



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOO
INSENERITEADUSKOND
Virumaa kolledž

Haagise veetiisli eelprojekt

Preliminary design of trailer drawbar

Masinaehitus-ja energiatehnoloogia protsesside juhtimine

ÕPPEKAVA LÕPUTÖÖ

Üliõpilane: Maksim Akavantsev

Üliõpilaskood: 178538EDJR

Juhendaja: Andres Petritšenko,
insener

AUTORIDEKLARATSIOON

Olen koostanud lõputöö iseseisvalt.

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

"...." 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 Maksim Akavantsev (sünnikuupäev: 16.09.1998)

1. Annan Tallinna Tehnikaülikoolile tasuta loa (lihtlitsentsi) enda loodud teose Haagise veotiisli eelprojekt mille juhendaja on Andres Petritšenko,
 - 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.

Konsultant:
/allkiri/

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

Programmijuht: Veronika Shirokova
/allkiri/

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

SISUKORD

EESSÕNA	7
SISSEJUHATUS	8
1. VEOTIISLID	9
2. PROJEKTEERIMISE ALGANDMED	11
3. VEOTIISLILE ESITATAVAD EU NÕUDED	12
3.1 Raskeveohaagise aasa valik	14
3.2 Staatiline test	15
3.3 Veotiisli gabariitmõõtude valik.....	16
3.4 Veotiisli kinnitamiseks vajaliku esiplaadi paksuse valik	18
3.5 Veotiisli alumises osas oleva sõrme valik	19
3.6 Hüdrosilindri valik.....	21
3.7 Veotiisli projekteerimine.....	25
4. VEOTIISLI TUGEVUSANALÜÜS ANSYSSES	27
KOKKUVÕTE	31
SUMMARY.....	33
KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU	35
LISAD	37
LISA 1. JOONIS 1000-0000	38
LISA 2. JOONIS 1000-0003	39
LISA 3. JOONIS 1000-2000	40
LISA 4. JOONIS 1000-0001	41
LISA 5. JOONIS 1000-1001	42
LISA 6. JOONIS 1000-1003	43
LISA 7. JOONIS 100-1002	44
LISA 8. JOONIS 1000-1005	45
LISA 9. JOONIS 1000-1006	46
LISA 10. JOONIS 1000-1004.....	47
LISA 11. JOONIS 1000-1000.....	48

EESSÕNA

Käesoleva teema valiku initsiaatoriks oli firma Teamwork Engineering OÜ. Eelnevate andmete põhjal püstitati ülesanne projekteerida haagise tiisel. Diplomitöö autor avaldab tänu Andres Pertetšenko´le, firma Teamwork Engineering OÜ insenerile ja projektijuhile. Samuti tahaks autor avaldada eraldi tänu firmale Teamwork Engeneering OÜ.

Võtmesõnad: masinaehitus, tiisel, tugevusarvutus, projekteerimine, eelprojekt, diplomitöö.

SISSEJUHATUS

Meie ajal on levinud veoste vedu haagistega, tiisel aga on haagise lahutamatuks osaks. Eksisteerivad teatud standardsed tiislid, kuid vahest on haagisel individuaalne konstruktsioon ja tehnilised omadused, millele tavatiislid võivad mitte sobida. Sel juhul tekib vajadus tiisli individuaalse konstruktsiooni järele.

Käesoleva töö eesmärgiks oli haagise tiisli eelprojekteerimine. Haagist hakkab kasutama firma, mis spetsialiseerub Eesti majadele mõeldud paneelide tootmisel. Firma laienemisega seotult osutus majapaneelide veoks vajalikuks raskeveohaagis. Põhjusel, et nende toodang ja saadud haagise vorm olid ebastandardised, oli võimatu leida sobilikku tiislit. Järelkult seisnes ülesanne sobiliku tiisli väljatöötamises, mis vastaks kõikidele Euroopa Liidu liiklusseaduse nõuetele.

Autori ees oli konkreetne ülesanne - konstrueerida selle haagise tiisel. Kõik vajalikud tehnilised andmed saadi kliendilt ning haagise väljatöötluses vahetult osalenud kolleegilt. Ülesande uurimise käigus selgus, et tulevane raskeveohaagis - on Eestis ainulaadne.

Töö põhieesmärgid:

- Uurida, millised nõuded kehtivad veotiislitele.
- Teostada veotiisli arvutused koosõlas esitatud nõuetega.

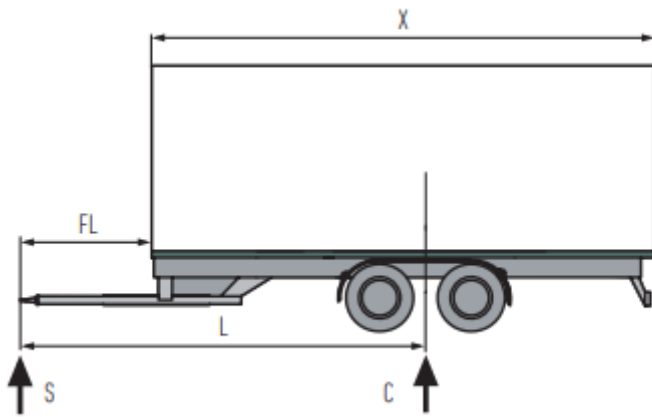
Eesmärgi saavutamiseks jaotas autor püstitatud eesmärgi kolmeks osaks. Esimeses osas analüüsis autor veotiisli esitatavaid nõudeid. Teises osas tegi eelarvutused edasiseks projekteerimiseks vastavalt kehtivatele nõuetele. Kolmandas osas - tiisli konstruktsioon, tiisli tugevuskontroll eriprogrammis ja tehniliste jooniste koostamine.

Autor peab teemat aktuaalseks, kuna nimetatud projekt on unikaalne praktilise iseloomuga.

1. VEOTIISLID

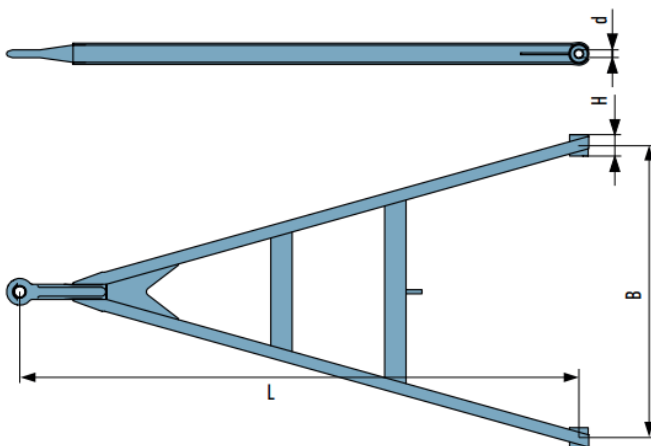
Veotiisliit kasutatakse nii sõiduautode, raskeveokite kui ka põllumajanduse transpordivahendite jaoks. Autorit ei huvita tiisliid, mida kasutatakse sõiduautode puhul. Kuna sellest saab põllumajanduse tüüpi veotiisel, siis autor otsis informatsiooni just sellise tüübi kohta.

On mitmeid tiisliite variante põllumajanduse transpordivahendite jaoks. Sageli võib osta juba valmis veotiisli, kuid seoses sellega, et põllumajanduses puuduvad täpselt määratud parameetrid tiisli jaoks, siis mõnikord on nii, et puudub võimalus sobiva veotiisli ostmiseks, samas osta valmis veotiisliit ja hiljem seda ümber teha teatud treileri jaoks ei oma mõtet. Haagised, mis omavad keskteljega veotiisliit, kinnitatakse rangelt haagise enda külge. Jäik kinnitus ei võimalda haagise horisontaalset allalaskmist, mis vajalik robotkäru laadimiseks haagisele (vt. Joonis 1.1) [1].



Joonis 1.1

On olemas tiisliite lahendused pöördeplatvormiga haagiste jaoks (vt. Joonis 1.2), kuid sellised tiisliid ei suuda vastu pidada vertikaalsele survele [1].

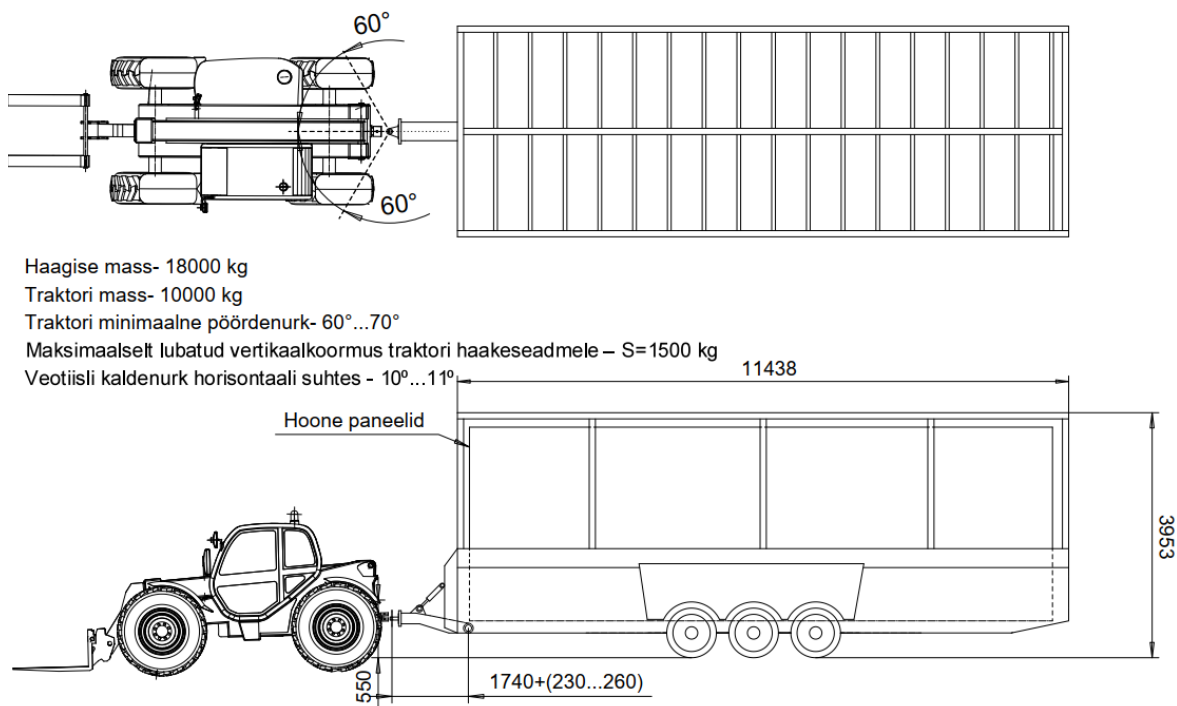


Joonis 1.2

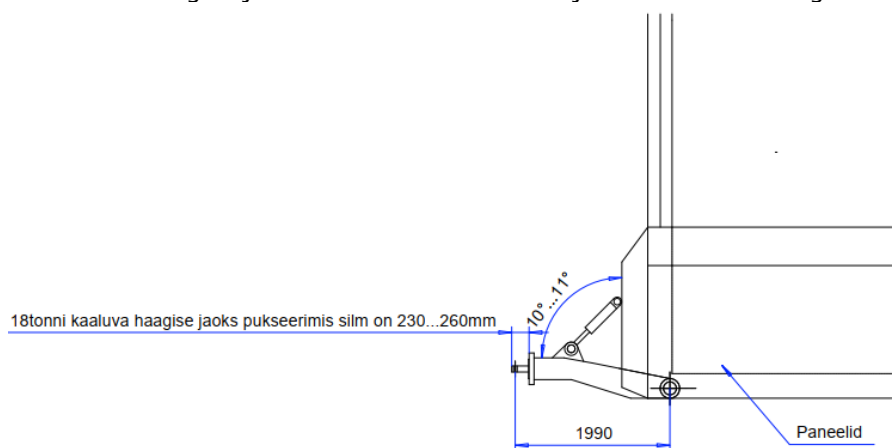
Uurides antud küsimust sai autor aru tiislite konstruktsiooni põhimõtetest ja tegi järelduse, et antud treileri jaoks ei sobi ükski tiisli variant. Nurga all veetiisleid ka olemas, kuid need mõeldud kerghaagistele. Esiteks on kõik tiislite variandid sirged, kuid autorile see ei sobi, kuna autoril on olemas esialgsed andmed, kus on määratud traktori kinnituskõrvade asukohad haagise rataste suhtes, seoses sellega saab teha järelduse, et ei ole võimalust sirget tiislit kasutada. Tiislil on konkreetne asend, kuidas ta peab paiknema, ning see näitab autorile järjekordselt, et puudub võimalus sirge tiisli kasutamiseks. Autoril on vajalik projekteerida antud tiisli jaoks individuaalset disaini. Edasiseks projekteerimiseks kasutab autor saadud informatsiooni kahte ülalmainitud tiisli varianti omavahel kombineerides. Sellisel moel saab autor tugevalt kinnitatud tiisli kolme kinnituspunkti tõttu, ja lisaks sellele tiisel saab võimaluse tõusta ja langeda.

2. PROJEKTEERIMISE ALGANDMED

Käesoleva projekti koostamiseks esitati autorile kõik vajalikud algandmed, mille põhjal ta koostas eskiisi (vt Joonis 1.3). Autor koostas tulevase raskeveohaagise ja tiisli ligikaudse eskiisi selleks, et oleks arusaadav, kuidas umbes hakkab välja nägema antud raskeveohaagisele mõeldud tiisel (vt Joonis 1.4).



Joonis 1.3 Haagise ja traktori Gabariitmõõdud ja omavaheline kaugus



Joonis 1.4 Veotiisli asukoha eskiisjoonis

3. VEOTIISLILE ESITATAVAD EU NÕUDED

Mehaaniline haakeseadme koostisosade kontrolliks tuleb need allutada:

- Katsetustele dünaamiliste koormustega või
- Katsetustele staatilise koormusega [2]

Transpordivahendile, mis hakkab liikuma kiirusel vähem kui 40 km/h, võib teha vaid staatilise tugevuskontrolli. Transpordivahendile, mille liikumiskiirus on üle 40 km/h, on vaja teha dünaamiline tugevuskontroll [2]

Staatilist ja dünaamilist katsetust peab tegema Euroopa Liidu komisjoni liikmete järelevalvel ja vastavalt reglemendile EU 2015/208, samuti on võimalik teha katsetused kooskõlas ÜRO Majanduskomisjoni Euroopa standardiga ECE Reg.No.55 [2]

Staatilisel katsetusel tuleb rakendada järgmiseid eraldi katsetuskoormuseid [2]

- Vertikaalkoormus F_v
- Horisontaalkoormust F_h

Alguses peab katsetuse tegema vertikaalse katsetuskoormusega F_v . Staatilise katsetuse korral võib vertikaaljõudu F_v määrata järgmise suhtega [2]

$$F_v = 3 \cdot S \cdot g \quad (3.1)$$

kus

S – maksimaalne lubatud staatiline koormus haagisele, kg;

g- raskuskiirendus, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

Seejärel tuleb katsetust teha hoorisontaalse katsetuskoormusega F_h . Staatilise katsetuse korral võib horisontaaljõudu F_h määrata järgmise suhtega [2]

$$F_h = 1,5 \cdot m_g \cdot g \quad (3.2)$$

kus

m_g - haagise maksimaalne mass, kg;

g- raskuskiirendus, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

Dünaamilisteks tugevuskatsetusteks rakendatakse vertikaalseid ja horisontaalseid koormuseid üheaegselt ning väljendatakse katsetuskoormusega F, mida avaldatakse järgmise suhtega [2]

$$F = \sqrt{F_h^2 + F_v^2} \quad (3.3)$$

kus

F_h – horisontaalkoormus katsetusel;

F_v – vertikaalkoormus katsetusel ;

Vertikaalkoormust F_v määratakse järgmise suhtega [2]

$$F_v = \frac{1,5 \cdot S \cdot g}{1000} \quad (3.4)$$

kus

S- haagise maksimaalne lubatud staatiline koormus, kg;

g- raskuskiirendus, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

Horisontaalkoormust F_h määratakse järgmise suhtega [2]

$$F_h = \pm 0,6 \cdot D \quad (3.5)$$

kus

D- arvvärtus, mis saadakse arvutuslikul teel ja sõltub veduki ja haagise täismassist või kui kasutatakse kasvavat koormust [2]

$$F_h = 1,0 \cdot D \quad (3.6)$$

Katsetusel aluseks oleva horisontaaljõu suurus määratakse arvkarakteristikuga D.

Mehhaanilise haakeseadme jaoks tuleb kasutada järgmist valemit [2]

$$D = g \cdot \frac{M_T \cdot M_R}{M_T + M_R} \quad (3.7)$$

kus

M_T - traktori suurim tehniliselt lubatud täismass, kg;

M_R - veetava tehnoloogilise haagismasina suurim tehniliselt lubatud täismass, kg;

g - raskuskiirendus, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

3.1 Raskeveohaagise aasa valik

Tiisel kinnitatakse traktorile veosilma abil. Veosilma valimiseks kasutab autor Euroopa Liidu direktiive, millega sätestatakse nõuded mehaanilistele haakeseadmetele. Algselt etteantud andmetest lähtudes (vt Joonis 1.3) on autor teadlik, et haagise täismass moodustab 18 tonni, traktori täismass aga moodustab 10 tonni. Lubatud staatiline koormus traktorile moodustab 1500 kg. Nendest andmetest ja kehtivatest Euroopa Liidu direktiividest lähtudes [2] võib autor koheselt valida tiisliile vajaliku veosilma.

Autor valib veosilma sellise kahe parameetri põhjal, kui:

- *S*- maksimaalne lubatud staatiline vertikaalkoormus, kg
- *D*- maksimaalne lubatud *D*-väärtus, kN

Samuti on autorile juba teada lubatud staatiline koormus, kuid teadmata maksimaalne lubatud *D*-väärtus.

Kehtivate nõuete alusel [2] leiab autor maksimaalse *D*-väärtuse valemist (3.7)

$$D = 9,81 \cdot \frac{10000 \cdot 18000}{10000 + 18000} = 63 \text{ kN}$$

Valida tuleb veosilm, mis vastaks järgmistele parameetritele

$$S \geq 1500 \text{ kg}$$

$$D \geq 63 \text{ kN}$$

Towing Eyes | Flange | Art.Nr. 00.652.11.0-A90



PDF herunlerladen

Back

Details:

Connection Type	Standard Towing Eye DØ40mm (30mm thick)
Homologation / Approval	e1 00422 ND
Type	652110
Max. Permissible D-Value (kN)	89,3
Max. Permissible Vertical Load (kg)	2000
Flange Hole Pattern (mm)	110x100
Thread	M16
Hole Pattern Holes	6
Flange Alignment	Vertical
Working Length (mm)	250
Approval Status	VO (EU) 2015/208

Colour

EPD Coating Black

Joonis 1.5 Sobiv veorõnge

Valime aasa järgmiste parameetritega (vt Joonis 1.5)

$$D = 89,3 \text{ kN}$$

$$S = 2000 \text{ kg}$$

Antud veosilm on tootja poolt katsetatud ning selle tõendamiseks on antud veosilmale

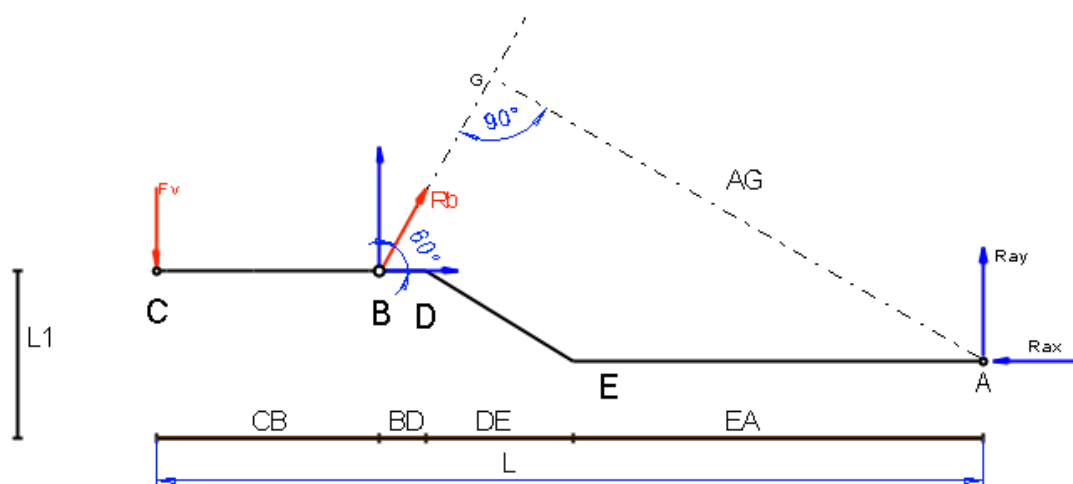
väljastatud sertifikaat. Seega täiendavaid tugevsarvutusi sellele komponendile vaja pole teha ning autor kasutab antud veosilma edasises projekteerimises.

3.2 Staatiline test

Tugevuskontrolliks valis autor staatilise katsetuse põhjusel, et raskeveohaagis ei hakka liikuma suurema kiirusega kui 40 km/h. Tiisli staatiliseks tugevuskontrolliks koostab autor arvutuskeemi (vt Joonis 1.6). Raskeveohaagise geomeetristest eripäradest lähtudes tehti veotiisli mõtudega eskiislahendus. Kõik vajalikud andmed võtab autor jooniselt 1.4. Tiisel on šarniirselt liigendiga punktis A. Punktis B kinnitatakse veotiislile hüdrocilindret, võimaldades veotiislit tõsta ja langetada. Vastavalt [2] toodud staatilise testi meetodile rakendatakse veotiislile järjestikuliselt vertikaal- ja horisontaalkoormus. Algselt arvutab autor tugeses olevad reaktsioonid, kui toimib vaid vertikaaljõud F_v .

Vertikaaljõud leitakse valemiga (3.1)

$$F_v = 3 \cdot 1500 \cdot 9,81 = 44145 \text{ N}$$



Joonis 1.6 Arvutuskeem 1

Joonisel 1.6 on kasutatud järgmised tähised: $L_1=0,165 \text{ m}$, $CB=0.572 \text{ m}$, $BD=0.119 \text{ m}$, $DE=0.499 \text{ m}$, $EA=0.8 \text{ m}$, $L=1.99 \text{ m}$, $AG=1,3105 \text{ m}$, F_v -vertikaalkoormus

Reaktsioonid tugeses [3]

$$\sum F_x = 0; R_b \cdot \cos \alpha - R_{ax} = 0 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0; R_b \cdot \sin \alpha + R_{ay} - F_v = 0 \text{ N} \quad (3.8)$$

$$\sum M_A = 0; F_v \cdot L - R_b \cdot AG = 0 \text{ N}$$

millest

$$R_b = \frac{44145 \cdot 1,99}{1,3105} = 67034 \text{ N}$$

$$R_{ax} = 67034 \cdot \cos 60^\circ = 33517 \text{ N}$$

$$R_{ay} = 44145 - 67034 \cdot \sin 60^\circ = -13908 \text{ N}$$

Saadud tulemuste kontroll

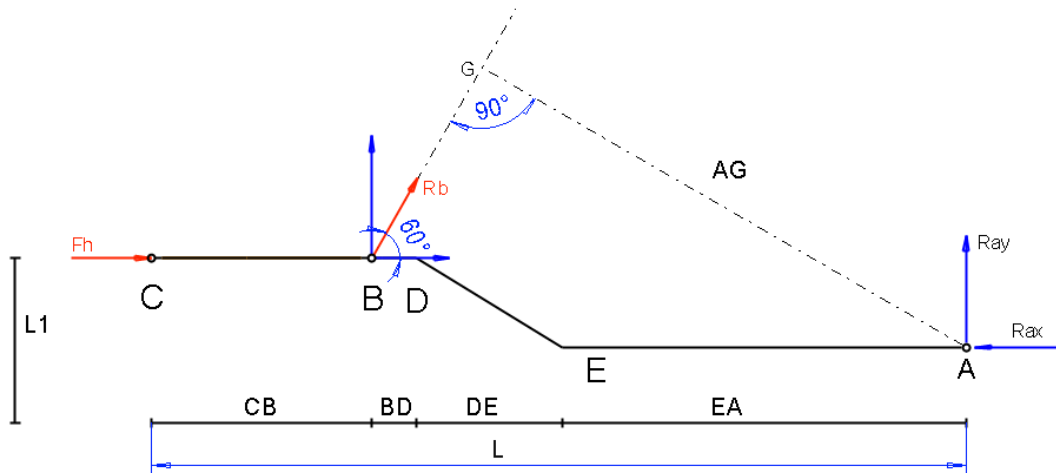
$$\sum M_A = F_v \cdot CB + Ra_y \cdot AB - Ra_x \cdot L_1 = 44145 \cdot 0,572 - 13908 \cdot 1,418 - 33517 \cdot 0,165 \approx 0 \text{ N}$$

Kontroll sai tehtud ning see tähendab, et tugeses olevad reaktsioonid leiti õigesti.

Seejärel arvutame välja tugeses olevad reaktsioonid, kui tiislile hakkab mõjuma horisontaaljõud F_h .

Horisontaaljõu leidmiseks kasutab autor järgmist valemit (3.2)

$$F_h = 1,5 \cdot 18000 \cdot 9,81 = 264780 \text{ N}$$



Joonis 1.7 Arvutusskeem 2

Joonisel 1.7 on kasutatud järgmised tähised: $L_1=0,165\text{m}$, $CB=0,572\text{m}$, $BD=0,119\text{m}$, $DE=0,499\text{m}$, $EA=0,8\text{m}$, $L=1,99\text{m}$, $AG=1,3105$, F_h - horisontaalkoormus

Reaktsioonid tugeses [3]

$$\sum F_x = 0; F_h + R_b \cdot \cos 60^\circ - Ra_x = 0 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0; R_b \cdot \sin \alpha + Ra_y = 0 \text{ N} \quad (3.9)$$

$$\sum M_A = 0; -F_h \cdot L_1 - R_b \cdot AG = 0 \text{ N}$$

millest

$$R_b = \frac{-264870 \cdot 0,165}{1,3105} = -33349 \text{ N}$$

$$Ra_x = -33349 \cdot \cos 60^\circ + 264870 = 248196 \text{ N}$$

$$Ra_y = 33349 \cdot \sin 60^\circ = 28881 \text{ N}$$

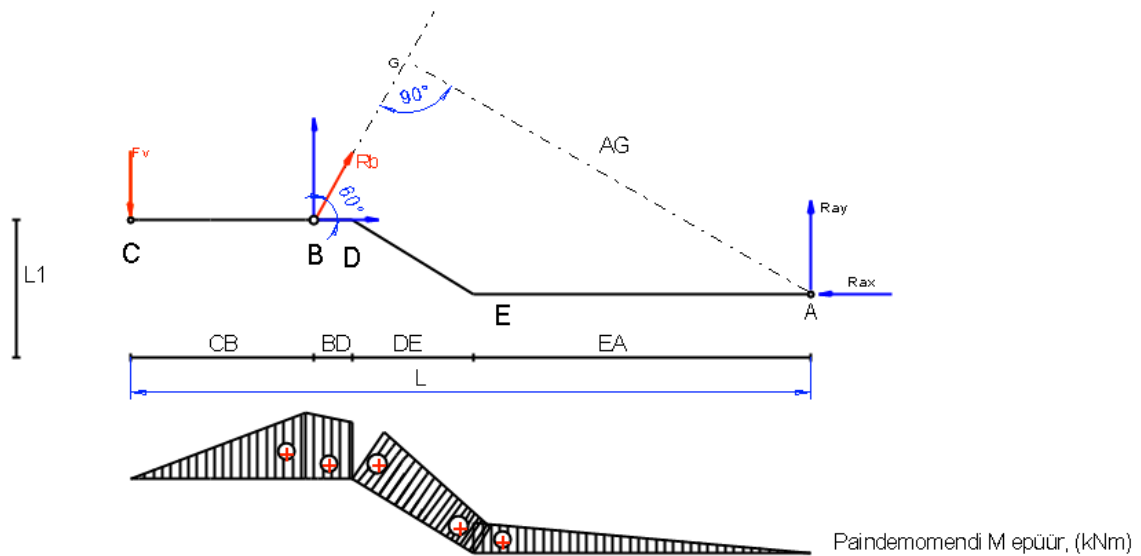
Saadud tulemuste kontroll

$$\sum M_A = Ra_y \cdot AB - Ra_x \cdot L_1 = 28881 \cdot 1,418 - 248196 \cdot 0,165 \approx 0 \text{ N}$$

Kontroll sai tehtud ning see tähendab, et tugeses olevad reaktsioonid leiti õigesti.

3.3 Veotiisli gabariitmõõtude valik

Edasiseks projekteerimiseks peab autor välja selgitama millise kuju saab tulevane tiisel, nimelt milline on selle ristlõige. Uurides antud küsimust oletab autot, et antud tiisli jaoks sobib kandiline ristlõige. Edasiste arvestuste käigus leiab autor sobiva variandi.



Joonis 1.8 Paindemomendid iseäralikes punktides

Joonisel 1.8 on kasutatud järgmised tähised: $L1=0,165\text{m}$, $CB=0.572\text{m}$, $BD=0.119\text{m}$, $DE=0.499\text{m}$, $EA=0.8\text{m}$, $L=1.99\text{m}$, $AG=1,3105$

Paindemomendid iseäralikes punktides [3]

Punkt C: $M_C = 0 \text{ Nm}$

Punkt B: $M_B = F_v \cdot BC = 44145 \cdot 0.572 = 25251 \text{ Nm}$

Punkt D: $F_v \cdot CD - R_B \cdot \sin 60^\circ \cdot BD = 44145 \cdot 0,691 - 67034 \cdot 0,119 \cdot \sin 60^\circ = 23596 \text{ Nm}$

Punkt E: $M_E = R_{Ay} \cdot DE = 13908 \cdot 0,499 = 6940 \text{ Nm}$

Punkt A: $M_A = 0 \text{ Nm}$

Saadud tulemustest lähtudes on vaja üles ehitada momendi epüür (vt Joonis 1.8). Maksimaalsest momendist leiame vajalikud ristlõike suurused. Materjaliks, millest valmistatakse tiisel, võtame S355J2H.

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W_x} \leq [\sigma] \quad [4] \quad (3.10)$$

kus

M_{max} - maksimaalne tekkiv moment, Nm;

W_x - ristlõike takistusmoment, cm^3 ;

$[\sigma]$ - lubatud normaalpinge, MPa.

Lubatud normaalpinge leitakse valemiga [4]

$$[\sigma] = \frac{R_{eH}}{[S]} \quad (3.11)$$

kus

R_{eH} materjali voolavusepiir terasele S355J2H, $R_{eH} = 355\text{MPa}$;

$[S]$ - varutegur.

Kasutades valemit (3.11) leiame lubatud normaalpinge

$$[\sigma] = \frac{355}{3} = 118 \text{ MPa}$$

Ristlõike takistusmoment leitakse valemiga [4]

$$W_x \geq \frac{M_{max}}{[\sigma]} \quad (3.12)$$

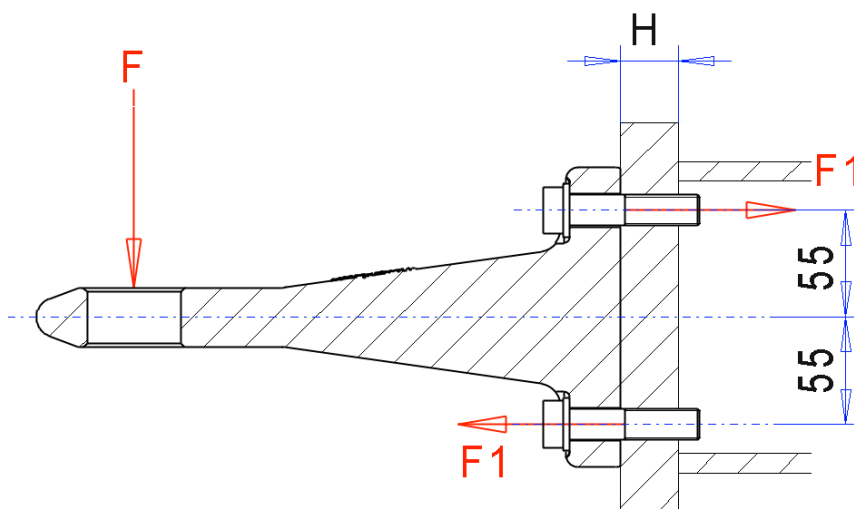
Kasutades valemit (3.12) leiab autor ristlõike takistusmomendi

$$W_x \geq \frac{25250,94 \cdot 10^3}{118 \cdot 10^3} = \frac{25250,94}{118} \geq 213 \text{ cm}^3$$

Autor määras kindlaks, et takistusmoment peab olema $W_x \geq 213 \text{ cm}^3$. Veotisli ristlõikeks valime 150x150x10 mm mille $W_x = 220 \text{ cm}^3$.

3.4 Veotisli kinnitamiseks vajaliku esiplaadi paksuse valik

Autor oletab, et puksiiraasa kinnitamiseks tiisile on vaja projekteerida sobiv plaat, millele poltidega kinnitatakse aas. Autor juba teab veotisli minimaalset ristlõiget ning võib eelnevalt aluseks võtta plaadi samad mõõdud, s.t. 150x150 mm, selleks, et kinnituskohas oleks tagatud tugevus, tuleb välja arvutada plaadi lubatud paksus. Dokumentatsioonis, mida pakuvad veoaasa tootjad, on loetletud aasa monteerimiseks vajalikud nõuded [5]. Sellised kui poltide klass, poltide tugevusklass ja millise jõuga peab polti pingutama. Niisiis tuleb veoaas kinnitada kuue meetrilise poldiga M16 tugevusklassiga 10.9 ning poldid tuleb pingutada momendiga 290^{+15} Nm [5]. Teades poldi vajalikke parameetreid, esitleme vajaliku plaadi mutrina, millesse need keeratakse. Kasutame poldi kerme arvutusvalemiteid ja mutrile lubatud koormust. Nendest võrranditest saame välja tuua mutri paksuse, mis meie juhtumi korral on plaadiks. Esmajärjekorras teeme skeemi (vt Joonis 1.9)



Joonis 1.9 Arvutuskeem keermesliite arvutamiseks

Poldi kerme arvutuslik diameeter leitakse järgmise suhtega [6]

$$d_p = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot R_{eH}}} \quad (3.13)$$

kus

R_{eH} - lubatav tõmbepinge, MPa;

$$d_p = 0,5(d_2 + d_3) \approx d - 0,94P$$

kus

d_2 -keerme keskläbimõõt, mm;

d_3 -poldivarva vähim läbimõõt, mm;

d - välisläbimõõt, mm;

P - keerme samm, keerme M16 korral $P=2$ mm.

Seejärel autor teisendab ja saab järgmise avaldise

$$F = \frac{\pi d_p^2 \cdot R_{eH}}{4} \quad (3.14)$$

Koormus mutrile [6]

$$F = \pi d k H k_m \tau_B$$

kus

H - mutri kõrgus;

k - täitetegur ($k \approx 0,87$ meeterkermel);

k_m - koefitsient võrdub 0,7...0,75 terasest ja titaanisulamitest poltidega liidetel;

τ_B –lõikepinge, MPa. Arvutatakse materjali voolavuspiiri kaudu valemiga $\tau_B = 0,58R_{eH} = 0,58 \cdot 355 = 206$ MPa

Poldi ja mutri võrdtugevuse tingimusest

$$\frac{\pi d_p^2 \cdot R_{eH}}{4} = \pi d k H k_m \tau_B \quad (3.15)$$

Sellest tuleneb, et mutri kõrgus leitakse valemiga

$$H = \frac{d_p^2 \cdot R_{eH}}{4d \cdot k \cdot k_m \cdot [\tau_B]} \quad (3.16)$$

Kasutades valemit (3.16)

$$H = \frac{(16 - 0,94 \cdot 2)^2 \cdot 900}{4 \cdot 16 \cdot 0,87 \cdot 0,7 \cdot 206} = 22,3 \text{ mm}$$

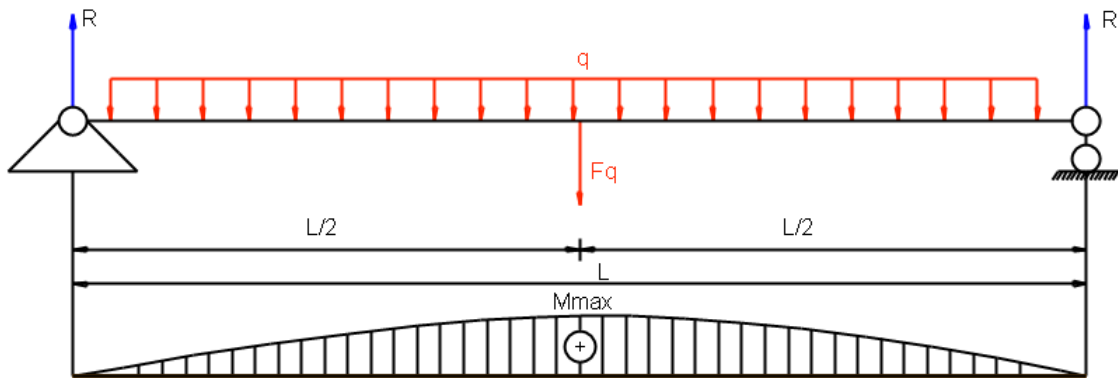
Suuremaks ohutuseks korrutab autor väärtuse varuteguriga ja saab järgmise avaldise:

$$H = 22,3 \cdot 1,3 = 28,99 \text{ mm}$$

Võtame plaadi paksuseks 30 mm.

3.5 Veetiisli alumises osas oleva sõrme valik

Raskeveohaagise kinnitustüübina valiti "sõrm". Materjaliks, millest valmistatakse sõrm, valime S355. Sõrmele mõjuv jõud $F=248196$ N.



Joonis 1.10 Arvutuskeem 3

Joonisel 1.10 on kasutatud järgmised tähised: $L=0.3$ m

Reaktsioonid tugedes [3]

$$R = \frac{q \cdot l}{2} \quad (3.17)$$

kus

$$q = \frac{F}{L} = \frac{248196}{0,3} = 827319 \text{ N/m};$$

$$L = 0.3 \text{ m.}$$

Kasutades valemit (3.17)

$$R = \frac{827319 \cdot 0.3}{2} = 124098 \text{ N}$$

Maksimaalne moment keskel [7]

$$M_{max} = \frac{q \cdot l^2}{8} \quad (3.18)$$

Kasutades valemit (3.18)

$$M_{max} = \frac{827319 \cdot 0,3^2}{8} = 9307 \text{ Nm}$$

Tugevuse tingimus [8]

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W_x} \leq [\sigma]$$

Kus takistusmoment ümarristlõikele võrdub [8]

$$W_x = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (3.19)$$

Sõrme diameeter leitakse valemiga [8]

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_{max}}{\pi \cdot [\sigma]}} \quad (3.20)$$

Kasutades valemit (3.20)

$$d = \sqrt[3]{\frac{9307 \cdot 32}{\pi \cdot 355}} = 49 \text{ mm}$$

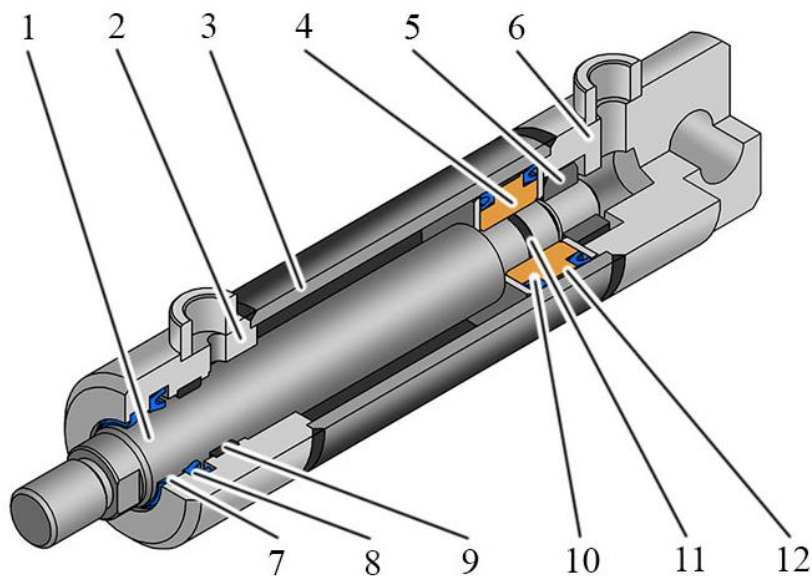
Autor korrutab saadud väärtuse koefitsiendiga 1.2

$49 \cdot 1,2 = 58,8 \text{ mm}$

Autor määrab sõrme diameetriks 60 mm.

3.6 Hüdrosilindri valik

Hüdrosilindrit nimetatakse edasi-tagasiliikumise mootoriks. On kaks põhitüüpi hüdrosilindreid, ühepoolse liikumisega hüdrosilindrid ja kahepoolse liikumisega hüdrosilindrid. Nende hüdrosilindrite erinevus seisneb selles, et ühepoolse liikumisega silindri varda väljalükkamine toimub töövedeliku rõhu loomise arvel, varda tagasipöördumine lähteasendisse aga toimub vedru pingutuse arvel. Erinevalt ühepoolse liikumisega hüdrosilindrist toimub varda väljalükkamine ja selle algasendisse tagastamine kahepoolse liikumisega hüdrosilindril vahetult töövedeliku rõhu loomisest. Antud projekti jaoks võtab autor aluseks, et on vaja kasutada kahepoolse liikumisega hüdrosilindrit. [9]

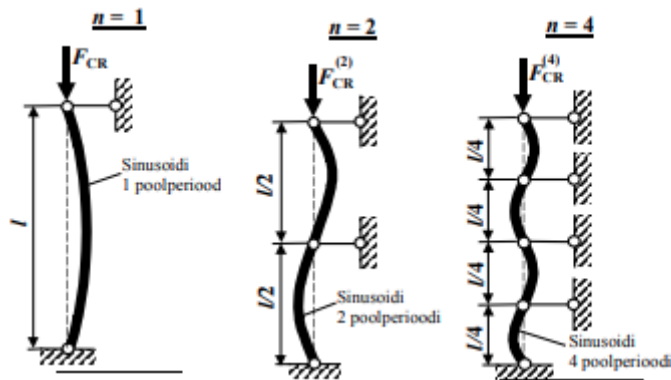


Joonis 1.11 Kahepoolse liikumisega hüdrosilindri konstruktsiooni näide.

Joonisel 1.11 on kasutatud järgmised tähised: 1. Varras, 2. Esikaas, 3. Hülss, 4. Kolb, 5. Hülss, 6. Tagakaas, 7. Saastapüüdur, 8. varda mansett, 9. varda suunarõngas, 10. Kolvi mansett, 11. Kummirõngas, 12. Suunav kolvirõngas. [9]

Töö autor ei püstita endale eesmärki teha hüdrosilindri täielikku arvutust. Projekteerimiseks ja edasiseks tootmiseks piisab kolvivarda läbimõdu, silindri vajaliku käigu arvutusest ning sobilike laagrite valikust. Vajalikud kriteeriumid sobilikule hüdrosilindrile saadetakse hiljem firmasse, kes hakkab tegelema selle tootmisega. Firma insenerid, lähtudes hüdrosilindri vajalikest parameetritest, teostavad lõpliku hüdrosilindri projekteerimise ning valmistamise.

Silindri varda leidmiseks kasutab autor surutud varda arvutuseeskirja nõtkete.



Joonis 1.12

Joonisel 1.12 on kasutatud järgmised tähised: n - perioodide arv sinusoidil, F_{CR} - varda kriitiline koormus.

Suurem arv liigendtugesid suurendab kokkusurutud südamiku kriitilist (ning ka lubatud) teljekoormust [10]

Hüdrosilinder on kinnitatud mõlemast otsast šarniirselt laagritega, nistõttu poolperioodide arv $n=1$ (vt. Joonis 1.12) kriitilise jõu saab leida valemiga [10]

$$F_{CR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \quad (3.21)$$

kus

F_{CR} - varda kriitiline koormus, N;

L - varda pikkus, m; $L = 0,758$ m;

E - varda materjali elastsusmoodul, Pa; terasele $E = 2 \cdot 10^{11}$ Pa;

I - varda ristlõike inertsimoment antud peatasandis, m^4 .

$$F_{max} \leq F_{CR}$$

Kuna maksimaalne jõud ei tohi olla kriitilisest madalam, korrutab autor Hüdraulilisele silindrile mõjuva reaktsioonjõu (leitnud peatükis 3.2) varuteguriga 1.5. Sellisel juhul kriitilise jõu väärtus

$$F_{CR} = R_b \cdot 1,5 = 67034 \cdot 1,5 = 100551 \text{ N}$$

Teisendame valemist ning sel juhul leitakse varda ristlõike inertsioonmoment valemiga:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (3.22)$$

kus

d - varda diameeter, saame valemist (3.21)

$$100551 = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot I}{0,785^2}$$

millest

$$I = \frac{24649}{80000\pi^2} \cdot 100551 = 0,00000003139 \text{ m}^4$$

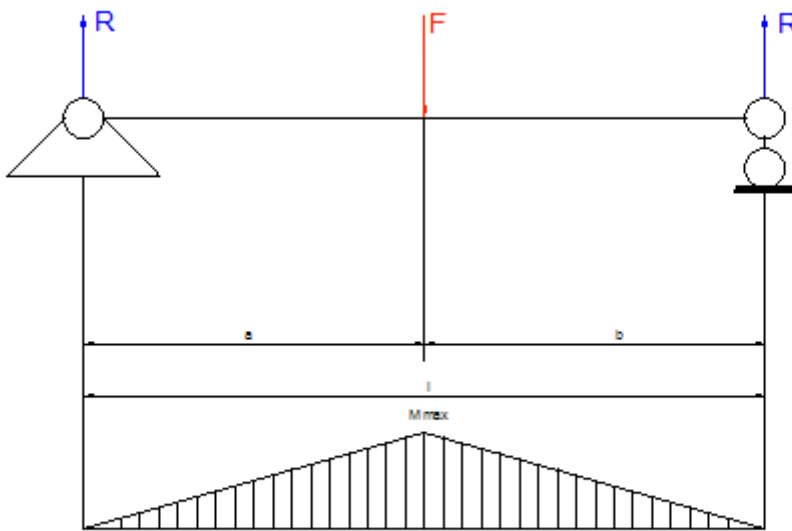
$$0,00000003139 = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

Teisendades valemit (3.22) saab autor leida varda diameetri

$$d = \sqrt[4]{\frac{210313 \cdot 1000^3 \pi^3}{100000\pi}} = 0,029 \text{ m}$$

Autor sai tulemuseks, et hüdrosilindri varras võrdub 30 mm. Konstruktsiooni vastupidavuse suurendamiseks ja teistest konstruktsioonilistest kaalutlustest lähtuvalt, otsustati valida silindri varda läbimõõduks 50mm.

Teine, mida on vaja leida, on sõrme diameeter hüdrosilindri kinnitamiseks tiislile. Selleks on vaja joonistada arvutuskeem (vt Joonis 1.13).



Joonis 1.13 Arvutuskeem 4

Joonisel 1.13 on kasutatud järgmised tähised: $a=0.06 \text{ m}$, $b=0.06 \text{ m}$, $l=0.12 \text{ m}$

Maksimaalne moment antud tüüpi koormusele [3]

$$M_{\max} = \frac{F_{\max}}{2} \cdot a \quad (3.23)$$

kus

$F_{\max} = R_B = 67034 \text{ N}$ - maksimaalne kinnitusele mõjuv jõud;

$a = 0.06 \text{ m}$.

Kasutades valemit (3.23)

$$M_{\max} = \frac{67034}{2} \cdot 0,06 = 2011 \text{ Nm}$$

Tugevus tingimus [7]

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma]$$

Kasutades valemit (3.20)

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_{max}}{\pi[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{2011 \cdot 32}{\pi \cdot 355}} = 22 \text{ mm}$$

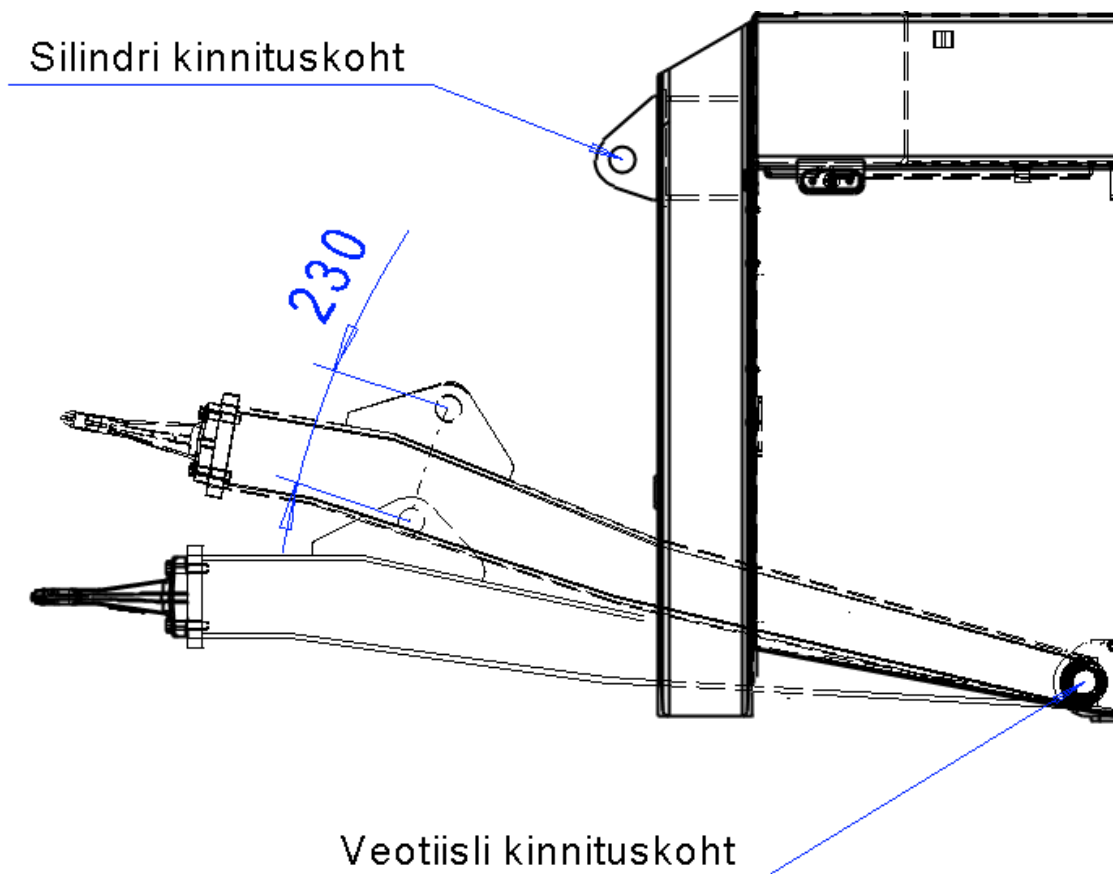
Autor korrutab saadud väärtuse varuteguriga 2

$$22 \cdot 2 = 44 \text{ mm}$$

Autor määrab sõrme diameetriks 50 mm






Silindri käigu leidmiseks kasutame tiisli eelnevat mudelit. Mudeli abil võime modelleerida silindri liikumist ja mõõta vajalikud suurused. Antud juhul tuleb hüdrosilindril tõsta tiislit 10-11 kraadi võrra (vt Joonis 1.4). Joonisel 1.14 on näha, et autor modelleeris silindri liikumise, mis on raskeveohaagisele kinnitatud sõrmega. Joonisel on näidatud tiisli algasend ja 10 kraadi võrra tõstetud tiisli asend.

Autor võtab hüdrosilindri käiguks 230 mm.



Joonis 1.14

Laagri valikuks kasutab autor laagrite tootjate kataloogi. Kuna enne seda arvutas autor sõrme lubatud diameetri, millega hüdrosilinder kinnitatakse tiislile, hakkab autor laagri valikul opereerima just nende andmetega. Laager peab olema hooldevaba.

	Part number	Description	d	d1	B	B1	L	L1	D	Statisk C kN	Dynamisk Co kN	Snedställning α	Vikt kg
	SFEW 20 ES	Länkhuvud	20	25,0	20	19	63,0	38	50	67	30	4°	0,350
	SFEW 25 ES	Länkhuvud	25	30,5	25	23	72,5	45	55	69	48	4°	0,525
	SFEW 32 ES	Länkhuvud	32	38,0	32	27	100,0	65	70	168	65	4°	1,100
	SFEW 40 ES	Länkhuvud	40	46,0	40	35	119,0	69	100	305	99	4°	1,100
	SFEW 50 ES	Länkhuvud	50	57,0	50	40	149,5	88	123	441	156	4°	2,475

Joonis 1.15 Laager

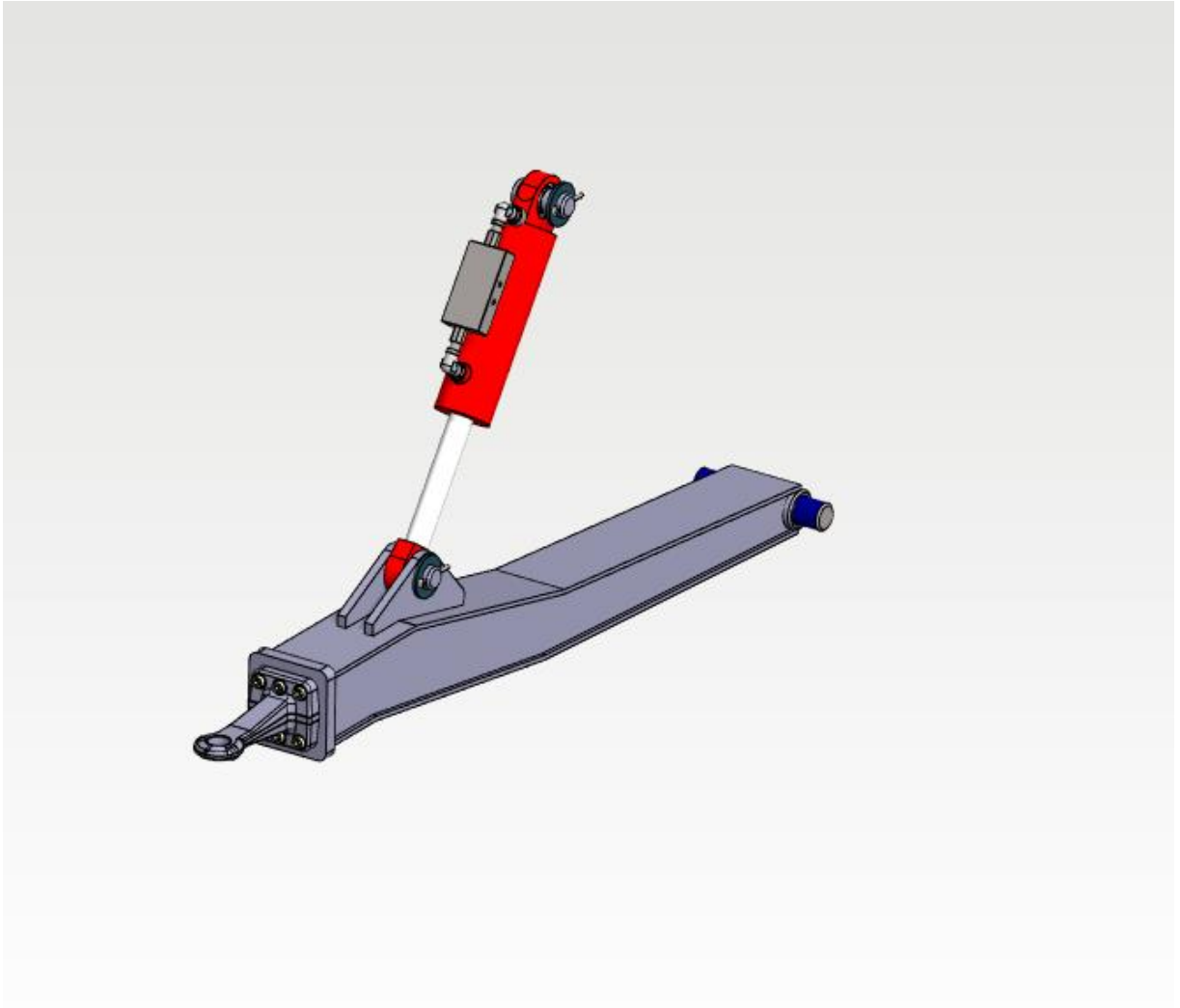
Autor valib laagri NOMO-SFEW 50 ES. Mille siseläbimõõt võrdub 50 mm. Lubatud staatiline koormus antud laagri moodustab 441 kN, dünaamiline aga 156 kN. See räägib sellest, et nimetatud laager sobib.

3.7 Veetiisli projekteerimine

Saadud tulemusi kasutades saab autor projekteerida veetiisli Vertex projekteerimise 3D programmis. Autor kasutas veetiisli modelleerimisel kõiki eelnevate arvutuste andmeid. Materjalina kasutati S355. Põhjusel, et veetiisel kinnitub alumisel osal "sõrm-aasana", on tiisli vorm veidi muutunud. Nimetatud mudel on vajalik edasisteks tugevusarvutusteks arvutiprogrammis. Joonisel 1.16 nähtuvalt on hüdrocilindri ohutuse eesmärgil paigaldatud hüdrolukkk. Autor ei hakanud sellele erilist tähelepanu pöörama, kuna tema eesmärgiks ei olnud hüdrocilindri projekteerimine. Autor näitab hüdroliku olemasolu, mis on vajalik tõrketa tööks, et tiisel ei kukuks ja ei tooks kaasa tõsiseid tagajärgi. Nimetatud hüdrolukku hakkavad valima selle valdkonna kvalifitseeritud spetsialistid spetsiaalselt antud hüdrocilindri. Autor näitab joonisel ainult sellise luku vajadust.

Selleks, et kontrollida, kuivõrd õigesti oli projekteeritud veetiisel ning kontrollida koormamisel veetiisli tekkivaid pingeid ja deformatsioone, on vaja teha tugevusanalüüs spetsiaalses tugevusarvutuse programmis.

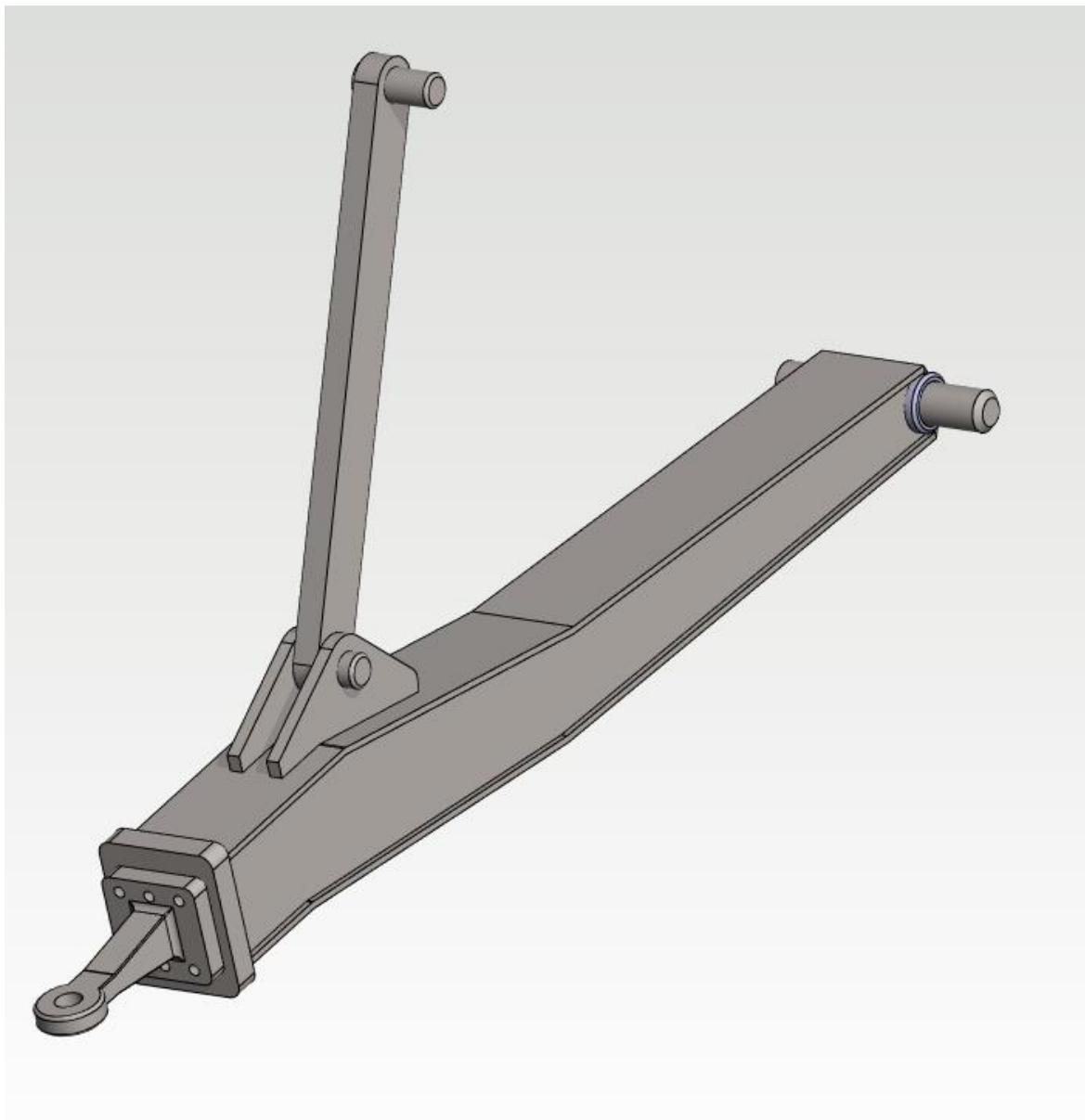
Selleks, et kontrollida, kuivõrd õigesti oli projekteeritud tiisel ja kontrollida lokaalseid koormuseid tiisli, on vaja teha analüüs spetsiaalses tugevusarvutuse programmis.



Joonis 1.16 Veotisli 3D mudel

4. VEOTIISLI TUGEVUSANALÜÜS ANSYS

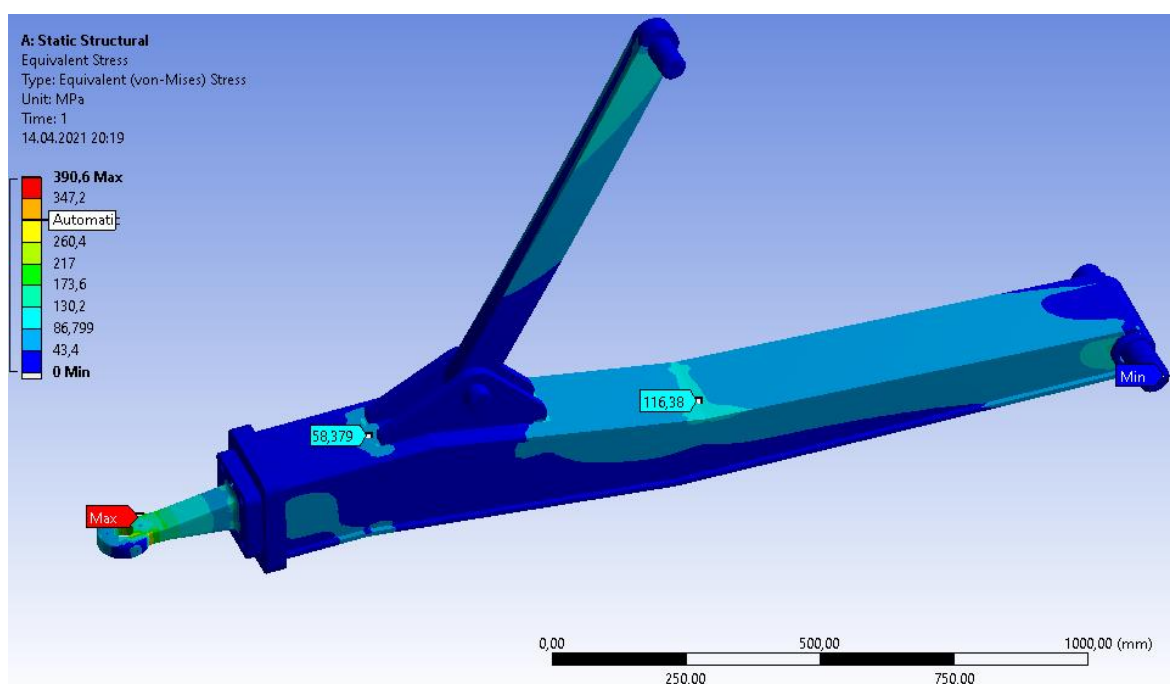
Programmi ANSYS abil võib näha realselt tekkivate pingete ja deformatsioonide maksimaalselt lähedasi andmeid tiisli staatilisel katsetusele. Samuti võib programmiga kontrollida lokaalseid pingeid, mida käsitsi täpselt arvutada ei ole võimalik.



Joonis 1.17 Tiisli eelnev mudel tugevusarvutusele ANSYS programmis

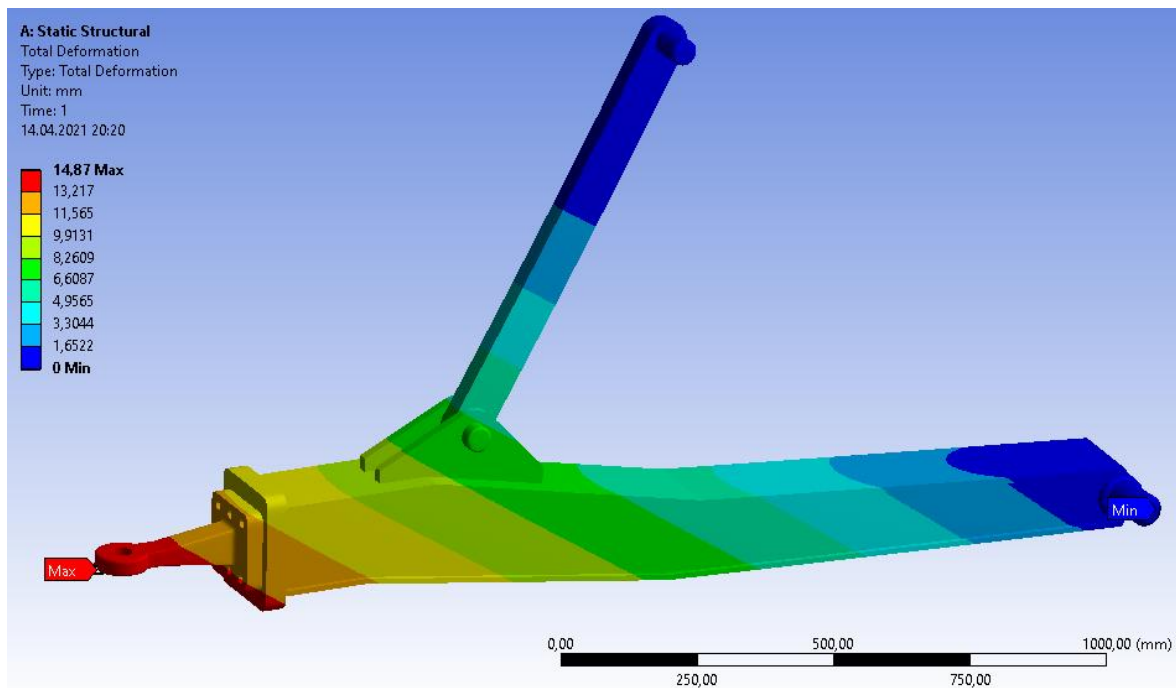
Enne tugevusprogrammi kasutamist tehti veotiisli 3D mudelis mõned muudatused. Projekteerimisel võeti arvesse programmi ANSYS eripärasid ning veotiisli mudelit lihtsustati selleks, et vähendada elementide ja sõlmede arvu suurendades sellega arvuti arvutuskiirust. Selleks asendati hüdrocilinder tavalise nelikantvardaga ning veoaasa kuju lihtsustati säilitades samal ajal kõik nende komponentide ühendusmõõdud. Tugevusanalüüsi käigus pidi autor määrama kõik vajalikud rajatingimused, et modelleerida veotiislit tema tööolukorras. Veotiisel on keevismetallid ning tema detailide omavahelised ühendused

modelleeriti jäikade ühendustena. Veoaasa kinnitus veotiisli külge modelleeriti poltühendusena. Veotiisli alumise osa kinnitus sõrmega modelleeriti šarniirse ühendusena. Sõrm ise kinnitati jäigalt. Veotiisli ja hüdrosilindri kinnitus modelleeriti samuti sarniirselt. Hüdrosilindri ülemine kinnitus sõrmega modelleeriti sarniirselt, sõrm ise aga fikseeriti jäigalt. Veoaasale rakendati vertikaal- ja horisontaalkoormus vastavalt punktis ... toodud jõududele. Arvutuste usaldusväärsuseks kontrollitakse tuges tekkivaid toereaktsiooni. Autor määras kindlaks, et toereaktsioonid praktiliselt kattuvad, mis osutab sellele, et käsitsi punktis ...arvutatud toereaktsioonid on määratud õigesti..



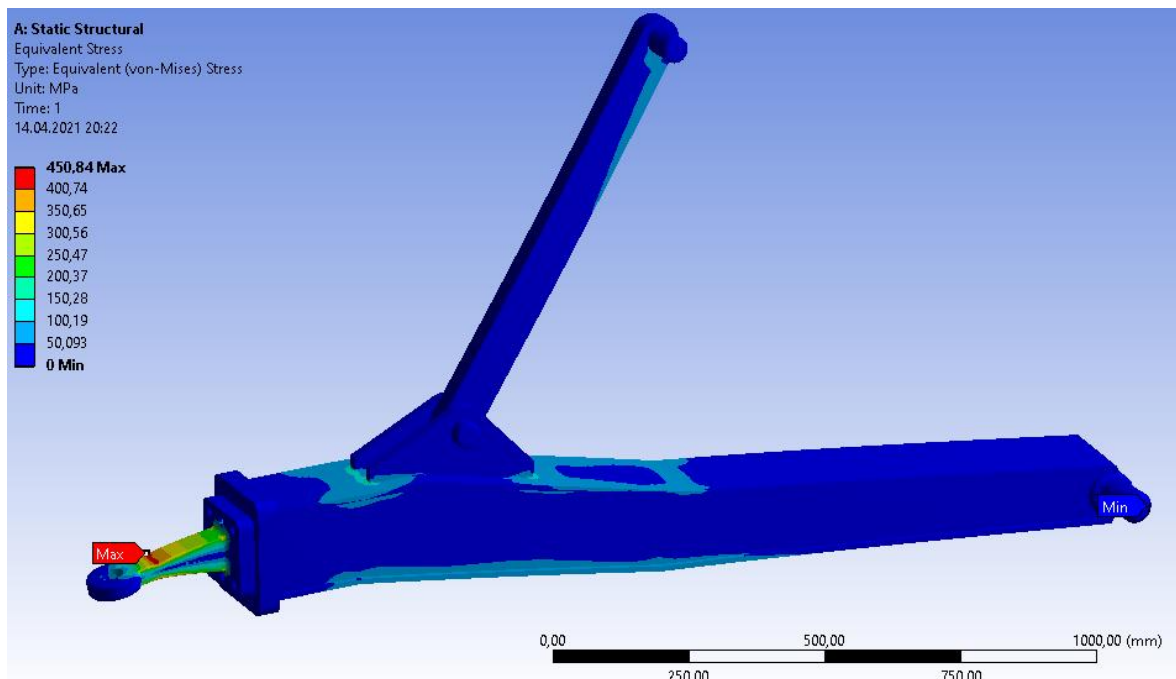
Joonis 1.18 Veotiisli tekkivad pinged horisontaalsel koormusel juures $F_h=264780$ N

Joonisel 1.18 on näidatud veotiisli tekkiv pingete jaotus. Maksimaalne pinge 390,6 MPa tekib vahetult veoaasal.. Autori eesmärk ei ole teostada tugevusanalüüsi veoaasale, kuna see on sertifitseeritud detail ning on tootja poolt katsetatud. Samuti tuleb arvestada, et tugevusanalüüsiks veoaasa kuju lihtsustati, et vähendada veoaasa sõlmede ja elementide arvu arvutuste sooritamisel. Seetõttu veoaasas tekkivaid pingeid arvesse pole vaja võtta. Veotiisli koormamisel horisontaalse jõuga selles tekkivad pinged ei ületa 130MPa. Niisiis $130 \text{ MPa} < 355 \text{ MPa}$. Järelikult on tugevus tagatud.



Joonis 1.19 Tiisli Veetiisli deformatsiooni analüüs horisontaalsel koormusel $F_h=264780$ N rakendamisel

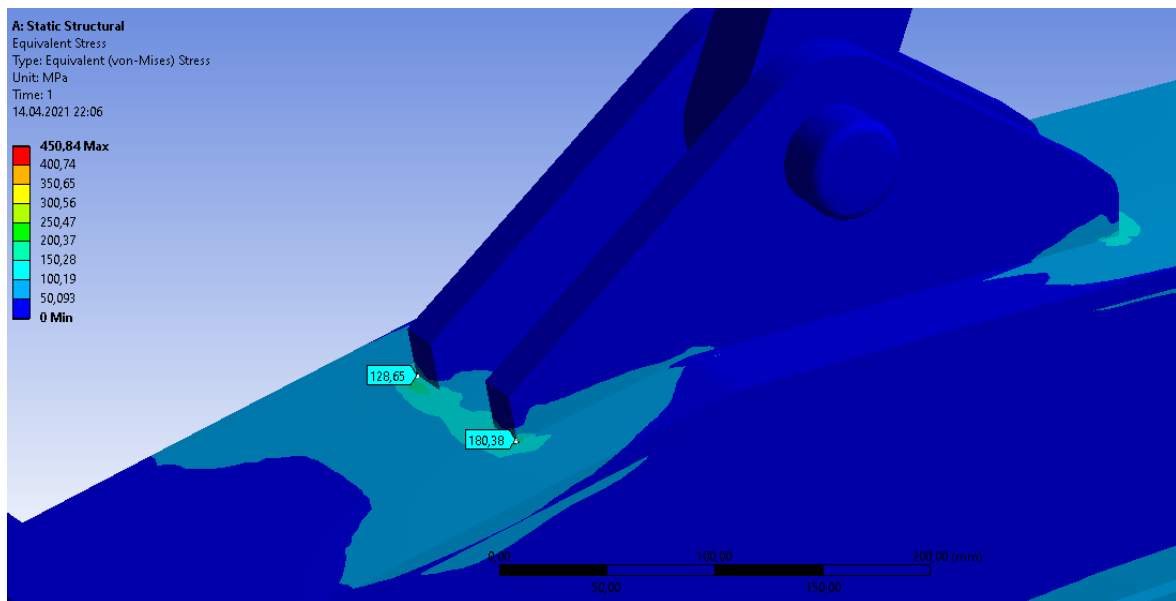
Joonisel 1.19 on näidatud veetiisli tekkiva deformatsiooni jaotus horisontaalse koormuse $F_h=264780$ N rakendamisel. Maksimaalne deformatsioon tuleb veoaasal ja moodustab 14,87 mm. Veetiisli alumises osas deformatsioonid praktilised puuduvad.



Joonis 1.20 Veetiisli tekkivad pinged vertikaalse koormuse $F_v=44145$ N korral

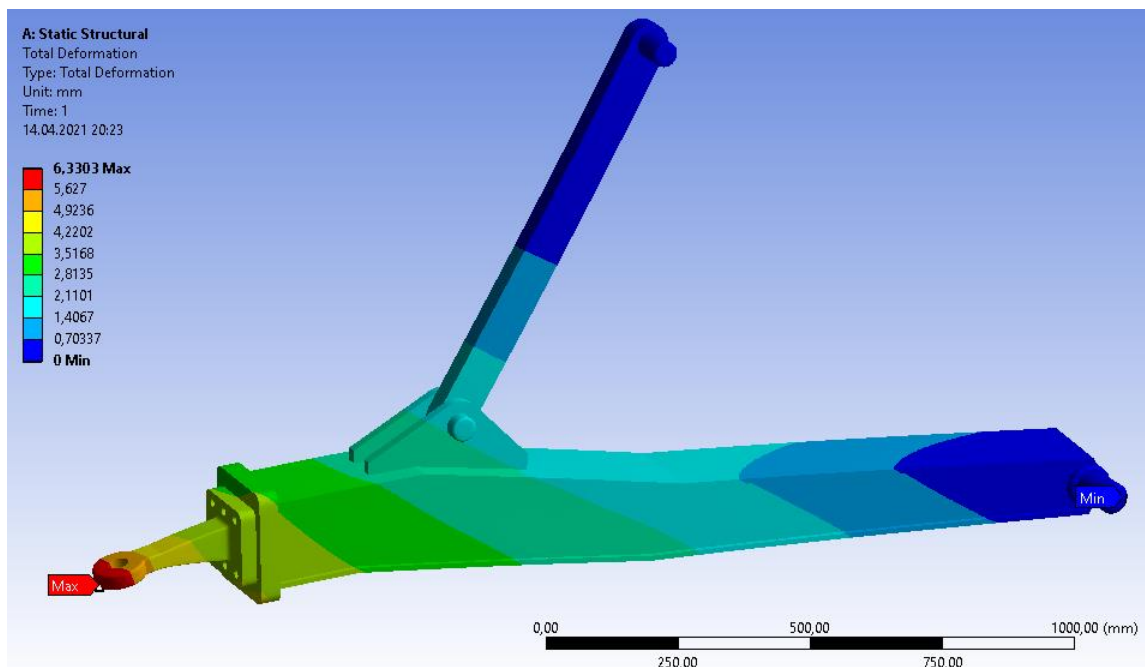
Joonisel 1.20 võib näha analoogilist pingelukorda horisontaalkoormuse analüüsiga. Maksimaalsed pinged tekivad veoaasal. Kuid sellele me tähelepanu ei pööra. Veetiisli

endas tekkivad pinged ei ületa $180 \text{ MPa} < 355 \text{ MPa}$, mis tähendab, et tugevus on tagatud.



Joonis 1.21 Lokaalsed pinged aasade silindri kinnituskõrvade ühenduskohas veetiisliga ühenduskohas

Joonisel 1.21 võib näha, et hüdrosilindri kinnituskõrvade ühenduskohas veetiisliga tekib pinge $180 \text{ MPa} < 355 \text{ MPa}$. Ühenduse tugevus on tagatud.



Joonis 1.21 Veetiisli deformatsioonide jaotus Deformatsiooni analüüs vertikaalse koormuse korral

Maksimaalne deformatsioon tekib veetiisli esiosas ja ei ületa 5 mm.

KOKKUVÕTE

Käesoleva töö eesmärgiks oli uurida tiislitele esitatavaid euroopa seaduste nõudeid ja tiisli eelprojekteerimine kooskõlas euroopa seadusandlusega. See teema sai valitud mitmel põhjusel. Esiteks - Teamwork Engineering OÜ sai tellimuse tiisli väljatöötlusele ja valmistamisele. Teiseks - antud projekt on unikaalne sellega, et on arvestatud konkreetsele raskeveohaagisele ja tulevikus hakatakse seda kasutama praktikal.

Parima tulemuse saavutamiseks püstitas autor endale järgmised eesmärgid:

- Uurida euroopa vedukhaagisseadmete seaduse nõudeid.
- Uurida, millised valemid on vajalikud arvutusteks.
- Analüüsida läbi firmalt saadud andmeid ja jooniseid.
- Valida sobilikud tiisli arvutusmeetodid.
- Teha tiisli tugevusanalüüs ANSYS programmis.
- Analüüsida läbi uuringute tulemused ja teha nende põhjal järeldused.

Lõputöö koosnes kolmest peatükist. Esimeses peatükis anti ülevaade tiisli kontseptsioonist, tiisli esitatavate euroopa seaduste nõuetest ning uuriti vajalikke valemid. Teises peatükis tegi töö autor eskiisprojekti arvutused. Kolmandas peatükis analüüsitakse andmeid ja tehakse järeldused.

Kõiki vajalikke tiisli kriteeriumeid võeti arvesse euroopa seadusandluse uurimisel. Autor otsustas teha eelarvutused staatilise testi põhjal. Kõik koormused, mis olid vajalikud tiisli staatilisteks katsetusteks, määrati seadusega. Alguses tegi autor tulevase tiisli eskiisi. Eskiis oli vajalik selleks, et mõista, kuidas hakkab tiisel välja nägema ning mõõta lähtesuuruseid. Edasiseks projekteerimiseks tehti kõik algarvutused minimaalselt lubatud gabariitsuuruste saamiseks.

Autori jaoks oli kõige tähtsam mõista, milline ristlõige peab tiisliil olema ja milline on esiplaadi paksus, millele kinnitub pukseerimisaas.

Töö protsessis konstrueeris autor vajaliku tiisli saadud tulemuste alusel. Oma projekti kontrollimiseks kasutas autor spetsiaalselt väljatöötatud programmi mudeli tugevuskontrolliks. Kontrollides tiisli tugevust veendus autor, et tiisel on õigesti projekteeritud ja talub kõiki vajalikke koormuseid.

Veendumaks, et arvutused olid programmeeritud õigesti, võrdles autor saadud reaktsioone tuges. Tulemusel osutusid väärtused olema ligikaudu võrdsed. See

tähendas, et programmi seadistus oli tehtud õigesti ning edasised andmed usaldusväärsed.

Autor peab lõputöös püstitatud eesmärgid saavutatuks. Selle projekti aktuaalsus seisnes selles, et autorile teadaolevalt Eestis ei ole sellist tiislit toodetud ning autoril õnnestus välja töötada uus toode.

SUMMARY

The purpose of this research was to study the requirements of the European law on drawbars and to create the preliminary design of the drawbar in accordance with European legislation. This topic was chosen for several reasons. First of all, Teamwork Engineering OÜ received an order for the development and manufacture of the drawbar. Secondly, this project is unique as it is designed for a specific trailer and will be used in practice in the future.

To achieve the best result, the author set the following tasks:

- Study the requirements of the European law on traction devices.
- Learn what formulas are needed for the calculation.
- Analyse the data and drawings received by the company.
- Select the appropriate drawbar calculation methods.
- Perform a drawbar strength analysis in the ANSYS program.
- Analyse the results of the study and draw conclusions based on them.

The diploma work consists of three chapters. The first chapter gives an overview of the concept of the drawbar, an analysis of the requirements of the European law on the drawbar and the study of the necessary formulas. In the second chapter, the author performed calculations of the draft design. The third chapter contains the data analysis and conclusions drawn.

All the necessary criteria for the drawbar were taken into account when considering the European law. The author decided to make preliminary calculations based on a static test. All loads required for static testing of the drawbar were determined by law. First, the author made a sketch of the future drawbar.

The author decided to make preliminary calculations based on a static test. All loads required for static testing of the drawbar are determined by law. First, the author made a sketch of the future drawbar. The sketch was necessary to understand what the drawbar would look like, and to measure the original dimensions. All initial calculations were made to obtain the minimum permissible overall dimensions for further design. The most important thing for the author was to understand the section which the drawbar should feature and the thickness of the front plate to which the tow eye is attached.

In the process of the research, the author designed the necessary drawbar based on the results obtained. To test his project, the author used a specially developed program

to try out the model for strength. Checking the strength of the drawbar, the author made sure that the drawbar is properly designed and can withstand all the necessary loads.

To make sure that the calculations were programmed correctly, the author compared the obtained reactions in the supports. As a result, the values were approximately equal. This meant that the program was configured correctly, and further results were reliable.

The author considers the objectives of the dissertation fulfilled. The relevance of this project is that such a drawbar has never been produced in Estonia, and the author appeared to be able to develop a new product.

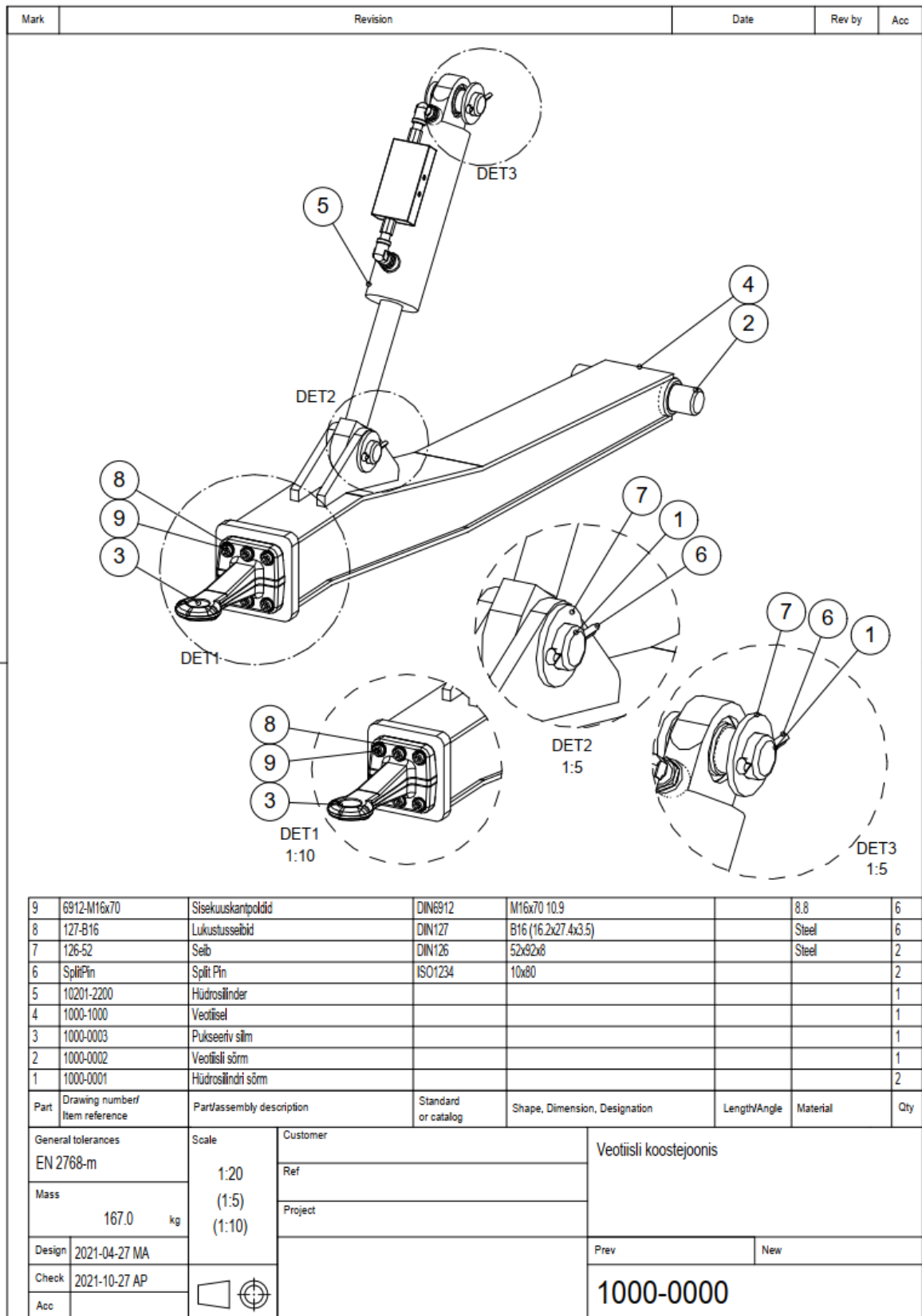
KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU

- [1] B. Group, "BPW drawbar assemblies for centre axle drawbar trailers and turntable drawbar trailers," [Online]. Available: https://www.bpw.de/uploads/tx_szddownloadcenter/BPW-DrawbarAssemblies-18611801e.pdf. [Accessed 20 03 2021].
- [2] KOMISJONI DELEGEERITUD MÄÄRUS (EL) 2015/208, "Euroopa Liidu Teataja," 17 02 2015. [Online]. Available: https://eur-lex.europa.eu/eli/reg_del/2015/208/oj/est. [Accessed 20 03 2021].
- [3] Р. ГАФАРОВ, "СОПРОТИВЛЕНИЕ," 2004. [Online]. Available: <http://window.edu.ru/resource/983/75983/files/gafarov-rucovodstvo-part2.pdf>. [Accessed 2021 03 2021].
- [4] TTÜ MEHHAATROONIKAINSTITUUT, "TUGEVUSARVUTUSED PAINDELE," 20 03 2018. [Online]. Available: https://moodle.taltech.ee/pluginfile.php/71595/mod_resource/content/3/6%20TUGEVUSARVUTUSED%20PAINDELE.pdf. [Accessed 20 03 2021].
- [5] Scharmüller, "Installation and operating instruction for drawbar eye," 10 04 2019. [Online]. Available: https://www.scharmuller.at/sites/www.scharmuller.at/uploads/bauartgenehmigungen/2510_671_e100422nd_deen.pdf. [Accessed 20 03 2021].
- [6] V. Strišak, Lahtivõetavad liited, Tallinn: VALGUS, 1984.
- [7] I. American Forest & Paper Association, "BEAM FORMULAS WITH SHEAR AND MOMENT DIAGRAMS," 2007. [Online]. Available: <https://www.awc.org/pdf/codes-standards/publications/design-aids/AWC-DA6-BeamFormulas-0710.pdf>. [Accessed 20 03 2021].
- [8] G. Arjassov, "Võllid ja teljed.," 2010. [Online]. Available: https://moodle.taltech.ee/pluginfile.php/425480/mod_resource/content/1/Loeng%2010_Võllid%20ja%20teljed.pdf. [Accessed 20 03 2021].

- [9] Н.Г. Гринчар, Н.А. Зайцева, "Гидроцилиндры," 2015. [Online]. Available: <http://library.miit.ru/methodics/28112016/16-999.pdf>. [Accessed 20 03 2021].
- [10] G. Arjassov, "SURUTUD VARRASTE STABIILSUS," 20 03 2014. [Online]. Available: https://moodle.taltech.ee/pluginfile.php/71637/mod_resource/content/2/Loeng%2014_Surutud_varraste_stabiilsus.pdf. [Accessed 21 03 2021].
- [11] G. Arjasov, "Keermisliide," 16 09 2020. [Online]. Available: https://moodle.taltech.ee/pluginfile.php/528823/mod_resource/content/1/LISA%205.2%20Neetliide%20RUS.pdf.

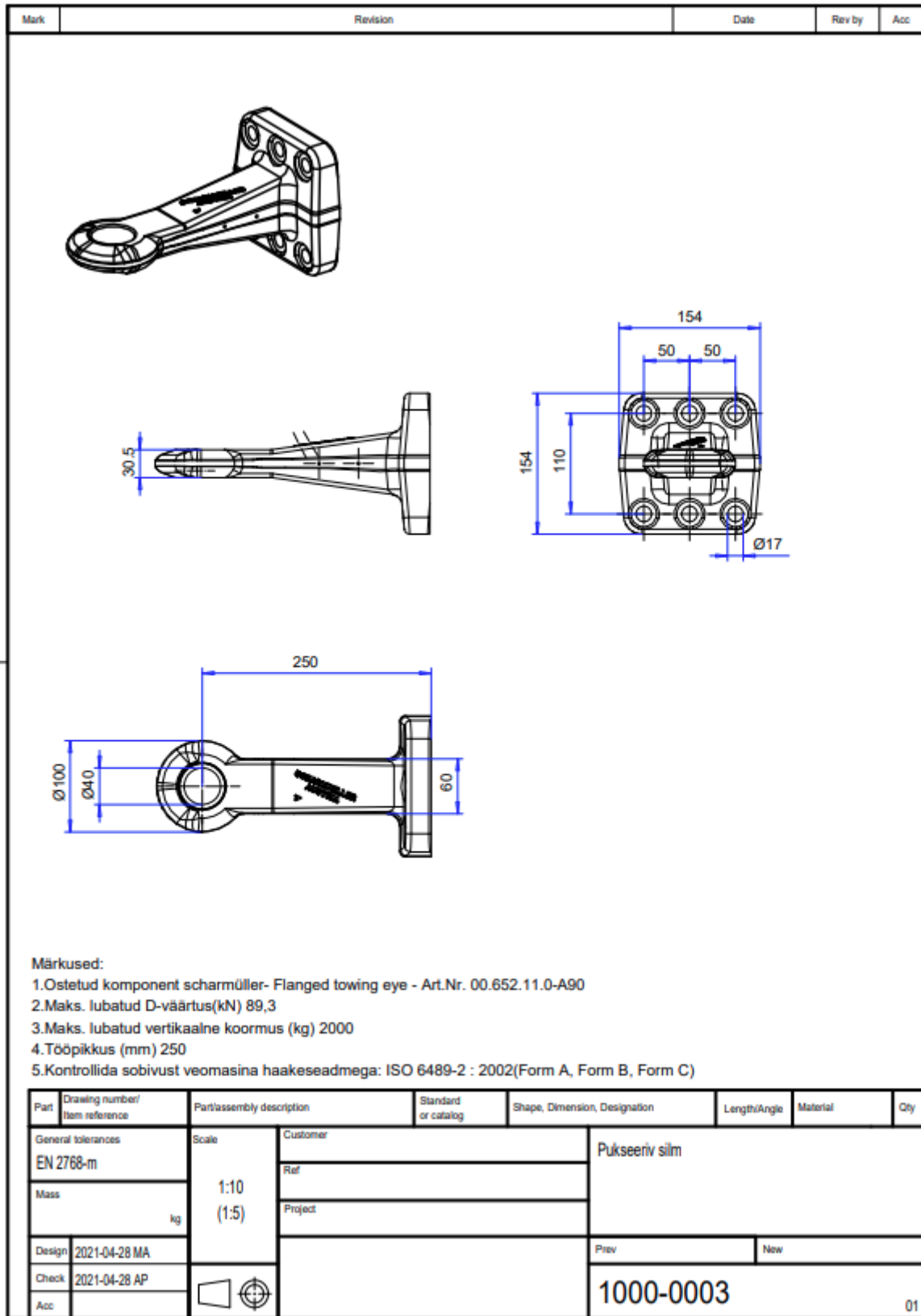
LISAD

LISA 1. JOONIS 1000-0000



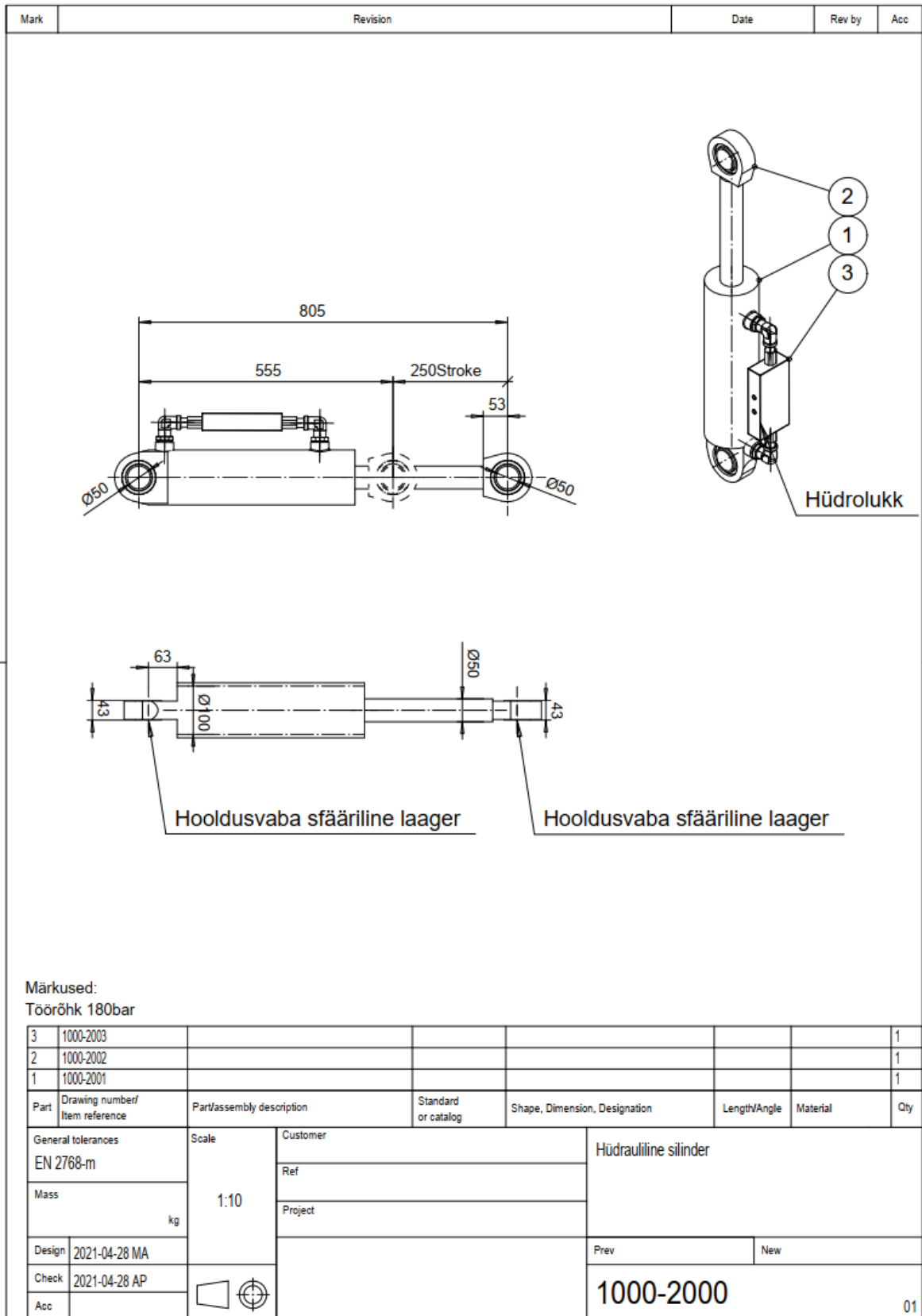
Format:A4

LISA 2. JOONIS 1000-0003



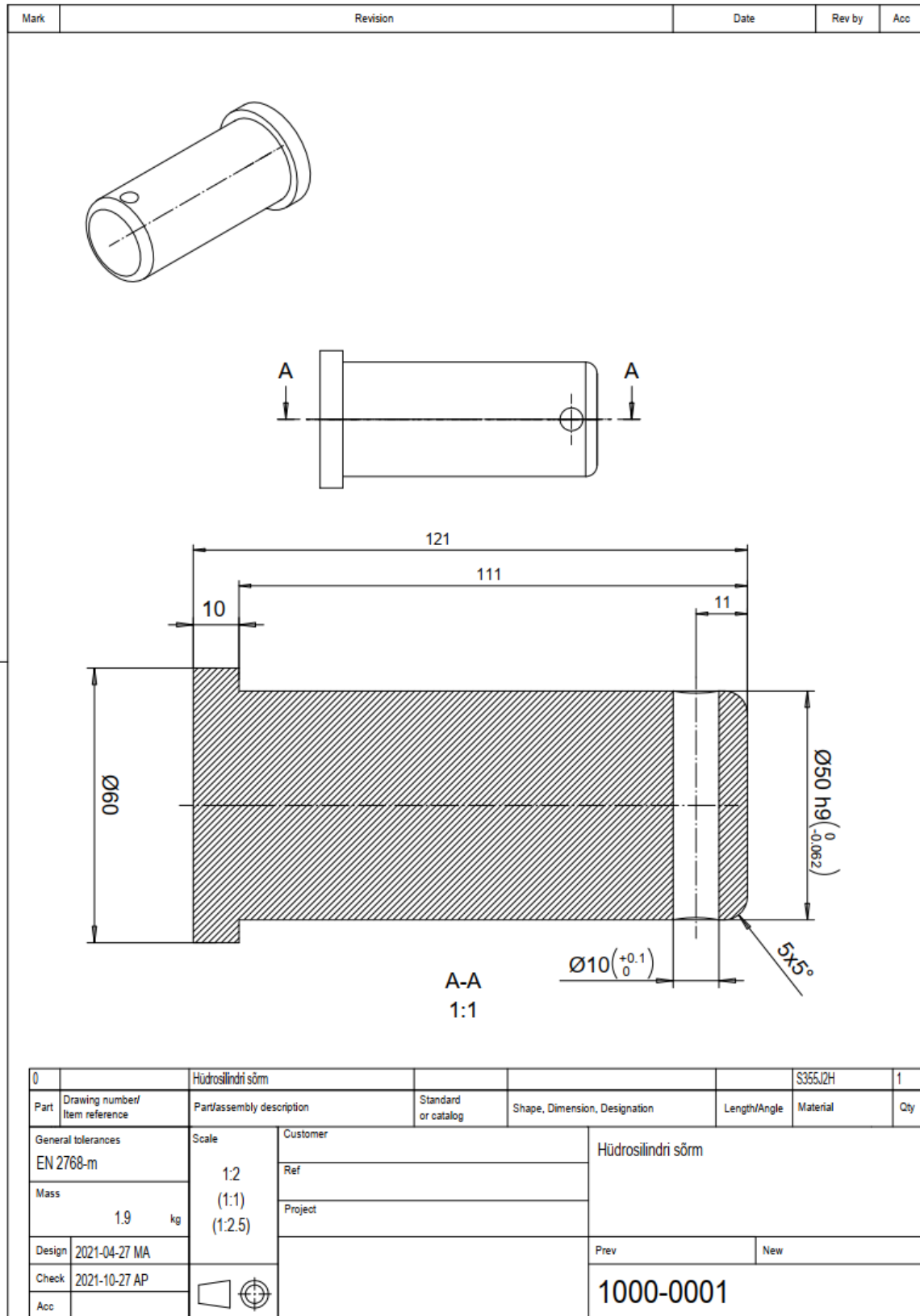
Format:A4

LISA 3. JOONIS 1000-2000



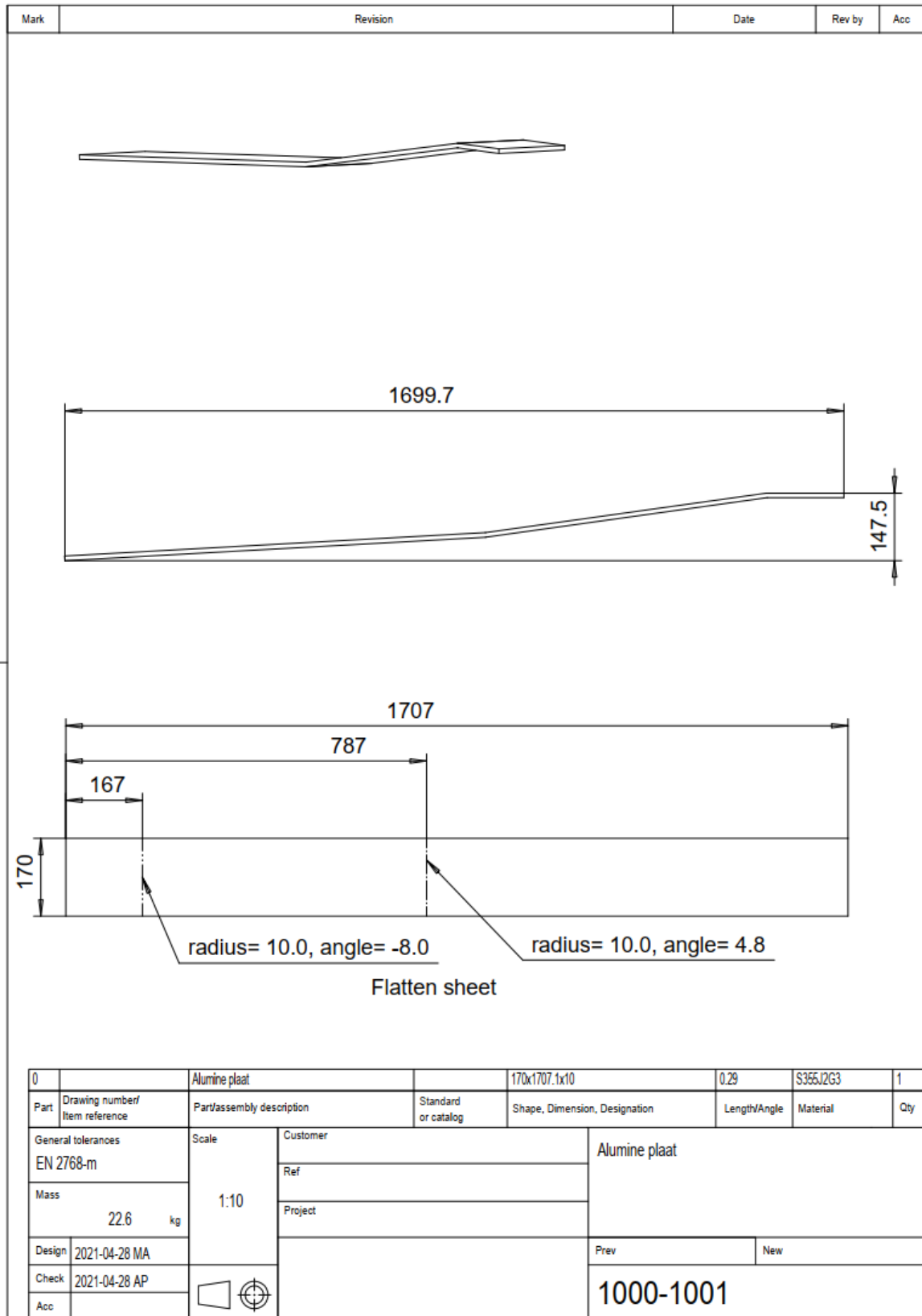
Format:A4

LISA 4. JOONIS 1000-0001



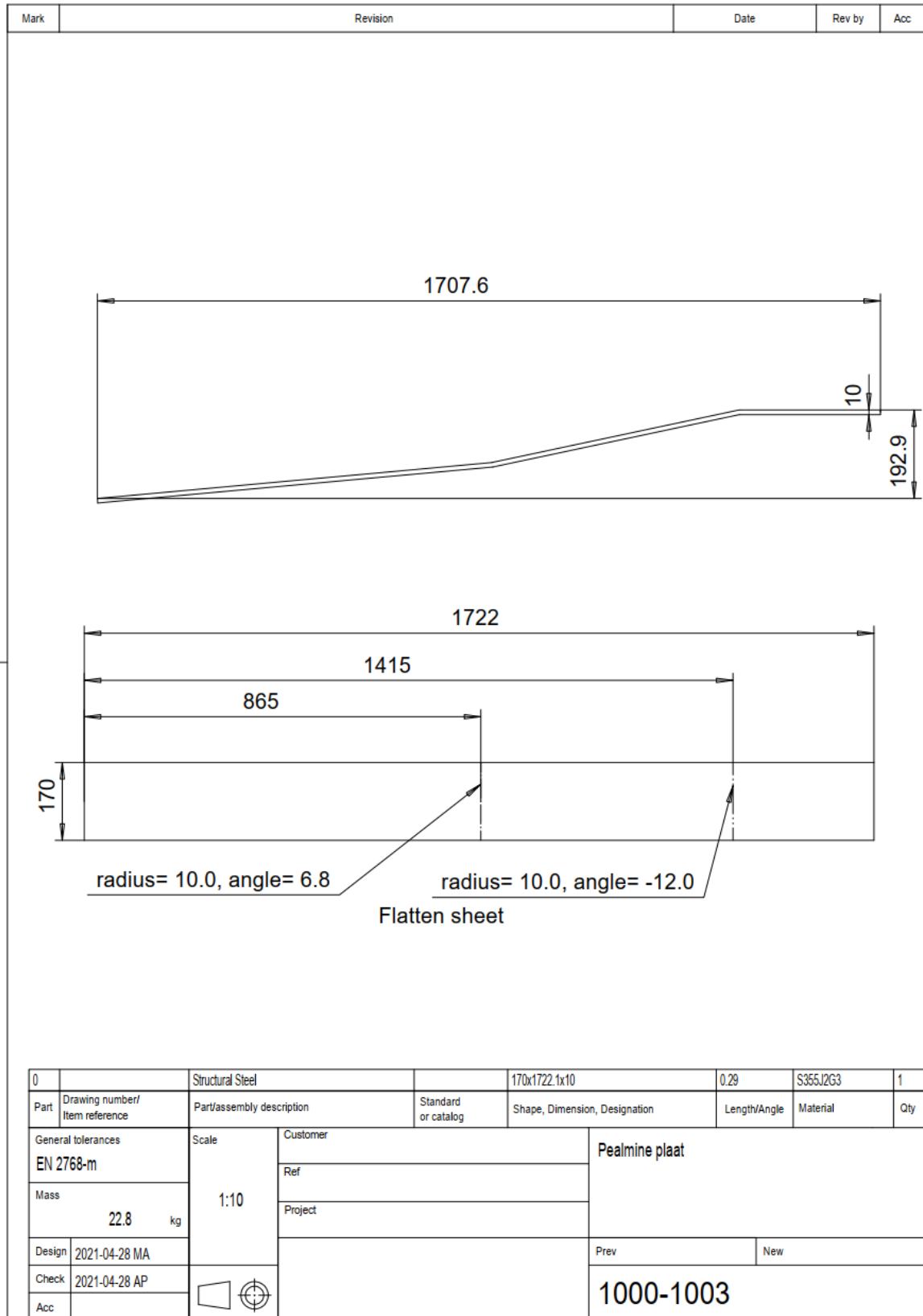
Format:A4

LISA 5. JOONIS 1000-1001



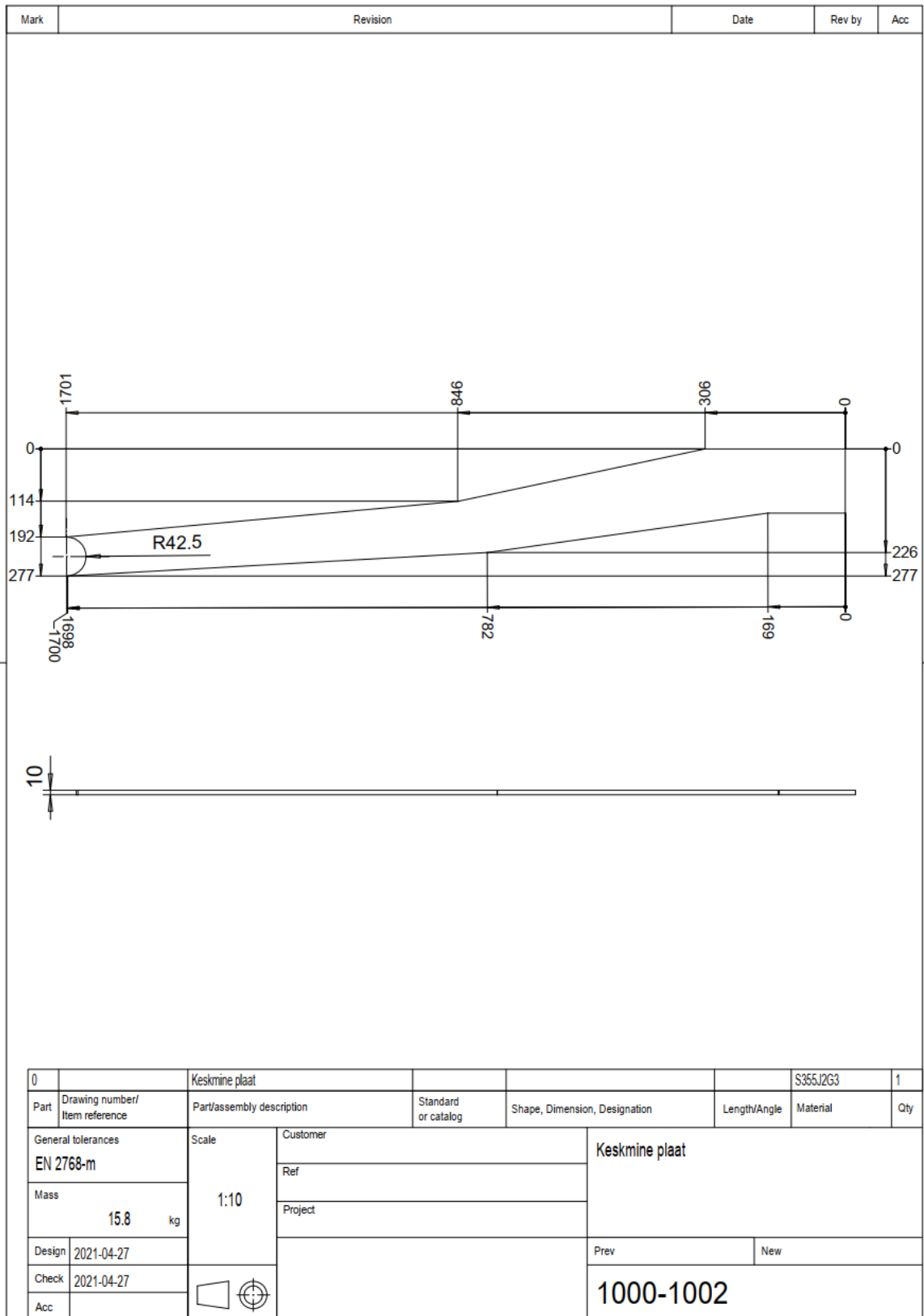
Format:A4

LISA 6. JOONIS 1000-1003



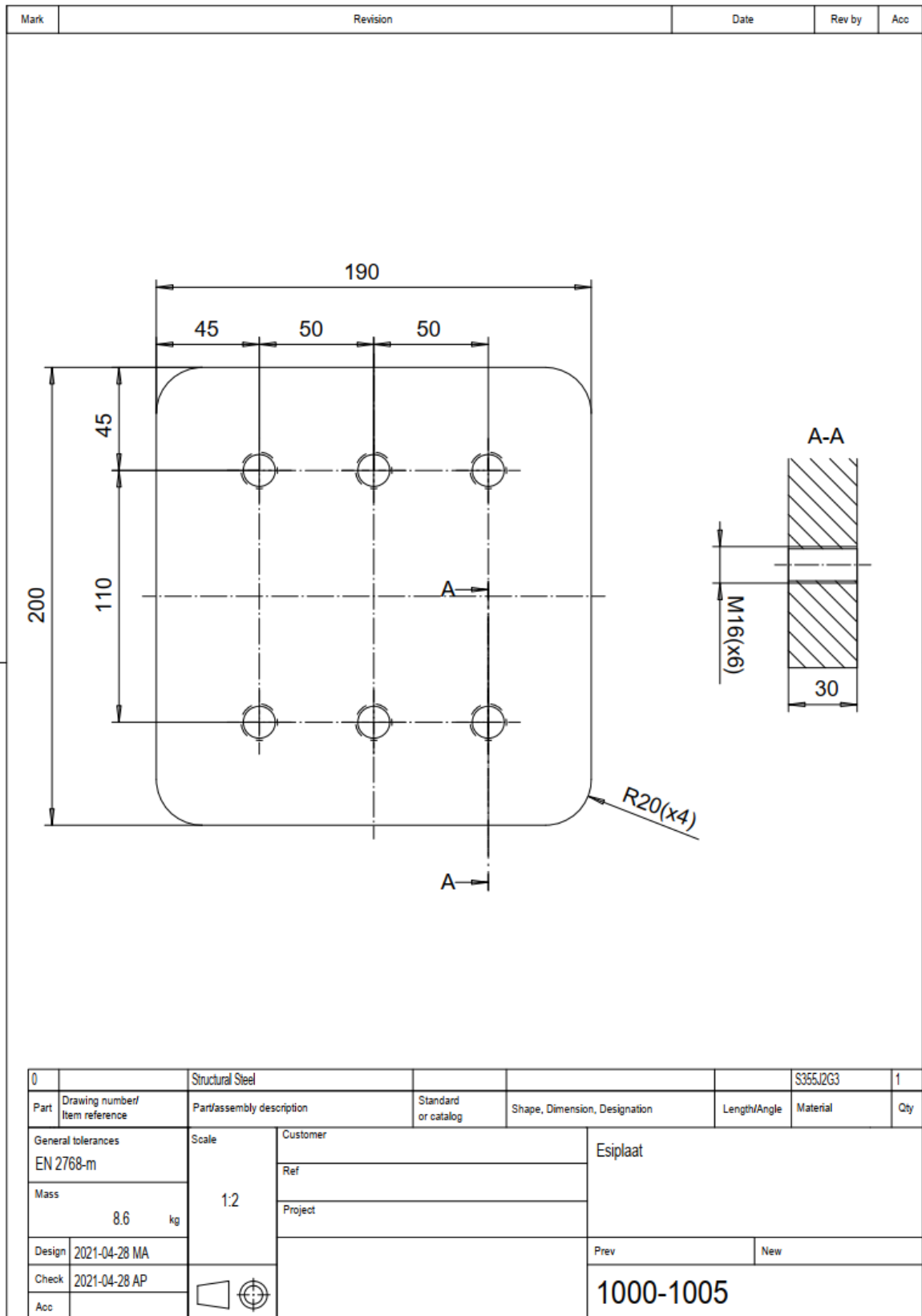
Format:A4

LISA 7. JOONIS 100-1002



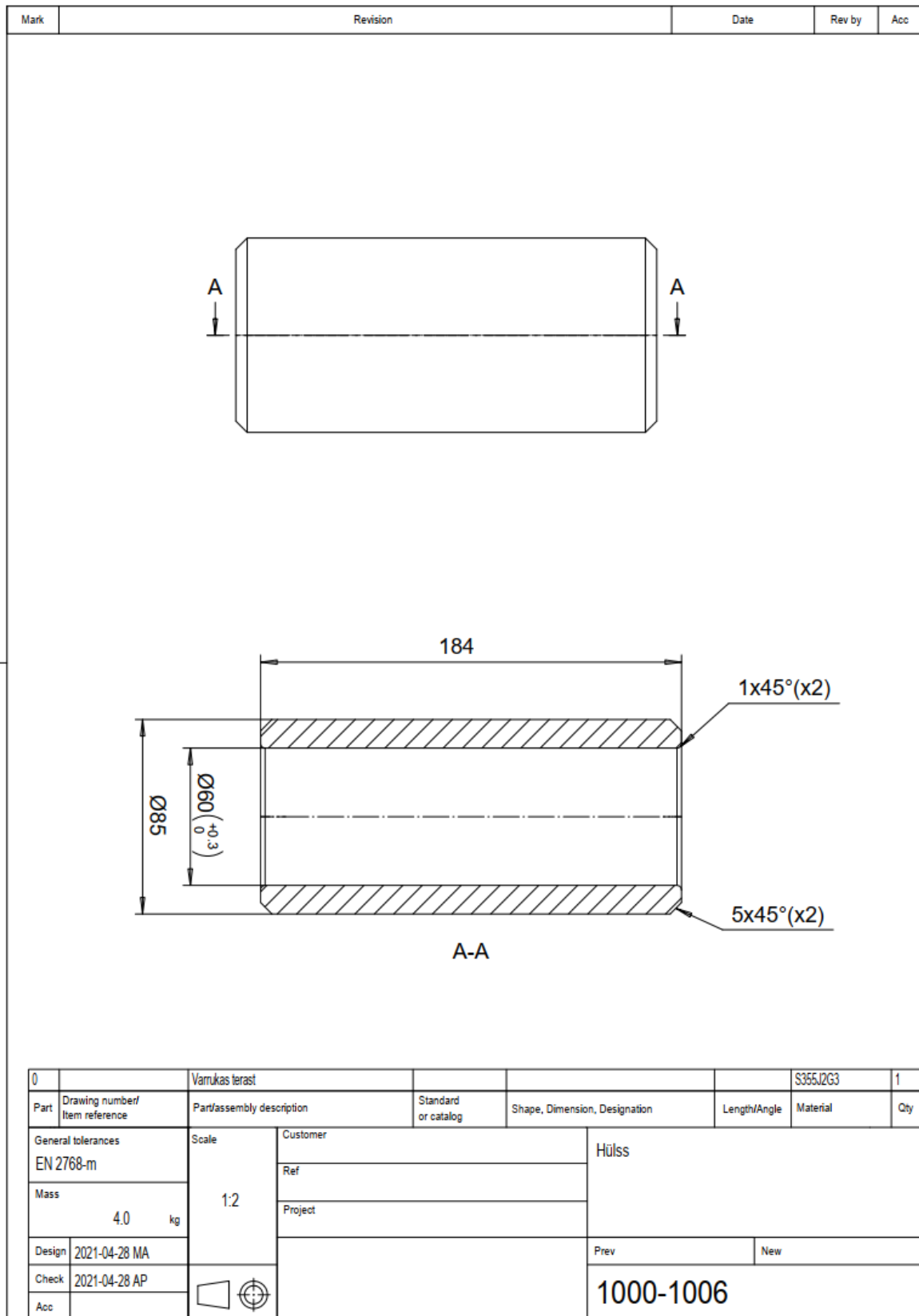
Format:A4

LISA 8. JOONIS 1000-1005



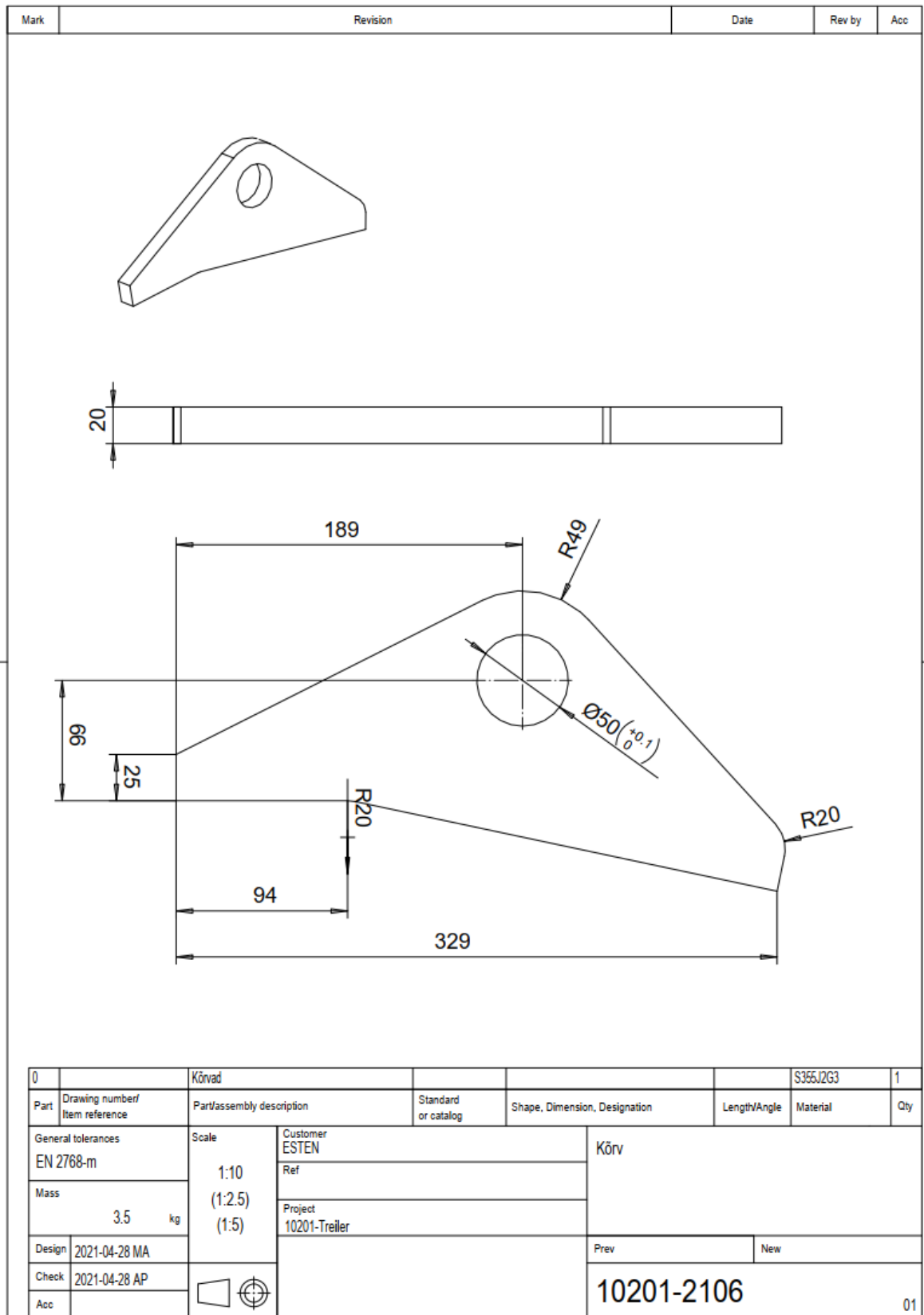
Format:A4

LISA 9. JOONIS 1000-1006



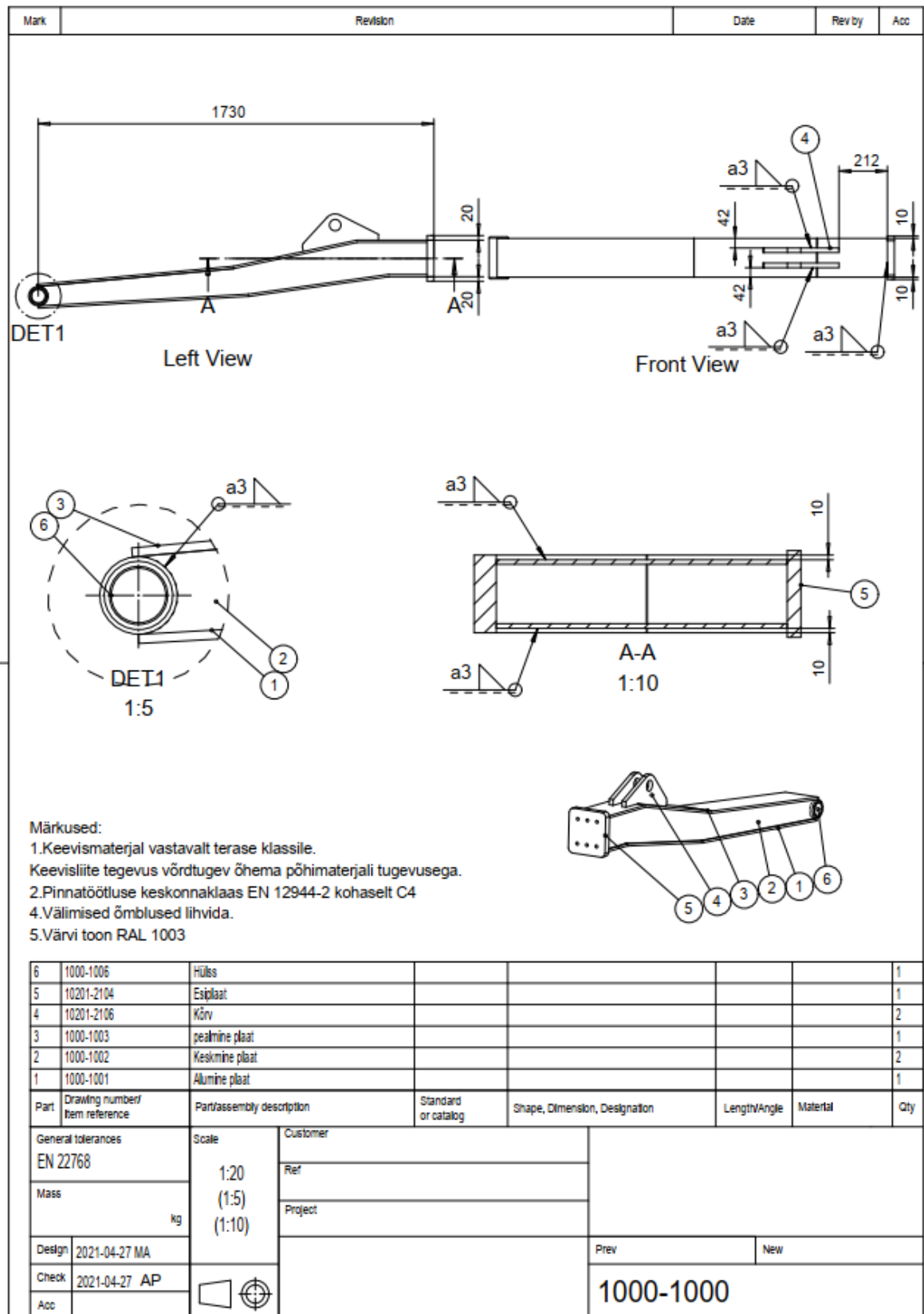
Format:A4

LISA 10. JOONIS 1000-1004



Format:A4

LISA 11. JOONIS 1000-1000



Format: A4