1988.
3. Ю.М. Чапале. Методы поиска изобретательских идей. Машиностроение. Ленинград, 1990.
4. М. И. Брейман. Инженерные решения по технике безопасности в пожаро – и взрывоопасных производствах. Химия. Москва, 1974.
5. М. В. Бесчастнов. Промышленные взрывы оценка и предупреждение. Химия. Москва, 1991.
6. Д. Ф. Гуревич, О. Н. Заринский, Ю. К. Кузьмин. Справочник по арматуре для газо - и нефтепроводов. НЕДРА. 1988.
7. Д. Ф. Гуревич. Расчёт и конструирование трубопроводной арматуры. Нефтяные технологии. 2008 г.
8. В. А. Белоусов, Р. М. Набиев, В. В. Саяпин. Средства управления запорно-регулирующей арматурой трубопроводов. НЕДРА. 2006.
9. О. Н. Шпаков. Трубопроводная арматура справочник специалиста. 2007.
10. A. Jürgensson. Tugevusõpetus. Valgus. Tallinn, 1985.
11. A. Klauson, J. Metsaveer, P. Põdra, U. Raukas. Tugevusõpetus. TTÜ kirjastus. Tallinn, 2017.
12. V. A. Dobrovolski, S. L. Mak, L. B. Erlih. Masinaelemendid. Valgus. Tallinn 1971 а.
13. I. Artobolevski. Mehhanismide ja masinate teooria. Eesti riiklik kirjastus. Tallinn, 1961.
14. И. И. Артоболевский. Теория механизмов и машин. Наука. Москва, 1988.
15. Теория механизмов и машин. Высшая школа. Москва, 1987.
16. Проектирование механических передач. Машиностроение. Москва, 1984.
17. Д. В. Чернилевский, Е. В. Лаврова, В. А. Романов. Техническая механика. Наука. Москва, 1982.
18. A. Lvovski. Trumli dreneažiliinidel asuvate ventiilile moderniseerimine Enefit280 õlitehases. Kohtla-Järve 2019.
19. E. Oberg, D. Jones, L. Horton, H. Ryffel, J.McCauley. Machinery's handbook. Industrial Press, Inc. 2020.
20. CN217271354U Stop valve anti-loose gasket.
21. CN217736329U Emergency cut-off rail valve.
22. www.jafar.com.pl
23. www.armaturygroup.cz
24. [Wikipedia](https://en.wikipedia.org/)

Таблица 123

Значения L и L' (в см) для шпинделей с трапецеидальной резьбой по ГОСТу 9484—60

Наружный диаметр шпинделя d_e в мм	Резьба			$L = \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$					$L' = \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\rho' - \alpha)$				
	Шаг S в мм	Средний диаметр d_{cp} в мм	Угол подъема α	$\mu = 0,15$ ($\rho = 8^{\circ}32'$)	$\mu = 0,17$ ($\rho = 9^{\circ}39'$)	$\mu = 0,20$ ($\rho = 11^{\circ}29'$)	$\mu = 0,25$ ($\rho = 14^{\circ}02'$)	$\mu = 0,30$ ($\rho = 16^{\circ}42'$)	$\mu' = 0,25$ ($\rho' = 14^{\circ}02'$)	$\mu' = 0,27$ ($\rho' = 15^{\circ}07'$)	$\mu' = 0,30$ ($\rho' = 16^{\circ}42'$)	$\mu' = 0,35$ ($\rho' = 19^{\circ}17'$)	$\mu' = 0,40$ ($\rho' = 21^{\circ}48'$)
10	3	8,5	6° 25'	0,113	0,122	0,136	0,159	0,181	0,057	0,065	0,077	0,097	0,117
12	3	10,5	5° 12'	0,128	0,139	0,156	0,183	0,212	0,082	0,091	0,106	0,132	0,158
14	3	12,5	4° 22'	0,143	0,156	0,176	0,208	0,241	0,106	0,119	0,137	0,166	0,196
16	4	14,0	5° 12'	0,171	0,185	0,208	0,244	0,282	0,109	0,123	0,142	0,175	0,209
18	4	16,0	4° 32'	0,186	0,203	0,227	0,269	0,311	0,134	0,150	0,173	0,210	0,249
20	4	18,0	4° 03'	0,201	0,219	0,247	0,294	0,341	0,158	0,176	0,201	0,245	0,258
22	5	19,5	4° 39'	0,229	0,249	0,279	0,330	0,381	0,161	0,180	0,208	0,255	0,301
24	5	21,5	4° 14'	0,244	0,266	0,299	0,355	0,410	0,186	0,206	0,238	0,289	0,341
26	5	23,5	3° 53'	0,259	0,283	0,319	0,380	0,440	0,211	0,234	0,267	0,324	0,380
28	5	25,5	3° 34'	0,274	0,300	0,339	0,405	0,470	0,236	0,261	0,297	0,359	0,420
30	6	27	4° 02'	0,301	0,328	0,371	0,441	0,511	0,238	0,264	0,304	0,368	0,432
32	6	29	3° 46'	0,316	0,347	0,392	0,465	0,541	0,263	0,291	0,348	0,403	0,472
34	6	31	3° 31'	0,330	0,362	0,410	0,490	0,570	0,288	0,318	0,363	0,437	0,512
36	6	33	3° 19'	0,346	0,380	0,431	0,515	0,600	0,312	0,345	0,382	0,472	0,551
38	6	35	3° 07'	0,360	0,397	0,450	0,540	0,630	0,338	0,372	0,422	0,507	0,592
40	6	37	2° 57'	0,376	0,413	0,470	0,565	0,660	0,362	0,398	0,453	0,542	0,631

569

Tabel 1. Väärtused L, L' .

Таблица 124

Величины коэффициентов трения в резьбе μ для стальных шпинделей, применяемые при силовом расчете арматуры

Материал гайки	Коэффициент трения μ		
	Резьба вне среды		Резьба внутри изделия (в среде)
	при хорошей смазке	при слабой смазке	
Бронза, латунь, чугун	0,15	0,17	0,20—0,25
Сталь	0,20	0,25	0,30—0,35
Древеснослоистый пластик (ДСП)	0,10	0,12	—

При трогании с места расчеты арматуры могут проводиться с применением коэффициента трения, приближенно равного $\mu' = \mu + 0,1$.

Tabel 2. Hõõrdetegurite μ väärtused

Таблица 130

Максимальное усилие и крутящие моменты на маховиках

Диаметр маховика D_m в мм	При управлении одной рукой		При управлении обеими руками				При управлении двумя операторами	
	Расположение маховика							
	Любое		Вертикальное (на уровне груди или пояса)		Горизонтальное (на уровне груди)		Горизонтальное (на уровне груди)	
	Усиле в кг	Крутящий момент в кг·см	Усиле в кг	Крутящий момент в кг·см	Усиле в кг	Крутящий момент в кг·см	Усиле в кг	Крутящий момент в кг·см
50	19	47,5	19	47,5	18	45	—	—
65	21	68	24	78	23	75	—	—
80	23	92	32	128	30	120	—	—
100	25	125	38	190	36	180	—	—
120	—	—	44	264	41	246	2	2
140	—	—	50	350	45	315	—	—
160	—	—	56	448	50	400	—	—
180	—	—	64	575	55	495	—	—
200	—	—	68	680	57	570	100	1000
225	—	—	71	800	61	686	—	—
240	—	—	75	900	62	744	110	1320
250	—	—	75	938	62	775	—	—
280	—	—	80	1120	64	896	118	1652
320	—	—	83	1328	65	1040	128	1968
360	—	—	85	1530	66	1188	128	2304
400	—	—	85	1700	68	1360	132	2640
450	—	—	82	1845	65	1462	135	3040
500	—	—	75	1875	61	1525	136	3400
560	—	—	75	2100	61	1708	136	3810
640	—	—	75	2400	61	1952	136	4352
780	—	—	75	2700	61	2196	139	5004
800	—	—	75	3000	61	2440	139	5560
900	—	—	75	3375	61	2745	139	6255
1000	—	—	75	3750	61	3050	139	6950

Примечание. Диаметр маховика не должен превышать 0,8 строительной длины арматуры.

615

Tabel 3. Jõud ja momendid hoorattal.

Марка стали	Механические характеристики в кг/мм ²	Температура шпинделя в °С											
		20	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700
25Х2МФА (ЭИ10)	σ_{θ}	95,0	90,0	86,0	82,0	78,0	73,0	70,0	64,0	56,0			
	σ_T	80,0	78,0	74,0	70,0	66,0	62,5	60,0	59,0	50,0			
	σ_{\perp}	64,0	62,0	57,0	53,0	48,0	43,5	40,2	40,0	38,0			
	E	21 700	20 600	20 200	19 800	19 400	19 100	18 600	18 000	17 400			
1Х17Н2	σ_{θ}	80,0	79,0	78,0	76,0	74,0	72,0						
	σ_T	60,0	59,0	58,0	56,0	54,0	52,0						
	σ_{\perp}	43,5	43,0	42,0	41,0	37,8	34,5						
	E	18 000	17 500	17 250	17 000	16 750	15 500						
2Х13 (ЭЖ2)	σ_{θ}	66,0	65,0	61,0	55,5	53,0	53,0	48,0	44,0	35,0			
	σ_T	45,0	42,0	41,0	40,0	39,5	39,0	38,0	36,5	28,5			
	σ_{\perp}	36,0	34,0	32,0	31,0	30,0	29,0	28,0	27,0	22,0			
	E	22 300	21 200	20 800	20 400	19 850	19 300	18 850	18 400	17 800			
ЭИ654	σ_{θ}	73,0	63,0	61,0	58,0	57,5	57,0						
	σ_T	45,0	38,0	36,0	35,0	33,0	31,0						
	σ_{\perp}	22,5	19,0	18,0	17,0	15,5	14,5						
	E	18 000	17 600	17 400	17 000	16 400	16 000						

847

Tabel 4. Metallide omadused.

Значения коэффициента n_0

Таблица 155

$\frac{\sigma_T}{\sigma_{\theta}}$	Коэффициент n_0		$\frac{\sigma_T}{\sigma_{\theta}}$	Коэффициент n_0	
	при сжатии	при растяжении		при сжатии	при растяжении
0,40	1,30	1,50	0,72	2,00	2,20
0,45	1,35	1,55	0,74	2,10	2,30
0,50	1,40	1,60	0,76	2,20	2,40
0,55	1,50	1,70	0,78	2,30	2,50
0,60	1,60	1,80	0,80	2,40	2,60
0,63	1,70	1,90	0,82	2,50	2,70
0,66	1,80	2,00	0,84	2,60	2,80
0,70	1,90	2,10	0,86	2,70	2,90

Tabel 5. Koefitsientide n_0 väärtused.

Основные допускаемые напряжения

Марка стали	Температура									
	20					200				
	Допускаемое									
	при сжатии $\sigma_{\text{доп. сж}}$	при растяжении $\sigma_{\text{доп. раст}}$	при кручении $\tau_{\text{доп. кр}}$	при сложной дефор- мации $\sigma_{\text{доп. прив}}$	при сжатии $\sigma_{\text{доп. сж}}$	при растяжении $\sigma_{\text{доп. раст}}$	при кручении $\tau_{\text{доп. кр}}$	при сложной дефор- мации $\sigma_{\text{доп. прив}}$	при сжатии $\sigma_{\text{доп. сж}}$	при растяжении $\sigma_{\text{доп. раст}}$
ВМ Ст. 5сп	1850	1650	1050	1750	1700	1500	950	1600	1550	1350
ВК Ст. 5сп	2100	1850	1200	1950	1950	1750	1100	1850	1750	1500
35	3000	2800	1800	2900	3000	2750	1800	2850	3000	2750
40X	3150	2950	1900	3050	2800	2600	1700	2700	2900	2600
38XМЮА, 38XВФЮ (в азотированном виде)	3000	2800	1800	2900	2750	2600	1700	2650	2700	2500
25X2МФА	2900	2550	1650	2650	2750	2500	1600	2600	2750	2500
1X17H2	2450	2200	1450	2300	2400	2150	1400	2250	2350	2000
2X13	2700	2400	1550	2550	2400	2100	1350	2250	2300	2000
ЭИ654	1550	1350	900	1450	1500	1300	850	1400	1450	1250
X18H10T	1700	1450	950	1550	1350	1150	750	1250	1300	1150
X18H12M2T	2700	2400	1550	2550	2600	2300	1500	2450	2600	2300
X18H12M3T	2350	2050	1350	2200	2300	2000	1300	2150	2300	2000
ЭИ612										
4X14H14B2M										

Марка стали	Температура									
	450					500				
	Допускаемое									
	при сжатии $\sigma_{\text{доп. сж}}$	при растяжении $\sigma_{\text{доп. раст}}$	при кручении $\tau_{\text{доп. кр}}$	при сложной дефор- мации $\sigma_{\text{доп. прив}}$	при сжатии $\sigma_{\text{доп. сж}}$	при растяжении $\sigma_{\text{доп. раст}}$	при кручении $\tau_{\text{доп. кр}}$	при сложной дефор- мации $\sigma_{\text{доп. прив}}$	при сжатии $\sigma_{\text{доп. сж}}$	при растяжении $\sigma_{\text{доп. раст}}$
ВМ Ст. 5сп	850	750	500	800	—	—	—	—	—	—
ВК Ст. 5сп	1300	1150	750	1200	1100	950	600	1000	900	800
35	1750	1650	1050	1700	1550	1450	950	1500	—	—
40X	2250	2100	1350	2150	2200	2050	1350	2100	2200	2000
38XМЮА, 38XВФЮ (в азотированном виде)	2200	2000	1300	2100	1900	1750	1150	1800	1700	1600
25X2МФА	1600	1500	950	1550	1400	1300	850	1350	1150	1050
2X13	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ЭИ654	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
X18H10T	1100	950	600	1000	1050	950	600	1000	1050	900
X18H12M2T	1100	950	600	1000	1050	900	600	950	1000	850
X18H12M3T	2500	2200	1450	2350	2400	2100	1350	2250	2400	2100
ЭИ612	2100	1800	1150	1950	2000	1750	1150	1850	1950	1700
4X14H14B2M										

850

Tabel 6.1. Põhilised lubatatud pinged.

Таблица 156

ния при расчете шпирделей арматуры

шпирдела в °С													
300				350				400					
напряженне в кг/см ²													
при крученни $\tau_{\text{доп. кр}}$	при сложной дефор- мации $\sigma_{\text{доп. прив}}$	при сжатии $\sigma_{\text{доп. сж}}$	при растяжении $\sigma_{\text{доп. раст}}$	при крученни $\tau_{\text{доп. кр}}$	при сложной дефор- мации $\sigma_{\text{доп. прив}}$	при сжатии $\sigma_{\text{доп. сж}}$	при растяжении $\sigma_{\text{доп. раст}}$	при крученни $\tau_{\text{доп. кр}}$	при сложной дефор- мации $\sigma_{\text{доп. прив}}$	при сжатии $\sigma_{\text{доп. сж}}$	при растяжении $\sigma_{\text{доп. раст}}$	при крученни $\tau_{\text{доп. кр}}$	при сложной дефор- мации $\sigma_{\text{доп. прив}}$
900	1450	1300	1150	750	1200	1150	1000	650	1050	1000	850	550	900
950	1600	1600	1400	500	1500	1550	1350	900	1450	1400	1200	800	1300
1800	2850	3000	2750	1800	2850	2650	2450	1600	2550	2150	2000	1300	2050
1700	2700	2800	2600	1700	2700	2550	2400	1550	2450	2400	2000	1450	2300
1600	2500	2550	2400	1550	2450	2450	2300	1500	2350	2300	2150	1400	2200
1600	2500	2650	2450	1600	2550	2650	2400	1550	2500	2600	2350	1550	2450
1300	2100	2000	1800	1150	1900	1850	1700	1100	1750	1850	1700	1100	1750
1300	2150	2200	1950	1250	2050	2150	1900	1250	2000	2100	1850	1200	1950
800	1350	1350	1200	800	1250	1250	1050	700	1150	1150	1000	650	1050
750	1200	1300	1150	750	1200	1250	1050	700	1150	1150	1000	650	1050
1500	2450	2550	2250	1450	2400	2500	2250	1450	2350	2500	2200	1450	2350
1300	2150	2250	1950	1250	2100	2200	1900	1250	2050	2150	1850	1200	2000
шпирдела в °С													
600				650				700					
напряженне в кг/см ²													
при крученни $\tau_{\text{доп. кр}}$	при сложной дефор- мации $\sigma_{\text{доп. прив}}$	при сжатии $\sigma_{\text{доп. сж}}$	при растяжении $\sigma_{\text{доп. раст}}$	при крученни $\tau_{\text{доп. кр}}$	при сложной дефор- мации $\sigma_{\text{доп. прив}}$	при сжатии $\sigma_{\text{доп. сж}}$	при растяжении $\sigma_{\text{доп. раст}}$	при крученни $\tau_{\text{доп. кр}}$	при сложной дефор- мации $\sigma_{\text{доп. прив}}$	при сжатии $\sigma_{\text{доп. сж}}$	при растяжении $\sigma_{\text{доп. раст}}$	при крученни $\tau_{\text{доп. кр}}$	при сложной дефор- мации $\sigma_{\text{доп. прив}}$
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
500	850	600	550	350	550	—	—	—	—	—	—	—	—
1300	2100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1050	1650	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
700	1100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
600	950	1000	850	550	900	900	800	500	850	—	—	—	—
550	900	950	850	550	900	—	—	—	—	—	—	—	—
1350	2250	2000	2000	1300	2100	1750	1600	1050	1650	1450	1350	900	1400
1100	1800	1800	1550	1000	1650	1650	1450	950	1550	1300	1150	750	1200

851

Табел 6.2. Põhilised lubatatud pinged.

Значения коэффициентов А и Б

$\frac{d}{D}$ или $\frac{d}{a}$	А	Б	$\frac{d}{D}$ или $\frac{d}{a}$	А	Б
0,10	0,179	0,198	0,23	0,154	0,182
0,11	0,177	0,197	0,24	0,152	0,181
0,12	0,175	0,196	0,25	0,150	0,179
0,13	0,173	0,194	0,26	0,148	0,178
0,14	0,171	0,193	0,27	0,146	0,177
0,15	0,169	0,192	0,28	0,144	0,176
0,16	0,167	0,191	0,29	0,143	0,174
0,17	0,166	0,189	0,30	0,141	0,173
0,18	0,164	0,188	0,31	0,139	0,172
0,19	0,162	0,187	0,32	0,137	0,171
0,20	0,160	0,186	0,33	0,135	0,169
0,21	0,158	0,184	0,34	0,133	0,168
0,22	0,156	0,183	0,35	0,131	0,167

Tabel 7. Koefitsientide A ja B väärtused.

Таблица 158

Допускаемые напряжения в резьбе (при работе со смазкой)

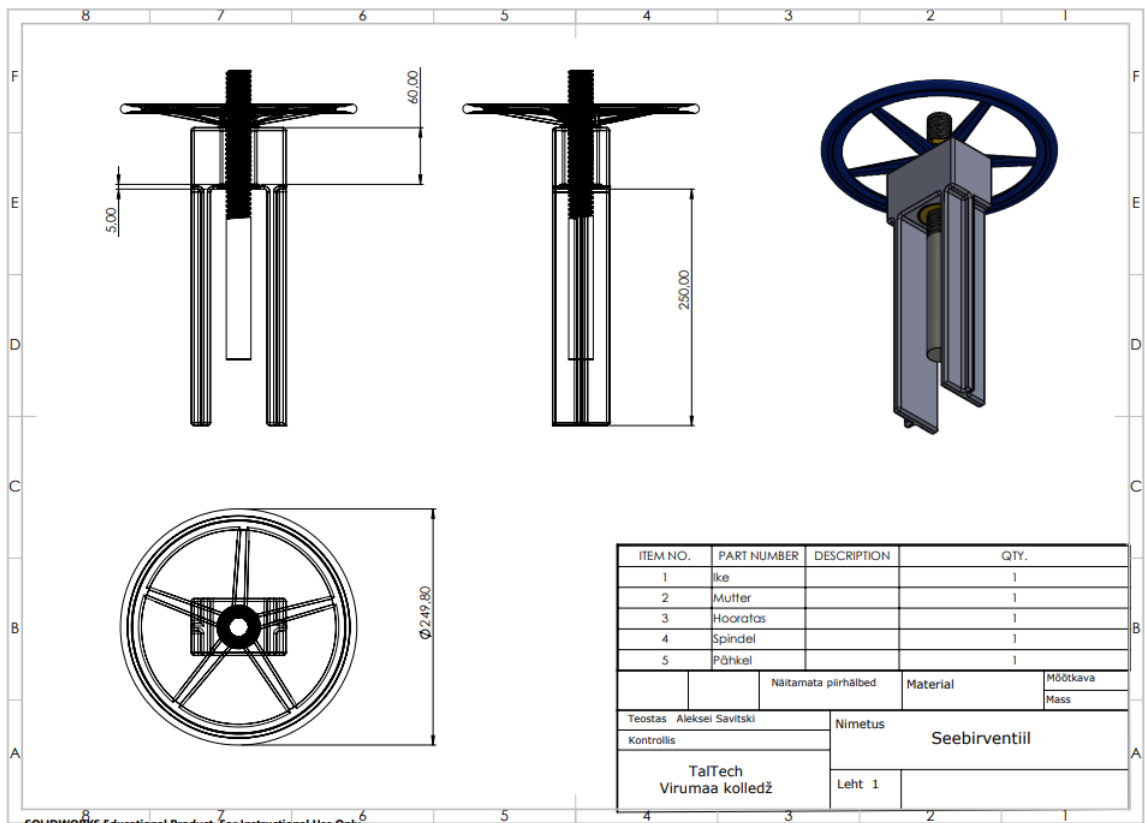
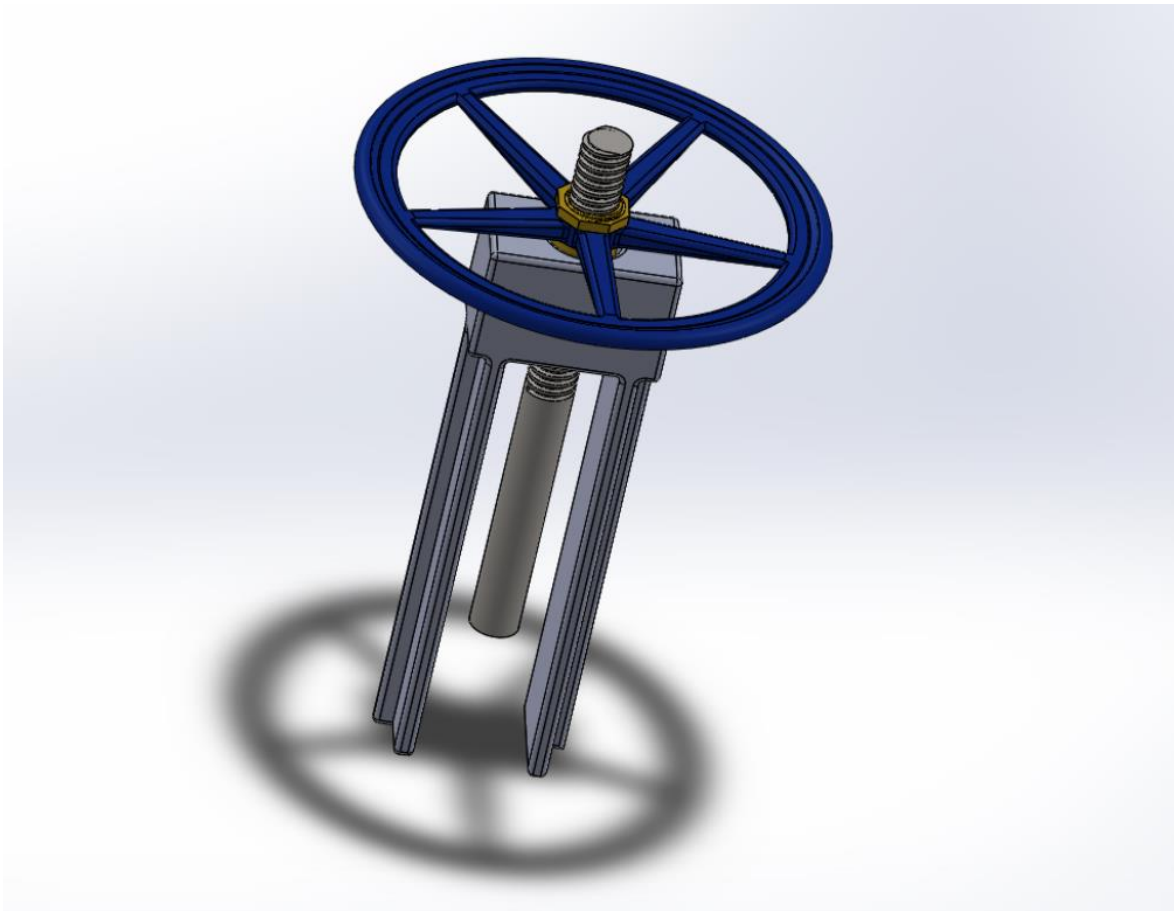
Материал гайки	$\sigma_{\text{доп. см}}$ в кг/см^2			$\sigma_{\text{доп. изг}}$	$\tau_{\text{доп. ср}}$
	Подвижное соединение (трапецеидальная резьба)	Неподвижное соединение (метрическая резьба)			
			Гайка навинчивается под нагрузкой	Гайка навинчивается без нагрузки	в кг/см^2
Бронза					
Бр. АЖМц10-3-1,5	300	600	1000	800	600
Бр. АМц9-2	250	600	1000	700	500
Бр. АЖН11-6-6	300	600	3000	1500	1000
Латунь					
ЛС59-1	200	400	1000	750	500
ЛК80-3Л	200	400	1000	750	500
ЛМцС58-2-2	200	400	1600	750	500
Чугуны					
СЧ15—32 и ЖЧ1	400	800	2000	600	300
Чугун ковкий КЧ36	350	700	1200	800	600
Сталь					
X18H10T	250	600	1400	1100	700
2X13 и 1X17H2	300	700	2500	1600	1000
Сталь углеродистая и легированная	350	800	$0,7\sigma_T$	$\sigma_{\text{доп. изг}}^*$	$0,7\sigma_{\text{доп. изг}}$
Фторопласт 4 при $t=20^\circ\text{C}$	100	100	100	110	70

* $\sigma_{\text{доп. изг}}$ принимается равной меньшей из двух величин $\frac{\sigma_T}{2}$ и $\frac{\sigma_B}{3,8}$.

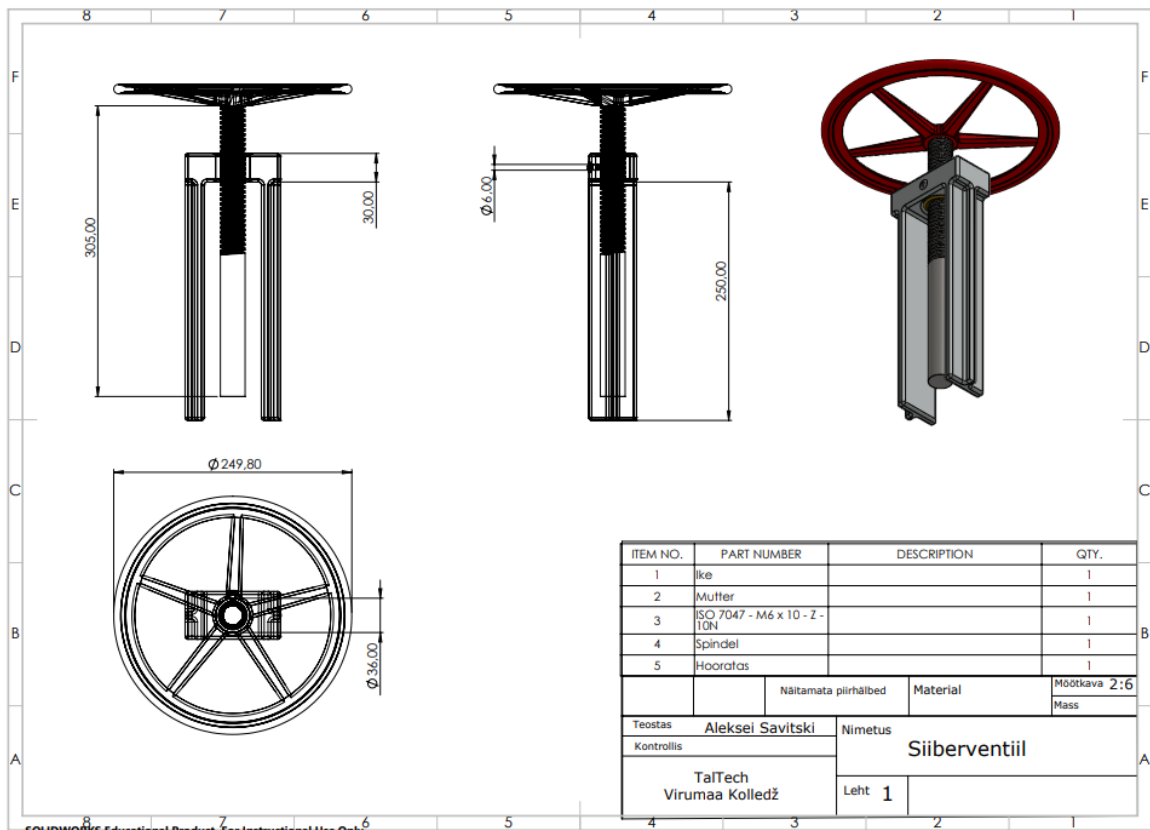
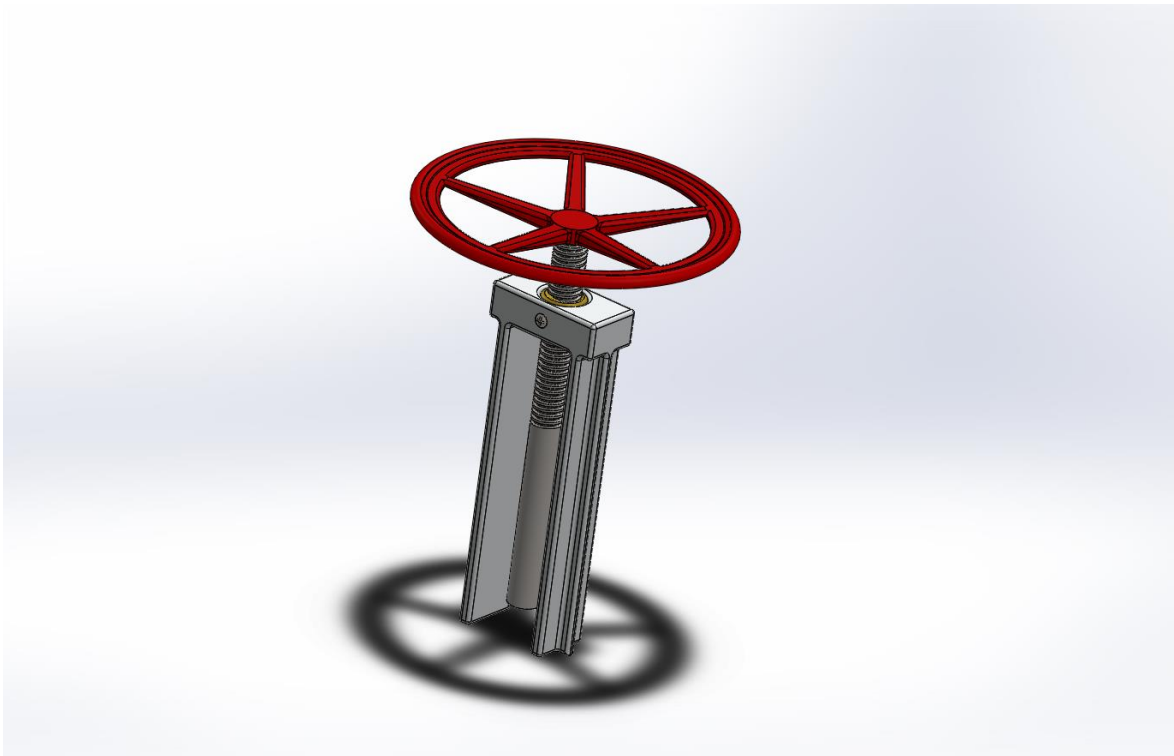
872

Tabel 8. Keerme lubatud pinged.

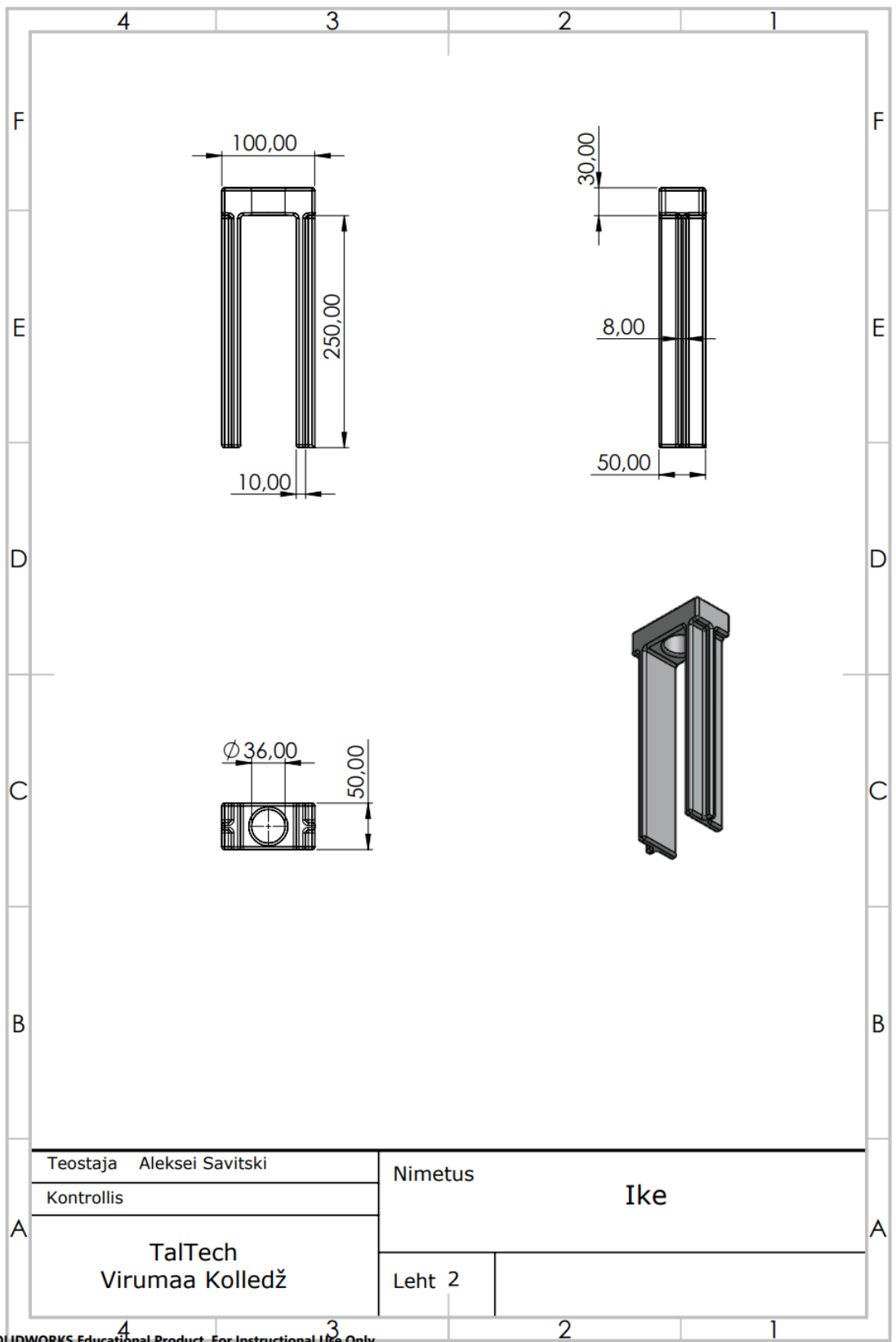
GRAAFILINE OSA



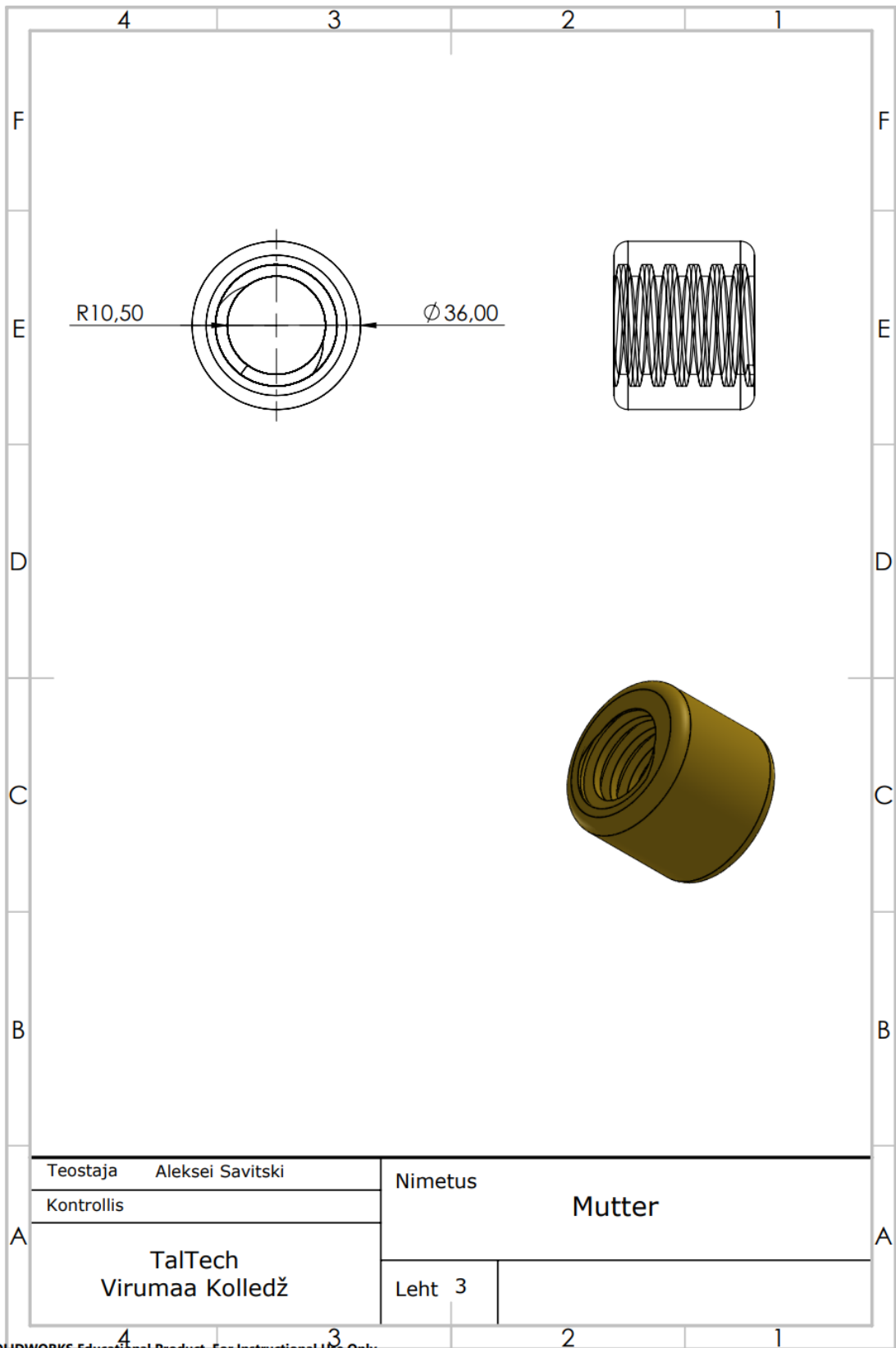
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



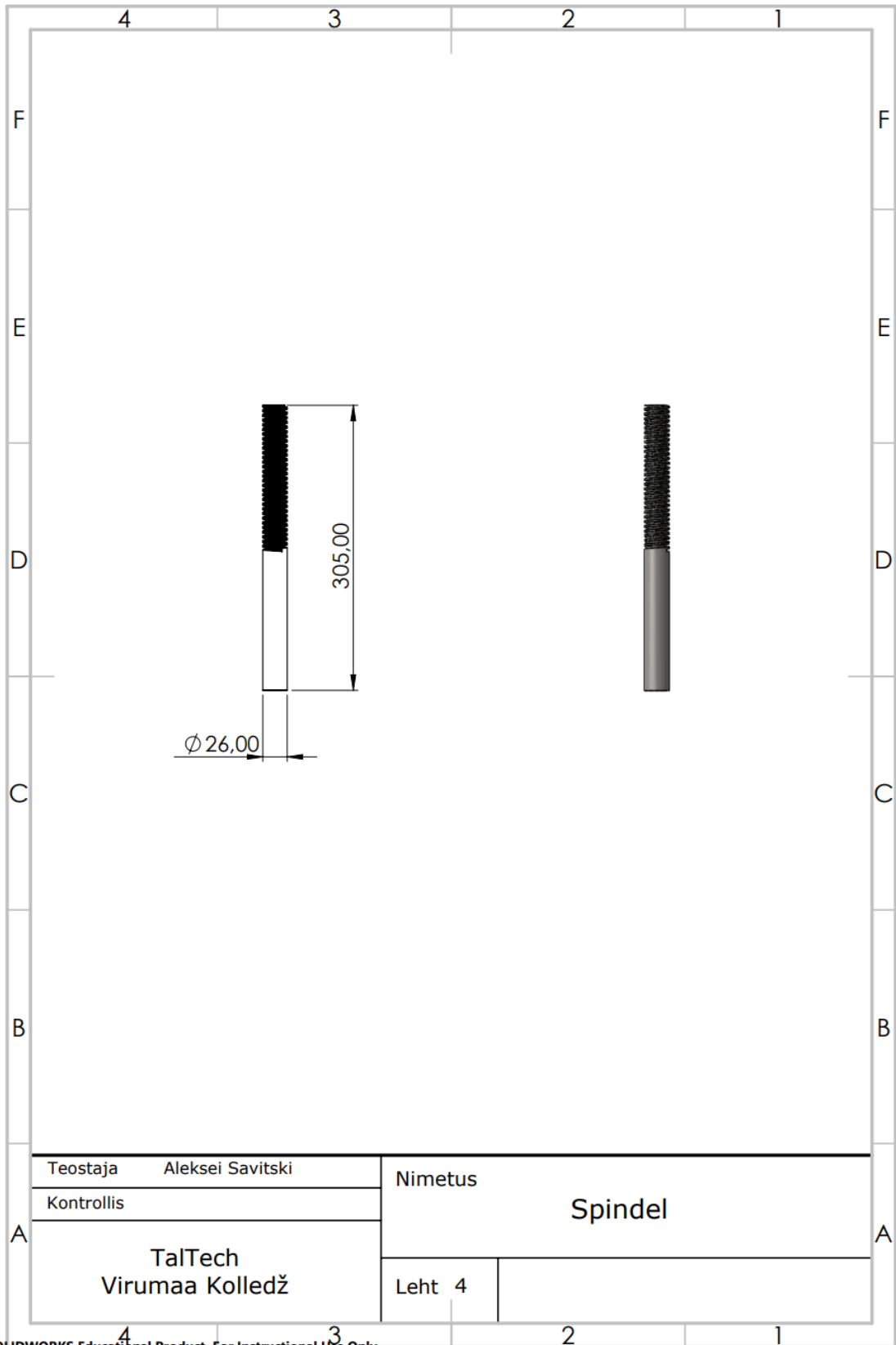
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



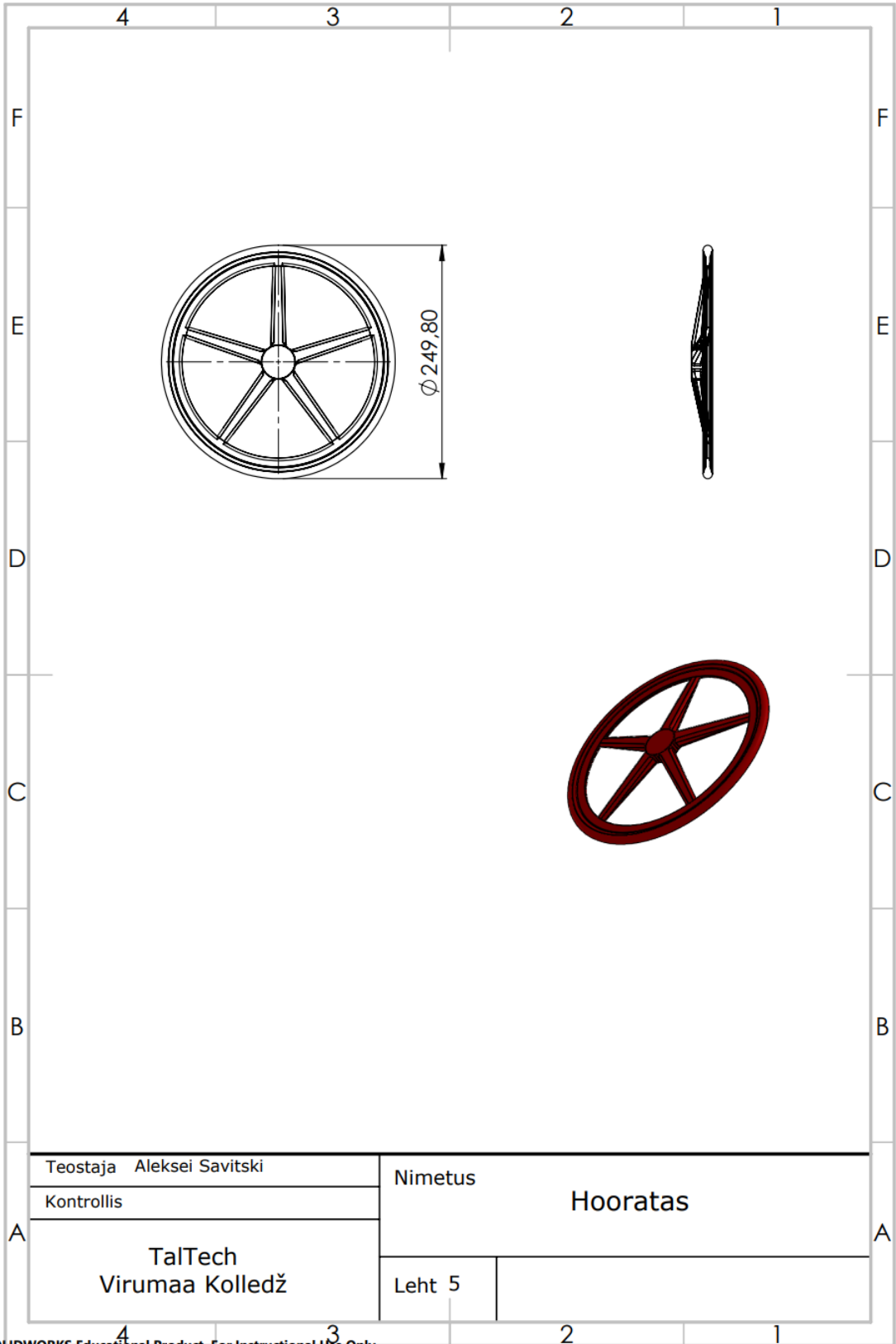
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.