



Jürgen Niinemaa

**SHELL ECO-MARATHONI
VÕISTLUSSÕIDUKI ÜLEKANDE
PROJEKTEERIMINE**

LÕPUTÖÖ

Tehnikainstituut

Juhendaja: Tommy Toim, BSc

Tallinn 2025

Lihtlitsents lõputöö reprodutseerimiseks ja lõputöö üldsusele kättesaadavaks tegemiseks

Mina Jürgen Niinema

annan Tallinna Tehnikakõrgkoolile (edaspidi kõrgkool) tasuta loa (lihtlitsentsi) enda loodud teose

Shell Eco-marathon võistlussõiduki ülekande projekteerimine

reprodutseerimiseks eesmärgiga seda säilitada ja teha üldsusele kättesaadavaks Tallinna Tehnikakõrgkooli digiarhiivi DSpace kaudu;

reprodutseerimiseks pärast piirangu lõppu juhul, kui instituudi direktori korraldusega on kehtestatud lõputöö avaldamisele tähtajaline piirang. Olen teadlik, et nimetatud õigused jäävad alles ka autorile ja kinnitan, et lihtlitsentsi andmisega ei rikuta teiste isikute intellektuaalomandi ega isikuandmete kaitse seadusest tulenevaid ega muid õigusi.

Autorideklaratsioon

Mina Jürgen Niinema

tõendan, et lõputöö on minu kirjutatud. Töö koostamisel kasutatud teiste autorite, sh juhendaja ja iseenda varasematele teostele on viidatud õiguspäraselt. Kõik isiklikud ja varalised autoriõigused käesoleva lõputöö osas kuuluvad autori/te/le ainuisikuliselt ning need on kaitstud autoriõiguse seadusega.

(allkirjastatud digitaalselt)

Tommy Toim

Töö vastab lõputööle esitatavatele nõuetele.

(allkirjastatud digitaalselt)

Lõputöö on kaitsmisele lubatud instituudi direktori korraldusega.

SISUKORD

1	SISSEJUHATUS.....	4
2	ALGANDMED	6
2.1	Reeglid	6
2.2	Kere ja uus mootor	6
2.3	Olemasolev lahendus	7
2.4	Teekatse	8
2.5	Katse laboris.....	11
3	UUS KONTSEPTSIOON.....	13
3.1	Sidur	13
3.2	Ülekande valik	16
3.3	Võll ja laagripukid	18
3.4	Pidur ja kaitsekate.....	19
4	TUGEVUSARVUTUSED.....	20
4.1	Ketiratta analüüs.....	20
4.2	Laagripuki analüüs.....	21
4.3	Võlli analüüs	21
4.4	Siduri ja poltide analüüs	23
4.5	Massi võrdlus.....	24
5	MAJANDUSLIKUD ARVUTUSED	26
	KOKKUVÕTE	29
	SUMMARY	30
	VIIDATUD ALLIKAD	31
	Lisa 1. Takistuse mõõtmine ilma vabajooksu sidurita	33
	Lisa 2. Takistuse mõõtmine koos vabajooksu siduriga ja ketiga.....	34
	Lisa 3. Ketiratta LEM analüüs	35
	Lisa 4. Poldide LEM analüüs	36

1 SISSEJUHATUS

Lõputöö eesmärk on projekteerida Shell Eco-marathon võistlussõidukile uus ülekandesüsteem, mis sobiks kokku uue projekteeritud mootoriga, mahuks baaskerena kasutusel olevasse Soome Remmi tiimi 2018 aasta võistluskeresse ja vastaks Shell Eco-marathon reeglitele.

Shell Eco-marathon võistlussari on üks maailma juhtivaid inseneeria programme, mille raames õpilased loovad võimalikult energiatõhusa sõiduki ning võistlevad sellega rahvusvahelisel areenil. Shell Eco-marathon on pika ajalooga võistlussari, mis sai alguse 1939 aastal kihleveost toonase Shell'i teadustöö direktori ja tema kolleegide vahel – kes suudab läbida pikema vahemaa kasutades selleks võrdselt etteantud kütusekogust. Meile tuntava, tänapäevase formaadi sai Shell Eco-marathon aastal 1985 kui toimus esimene võistlus prantsusmaal. [1]

Shell Eco-marathon on jagunenud kolmele regioonile: Ameerika, Euroopa ja Aafrika, Aasia ja Lähis-ida. Võistlussarjas on kaks sõiduki klassi: *urban-concept* ja prototüüp autod (Foto 1), mis omakorda jagunevad veel energiaallika alusel bensiini, diisli, etanooli, elektri ja vesiniku kategooriatesse. [2]

Shell Eco-marathon võistlussarjas pole Eesti kunagi osalenud aga viimaste aastate püüdlused on meid viinud sellele aina lähemale, uue mootori projekt on kaasanud endaga tudengeid, kes soovivad kunagi võistelda Shell Eco-marathon võistlussarjas ja projekteeritav ülekandesüsteem aitab sellele innule kaasa.

Lõputöö koosneb praeguse ülekandesüsteemi analüüsist, mille põhjal luuakse uus kontseptsioon. Algandmete peatükis kirjeldatakse ülekande hetkeseisu ja uuritakse praeguse ülekande kitsaskohti ja Shell Eco-marathon reegleid. Samuti tehakse katseid, mille abil kirjeldatakse praegust ülekandesüsteemi. Uue kontseptsiooni peatükis antakse ülevaade uuest ülekandesüsteemist. Majandusarvutuste peatükis leitakse uue ülekandesüsteemi maksumus.



Foto 1. Shell Eco-marathoni prototüüp klassi sõiduk [3]

2 ALGANDMED

Peatükis käsitletakse Shell Eco-marathon sõiduki hetkeseisu, reegleid ülekande kohta ja tehtud katsetusi, mis on võetud aluseks uue ülekande projekteerimisel. Shell Eco-marathon võistlussõiduki ülekande projekteerimise alusteks on uus projekteeritud mootor, tudengiprojektis kasutusel olev kere, mida kasutas Soome Remmi tiim 2018. aastal, Shell Eco-marathon reeglistik ja olemasolevale lahendusele teostatud katsed laboris.

2.1 Reeglid

Shell Eco-marathon reegleid uuendatakse iga aasta. 2025 aasta reeglid ülekandesüsteemile on järgmised: [4]

- 1) sõiduki ülekandesüsteemi liikuvatel osadel peab olema kate, mis peaks vastu ülekande võimaliku purunemise.
- 2) igal sisepõlemismootoriga sõidukil peab olema sidur.
- 3) manuaalse lülitusega siduri puhul ei tohi olla sidur lülitatav samal ajal kui starter käib.
- 4) Ainult *urban-concept* autod peavad töötama ka tühikäigul.

Reeglid ülekandesüsteemile on võrdlemisi vabad. Ülekande projekteerimisel tuleb silmas pidada ka pidurite reeglit, tagaratast peab olema võimalik pidurdada. Seega tuleb ülekanne projekteerida selliselt, et sinna oleks võimalik tulevikus paigutada piduriketas koos pidurisadulaga.

2.2 Kere ja uus mootor

Uus projekteeritud ülekanne peab ühilduma uue mootoriga ja mahtuma kere sisse ära. Uus projekteeritud mootor on võrreldes vana, Honda GX35 mootoriga palju kitsam ja paigutub kere sisse paremini (Sele 1), et oleks võimalik kasutada üheastmelist ülekandesüsteemi. Uue mootori prognoositud pöördemoment on 3 Nm ja [5] Kere sees paiknevate kinnituskohdadele ja servomootori kinnituste mõõtmete abil saab projekteerida uue ülekande.



Sele 1. Uue mootori paigutus keres

2.3 Olemasolev lahendus

Praegune ülekandesüsteem on kaheastmeline, see koosneb tsentrifugaalsidurist, kahest vabajooksu sidurist vahevõllil ja ratta juures asuvast suurest ketirattast. Ülekanne on projekteeritud vedama 20X1.75 tollist standardset jalgratta ratast. Ülekandesüsteemi põhikomponendil, suurel ketirattal, on 93 hammast, temaga paaris oleval vabajooksu siduril 14, sidurikojal 9 hammast ja temaga paaris oleval ketirattal 22 hammast. Seega ülekandearv i on leitav valemiga (1) [6]

$$i = \frac{N_1}{N_2} \cdot \frac{N_3}{N_4}, \quad (1)$$

Kus N_1 - suure ketiratta hammaste arv;

N_2 - teise astme ketiratta hammaste arv;

N_3 - esimese astme ketiratta hammaste arv;

N_4 - sidurikoja hammaste arv.

Ülekandearvuks saame 16.23:1, Selle ülekandearvuga on mootori pööratel 5000p/min sõiduki kiirus umbes 30km/h.

Praegusel ülekandesüsteemil on mitmeid miinuseid, mis piiravad selle tõhusust — liigne komponentide ja lülide arv kaheastmelise konfiguratsiooni tõttu, BMX vabajooksu sidurid, uue

mootoriga mittesobivus, sobiva kaitsekatte puudumine ja suure massiga jalgratta kett. Praeguse ülekandesüsteemi üheks suurimaks miinusteks on kaheastmeline konfiguratsioon, mis suurendab süsteemi keerukust. Kaheastmelise ülekande puhul on kaod suuremad tänu lisa ketiratastele ja laagritele, mis tekitavad hõõrdumisega seotud energiatõhususe kadu. BMX vabajooksu sidurid on suure takistusega tänu nende sees olevatele vedrudega lülidele [7]. Kuigi BMX vabajooksu sidurid võimaldavad rattal vabalt veereda, tekitavad nende sees olevad vedrud ja lülid pöörlemise ajal hõõrdejõudu, mis vähendab süsteemi tõhusust. See on eriti problemaatiline vabajooksu olukorras, kus ülekandesüsteem peaks pakkuma minimaalset takistust. Teine oluline probleem on vana ülekande sobimatus uue mootoriga. Uus mootor paikneb keres teistsuguses asendis, mis muudab praeguse kaheastmelise ülekande kasutamise keeruliseks ja ebaotstarbekaks. Uus mootor paigutub võrreldes vana mootoriga keres madalamal ja ta on kõvasti kompaktsem, mille tõttu on võimalik kasutada üheastmelist konfiguratsiooni. Kasutusel olev jalgratta kett on liigselt suure massiga ja üledimensioneeritud.

2.4 Teekatse

Katse teostati Tabasalu kardirajal, et saada aimu sõiduki dünaamikast ja takistusjõust vabalt veeremisel. Enne teekatset mõõdeti sõiduki mass kasutades TTK autolabori kaale. Sõiduki massiks koos sõitjaga tuli 119 kg, millest tagasillale jaotub 54kg ja esisillale 65kg (Foto 2). Teekatse andmeid koguti kasutades autolabori Racelogic DriftBox seadet, millele tekitati eraldi toide *Li-Po* akuga. Racelogic DriftBox on innovaatiline mõõteseade, mis on loodud spetsiaalselt sõidukite dünaamika analüüsimiseks, pakkudes täpseid andmeid driftimise ja muude manöövrite kohta. Seade ühendab GPS-põhise kiiruse- ja asukohaandmete kogumise kiirendusanduri teabega, võimaldades reaalsajas mõõta sõiduki liikumise trajektoori, kiirust, külglibisemise nurka, pikikiirendust ja külgkiirendust.

Teekatse veerekatse osa viidi läbi kasutades eralduskoonuseid, millega märgiti Tabasalu kardirajal väravad. Need väravad paigutati üksteisest 30 meetri kaugusele. Väravad andsid juhile märku, et vabastada gaasipedaal ning lasta sõidukil vabalt veereda. Veerekatset teostati erinevatelt kiirustelt ja mõlemas suunas. Teekatse teise osana sooritati kiirendusi, pidurdusi ja kurvisõitu. Rehvid pumbati vastavalt rehvidel märgistatud maksimaalsele rõhule 3 bar.



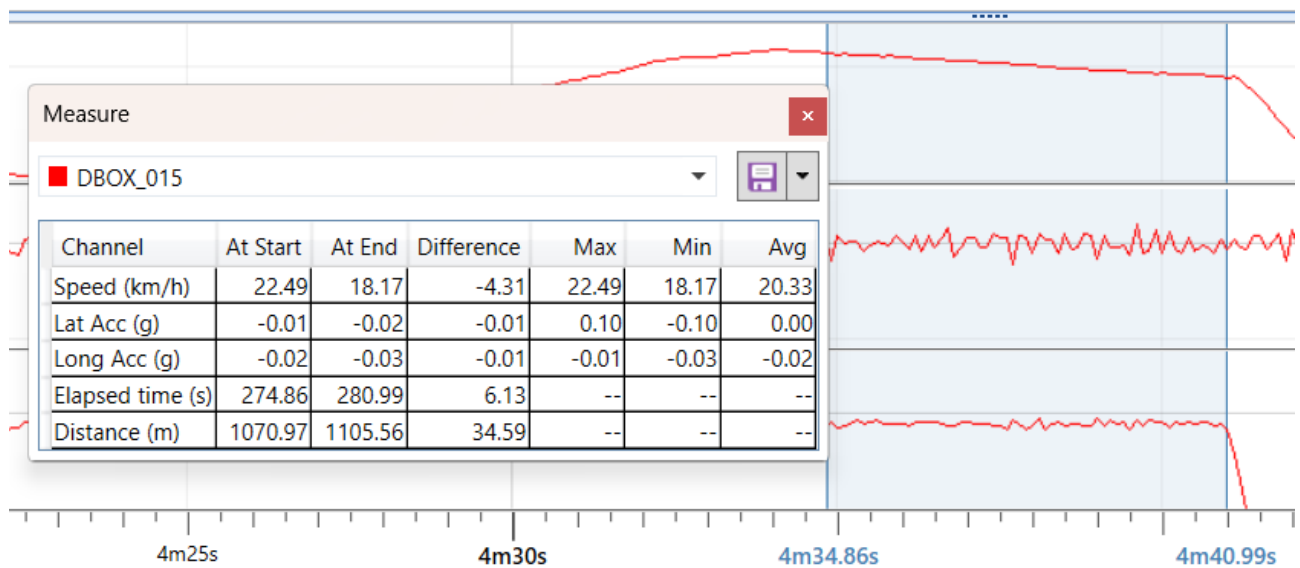
Foto 2. Sõiduki kaalumine koos juhiga

Teekatse viidi läbi 8. oktoober 2024 Tabasalu kardirajal (Tabel 1). Teekatse korratavuse mõttes salvestati ka andmeid teekatse olude kohta, et tulevikus oleks võimalik katset võimalikult sarnaselt korrata.

Tabel 1. Teekatse olud

Katse olud	Kirjeldus
Ilmastikuolud	Pilvine, kerge tuul
Temperatuur, °C	12
Rehvirõhk, bar	3

Teekatse tulemustest lähtuvalt saab leida näitajaid ülekandesüsteemi kohta (Tabel 2). Teekatselt salvestatud andmedid analüüsiti VBOX Test Suite tarkvara abil (Sele 2) Praeguse ülekandearvuga 16,23:1 ja vabajooksu siduriga on näitajad järgmised.



Sele 2. VBOX Test Suite tarkvara

Tabel 2. Teekatse tulemused

Katse	Tulemus
Vabaveeremise takistus 25-15 km/h, m/s ²	-0,196
Keskmine kiirendus 0-30 km/h, m/s ²	0,784
Kiirenduse jääk kiirusel 25 km/h, m/s ²	0,784
Kiirendus kohaltvõtul, m/s ²	0,98

Vabaveeremise mõõtmisel tuli mõlemas suunas keskmiseks 0,02g takistust, mis on 0.196 m/s². Vabaveeremise takistus arvutatakse jõuks valemiga (2)

$$F = ma \quad (2)$$

Kus m – Sõiduki mass, kg;

a – kiirendus, m/s².

$$119 * 0.196 = 23,3N$$

Saame jõu suuruseks 23,3N. See suurusjärg on võrreldes eelnevas lõputöös välja arvatud veeretakistuse ja õhutakistuse summast pea 5 korda suurem [8]. Erinevus võib olla nii suur põhjusel, et teekatse viidi läbi ilma kere pealmise katteta, mis suurendas õhutakistust, esirataste

kokku-lahkujooksust tekkis hõõrdumine ja pidurdav efekt, jalgratta rehvid on kordades suurema veeretakistusega kui eelneva lõputöö arvutuses välja toodud spetsiaalsed madala veeretakistusega rehvid, ülekandesüsteemis paiknev vabajooksu sidur tekitab lisatakistust. Selleks, et uurida neid fenomene, tuleb teha veel teekatseid. Selle lõputöö raames jääb aga aja piiratuse tõttu edasiste teekatsete korraldamine ära.

Kiirusel 25 km/h on kiirenduse jääk 0,08g, mis arvutatuna jõuks teeb 93,4N, seega kiirusel 25 km/h, kasutades valemit (3), leiame suurima kaldenurga, mida sõiduk suudab veel ületada, kaotamata kiirust.

$$\sin \alpha = \frac{F}{mg} \quad (3)$$

kus m – sõiduki mass, kg;

g – raskuskiirendus, m/s^2 ;

F – Jõud, N.

$$\sin \alpha = \frac{93,4}{119 * 9,8}$$

$$\sin \alpha = 0,08$$

$$\alpha = 4,6^\circ$$

See tõusunurk on $4,6^\circ$, mis on piisav, sest ringrajad, kus Shell Eco-marathoni võistlussarja korraldatakse on ilma suuremate tõusudeta, 2025 aasta rada Poolas on *Silesia Ring* [9] ja 2024 aasta rada oli Prantsusmaal *Circuit de Nogaro* [10]. Need mõlemad on ilma suurte tõusudeta, tasapinnalised ringrajad.

Teekatse kinnitas, et praeguse ülekandearvuga on dünaamika piisav, et võistelda Shell Eco-marathon võistlusel, kuid vabaveeremisel tekib liigne takistusjõud.

2.5 Katse laboris

TTK laboris viidi läbi katse uurimaks kui suur on praeguse ülekandesüsteemi vabaveeremise hõõrdetakistus. Katse teostati kasutades Sauter FH 10 dünamomeetrit, teipi ja niiti. Antud dünamomeeter mõõdab kuni 0,005 N täpsusega maksimaalselt 10 N jõudu, mis annab hea täpsuse väga väikese jõu leidmiseks. [11]

Katse viidi läbi ülekandesüsteemi erinevate koostetega: Ratas ilma keti ja vabajooksu sidurita (Lisa 1), ratas koos keti ja siduriga (Lisa 2). Kettülekande pingutamisel prooviti ka erinevaid pingutusasteid. Katset sooritati mõlemal juhul 20 korda. Dünamomeeter seadistati näitama *PEAK* väärtust.

Katse käik:

- niit kinnitati sõlme ja teibiga ketiratta hambale.
- aeglaselt tõmmates suunaga üles mõõdeti vajalik jõud ratta liikuma panemiseks.
- Ratas peatati;
- Nulliti dünamomeetri näit;
- korrati katset.

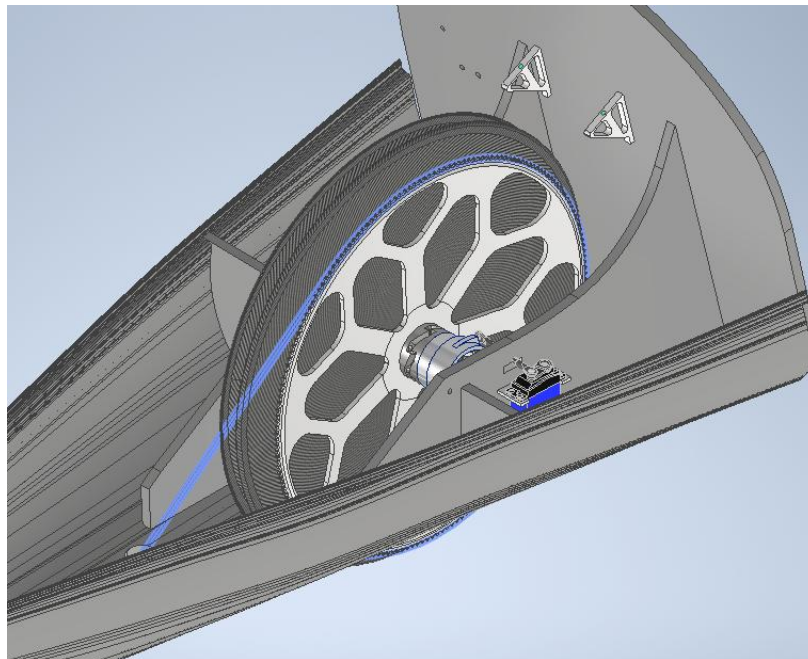
Katse tulemused on välja toodud tabelis (Tabel 3). Ilma vabajooksu sidurita ja ketita on ülekande staatilise hõõrdumise ületamiseks vajalik jõud 7,7 korda suurem kui see on koos keti ja vabajooksu siduriga. Sellest tingituna, et saavutada madalam veeretakistus, peab uue ülekande puhul vabajooksu siduri eemaldama. Ketti prooviti veel pingutada liialt üle, sellega kaasnes jõu viiekordistumine – ketti ei tasu liialt pingule tõmmata. Uue ülekandesüsteemiga tuleb tulevikus seda katset korrata, et tekiks võrdlusmoment.

Tabel 3. Katse tulemused

Kooste	Ilma keti ja sidurita	Koos keti ja vabajooksu siduriga
Keskmine vajaminev jõud, N	0,084	0,643

3 UUS KONTSEPTSIOON

Uus ülekandesüsteem Shell Eco-marathon sõidukile on servomootoriga lülitatav hammastega sidur koos kettülekandega. Selline lahendus annab võimaluse lülitada vedu taha vastavalt eelnevalt programmeeritud kaardile. Uue ülekandega kaotatakse ära BMX vabajooksu sidur ja sellega seostuv efektiivsuse kadu. Uus ülekanne on üheastmeline (Sele 3). Ülekandesüsteem joonestati Autodesk Inventor tarkvaraga kasutades eelnevalt 3D skaneeritud Shell Eco-marathon'i sõiduki kere.



Sele 3. Uue ülekande koost servomootoriga [12]

Täiendavate lisadena peab uue ülekandesüsteemiga koos valmistama ka uue süsinikust ratta ja pidurisüsteemi, sest praegune jalgratta velg ei mahu koos uue ülekandega kere sisse ära. Nende detailide lõplikku disaini selle tööga ei pakuta. Samuti jääb esialgu ülekandesüsteemi tsentrifugaalsidur, mis on juba mootori külge projekteeritud kuigi selle oleks võimalik ära kaotada uue sidurisüsteemiga. [5]

3.1 Sidur

Erinevaid ostutooteid analüüsid ja võrreldes jõuti järeldusele, et sobivat sidurit ei ole võimalik standardtoodete hulgast valida. Tööstuses kasutatavad sidurid, kuigi need on laialdaselt saadaval, ei vasta nõuetele ja piirangutele, mida antud projekt seab. Peamised probleemid seisnevad nende toodete suuruses, massis, mis ei vasta soovitud parameetritele (Tabel 4). Kere ja võlli kompaktsuse tõttu ei ole võimalik nii kõrgeid sidureid ära mahutada. [13] [14]

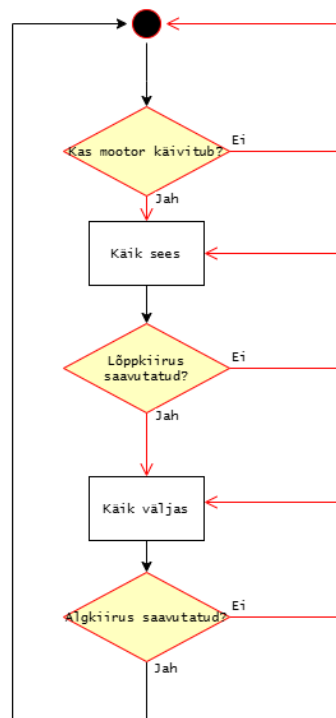
Tabel 4. Ostutoodete võrdlus

Tootja	Warner Electric	Ogura Clutch
Mudel	PBM VAR 00	AMC80
Maksimum kiirus, p/min	8000	3600
Mass, kg	0,3	1,1
Gabariidid, mm	80x32	70x54
Maksimum moment, Nm	7	10

Ostutoodete ebasobivuse tõttu tuleb sidurisüsteem uuele ülekandele projekteerida. Siduri tüübiks valiti nukksidur, sest sellist tüüpi siduriga ei esine libisemist ja seda on võimalik valmistada TTK lõiketöötlaste laboris.

Lülitussmekhanismis kasutatakse servomootorit, mis liigutab hoovastiku abil survelaagrit nuudi peal. Servomootor kinnitub kere sisse kasutades DIN912 M3 mutreid ja DIN 934 polte, servomootori kinnitus on sama, mida kasutas Soome Remmi tiim. Servomootor on tavaline „standard” suuruses servo, mida laialdaselt kasutatakse erinevates rakendustes: raadioteel juhitatavates mudellennukites, autodes ja paatides. Servomootorit saab juhtida kasutades 50 Hz PWM (*Pulse Width Modulation*) signaali, kus servo neutraal asend saavutatakse „HIGH” pulsilaiusega 1.5 ms, üks äärmus pulsilaiusega 1 ms ja teine pulsilaiusega 2 ms. Servomootori lülitusloogika saab üles ehitada Shell Eco-marathon võistlussõidukis kasutusel olevas MaxxECU juhtplokis, kus saab tekitada servomootorile vastava väljundi. Loogika, millega servomootorit juhtida, on toodud skeemil (Joonis 1). [15]

MaxxECU on kõrgtehnoloogiline mootori juhtplokk, mis on loodud pakkuma paindlikke ja täpseid lahendusi sisepõlemismootori juhtimiseks erinevates rakendustes. MaxxECU toetab mitmeid funktsioone, sealhulgas kütuse sissepritse, süütesüsteemi juhtimist ning erinevaid diagnostikavõimalusi. Tänu GPIO väljunditele on võimalik lisaks mootori tööks vajalike andurite ja täiturite juhtimisele, reaajas ka anda käsk ülekandesüsteemi servomootorile. Mootori juhtploki abil on võimalik ka siduri lülituse pöörded tõsta kõrgemale kui pöörded, mille mootor saavutab starteriga, seega saab tagada ohutuse, et sõiduk ei hakkaks liikuma starteri abil ja vastaks Shell Eco-marathon reeglitele. [16]



Joonis 1. Ülekande juhtimise loogika

Ökonoomse sõidu saavutamiseks tuleb sisepõlemismootorit kasutada võimalikult vähe, seega on tarvilik see välja lülitada ja lasta sõidukil võimalikult pikalt veereda, sõiduki aeglustumisel mingi teatud kiiruseni tuleb mootor jälle sisse lülitada ja käik sisse panna, et kiirendada mingi teatud kiiruseni. Seda strateegiat nimetatakse *burning and coasting*. Selle strateegia tõhusaks kasutamiseks tuleb sõidu ajal koguda andmeid sõiduki kütusetarbimise, asukoha, kiirenduste ja aeglustuste kohta. Andmete põhjal saab sõiduki juhile anda näpunäiteid, kus kiirendada, veereda, või aeglustuda, selleks, et saavutada väiksem energiakulu. *Burning and coasting* strateegia kasutamiseks on vajalik mootori ja ülekandesüsteemi juhtimine ühildada mootori juhtploki parametreerimisel. [17]

Siduri kujutab endast hammastega flantsi, mis käib paaris teise samasuguse flantsiga (Sele 4). Siduri hammaste haakudes kantakse moment üle suurelt ketirattalt võllile, mis omakorda kannab momendi üle veorattale. Servomootori abil hammassidurit lahti tõmmates, on suur ketiratas koos mootoriga lahti ühendatud rattast, mis tagab ratta vabalt veeremise laagrite peal. Sidur libiseb võlli peal DIN 5482 nuudi abil, mis paikneb pingistuga võllil. Valmistamise lihtsuse huvides on projekteeritud selliselt, et seda nuuti ja ka sellele nuudile pakutavat rummu saaks ostutoodetena hankida. Antud nuudi materjaliks on 16CRNiPB teras, mis on karastatud, et saavutada tööstuse nõudmistele vastav tugevus. Siduri surveaagrina on kasutusel tavaline kuullaager, sobiva kompaktse surveaagri puudumise tõttu. Suurema sisediameetriga kui 12 mm kuullaagrid suudavad aksiaalsuunas vastu võtta kuni 50% oma maksimaalsest staatilisest koormusest, seetõttu saab kuullaagrit kasutada ka surveaagrina. [18] [19]



Sele 4. Nukksidur

3.2 Ülekande valik

Shell Eco-marathon võistlussõidukile on valitud kettülekanne, sest enamus kardispordi, motospordi ja profirattureid kasutab kettülekannet. Kettülekannet võrreldi hammasrihmülekandega tabelis (Tabel 4). [20] (ChatGPT-3.5, 2024, vastus autori päringule kettülekande ja hammasrihmülekande erinevuste kohta)

Tabel 4. Hammasrihma ja keti võrdlus

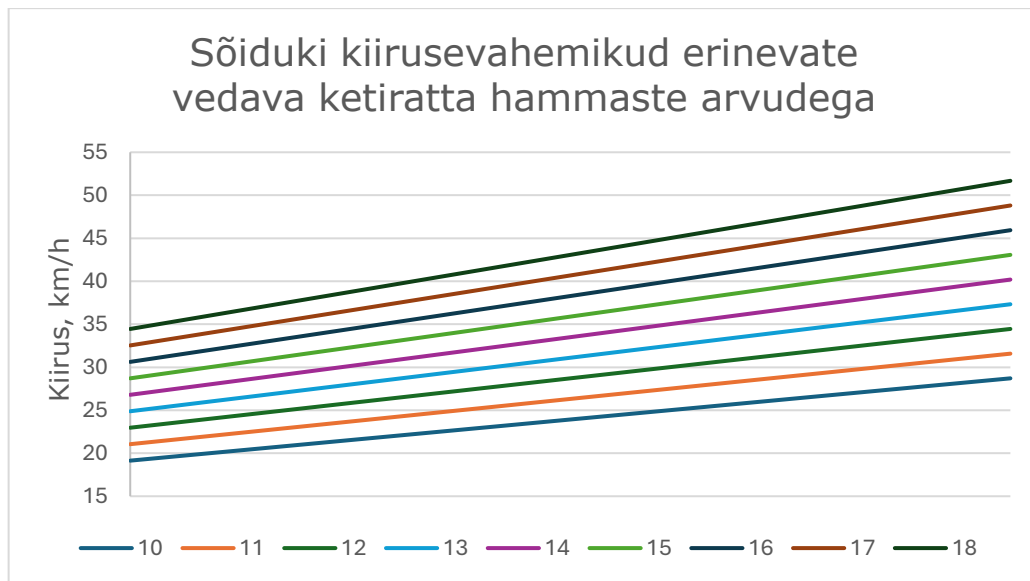
	Kettülekanne	Hammasrihmülekanne
Energiaefektiivsus	Sama	Sama
Pingutamine	Töötab ka madala eelpingega	Vajab suurt eelpinget, mille tõttu tekib laagritele lisakoormus
Hooldusvajadus	Kõrgem	Madalam
Aksiaal ja nurga nihestatus	Lubab suuremat	Ei luba palju

Keskkonna mõju	Talub paremini abrasiooni ja kuumust	Roostekindlam
Kompaktsus	Kompaktsem ja ruumi kokku hoidvam	Ei ole nii kompaktne

Ülekande valikut pooldavad kettülekande võime taluda suuremat aksiaal ja nurga nihet, mis hammasrihmülekande puhul tähendaks kas rihma maha hüppamist või purunemist. Shell Eco-marathon sõiduki kere 3D skaneeritud mudelilt leiab, et tagaratta võlli toestavatel kere sees paiknevatel kinnitustel on Z-suunaline kõrguste vahe, mis tekitab nihestatust. Kettülekande puhul ei pea ka tootmisel suured täpsused olema selle tõttu. Samuti on hammasrihmülekande suureks miinuseks pingutamine, mis toob kaasa laagritele lisakoormust.

Ketina on ülekandesüsteemil kasutusel ISO 04B kett, mis on väikse sammuga (6mm) ja lubab tänu sellele üheastmelisel ülekandel saavutada suurt ülekandearvu ilma, et ketiratta gabariidid muutuksid liiga suureks. Võrreldes suurema sammuga kettidega ja ka vana ülekandesüsteemis kasutusel oleva jalgratta ketiga, võimaldab väiksem samm projekteerida väiksema läbimõõduga ketirattaid, mis omakorda vähendab süsteemi massi. ISO 04B kett on väga kerge (0.12 kg/m) kuid vaatamata oma kergusele on kett siiski piisavalt tugev, et tulla toime Shell Eco-marathon võistlussõiduki mootori poolt tekkiva koormusega. Ket'i maksimaalne tõmbejõud on 3,2 kN, mis ületab tunduvalt võistlussõiduki ülekandesüsteemidele rakenduvat jõu. [21]

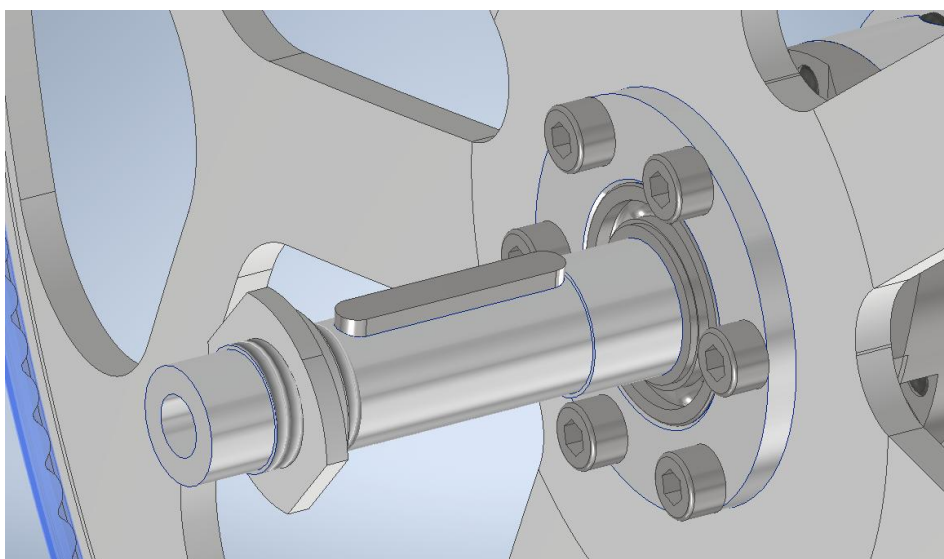
Ülekandearvu valik sõltub suuresti mootori parameetritest, tuleb leida, millisel hetkel hakkab BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*, teisiti ka kütuse erikulu) tõusma, kuna uus mootor pole veel valmis, ei ole selle kohta dūnostendi ega BSFC graafikut. Uurides vana mootori dūnostendi graafikut on näha, et kütuse erikulu hakkab tõusma mootori pööratel alates 6000 p/min, seega tuleb mootori pöördeid sõidu ajal hoida alla selle. Pöörete alumine piir, millega sõiduk toimetab on vana graafiku järgi 4000 p/min. Ülekanne on projekteeritud selliselt, et oleks võimalik vedava ketiratta hammaste arvu muutes, muuta ülekandearvu. Selle teostamiseks on veetav ketiratas suure hammaste arvuga (200). Kuna uue mootori täpne kütuse erikulu graafik ei ole kättesaadav, on ülekandearvu paindlikkus eriti oluline. Võistlussõiduki puhul mängib ülekandearv olulist rolli mootori tööpunkti määramisel, mille eesmärk on hoida mootorit võimalikult efektiivses töörežiimis. Kuigi ülekandearvu ei saa uue mootori jaoks veel fikseerida, on eeldatud, et see sarnaneb vana mootori karakteristikaga. Selle alusel määrati väikese vedava ketiratta hammaste arvaks esialgu 12 hammas, andes ülekandearvuks 16,6:1. Selle ülekandearvuga on kiiruse vahemik 4000–6000 p/min vahel 23–34,5 km/h (Joonis 2). Teekatses näitas, et ülekandearvuga 16,2:1 oli dünaamika piisav, et võistelda Shell Eco-marathon võistlussarjas, seega on valitud, veidi aeglustavam, ülekandearv piisav.



Joonis 2. Sõiduki kiirusevahemikud erinevate ketiratta hammaste arvudega mootori pööretel 4000-6000 p/min

3.3 Võll ja laagripukid

Võll on disainitud vastavate astmete ja lukustusrõnga soonega, mille abil kinnituvad võllile nuut, ketiratta rumm ja tagaratta rumm. Laagripukid kinnituvad Soome Remmi tiimi kere vaheseina sees olevatele kinnitustele ja nende sees asetseb võll. Tagaratta rumm on kinnitatud spetsiaalse mutri ja liistu abil (Sele 5). Laagripukid on tehtud piisavalt suure laagripesaga, et ära mahutada suurem laager, saavutades suurem staatilise koormuse varu ja pikem eluiga laagripuki laagritele, kompenseerimaks löökaugudest tekkivat dünaamilist löökkkoormust. Laagripukkide disaini mõjutas ka topoloogia analüüs. Laagripukkide laagripesale on tehtud aste, et võlli ots ei hakkaks hõõruda vastu laagripukki.

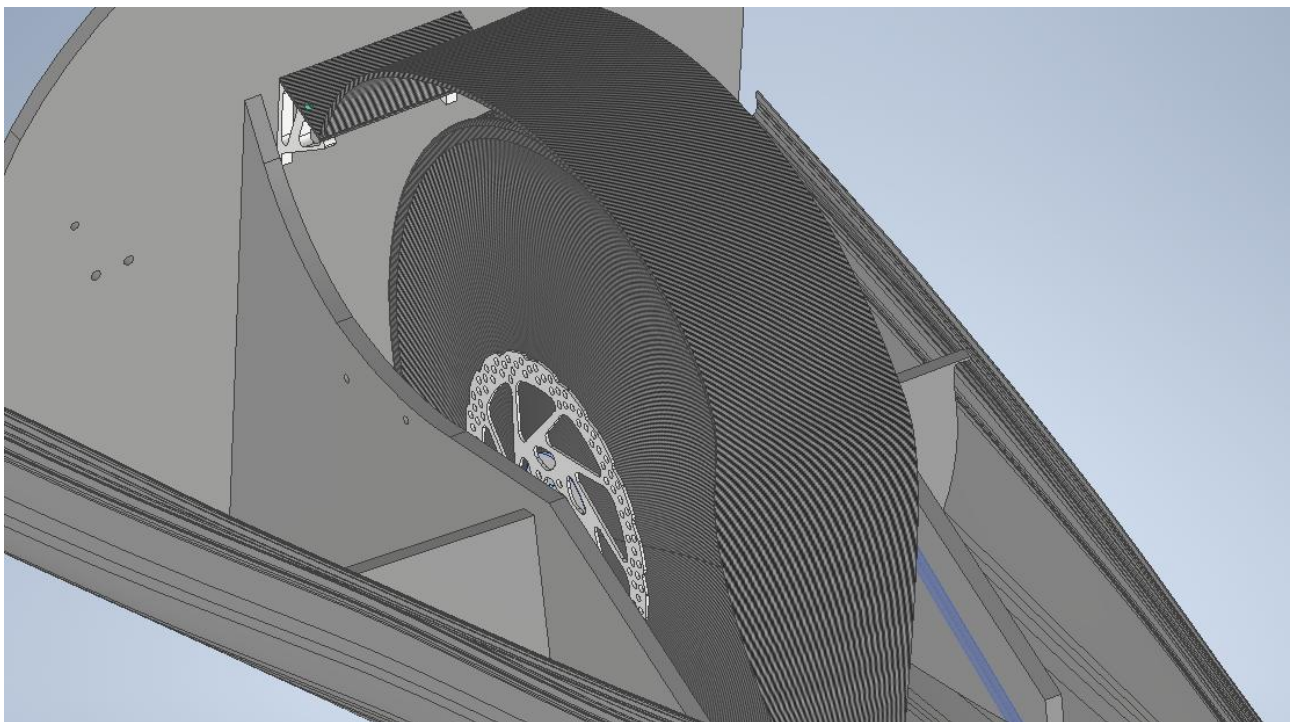


Sele 5. Ratta rummu kinnitusmeetod

Kõik laagrid, mis on kasutusel antud koostus, tuleb valida ilma tihendita või alternatiivina madalama hõõrdumisega variant, et vähendada süsteemis hõõrdekadu ja sellest tulenevat liigset soojusenergiat. Gazi Ülikoolis tehtud eksperiment näitab, et mida suurema jõuga tihend kuullaagri siserõngale surub, seda suurem on hõõrdumisest tekkiv pöördemoment ja tekkiv soojus, mis ka laagri eluiga vähendab. Kuullaagri hõõrdumine koosneb 5-10% määrdest tulenevast hõõrdumisest ja 40-45% laagri veeretakistusest. Laagri tihendist tulenev hõõrdumise pöördemoment on aga kuni 60% kogu laagri töötamisel tekkivast hõõrdumisest. Selline kõrge tihendi poolt tekitatud hõõrdumise osakaal muudab tihendiga laagri kasutamise kriitiliseks probleemiks, kui eesmärk on saavutada suurimat võimalikku energiatõhusust. Eriti oluline on see Shell Eco-marathon võistlusauto puhul, kus iga hõõrdejõust tingitud väike energia kadu võib otseselt mõjutada võistlusel saavutatavat lõpptulemust. Seetõttu on oluline kaaluda alternatiivseid lahendusi, nagu madalama hõõrdumisega laagrid. [22]

3.4 Pidur ja kaitsekate

Sõiduki tagasilda peab olema reeglite järgi võimalik pidurdada ja ülekandesüsteemil peab olema kaitsekate, mis püüaks keti purunemisel kinni. Kaitsekate võiks olla kiudmaterjalist, kas klaaskiud või süsinik. Kasutades ära mootori alusplaati ja kere vaheseina küljes olevaid kinnitusi, saab mudeldada potentsiaalse kaitsekatte ülekandele (Sele 5). Tagaratta rummuna saab kasutada esiratastel olemasoleva rummu modifitseeritud varianti, millel on jalgratta piduriketta jaoks sobiv poldivalem, muutes süsinikust ratta geomeetriat, on võimalik tekitada ruumi pidurikettale ja pidurisadulale. Seega on projekteeritud ülekandesüsteemile võimalik tulevikus juurde liita jalgratta pidur ja kaitsekate.



Sele 5. Võimalik kaitsekate ja pidurisüsteem

4 TUGEVUSARVUTUSED

Lõppelemendi meetodi analüüsid viidi läbi Ansys ja Autodesk Inventor tarkvarade abil. Analüüsid tehti ketirattale, laagripukkidele, völliile ja poltidele. Käsitsi arvutati välja nuudi hülsi pingistu poolt ülekantav maksimaalne pöördemoment. Jõud, mis rakendub ülekandesüsteemile on arvutatud uue mootori teoreetilisest maksimaalsest pöördemomendist, milleks on 3 Nm. Jõud völliile ja laagripukkidele on leitud sõiduki tagasillale langeva massi abil. [5]

Arvestades ülekandesüsteemi dünaamilist käitumist on eesmärk saavutada igal detailil varutegur vähemalt 4 ühikut. Simulatsioonide tingimustes arvestati halvima võimaliku olukorraga, kus koormused rakenduvad ebasoodsaimas suunas. See tagab, et detailid suudavad taluda reaalses kasutuses esinevaid dünaamilisi ja impulsskoormusi, mis võivad tekkida mootori vibratsioonide ja ebaühtlase käigu tõttu. Lisaks sellele kinnitavad saadud tulemused, et projekteeritud koost säilitab oma struktuurse terviklikkuse ja töökindluse, suurte koormuste tingimustes.

4.1 Ketiratta analüüs

Ketirattale tehtud LEM analüüs ANSYS tarkvaras kasutades *Static Structural* moodulit, näitab selgelt, et valitud disain ja materjal vastavad ohutuse ja töökindluse nõuetele (Lisa 3). Ketirattale paigutati *Fixed Support* poldiavadesse, *Angular Velocity* suurusega 50 rad/s ja jõud, mis arvutati uue mootori maksimaalsest momendist suurusega 258N (4), jõud paigutati ka kerge nurga alla, et simuleerida halvimat olukorda. Ketirattale tekkis maksimaalne pinge 51,5 Mpa, mis kasutades 6061-T6 alumiiniumit annab ketirattale varuteguri 4,6 ühikut, mis on piisav varu, arvestades ühesilindrilise sisepõlemismootori ebaühtlasest käigust tingitud koormuse dünaamilist olemust. 6061-T6 alumiinium on kergematerjal, mis ühendab suurepäraselt kõrge mehaanilise tugevuse ja väikese kaalu. Ketiratta simulatsioonis mõõdetud maksimaalne läbipaine oli 0,36 mm. Selline deformatsioon on täiesti vastuvõetav, kuna see jääb keti ja hammasrataste vahelise mehaanilise lõtku piiresse ega põhjusta ketisüsteemi töös häireid. Arvestades, et kett ise ja selle lülid suudavad selliseid väikeseid deformatsioone kompenseerida, ei põhjusta läbipaine ohtu töökindlusele. Arvestades ketiratta töötingimusi ja mootori dünaamilist olemust, on analüüsi tulemused rahuldavad.

$$F = \frac{M}{r} \quad (4)$$

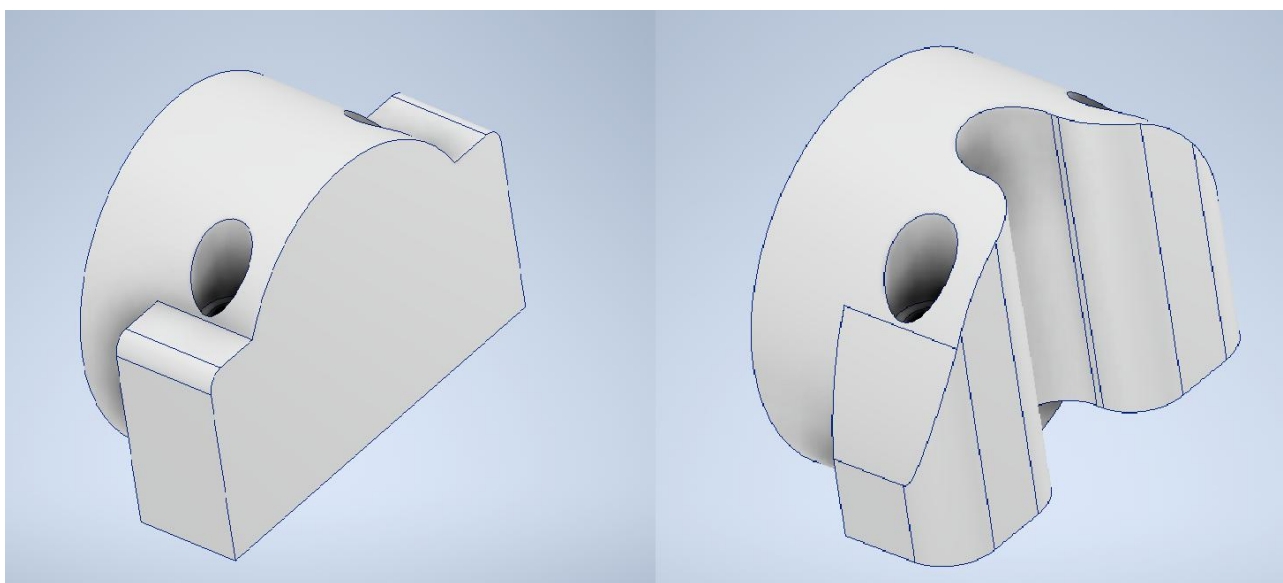
kus F – väändepinge, N;

M – pöördemoment, Nm;

r – vedava ketiratta jaotusringjoone raadius, m.

4.2 Laagripuki analüüs

Laagripukile tehti staatilise koormuse analüüs ja ka topoloogia analüüs Inventor tarkvaraga. Topoloogiline teave aitab mudeli disaini optimeerida, säilitades selle funktsioneerimiseks vajalikud osad (laagripesa, kinnitusavad), seega on see hea tööriist parima lahenduse leidmiseks projekteeritava detaili puhul. Laagripuki massi sai vähendada ilma, et selle detaili tugevus kannataks, 30% võrra (Sele 4). Laagripuki koormusskeem koosnes sõiduki massist tulenevast laagripuki laagri avale mõjuvast *Bearing Load* jõust ja kinnitusavadesse paigutatud fikseeritud toest. Laagripuki varutegur on 10,7 ühikut.



Sele 5. Laagripukk enne ja peale topoloogia analüüsi

4.3 Võlli analüüs

Võlli LEM analüüsi jaoks paigutati võllile tagasilla mass 65 kg ja Völl fikseeriti laagripukkide laagripindade pealt. Võllile tekkis pinge 50 Mpa, mis annab kasutades 6061-T6 alumiiniumit varuteguriks 4,8 ühikut.

Võllil tekkiv pinge pöördemomendi mõjul määrati väändepinge valemiga (5), mis arvestab pöördemomendi ja võlli ristlõike polaartugevusmomenti. Seest õõnsa võlli polaartugevusmoment ristlõikel arvutati valemiga (6). Võlli väikseim välisdiameeter on 15 mm ja sisediameeter on 8 mm, seega valemist (6) saame polaartugevusmomendiks 609 mm³, võllile mõjub väändemoment 50 Nm, seega on tekkiv väändepinge 82 Mpa, mis kasutades võlli materjalina 6061-T6 alumiiniumit, annab varuteguriks 2,9 ühikut. [23]

$$\tau_t = \frac{M}{W} \quad (5)$$

kus τ_t – väändepinge, Mpa;

M – väändemoment, Nm;

W – polaartugevusmoment, mm³.

$$W = \frac{\pi * (D^4 - d^4)}{16 * D} \quad (6)$$

kus D – võlli välisdiameeter, mm;

d – võlli sisediameeter, mm;

W – polaartugevusmoment, mm³.

Nuut istub võllil ainult tänu pingistule, seega arvutati välja, kui suur peab olema pingist δ , et nuut ei hakkaks libisema võlli peal. (7) [23]

$$p * \left[\frac{d}{E_o} \left(\frac{d_o^2 + d^2}{d_o^2 - d^2} + v_o \right) + \frac{d}{E_i} \left(\frac{d_i^2 + d^2}{d_i^2 - d^2} - v_i \right) \right] = \delta \quad (7)$$

kus v_o – rummu Poissoni tegur;

v_i – võlli Poissoni tegur;

d – nominaalmõõt, mm;

d_i – võlli siseläbimõõt, mm;

d_o – rummu välisläbimõõt, mm;

E_o – rummu elastsusmoodul, Mpa;

E_i – võlli elastsusmoodul, Mpa;

p – rõhk, mis pingistu lahti murrab, Mpa.

Seejärel saab valemiga leida rõhu, mis pingistu lahti murrab. Jõud, mis pingistule rakendub, on leitud võllile mõjuva momendi ja nuudi/võlli kontaktpinna raadiuse kaudu. Istu kontaktpind on nuudi ja võlli vahelise silindrilise pinna pindala. (8)

$$\frac{F}{S\mu} = p \quad (8)$$

kus p – rõhk pingistul, Mpa;

S – istu kontaktpind, mm²;

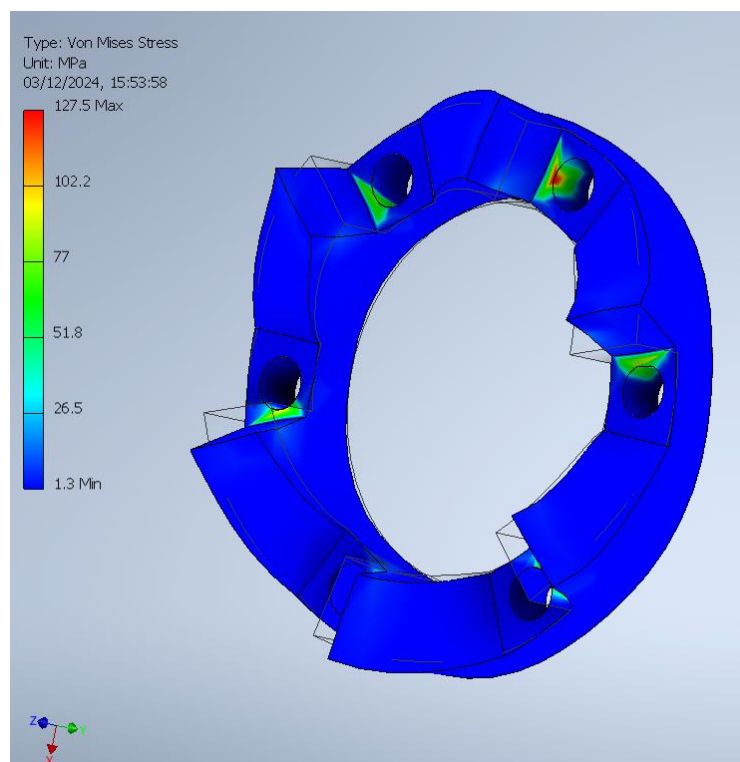
μ – hõõrdetegur;

F – jõud istul, N.

Rõhk, mis tekib istul on 3,5 Mpa, asendades selle valemisse (7), saame minimaalseks pingistu väärtuseks, mis jõule vastu peab 5,6 µm. Piisava tugevusvaru tagamiseks korrutame selle suuruse veel varuteguriga 4 ning saame 22,4 µm. Sellise pingu saavutame minimaalselt istuga J6/s6.

4.4 Siduri ja poltide analüüs

Siduri rakendudes tekib flantsi poltidel löikepinge ja siduri hammastele jõud. Siduri hammastele ja poltidele teostati LEM analüüs. Nukksiduri flants fikseeriti poldiavadest ja paigutati jõud, mis leiti mootori pöördemomendi korrutamisel ülekandearvuga ja sellest momendist tulenevalt vastava siduri hamba keskosa raadiuse peale tekkiv jõud, mis omakorda arvutati ümber rõhuks hamba kontaktpindala kaudu (Sele 6). Hammastega flantsi varuteguriks on 2 ühikut, kasutades materjali S355 teras. Siduri hambad on koostus vahetatav kuluosa, seega on rahuldav sellisel juhul ka väiksem varutegur kui 4 ühikut. Nukksiduri flantsi poltidele tekib löikepinge, mida simuleeriti Inventor *Stress Analysis* keskkonnas (Lisa 4). Kasutades 8.8 tugevusklassi polte, mille voolepiir on 640 Mpa ja simulatsioonis tekkinud maksimaalne pinge 55 Mpa annab varuteguriks 11,6 ühikut.



Sele 6. Nukksiduri LEM analüüs

4.5 Massi võrdlus

Vana ülekanadesüsteemi ja uue masside erinevus on toodud tabelis (Tabel 5). Vana ülekanadesüsteemi massiks ilma rattata on 2,5 kg, uus ülekanadesüsteem on enamjaolt tänu väiksema keti ja üheastmelise disaini tõttu pea 30% kergem. Uue ülekanadesüsteemi mass on vaid 1,8 kg kuigi detaile on palju rohkem võrreldes vana ülekanadesüsteemiga.

Tabel 5. Vana ja uue ülekanade massi võrdlus

Vana ülekanade komponendid	Mass, kg	Uue ülekanade komponendid	Mass, kg	Kogus	Kokku, kg
Teise astme ketiratas	0,70	Ketiratas	0,62	1	0,62
Teise astme kett	0,37	Ketiratta rumm	0,03	1	0,027
Vahevõll koos vabajooksu siduriga	0,25	Siduri hamba flants	0,06	2	0,12
Tagaratta võll	0,16	Nuut	0,03	1	0,026
polidid, mutrid, seibid	0,12	Laagripukk	0,04	2	0,074
Esimese astme kett	0,12	Võll	0,06	1	0,057
Laagrid	0,074	Nuudi rumm	0,03	1	0,031
Tagaratas, rumm, rehvi, laagrid	1,53	Vaheflants nuudile	0,05	1	0,05
Sidurikoda	0,26	Laagripuki laager	0,03	2	0,054
Esimese astme ketiratas	0,306	Polidid	0,01	16	0,072

Sidur koos poltide ja vedruga	0,13	Survelaager	0,12	1	0,117
Kokku	4,03	Ketiratta rummu laager	0,02	2	0,04
		Sidurikoda koos tsentrifugaalsiduriga	0,33	1	0,326
		Kett	0,17	1	0,17
Ainult ülekanne	2,49	Kokku ülekanne			1,79

5 MAJANDUSLIKUD ARVUTUSED

Projekteeritud ülekandesüsteem lõplik omahind koosneb tööjõukuludest, materjali kuludest ja ostutoodete maksumusest. Lõiketötlusega toodetavate detailide toorikute maksumus on toodud tabelis (Tabel 6).

Tabel 6. Materjali kulu

Detail	Tooriku tüüp, mõõtmed	Materjal	Kogus	Hind, €
Ketiratas	Ümar, 380 Ø	6061-T6	1	73,76
Hammasflants	Ümar, 55 Ø	S355	2	2,23
Ketiratta flants	Ümar, 55 Ø	6061-T6	1	1,54
Võll	Ümar, 20 Ø	6061-T6	1	1.69
Laagripukk	Latt, 45x25	6061-T6	2	1.82
Siduri kahvel	Ümar, 70 Ø	6061-T6	1	3.12
Vaheflants sidurile	Ümar, 55 Ø	6061-T6	1	1.16
Sidurikoda	Ümar, 120 Ø	6060	1	2
Sidurikorv	Ümar, 100 Ø	U9A	1	14
Kokku:				101,2

Ostutoodete maksumus on toodud välja tabelis (Tabel 7). Ostutoodetena on ülekandesüsteemis erinevad laagrid, poldid, lukustusrõngad ja servomootor koos hoovastikuga.

Tabel 7. Ostutoodete maksumus

Toode	Kogus, tk	Hind, €
Kuullaager 22x50x14	1	15
Kuullaager 15x32x9	2	7

Kuullaager 17x30x7	2	12
Lukustusrõngas DIN 471 21x1,2	1	0,3
Lukustusrõngas DIN 472 48x1,75	1	1,5
Lukustusrõngas DIN 471 17x1	1	0,1
ISO 10642 8.8 M5 x 20	6	0,2
DIN 912 M5 x 16	6	0,1
DIN 912 M5 x 25	6	0,12
ISO 4026 45H M4 x 5	6	0,1
Servomootor	1	55,9
Hoovastik	1	15
Kokku:		128,92

Tööjõu kulud on toodud välja tabelis (Tabel 8). Tööjõu kulud koosnevad projekteerimiseks kulunud töötundidest, eeldatavast pingioperaatori töötundidest ja tootmiseks vajaliku masinkoodi programmeerimisele kuluvast ajast.

Tabel 8. Tööjõu kulud

Tööjõu kulu	Töötunnid	Tunni hind, €	Maksumus, €
Projekteerimine	150	20	3000
Masinkoodi loomine	30	20	600
Tootmine	40	15	600
Kokku:			4200

Uue ülekandesüsteemi kogumaksumus on toodud tabelis (Tabel 9).

Tabel 9. Ülekandesüsteemi omahind

Tööjõu kulud, €	4200
Materjali kulud, €	101,2
Ostutoodete kulud, €	128,9
Kokku, €	4430,2

KOKKUVÕTE

Lõputöö eesmärk oli projekteerida Shell Eco-marathon võistlussõidukile uus ülekandesüsteem, mis sobiks uue projekteeritud mootoriga ja tõstaks sõiduki energiaefektiivsust likvideerides vana süsteemi kitsaskohti. Lõputöös dokumenteeriti nii projekteerimisprotsessi kui ka katsete ja analüüside tulemusi, mille põhjal tehti järeldused uue lahenduse sissetoomiseks. Katsete ja mõõtmiste käigus uuriti vana ülekandesüsteemi puudujääke ning saadud tulemuste põhjal töötati välja uus ülekandesüsteemi lahendus, mis parandaks jõuülekande efektiivsust, oleks kergem ja võimaldaks siduriga lülitada vedu, et saaks kasutada tõhusamalt Shell Eco-marathon võistlussarjas levinud „*burning and coasting*” strateegiat.

Uue lahendusena projekteeriti üheastmeline kettülekanne nukksiduri lülitussüsteemiga. Uus ülekandesüsteem Shell Eco-marathon võistlussõidukile on energiaefektiivsem vabaveeremisel tänu BMX vabajooksu siduri eemaldamisele ja on vanast süsteemist 30% kergem, kuigi on oma ehituselt keerulisem ja detailirohkem. Uue ülekandesüsteemiga on võimalik sobitada ka kaitsekate ja tagapiduri süsteem, valmistades vastav uus süsinikust ratas.

Uue lahenduse puhul teostati süsteemis olevatele komponentidele tugevusarvutusi ja analüüse. Analüüside käigus optimeeriti komponentide geomeetriat, et saavutada väiksem mass ja piisav tugevus. Tugevusarvutustega kontrolliti detailide vastupidavust töökoormustele. Tugevusarvutused hõlmasid erinevaid meetodeid – LEM analüüse ja ka käsitsi teostatud arvutusi.

SUMMARY

The aim of the thesis was to design a new power transmission system for the Shell Eco-marathon competition vehicle, which would match the newly designed engine and increase the energy efficiency of the vehicle by eliminating the shortcomings of the old system. The thesis documented both the design process and the results of tests and analyses, based on which conclusions were drawn for the introduction of a new solution. During the tests and measurements, the shortcomings of the old transmission system were investigated, and based on the obtained results, a new transmission system solution was developed that would improve the efficiency of the power transmission, be lighter and enable the drive to be switched with the clutch, so that the "burning and coasting" strategy common in the Shell Eco-marathon competition series could be used more effectively. It was found that the BMX freewheel that was used with the old transmission system had a lot of drag and eliminating it would make the Shell Eco-marathon vehicle have less rolling resistance therefore a toothed clutch was implemented. Because of the rules of the Shell Eco-marathon competition, it was made sure in the design process, that a bicycle brake rotor to implement a rear brake and a protective cover could also be applied to the final design. The final design is 30% lighter than the old transmission system even with the added complexity of the clutch system. For the new solution, strength calculations and analyzes were performed on the components in the system. During the tests, the geometry of the components was optimized to achieve lower mass and sufficient strength. Strength calculations were used to check the strength of the parts while applying forces generated by the system. The strength calculations involved different methods – FEM as well as manual calculations.

VIIDATUD ALLIKAD

- [1] „Shell Eco-marathon,” [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.shellecomarathon.com/about.html>. [Kasutatud 2.11.2024].
- [2] Shell Eco-marathon, „Shell Eco-marathon,” [Võrgumaterjal]. Available: https://www.shellecomarathon.com/about/global-rules/_jcr_content/root/main/section/simple_copy_copy_143/link_list/links/item0.stream/1725262844182/58f0026a158591aab5df4789d7440c79c129c37d/shell-eco-marathon-2025-official-rules-chapter-i.pdf. [Kasutatud 2.11.2024].
- [3] Remmi-Team, „Remmi-Team,” [Võrgumaterjal]. Available: <http://remmi-team.com/history/>. [Kasutatud 8.11.2024].
- [4] Shell Eco-marathon, „Shell Eco-marathon 2025 official rules,” [Võrgumaterjal]. Available: https://www.shellecomarathon.com/about/global-rules/_jcr_content/root/main/section/simple_copy_copy_143/link_list/links/item0.stream/1725262844182/58f0026a158591aab5df4789d7440c79c129c37d/shell-eco-marathon-2025-official-rules-chapter-i.pdf. [Kasutatud 10.11.2024].
- [5] A. Jänes, „Sisepõlemismootori projekteerimine Shell Eco-marathon võistlussõidukile,” 2024.
- [6] T. Tiidemann, Kettülekanded, 1982.
- [7] GMN , „GMN Bearing USA,” [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.gmnbt.com/resources/guides/sprag-clutch/how-sprag-clutches-work/>. [Kasutatud 17.11.2024].
- [8] M. Pärtel, Team Eco Race Estonia võistlussõiduki ülekande projekteerimine.
- [9] Silesia Ring, „Silesia Ring,” [Võrgumaterjal]. Available: <https://silesiaring.pl/tor-3/>. [Kasutatud 13.11.2024].
- [10] Nogaro Circuit, „Circuit-Nogaro,” [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.circuit-nogaro.com/>. [Kasutatud 13.11.2024].
- [11] KERN, „Kern-sohn,” [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.kern-sohn.com/shop/de/produkte/messinstrumente/FH-10-/>. [Kasutatud 10.11.2024].
- [12] M. A. N. Roziqin, „GrabCad,” [Võrgumaterjal]. Available: <https://grabcad.com/library/servo-spt5435lv-180-1>. [Kasutatud 25.10.2024].
- [13] Warner Electric, „Warner Electric,” [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.warnerelectric.com/-/media/Project/Altramotion/shared/files/Literature/brand/warner-electric/catalogs/p-7097-we-en-a4.pdf?rev=e493b2c00fb44f16ba847cc11e6ae0fd>. [Kasutatud 25.10.2024].

- [14] Ogura Clutch, [Võrgumaterjal]. Available: <https://ogura-clutch.com/products.php?category=5&product=21&sort=3>. [Kasutatud 10.25.2024].
- [15] Onion Docs, „omega2-maker-kit,“ [Võrgumaterjal]. Available: <https://docs.onion.io/omega2-maker-kit/maker-kit-servo-controlling-servo.html>. [Kasutatud 18.11.2024].
- [16] MaxxECU, „MaxxECU,“ [Võrgumaterjal]. Available: <https://maxxecu.com/>. [Kasutatud 25.10 2024].
- [17] M. Schmid, „Boosting on-track Performance through the Power of Data and Telemetry,“ 2023.
- [18] SKF, „SKF,“ [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.skf.com/mena/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/loads>. [Kasutatud 28.11.2024].
- [19] „Splineshop,“ [Võrgumaterjal]. Available: <https://splineshop.com>. [Kasutatud 24.11.2024].
- [20] Bikeradar, „Bikeradar,“ [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.bikeradar.com/news/chain-or-belt-drive-which-is-faster>. [Kasutatud 14.11.2024].
- [21] USA ROLLER CHAIN, „usarollerchain,“ [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.usarollerchain.com/04B-Roller-Chain-p/eeco-04b-roller-chain.htm?srsltid=AfmBOooudcsdJSqWTULvH4cal2pBE-ol05Uim2tp2lV23uyK8mDgeGhu>. [Kasutatud 28.10.2024].
- [22] O. S. T. K. S. Zafer Ozdemir, „An Experimental and Numerical Evaluation of Seal Strictness on Ball Bearing Performance,“ 2021.
- [23] M. H. R. K. V. M. S. O. T. R. C. S. A. S. A. S. F. W. E.-L. S. F. Roland Gomeringer, Mehaanikainseneri käsiraamat, 2021.
- [24] B. J. H. B. O. J. Steven R. Schmid, Fundamentals of Machine Elements, 2013.

Lisa 1. Takistuse mõõtmise ilma vabajooksu sidurita



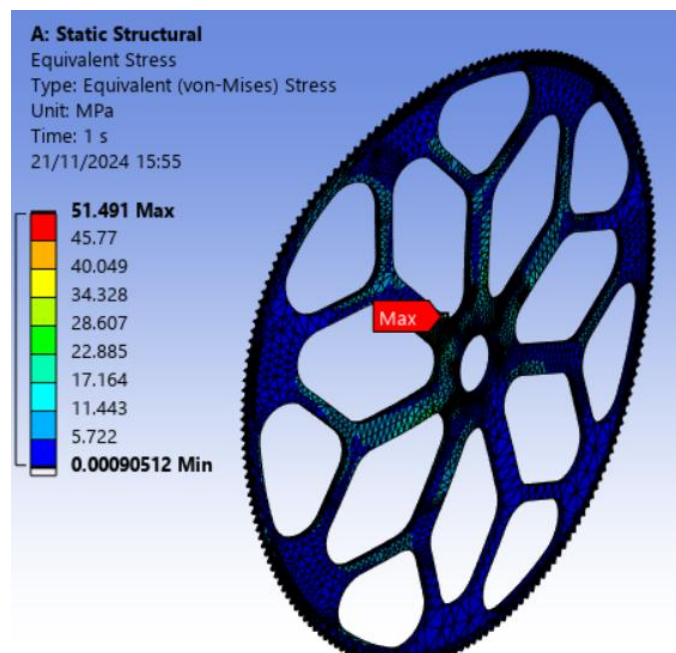
Foto 3. Mõõtmise ilma keti ja sidurita

Lisa 2. Takistuse mõõtmise koos vabajooksu siduriga ja ketiga



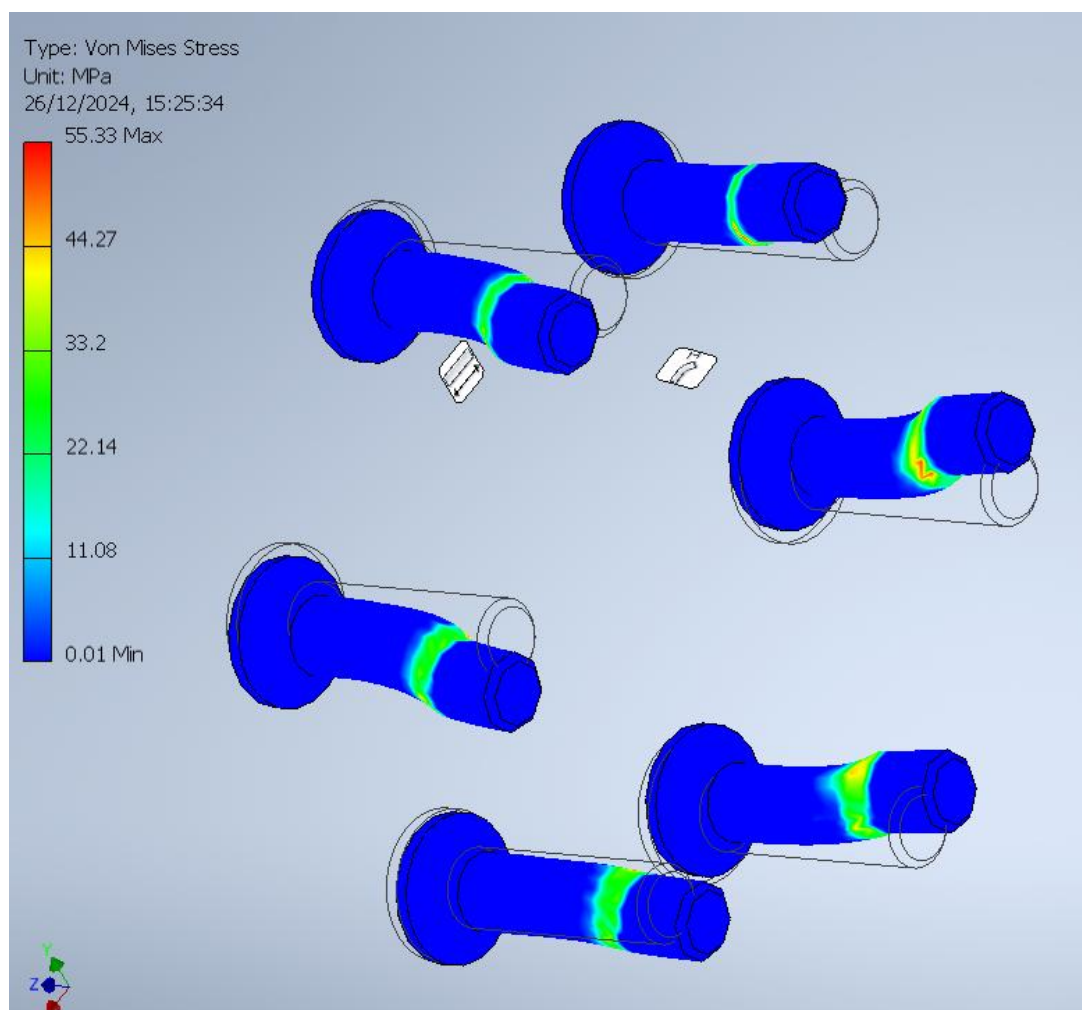
Foto 4. Mõõtmise koos keti ja vabajooksu siduriga

Lisa 3. Ketiratta LEM analüüs

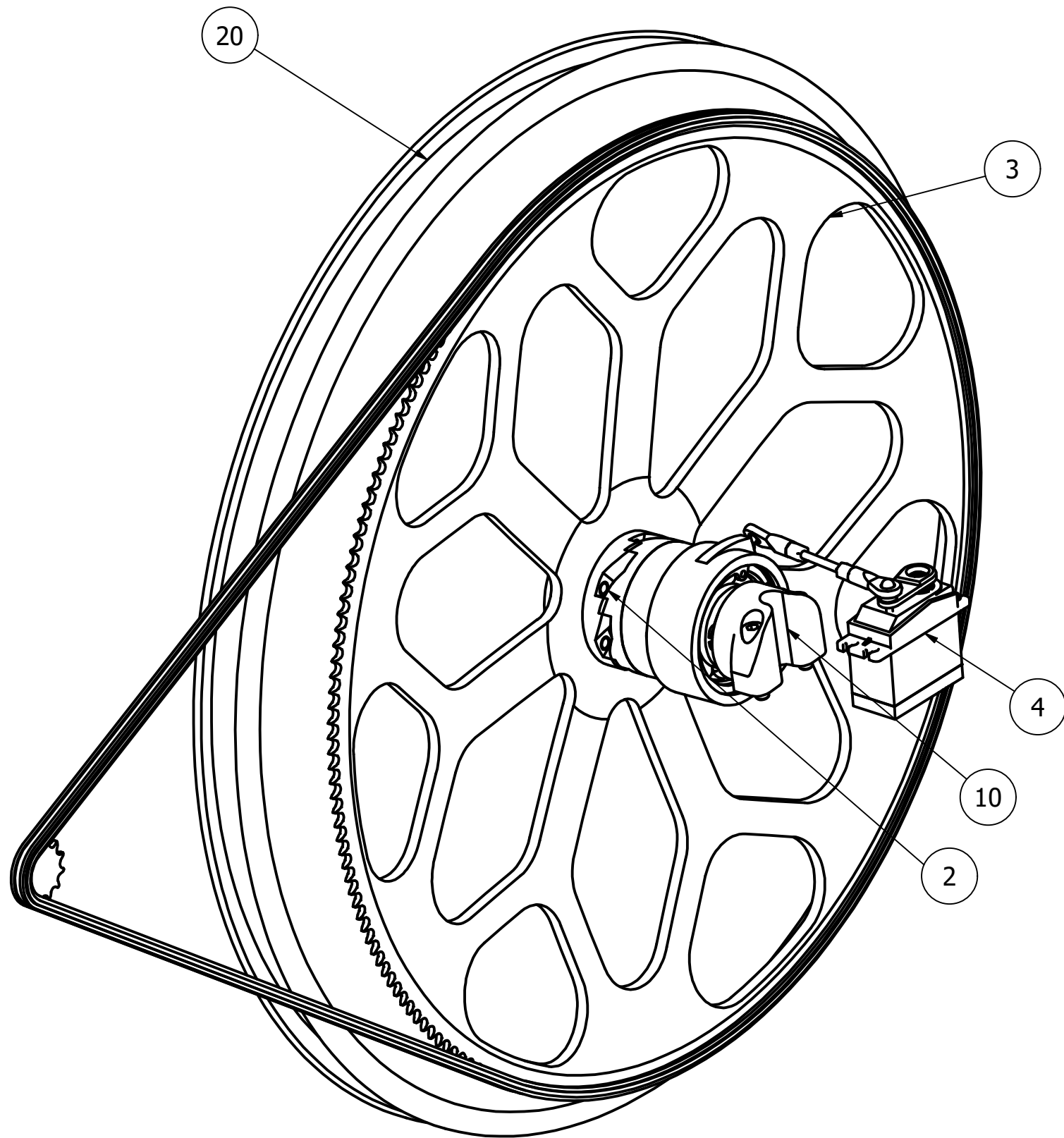


Sele 7. Ketiratta LEM analüüs

Lisa 4. Poltide LEM analüüs

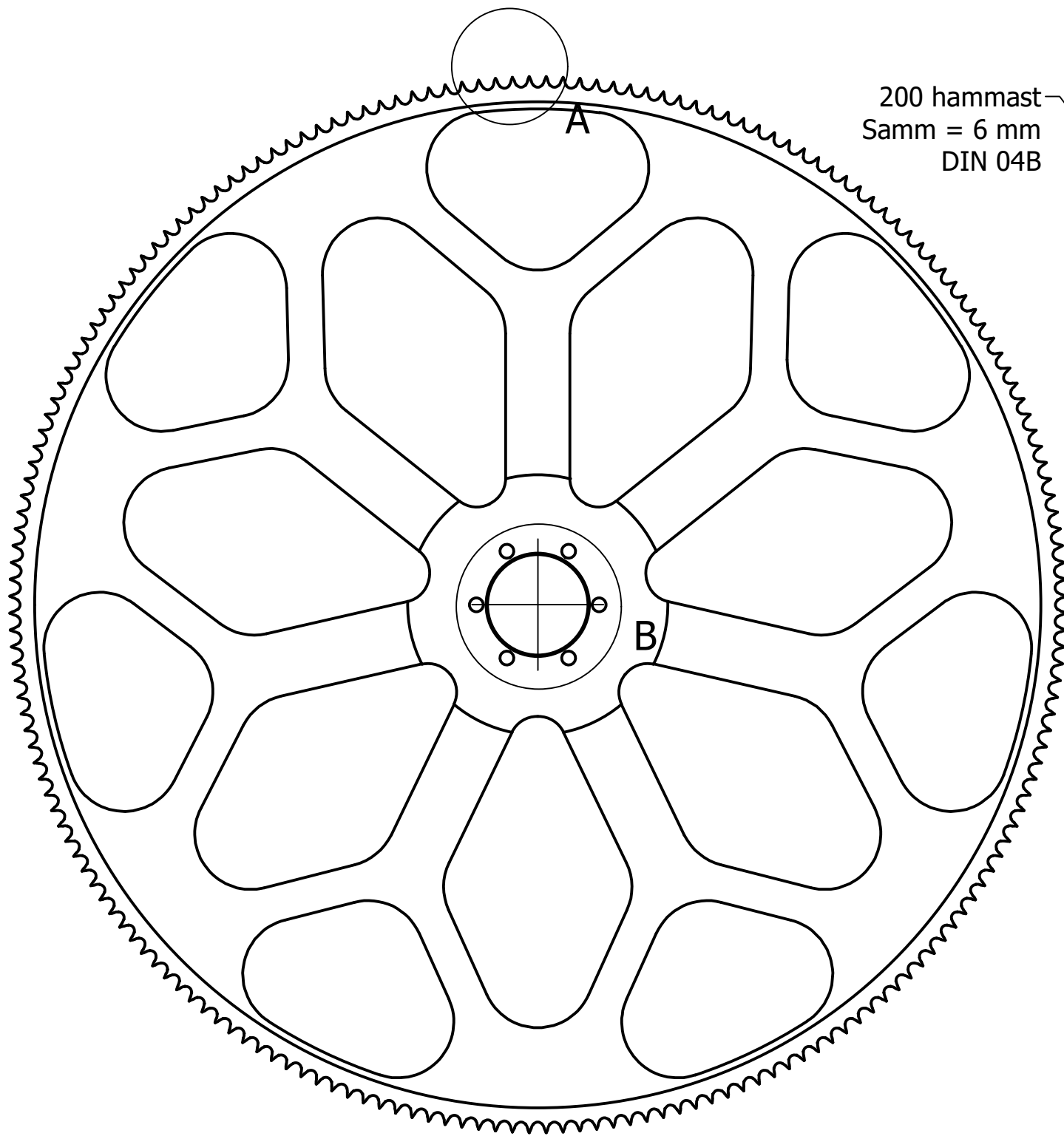


Sele 8. Poltide LEM analüüs



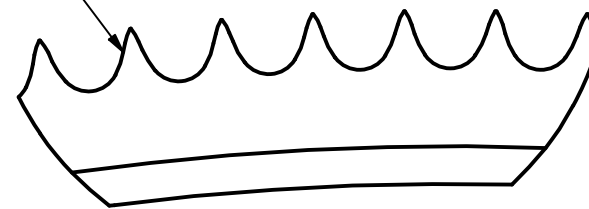
DETAILIDE NIMEKIRI		
ITEM	QTY	PART NUMBER
1	1	DIN 5482 rummu flants
2	2	Nukksidur
3	1	Ketiratas
4	1	Servomootor
5	1	DIN 5482 Nuudi rumm
6	1	Kahvel
7	6	DIN 438 - M4x5
8	1	DIN 471 - 21x1.2
9	1	DIN 472 - 48 x 1.75
10	2	Laagri pukk
11	1	Võll
12	1	DIN 5482 Nuut
13	2	SKF6002
14	2	SKF61903
15	6	DIN 912 - M5 x 16
16	6	ISO 10642 - M5 x 20
17	1	Ketiratta flants
18	1	skf_bearing_62_22_2
19	4	DIN 912 - M5 x 25
20	1	Süsinikust ratas

	Materjal:		Näitamata piirhálbed:		Mass:	Mööd:
			ISO 2768-mK:1989		N/A	1 : 2
	Teostas:	Jürgen Niinemaa	Nimetus: Peakoost			
	Kontrollis:	Tommy Toim				
Kinnitas:		Tommy Toim				
TALLINNA TEHNIKAKÕRGKOOL			Leht:	Tähis: Ülekanne		
			1			



200 hammast
Samm = 6 mm
DIN 04B

A (2 : 1)



0,1

19,60

377,85

B (1 : 1)

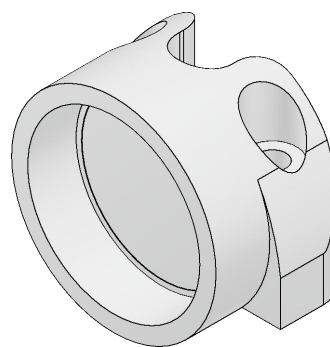
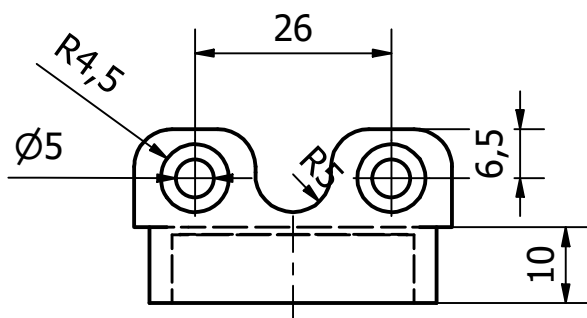
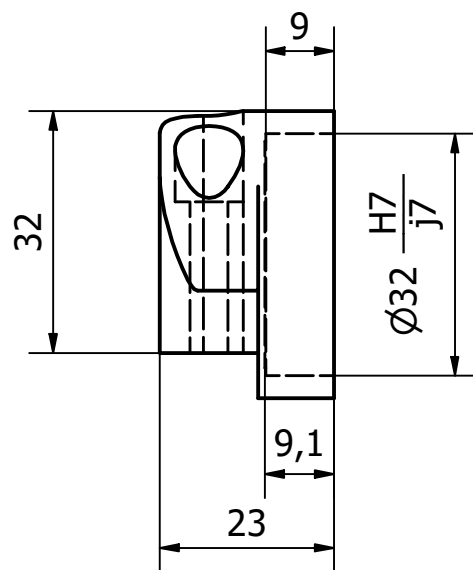
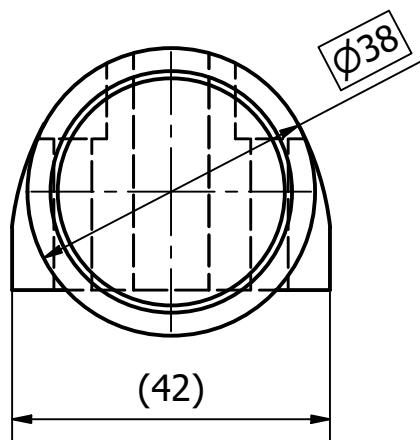
6 ava
Ø5

0,5 mm faas

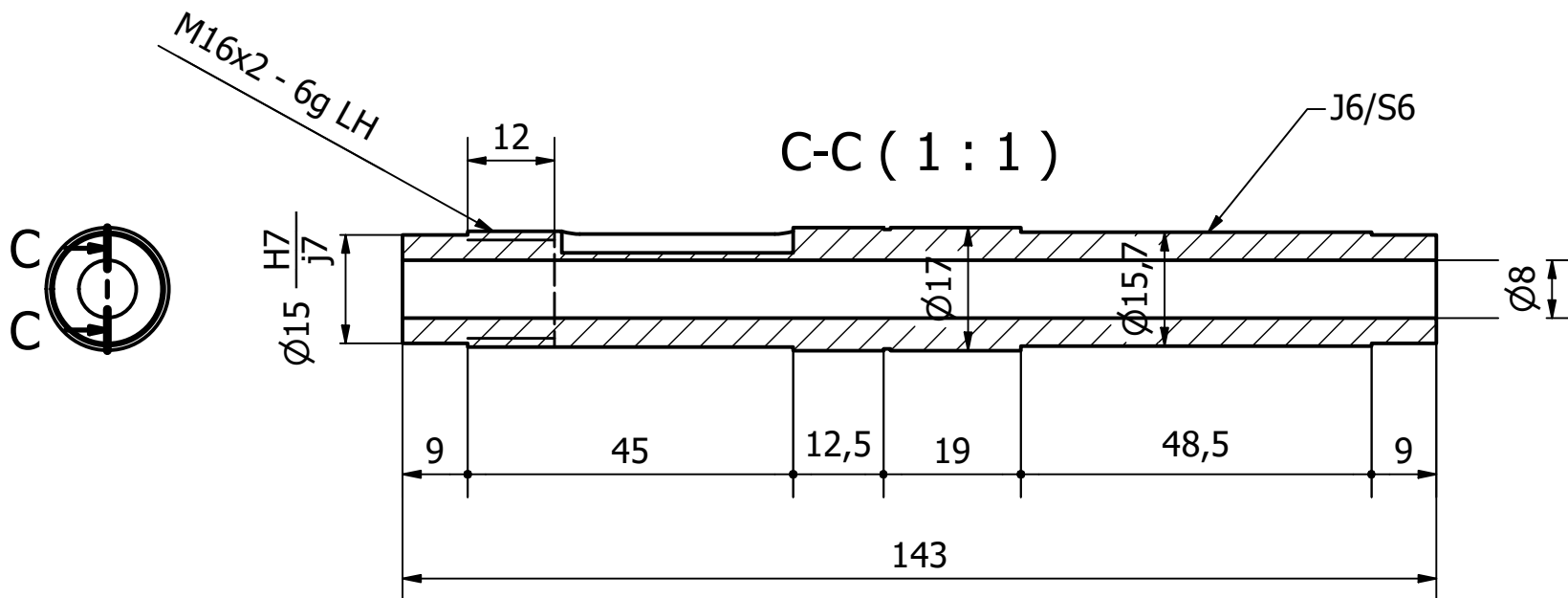
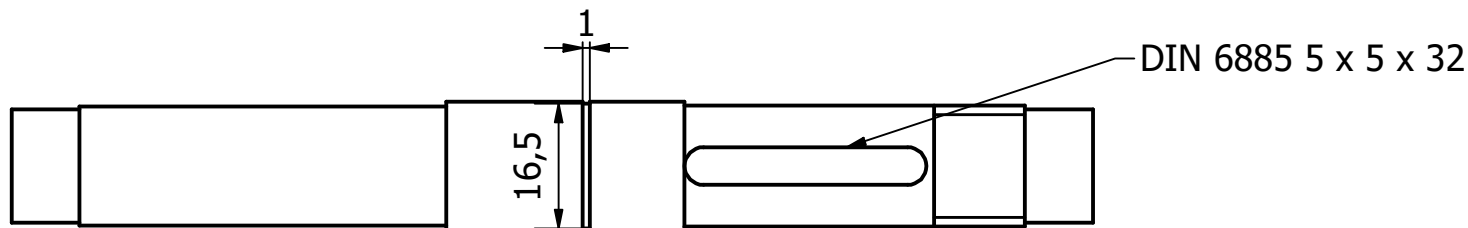
Ø36

22

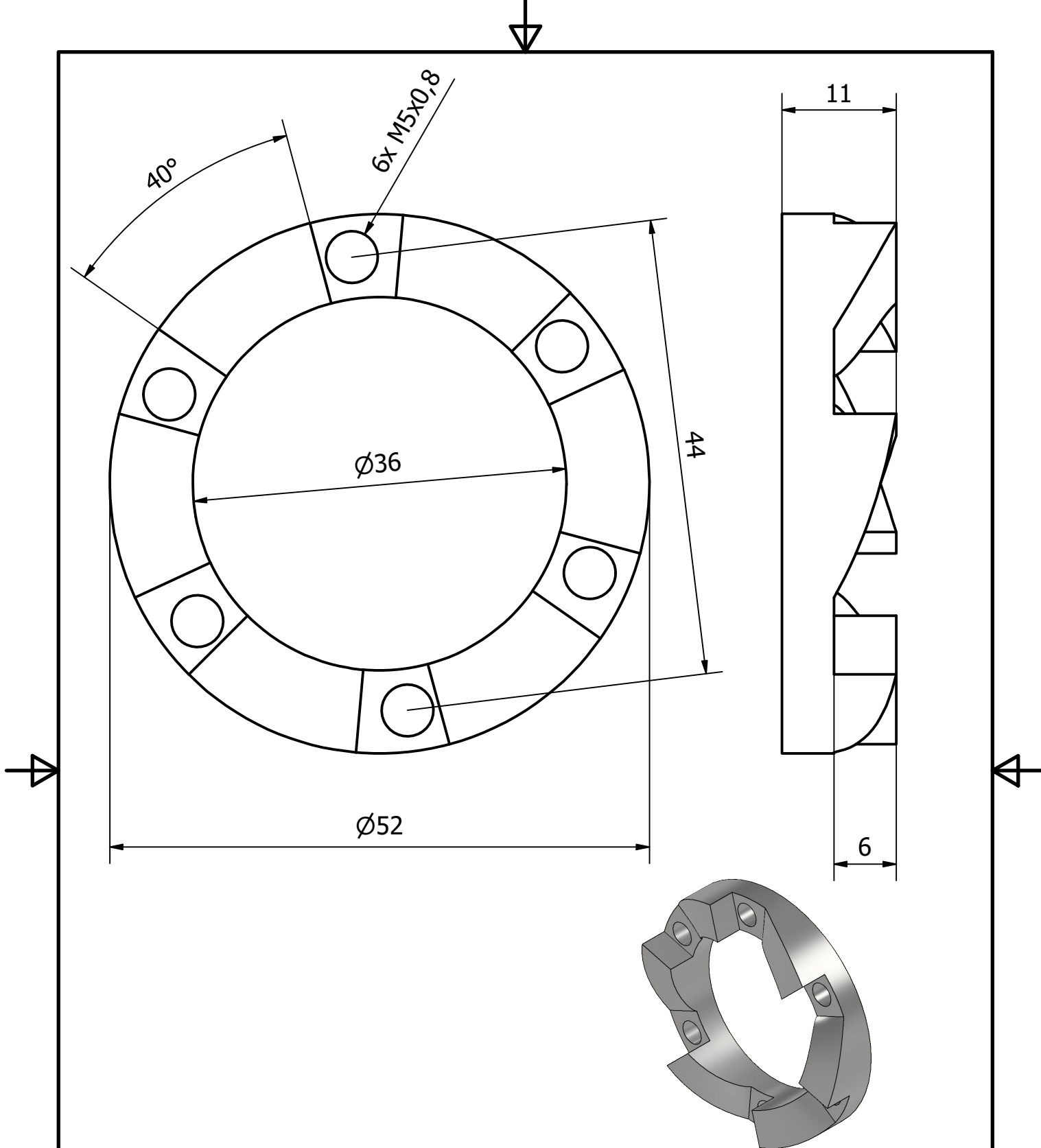
	Materjal: Aluminum 6061		Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK:1989		Mass: 0.624 kg	Mööd: 1 : 2
	Teostas:	Jürgen Niinemaa	Ketiratas			
	Kontrollis:	Tommy Toim				
	Kinnitas:	Tommy Toim				
TALLINNA TEHNIKAKÕRGKOOL			Leht: 2	Tähis: 3		



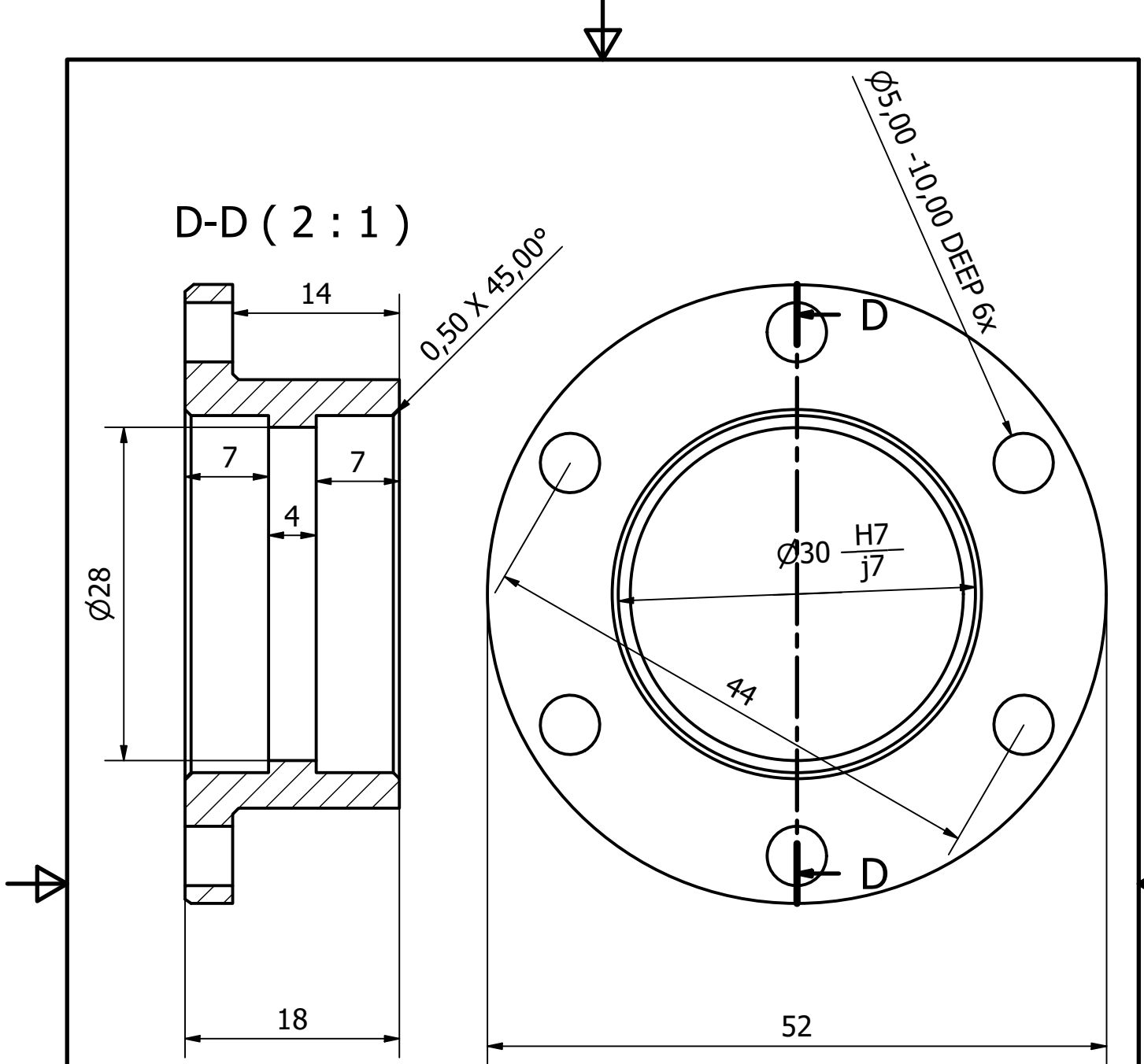
	Materjal: Aluminum 6061	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK:1989	Mass: 0.036 kg	Mõõt: 1 : 1
Teostas:	Jürgen Niinemaa	Nimetus: Laagri pukk		
Kontrollis:	Tommy Toim			
Kinnitas:	Tommy Toim			
TALLINNA TEHNIKAKÕRGKOOL		Leht: 3	Tähis: 10	



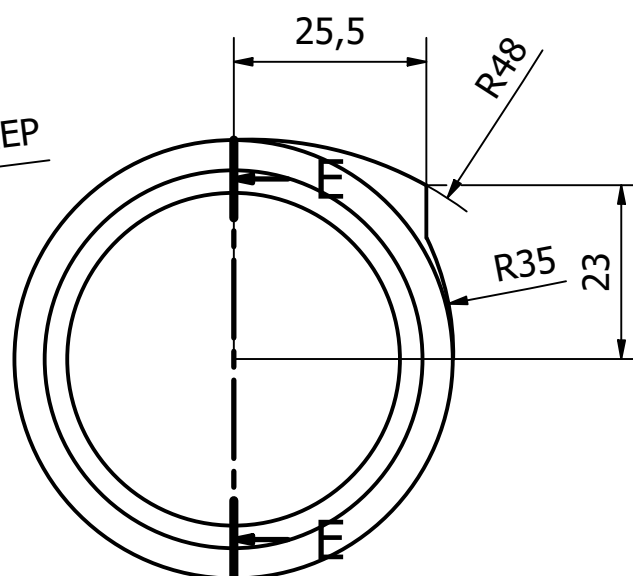
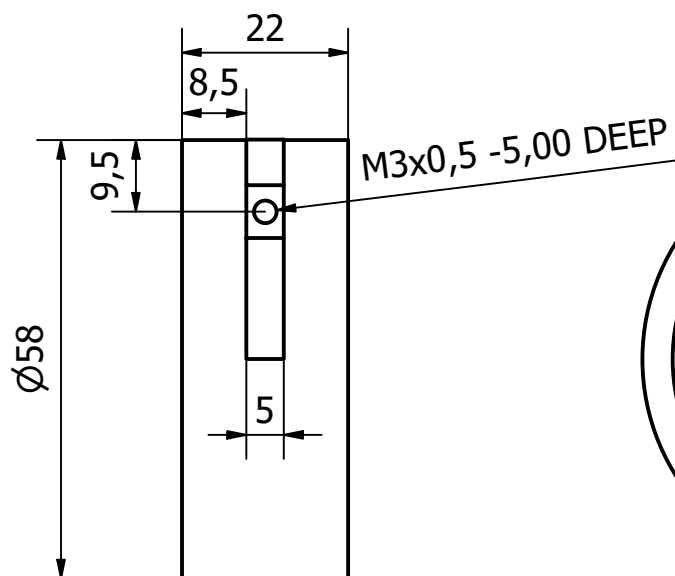
	Materjal: Aluminum 6061	Näitamata piirhálbed: ISO 2768-mK:1989	Mass: N/A	Mõõt: 1 : 1
Teostas:	Jürgen Niinemaa	Nimetus: Võll		
Kontrollis:	Tommy Toim			
Kinnitas:	Tommy Toim			
TALLINNA TEHNIKAKÕRGKOOL		Leht: 4	Tähis: 11	



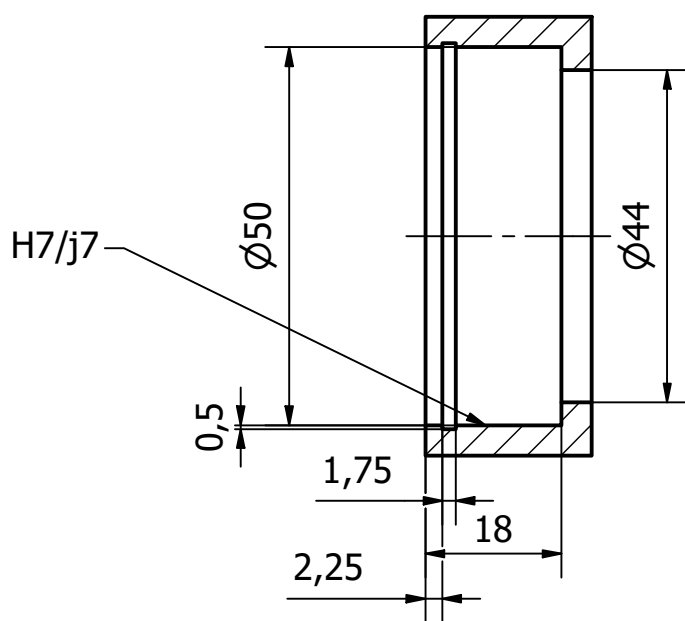
	Materjal: Steel, Carbon	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK:1989	Mass: 0.060 kg	Mõõt: 2 : 1
Teostas:	Jürgen Niinemaa	Nimetus: Nukksidur		
Kontrollis:	Tommy Toim			
Kinnitas:	Tommy Toim			
TALLINNA TEHNIKAKÕRGKOOL		Leht: 5	Tähis: 2	



	Materjal: Aluminum 6061	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK:1989	Mass: N/A	Möödt: 2 : 1
Teostas:	Jürgen Niinemaa	Nimetus: Ketiratta flants		
Kontrollis:	Tommy Toim			
Kinnitas:	Tommy Toim			
TALLINNA TEHNIKAKÕRGKOOL		Leht: 6	Tähis: 17	



E-E (1 : 1)



Materjal:
Aluminum 6061

Näitamata piirhälbed:
ISO 2768-mK:1989

Mass:
0.046
kg

Mõõt:
1 : 1

Teostas: Jürgen Niinemaa

Kontrollis: Tommy Toim

Kinnitas: Tommy Toim

Nimetus:

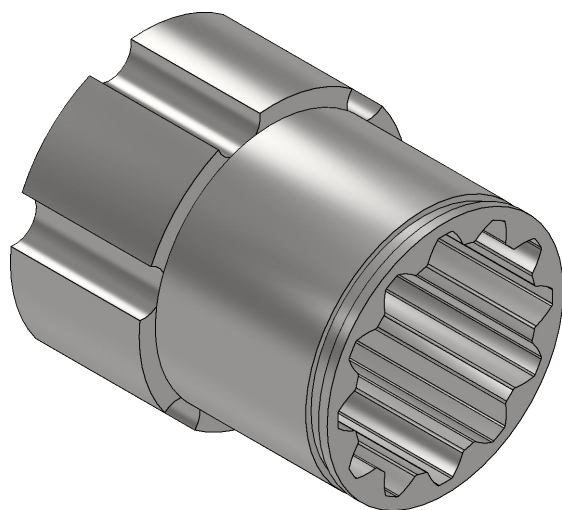
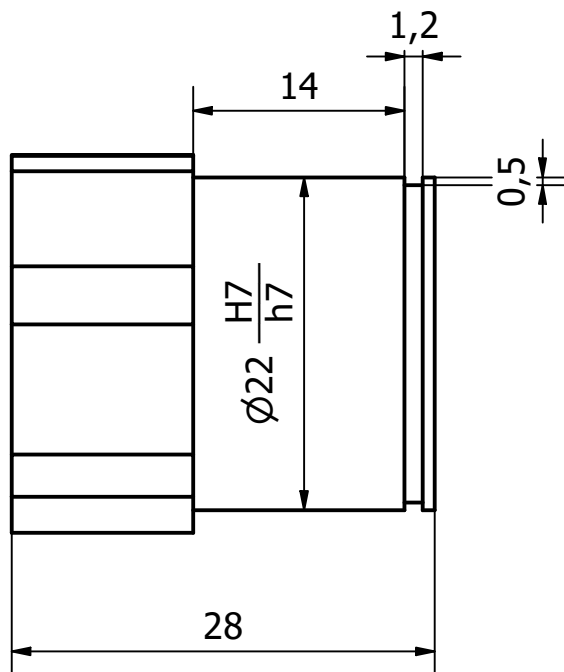
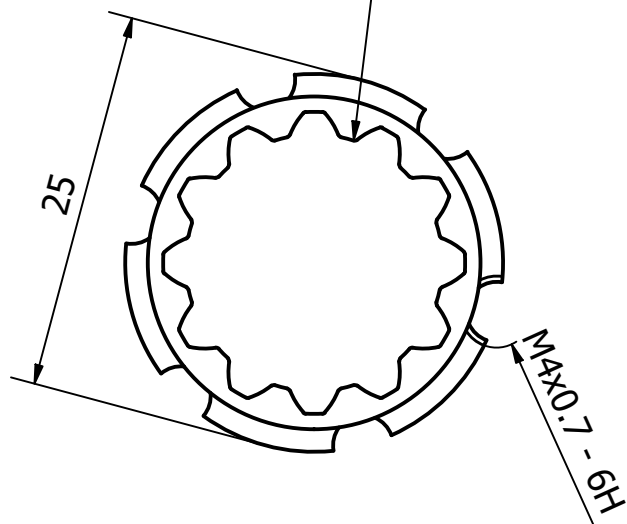
Kahvel

TALLINNA TEHNIKAKÕRNGKOOL

Leht:
7

Tähis: 6

DIN 5482 25x22x14T



Materjal:
Stainless Steel

Näitamata piirhälbed:
ISO 2768-mK:1989

Mass:
0.031
kg

Mõõt:
2 : 1

Teostas: Jürgen Niinemaa

Kontrollis: Tommy Toim

Kinnitas: Tommy Toim

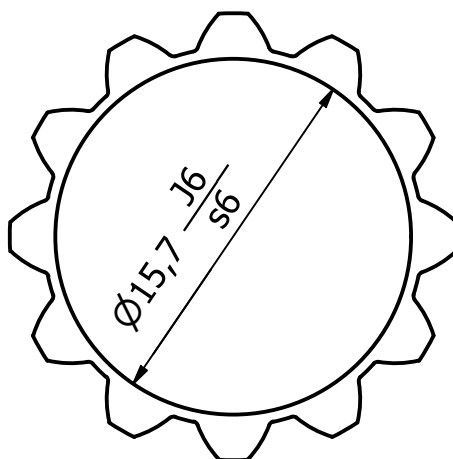
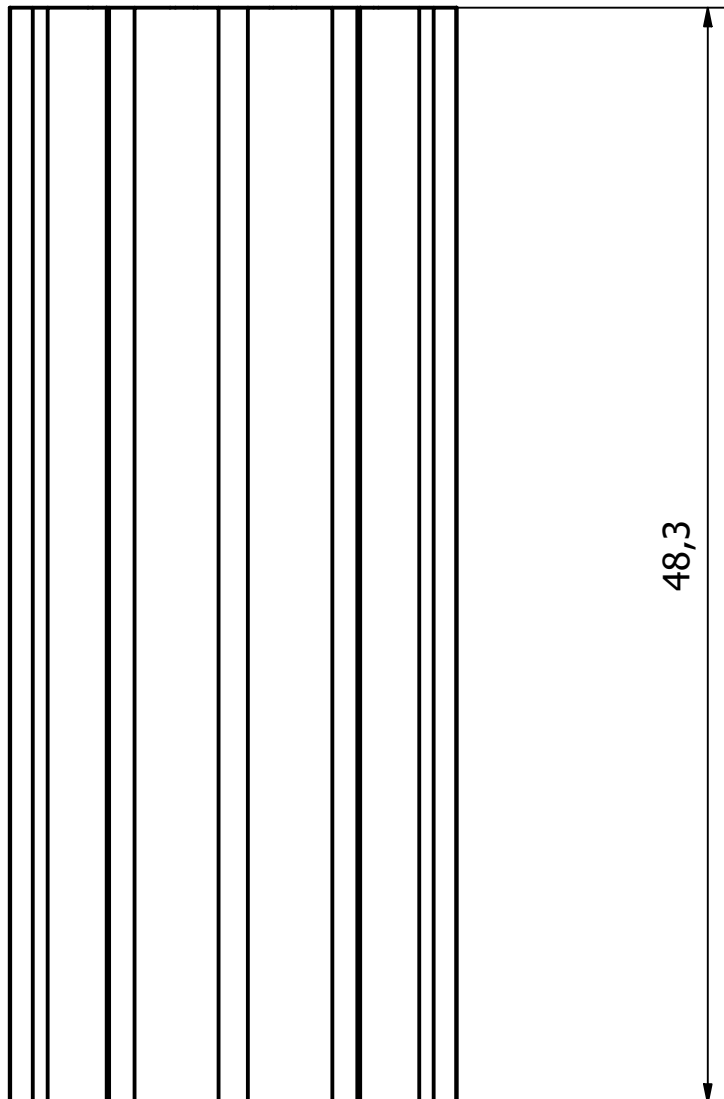
Nimetus:

Nuudi rumm

TALLINNA TEHNIKAKÕRGKOOL

Leht:
8

Tähis: 5



	Materjal: Steel, Carbon		Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK:1989	Mass: 0.026 kg	Mõõt: 3 : 1
	Teostas:	Jürgen Niinemaa	Nimetus: DIN 5482 Nuut		
	Kontrollis:	Tommy Toim			
	Kinnitas:	Tommy Toim			
TALLINNA TEHNIKAKÕRGKOOL		Leht: 9	Tähis: 12		

