



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOL  
MEHAANIKATEADUSKOND

Masinaehituse instituut  
Tootearenduse õppetool

MES70LT

*Sander Lille*

**Metsaveohaagis**

Autor taotleb  
tehnikateaduse magistri  
akadeemilist kraadi

Tallinn  
2014

# AUTORIDEKLARATSIOON

Deklareerin, et käesolev lõputöö on minu iseseisva töö tulemus. Esitatud materjalide põhjal ei ole varem akadeemilist kraadi taotletud.

Töös kasutatud kõik teiste autorite materjalid on varustatud vastavate viidetega.

Töö valmis Toivo Tähemaa juhendamisel

“.....” .....201....a.

Töö autor

..... allkiri

Töö vastab magistritööle esitatavatele nõuetele.

“.....” .....201....a.

Juhendaja

..... allkiri

Lubatud kaitsmisele.

..... eriala/õppekava kaitsmiskomisjoni esimees

“.....” .....201... a.

..... allkiri

TTÜ masinaehituse instituut

## MAGISTRITÖÖ ÜLESANNE

2014 aasta IV semester

Üliõpilane: Sander Lille, 111744 (nimi, üliõpilaskood)

Õppekava: Tootearendus ja tootmistehnika

Eriala: Tootearendus

Juhendaja: Dotsent Toivo Tähemaa (amet, nimi)

Konsultandid: Anti Puusepp, Juhataja, 52 64235 (nimi, amet, telefon)

### MAGISTRITÖÖ TEEMA:

(eesti keeles) Metsaveohaagis

(inglise keeles) Forest trailer

### Lõputöös lahendatavad ülesanded ja nende täitmise ajakava:

Nr	Ülesande kirjeldus	Täitmise tähtaeg
1	Turu anlüüs	10.01.2014
2.	Kontseptsiooni loomine	24.01.2014
3.	Ülekande kinemaatika kujundamine	7.02.2014
4.	Veosilla projekteerimine	5.05.2014

### Lahendatavad insenertehnilised ja majanduslikud probleemid:

Veoülekandega metsaveohaagise kontseptsiooni loomine, veoülekande kinemaatika lahendamine, veosilla projekteerimine.

Täiendavad märkused ja nõuded: .....

Töö keel: Eesti

Kaitsmistootlus esitada hiljemalt .....

Töö esitamise tähtaeg.....

Üliõpilane ... Sander Lille /allkiri/ .....

kuupäev.....

Juhendaja... Toivo Tähemaa /allkiri/ .....

kuupäev.....

AUTORIDEKLARATSIOON .....	2
MAGISTRITÖÖ ÜLESANNE .....	3
EESSÕNA .....	5
1. SISSEJUHATUS .....	6
2. SARNASED TOOTED JA TURG .....	9
2.1 Sarnaste toodete võrdlus .....	9
2.1.1 Hüdroveokäpad .....	10
2.1.2 Rummusisene vedu .....	11
2.1.3 Mehaaniline ja hüdromehaaniline vedu .....	13
2.2 Eeldatav turg, selle suurus ja ekspordivõimalused .....	15
2.3 Järeldused ja vahekokkuvõtte turu olukorrast .....	17
3. LÄHTEÜLESANNE JA EESMÄRGI SEADMINE .....	19
3.1 Tootmistehnilised võimalused ja projekteerimise põhimõtted .....	19
3.2 Lähteülesanne .....	21
4. DISAIN .....	25
4.1 Ideede analüüs ja probleemi lahendus .....	25
4.2 Haagise kontseptsioon .....	26
5. PROJEKTEERIMINE .....	30
5.1 Toote sõlmedeks jagamine .....	30
5.2 Veosilla projekteerimine .....	31
5.2.1 Ülekande kujundamine ja arvutused .....	31
5.2.2 Otsareduktor .....	33
5.2.3 Kettülekanne .....	39
5.2.4 Võllide dimensioneerimine .....	43
5.2.5 Laagerdusskeem .....	46
5.2.6 Laagritele mõjuvad koormused .....	47
5.2.7 Võllide kontrollarvutused .....	54
5.2.8 Võllide liited .....	60
5.2.9 Keti pinguti .....	62
5.3 Balansiiri korpus .....	68
5.3.1 Koostamine ja materjali valik .....	68
5.3.2 Tugevusarvutused .....	69
KOKKUVÕTE .....	78
SUMMARY .....	81
KIRJANDUSE LOETELU .....	84
LISAD .....	85
Lisa 1. Probleemipuu .....	85
Lisa 2. Kaksikpump .....	86
Lisa 3. Otsreduktor nelja hammasrattaga .....	87
GRAAFILINE OSA .....	88

## EESSÕNA

Antud lõputöös käsitletav teema tuleneb metsatehnikat tootva ettevõtte vajadusest tootevalikut laiendada. Euroopa, üks suurimaid metsatõstukite ja haagiste tootjaid põllumajanduslikele traktoritele, vajab oma tootevalikusse mehaanilise neliveo lahendusega haagist.

Hetkel on tootevalikus hüdraulilised veosüsteemi lahendused. Mehaanilisel neliveosüsteemil on teatud eelised täishüdrauliliste lahenduste ees ning seetõttu, konkureerimaks turul, on vaja klientidele pakkuda sama tootevalikut, millega on esindatud suuremad ja mainekamad konkureerivad ettevõtted.

OÜ Palmse Mehaanikakoda on tootnud metsaveo haagiseid ja tõstukeid juba 20 aastat ja tänu sellele on olemas suur praktiliste kogemuste pagas ning hea ettekujutus, metsas tehtavast tööst ja tingimustest, kus tehnikat kasutatakse[1].

Antud kogemuste baasil on vajalik hakata arendama keerulisemat toodet, mille lisandväärtus, eelkõige arvestades eksporti on kindlasti suurem kui tavalistel haagistel.

# 1. SISSEJUHATUS

Antud töö eesmärk on projekteerida mehaanilise ja hüdro-mehaanilise veoga kaheteist tonnise kandevõimega metsaveohaagis. Kuna metsaveohaagise raami konstrueerimisel on abiks ettevõttepoolne pikaajaline kogemus, siis selle konstrueerimine ei ole hetkel fookuses. Põhiliseks sõlmeks, mis tuleb konstrueerida on haagise balanssiirid ehk haagise sillad. See hõlmab erinevate ülekande lahenduste läbi kaalumist ja kalkuleerimist ning ka silla korpuse lahendust.

Mehaanilise veoga haagiseid põllumajanduslikele traktoritele on kahte sorti. Esimesel juhul saab haagis oma veojõu otse traktori jõuvõtuvõllilt ning teisel juhul on jõuvõtuvõlli otsa ühendatud hüdropump, mis käitab hüdro-mootorit, olles ühenduses haagise silla diferentsiaaliga. Viimane nimetatuist ehk hüdro-mehaaniline lahendus on ka antud diplomitöös esmaseks eesmärgiks, aga siiski oma kontseptsioonilt erinev, praegu teadaolevatest seeriatootmises valmistatavatest masinatest.

Toote kõige laiem eesmärk on selle abil puitmaterjali transport tükeldatud kujul, nagu seda tehakse Euroopas. Antud toote kontseptsiooni loomisel ei ole püütud arendada kontseptsioonilt täiesti uut või erinevat meetodi metsa väljavedamiseks. Erinevalt Euroopast, veetakse näiteks Ameerikas ja osaliselt Venemaal puit metsast välja skidderitega (sele 1.1). Skidder kujutab endast võimsat spetsiaalselt selleks tööks mõeldud traktorit, mille taha on kinnitatud suur haarats. Sellega on võimalik suuri puid, kui ka suurt kogust väiksemaid puid, ilma laasimata, traktori järgi lohistades välja vedada. Samuti ei ole ka kaalutud metsaveo haagisele veovõime tekitamist tavapärastel meetoditel (näiteks elektrimootorite kasutamine või muud mitte tavapärased lahendused metsa väljaveo haagistel, mis oleksid antud valdkonnas väga innovaatilised).



Sele 1.1. Skidder [2]

Antud toote loomisel on alustuseks analüüsitud hetkel müüdavate haagiste veojõu variante. Kasutatakse kolme erinevat moodust, kuidas anda haagise ratastele veo võime. Üks levinumaid variante on hüdroveokäpad, mis kujutavad sisuliselt endast rullikut hüdro mootori otsas, mis surutakse kahe ratta vahele (sele 1.2).



Sele 1.2. 4WD Palms-i haagisel

Üha enam kogub populaarsust teine neliveo lahendus, kus kasutatakse spetsiaalselt toodetud rumme, kuhu sisse on paigutatud hüdro mootorid. Tegemist on väga kompaktsel lahendusega, mida sageli kasutatakse kahe ratta puhul. Sellisel juhul veab haagise neljast rattast ainult kaks, mis siiski enamasti on piisav.

Kui eelnevalt nimetatud kaks lahendust on siiski pigem lihtsalt abiks rasketes oludes, siis kolmas variant on pidevaks kasutamiseks mõeldud. Sellel juhul on tegemist täismehaanilise või hüdro mehaanilise veosüsteemiga. Nende erinevus ja töö põhimõtte on lahti seletatud peatükis 2.1.3. Nimetatud lahendus on eelnevatest kordades kallim ja õigustab ennast ainult juhul, kui töötatakse pidevalt rasketes tingimustes. Lisaks selle suurele hinnale on ta ka poole suurema massiga, sama ajal kandevõime poolest eelis puudub.

Kõike kolme varianti tuleb omavahel võrrelda ning selgitada välja nende eelised ja puudused, et teha otsuseid projekteeritava haagise kontseptsiooni loomiseks.

Hetkel on mehaaniline haagise veosüsteem konkurentide poolt lahendatud kahel erineval viisil: esimesel juhul kasutatakse mõne suure sillatootja poolt pakutavat balanssiirsilda ja teisel juhul valmistatakse sild ise (eelkõige balanssiirid).

Ka antud töös tuleb konstrueerida balanssiirid, et neid oleks võimalik ise valmistada.

Seejuures on konstruktsioon lahendatud konkurentidest erinevalt ja teadaolevalt, sellist lahendust, hetkel seeriatootmises ühelgi ettevõttel pole.

Idee rakendamisel on vaja lahendada mitmed insenertehnilised probleemid. Toote projekteerimisel tuleb lähtuda ettevõtte võimalusest ja ka kompetentsist ning kogemusepagasist. OÜ Palmse Mehaanikakojal on kasutada kaasaegne tehnoloogia erinevate pooltoodete valmistamiseks mitmetes masinaehituslikes valdkondades. Masinaparki kuuluvad mitmed suurte töölaudade ja paindlike võimalustega lõiketöötluspingid, keevitusprotsessides kasutatakse väga edukalt keevitusroboteid, olemas on ka kõik vajalikud seadmed lehetöötluks ning viimistluks. Seoses laia kogemusega erinevate tehnoloogiliste protsesside haldamisega on võimalik tootmistehnilist ja tootearendusliku valdkonda integreerides ning neis kompromisse leides, saavutada konkurentsivõimeline tulemus. Konstrueerimisel ja toote arendusel on kasutada Solidworks projekteerimise tarkvara. Lõplike elementide meetodil (LEM) tehtavad tugevusanalüüsid saab lihtsamal juhul teostada Solidworks tugevusarvutuspaketiga ja keerulisemate koormusolukordade puhul on kasutatud Ansys-i tugevusarvutusteks mõeldud tarkvara.

Antud toote loomine Palms-i kaubamärgile ei ole oluline ainult ärilisest seisukohast, vaid ka sama väärselt ettevõtte parema kuvandi loomiseks professionaalse metsatehnika tootjana. Tulevalt sellest, et paista silma kui innovaatiline ja arenev ettevõtte on eesmärk lahendada haagise veosüsteem mõneti erinevalt, kui seda täna konkurendid pakuvad.

Käesolevas töös on konstrueerimisel kohati kasutatud tavapärasest erinevat meetodikat. Kuna tegemist on tootega, kus täpseid koormusolukordasid ei saa kõikidel juhtudel määrata siis, tuleb kasutada teatavatel juhtudel kogemust, kui see on olemas või võrrelda enda probleemi sarnases olukorras kasutatavate lahendusega. Seetõttu ongi mitmete sõlmede konstrueerimisel masinaelemente puudutavad parameetrid (näiteks hammasülekanne mooduli valik) või materjali ristlõige, valitud eelnevalt lähtudes kogemusest ning seejärel teostatud kontrollarvutused. Vajadusel tehakse kontrollarvutus uuesti parendatud olukorrale, kui esimeses lahenduses tekib probleem. Väga suur osa kinemaatika kujundamisest on seotud cad keskkonda loodud mudeliga, mida paralleelselt exceli arvutusmudeliga kasutatakse erinevaid iteratsioone teostades. Sellist meetodi kasutades saadakse suur ajaline võit ja väga lihtne on varem tehtud iteratsiooni korrata analüüsima uuesti juba läbi käidud olukorda.

Tugevusarvutuste teostamisel cad keskkonnas on alati teostatud ka paralleelselt tava arvutus kontrollimaks, kas rajatingimused ja meetod cad arvutuses on valitud õige. LEM analüüsi on antud töös eelkõige kasutatud pingekontsentratsiooni ja deformatsioonide hindamiseks.

Kõige rohkem vajatakse LEM analüüsi balansiiri korpuse disainimisel.



## 2. SARNASED TOOTED JA TURG

### 2.1 Sarnaste toodete võrdlus

Esmalt tuleb lahti seletada, mida peetakse silmas sarnaste toodete all. Et võrdlust piiritleda võetakse võrdlusse kõik mingitki veosüsteemi omavad haagised, mis on mõeldud metsa väljavedamiseks. Nimetatud olukorras on selleks haagised, mis on mõeldud kasutamiseks põllumajanduslike traktoritega. Võrdlusse ei ole võetud sihtotstarbelised metsa väljaveomasinad, milleks põhiliselt on väljaveotraktorid (forwarderid ja skidderid). Väljaveotraktor on hoopis teine toode, küll aga ei saa hilisemas toote hinnakujunduses, eelkõige kallimate mehaanilise veoga haagiste puhul, kõrvale jätta võrdlust: sihtotstarbeline väljaveotraktor ja mehaanilise veoga haagis pluss traktor. Haagis on küll kindlasti odavam kui spetsiaalne väljaveotraktor, aga peab arvestama, et haagise ette on ka traktorit vaja. Seetõttu võib komplekti soetamisel olla küsitava, kas ei oleks mõistlikum väljaveotraktor soetada. Erinevate lahenduste väljatoomiseks on koostatud tabel koos nende eeliste, puuduste ja mõningate tehniliste näitajatega. Esmane võrdlus on koostatud vastavalt põhimõttele - mitte konkreetse konkurendi toodet arvestades.

kriteeriumid	hüdrokeepäpad(4WD)	rummusisene vedu(2WD/4WD)	mehaaniline vedu(4WD)	hüdromehaaniline vedu(2WD)
veojõud (kN)	≈20	≈16 /≈32	≈50-60	≈50
kasutegur(meh. 4WD võrreldes)	50%	60%	100%	80%
differentiaali lukk	hüdrauliline	hüdrauliline	mehaaniline	hüdrauliline/mehaaniline
töökindlus	vähe töökindel	oleneb suuresti kasutajast	töökindel	töökindel
lintide võimalikus	pole võimalik	võimalik	võimalik	võimalik
soetusmaksumus	kõige odavam	üsna kallis	kallis	kõige kallim

Tabel 2.1 Veosüsteemide võrdlus

Eelpool toodud tabel on koostatud väga konservatiivselt ja pole üldse arvestatud erinevate tootjate eripärasid. Seetõttu vajab tabel kindlasti täpsemat kommenteerimist tabelis toodud väärtuste ja hinnangute kohta. Erinevad põhimõttelised lahendused koos puuduste ja eelistega on lahti seletatud järgnevas alampeatükkides.

### 2.1.1 Hüdrokeokäpad

Hüdrokeokäpad kinnituvad haagise balanssiiridele ja veojõud kantakse üle rattale spetsiaalse rulliku ja rehvimustri kaudu (sele 2.1). Tegemist on justkui hammasrataste hambumisega, aga üheks hammasrattaks on rullik ja teiseks rehvi oma mustriaga. Käpa külge on kinnitatud hüdromootor, mille võllile kinnitubki otse ilma igasuguse ülekandeta rullik. Antud lahendus on metsatehnika puhul olnud kasutuses juba pikka aega ja võib öelda, et ta on ka kõige lihtsam variant haagisele veojõu andmiseks. Sarnane lahendus on kasutusel ka osadel topeltsillaga veoautodel, kus kahe ratta vahele surutakse rullik, mis paneb pöörlema ka teise ratta. Seal rehvimuster rolli ei mängi, kuna tegemist lihtsa hõõrdülekandega ning seal puudub ka eraldiseisev jõuallikas, sest jõud tuleb ühest komplektsest veosillast. Veoautode puhul kasutatakse seda siiski pigem juhul, kui auto on juba kinni jäänud ning ühel rattapaaril pole piisavalt haarduvust. Metsas lülitatakse nelivedu enamasti sisse juba arvestades, et mitte kinni jääda. See tähendab, et veosüsteemi kasutatakse sõitmiseks, mitte ainult hetkeliselt uuesti liikuma saamiseks.

Kuna hüdrokeokäpad on kasutuses ka antud lõputöö teema püstitanud ettevõttes on nendega seotud probleemid väga hästi teada. Omades küll lihtsat konstruktsiooni ei ole nad kahjuks samal ajal alati kõige efektiivsemad ja töökindlad.

Esiteks ei ole tegemist tavalise hambumisega sest, üks hammasratas on rehvi, mis on oma konstruktsioonilt elastne. Hüdromootor, koos rullikuga, surutakse rehvide vahele hüdrosilindri abil. Praktikas on väga raske pidevalt kontrollida, kas jõud millega silinder rullikut surub on optimaalne. Silindri saab küll vastavalt rõhule paika seadistada, lisaks on võimalik ka mehaaniliselt käpa käiguulatust piirata, kuid siiski see kõik ei taga, et rehvis on alati konstantne rõhk ja koorma mass ei ole samuti alati ühesugune. Lisaks mängivad rolli asjaolud nagu rehvi kulumine ja töötingimused. On erinevus, kas rehvi on mudane ja libe või kuiv.

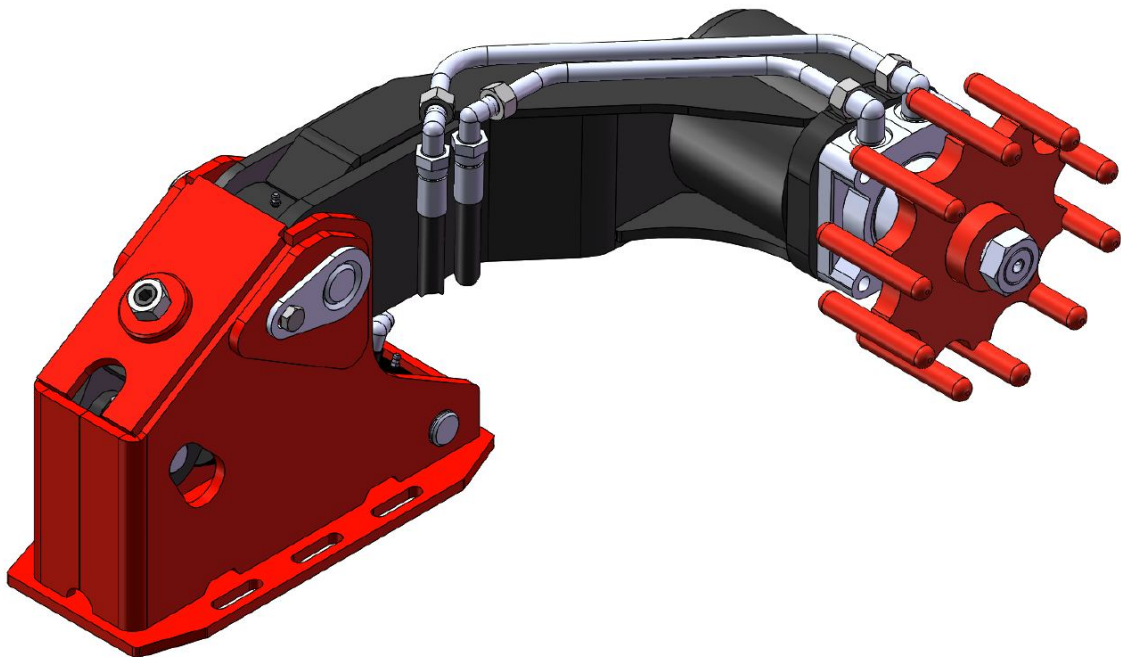
Kõigi ülekande tööd häirivate asjaolude tulemusena võib rullik rehvi mustri ülemal küljel visata samal ajal vigastades rehvi või teisel juhul on rullik rehvide vahele nii kõvasti surutud, et küllaltki suur osa hüdraulilisest jõust võtab silinder hüdromootorimomendi arvelt, mille läbi väheneb veojõud. Lisaks läheb osa tehtavast tööst rehvi deformeerimisel ratta pöörlema panemise asemel.

Seetõttu üheks probleemiks käppade puhul on asjaolu, et vajatakse eri mustriaga rehve ja rehvid kuluvad olenevalt kasutajast, kuid siiski hoopis kiiremini kui mõne muu neliveosüsteemi puhul.

Teiseks põhiliseks probleemiks on hüdmootorite vastupidavus. Antud lahenduse konstruktsioon lihtsalt tingib asjaolu, et rullik on suhteliselt kaugel hüdmootori laagritest. Rullik peab asetsema ratta tsentris. Sellest tulenevalt tekib märkimisväärne lisamoment radiaalsuunas mootori võllile ja laagritele, mis vähendab tõsisel määral mootori eluiga. Eelkõige väheneb laagrite eluiga ja kui laagris on lõtk hakkavad tekkima ka üsna pea hüdroõli lekked.

Lisaks ei ole sellise veolahenduse puhul võimalik rehvidele paigaldada linte. Tõsi küll viimati nimetatud ei ole küll kõige määravamaks argumendiks järelveetavate haagiste puhul. Pigem on lintide vajadus sihtotstarbelistel traktoritel ja harvesteridel. Sellest hoolimata rehvimustri ja suuruse valik on piiratud.

Kokkuvõtteks saab öelda, et tänu oma soodsale hinnale ja konstruktsiooni lihtsusele on hüdroveokäpad hoolimata oma kehvale töökindlusele väga levinud lahendus metsaveohaagiste puhul. Kindlasti on veosüsteemi valik kasutustingimustest ja kasutusvajadusest, aga kindlasti ei ole käpp kõige õigem valik rasketesse töötingimustesse, kus neliveo vajadus on pideva ja vajatav veojõud on samuti küllaltki suur.



Sele 2.1. Hüdraulilise neliveo käpp

### 1.1.2 Rummu sisene vedu

Rummu sisese veosüsteemi puhul on samuti tegemist täishüdraulilise lahendusega. Illustreeriv pilt veorummust on toodud sele 2.2. Antud variandi puhul paiknevad hüdmootorid

rattarummude sees või teisisõnu rattarumm ongi hüdro mootor. Kasutatakse seal radiaalkolbmootoreid. Sellise lahenduse puhul on mitmeid eeliseid hüdroveo käpaga võrreldes, aga on ka mõned puudused.

Üheks suureks eeliseks eelkõige on kompaktsus ja lisa hüdraulika elementide puudumine hüdro silindrite näol. Kuna igasugune mehaanika ja kinemaatika puudub võrreldes hüdroveo käpa liikumisega võrreldes on ka kuluvaid osasid vähem. Samas on aga hüdro mootorid kordades keerulisema ehitusega ja nende kasutegur ei ole samuti kuigi hea.

Eeliseks on ka võimalus kasutada mistahes suuruse ja mustri rea rehve. Loomulikult rehvi suuruse osas on teatavad piirangud, sest rümm peab velje sisse ära mahtuma, aga siiski on võimalik kasutada praktiliselt kõiki rehve mida metsaveo puhul üldjuhul kasutatakse.

Rümmusid on võimalik saada erinevate suurustega, millest tuleneb ka erinev veojõud. Mida suurem mootor on seda suurem on ka moment, mida mootor arendab. Samas mootori gabariitide ja momendi suurenemisega kaasneb ka vajadus suurema õlikoguse järgi, et siiski arvestatava kiirusega metsas liikuda. Suurem õlikogus tähendab jällegi suuremat hüdropumpa ja suuremat õlipaaki, et hüdrovedelik kuumaks ei läheks. See on ka peamine põhjus, miks Palms, üldjuhul rümmu sisest vedu, müüb 2WD konfiguratsioonis ehk vedavaid rattaid on kummalgi balansiiiril üks. Teine põhjus on ka kindlasti hind. Kuna veorummud on üsna keerulise ehitusega on nende hind ka kõrge. Üks funktsioon, mis rümmu keeruliseks teeb on vabaveo mehhanism. See tähendab, et kui vedu ei vajata tõmmataks mootori kolvid sisse ja hüdro mootor ei oma enam haagise liikumisel erilist takistust. Lisaks on ka enamikel rümmudel, mida Palms kasutab süsteem, mis automaatselt veo tagant ära võtab, kui haagis hakkab liikuma kiiremini, kui seda antud õlihulga puhul rümmud võimaldaksid. Ilmekaim näide on mäest alla sõit.



Sele 2.2. Black Bruin veorumm [3]

Hüdroveorummude kasutamine eeldab ka tavapärasest keerulisema konstruktsiooniga balansiire, mis omakorda jällegi teeb lõpptoote kallimaks. Palms-i näitel, hetke seisuga, saab öelda, et 2WD konfiguratsioon on umbkaudu 10% kallim kui hüdrokápaga 4WD. See tähendab, et rummusiseste mootoritega 4WD on juba rohkem kui poole kallim hüdrokápaga veost.

Siiski märgatav on tendents, et 2WD muutub üha populaarsemaks ja kliendid eelistavad üha enam rummusisest vedu hüdroveo kápale. Ilmselt on üheks asjaoluks veorummude töökindluse paranemine ja hakkab tekkima teatav kogemus ja usaldus nende kasutamisel metsa väljaveo rakendustes. OÜ Palmse Mehaanikakoda kasutab oma haagistel Soome ettevõtte Sampo Hydraulics tooteid [2], kellel on veorummudel eraldi kaubamärk Black Bruin. Veorummudega haagise puhul on võimalik kasutada ka linte, sest rehvide ümber pole piiravaid elemente.

Lisaks metsandusele leiavad veorummud kasutust põllumajanduses, kaevandustes, ehitusmasinates, tee ehituses ja ka kõikvõimalikel eristel ning spetsiifilistel rakendustel.

### **2.1.3 Mehaaniline ja hüdromehaaniline vedu**

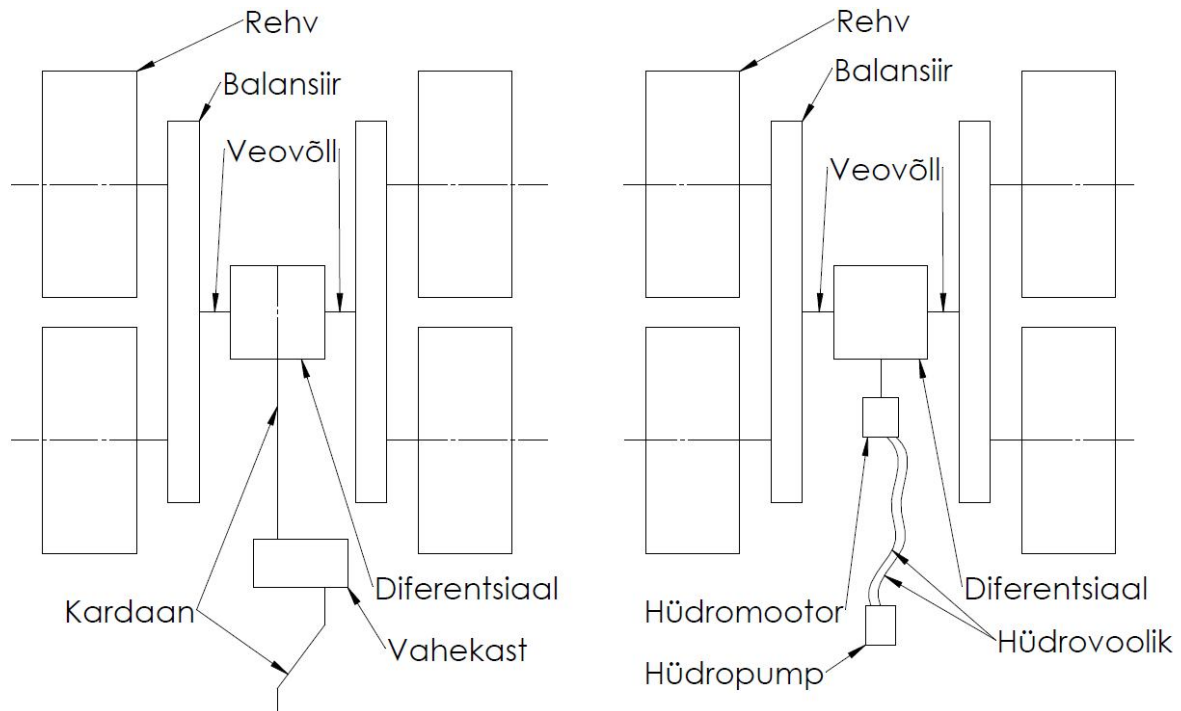
Mehaanilist ja hüdromehaanilist veosüsteemi on asjakohane käsitleda koos. Tegemist on väga sarnase veosüsteemiga. Esimesel juhul juhitakse moment silda traktori jõuvõtu võllilt läbi vahekasti. Teisel juhul vahekasti pole vaja, et traktori kiirust ja haagise liikumise kiirust sünkrooni viia. Hüdromehaanilise veo puhul on traktori jõuvõtu võllile ühendatud hüdropump ja haagise sild on ühenduses hüdro mootoriga. Traktori liikumise kiirus aetakse sünkrooni haagisega, tänu hüdro süsteemis olevale vooluhulga regulaatorile ja sobivate parameetritega hüdropumba valikuga.

Hüdromehaaniline vedu on kallim kuna on vajadus hüdro mootori järele. Hüdropumpa pole objektiivne lisakuluna arvestada, sest üldjuhul kui on tegemist nii suure ja keerulise haagisega, nagu seda on mehaanilise veoga haagised, siis on seal ka üsna suur ja võimas tõstuk peal, mis nagnii vajab eraldiseisvat hüdropumpa, millel oleks suur tootlikus. Traktoritel, üldjuhul tehase poolt professionaalseks tööks loodud, piisava tootlikkusega hüdropumpa peal ei ole. Hüdromehaanilise lahenduse eeliseks on lihtne traktori ja haagise liikumiskiiruse sünkroniseerimine. Lisaks on lihtne kasutada haagist erinevate traktorite haakes ja traktori ning haagise rehvide vahetamisel, ei ole niivõrd oluline nende suurus. Hüdromehaanilise veosüsteemi eeliseks on ka parem kompaktsus ja lihtsam haagise ning selle tiisli

konstruktsioon. Täismehaanilise haagise puhul on vaja jõuvõtuvõllist kuni haagise tagasillani vedada kardaan. Lisaks peab vahele jääma ka vahekast, millega kiirused õigeks saada.

Seetõttu on kasutuses mitu kardaanit risti, mis kõik on kuluvad elemendid. Lisaks peab olema tiislit läbival kardaanil topelt kardaanirist, sest tiisilile tuleb tagada hüdrocilindritega

pööramine, et parandada metsas manööverdusvõimet.



Sele 2.3. Veosüsteemid: a) Täismehaanilise veoga haagis b) hüdroveomehaanilise veoga haagis

Hüdroveomehaanilist vedu kasutavad ka forwarderid ja harvesterid. Eeliseks just eelkõige süsteemi kompaktsus ja liikumiskiiruse reguleerimise lihtsus. Samas üks suuri miinuseid, võrreldes täismehaanilise veoga haagise ja forwarderiga, on õli ülekuumenemise oht. Täis mehaanilised haagised tavapärase põllumajanduslike traktorite haakes omavad suurt eelist pikkadel väljaveoteedel ja seda enam veel kuumades ilmastikuoludes suveperioodil töötades. Samas tulles tagasi võrdlusesse hüdroveokäpa ning rummusisese veoga on hüdroveomehaaniline vedu kindlasti palju efektiivsem ja suurema veojõuga.

Mehaanilise ja hüdroveomehaanilise veoga haagise hind on märgatavalt suurem, võrreldes rummuveo või hüdroveo käpa lahendusega. Komplekti ehk traktori ja haagise hind võib olenevalt tootjast isegi ulatuda juba sihtotstarbelise väljaveotraktori hinna lähedale. Haagise maksumuse määrab suuresti asjaolu, kuidas on sillaosa lahendatud. Odavam variant on üldjuhul valmistada ise kettülekanedega balansiirid ja sobitada nende vahele vastava diferentsiaalreduktor. Kettülekanedel on mitmeid halbu omadusi ning seetõttu on osad tootjad valinud mehaanilise veoga haagise valmistamiseks ostutootena mõne teise ettevõtte poolt

valmistatav silla. Kasutatakse üldiselt samu sildasid, mis on kasutusel väiksematel forwarderidel ja harvesteridel. Üks põhilisemaid sillatootjaid sellistele masinatele on saksa tootja Naf [4].

Lisaks keti omadusele, väljavenida ning kuluda, on ostetud sillaga haagist ka hulga lihtsam valmistada ning pole vajalik oskus sildade toomise alal. Lisaks on ostetud sillal juba üldjuhul vastava sillatootja poolt taotletud kõikvõimalikud sertifikaadid ja olemas dokumentatsioon seoses pidurisüsteemidega, et oleks võimalik haagist muuta ka üldkasutatavatel teedel sõitmiseks legaalseks.

## **2.2 Eeldatav turg, selle suurus ja ekspordivõimalused**

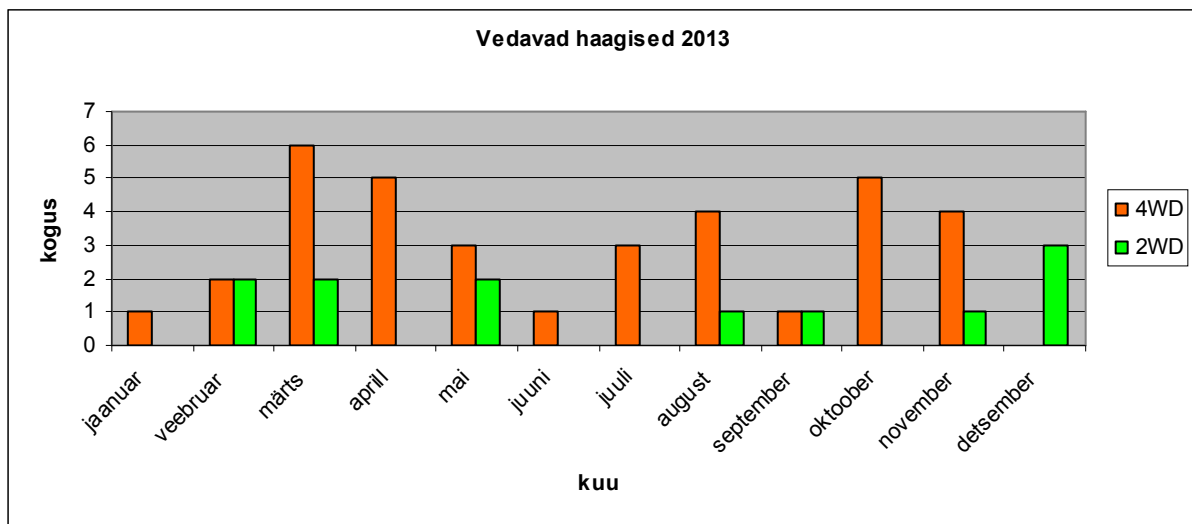
Veovõimega haagiste ja eelkõige mehaanilise veoga haagiste põhilisteks kasutajateks on kliendid, kes töötavad oma masinatega rasketes tingimustes. Rasketeks tingimusteks on pehme pinnas, mägine maastik ja üldjuhul ka talvised olud. Eesti Vabariik kuulub ka kindlasti riikide hulka, kus metsatöös, paljudel juhtudel, vajatakse haagise veovõimet.

Tulevase turuosa prognoosimine mehaanilise neliveoga haagisele on üsna raske. Seda esiteks põhjusel, et pole täpselt teada, palju praegused taoliste lahenduste tootjad oma haagiseid müünud on. On läbi käinud mitteametlik info soome müügikanalitest, et kogu müüdavate metsaveohaagiste kogumahust umbkaudu 2% on mehaanilise veoga haagised. Soome on väga pika metsanduskultuuriga maa ja võiks hästi iseloomustada turu nõudlust, selliste haagiste vastu, kuid on väga küsitav, kas 2% on tõesti piisav vajadus. Arvestades, et nimetatud protsent vastab tõe, siis tuleks seda analüüsida. Üks põhjuseid, miks mehaanilise veoga haagiseid vähe ostetakse on kindlasti nende kõrge hind. Seda tüüpi haagise hind jääb üldjuhul 30 000 kuni 50 000 euro vahele, olenevalt tootjast ja spetsifikatsioonist. Nagu ka eelnevates peatükkides mainitud, võib mehaaniline haagis koos traktoriga sellisel juhul juba küündida sihtotstarbelise traktori hinnani ning see paneb ilmselt klienti arvestama, mille kasuks otsustada.

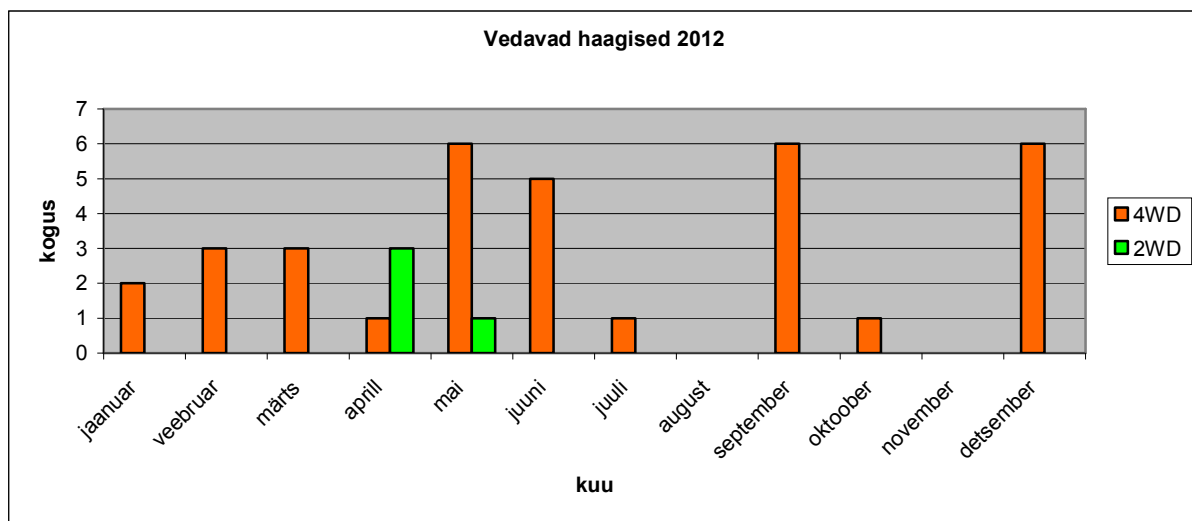
Teiseks põhjuseks on muud neliveo lahendused, mis on hulga odavamad ja üldjuhul siiski vastavad vajadustele. Vastukaaluks Soomes valitsevale olukorrale peaks analüüsima Eesti olusid. Üks väga kaalukas argument mehaaniliste haagiste kasuks on asjaolu, et Eestis on toodetud, nõukogude aegse tehnika baasil, sadu mehaanilise veoga haagiseid. Taaskord ei ole kuskilt võimalik täpset ja ametliku statistikat võtta, aga on teada, et põhiliselt veoauto Zil 131 sildade baasil on ehitatud sadu metsaveo haagiseid. Nende ehitamisega on tegelenud teadaolevalt ja üsna suures mahus, üks konkreetne ettevõtte ja lisaks on arukad mehed oma

väikestes töökodades, selliseid haagiseid väga palju ka ise ehitanud. Kuna enam nimetatud masinate sildasid kasutatuna lihtne hankida ei ole, muutub sel meetodil haagiste tootmine küsitavaks. Ilmselt oleks võimalik Venemaalt sobivaid sildasid hankida, kuid hind kujuneks juba hoopis suuremaks. Peab tõdema, et kui hind mehaanilise veoga haagisel oleks soodsam, oleks ka huvi suurem.

Rääkides tõenäolistest ekspordi sihtkohtadest saab Palmsi-i näitel kasutada viimaste aastate statistikat 2WD ja 4WD lisadega haagiste müügist. Antud statistika näitel võib üsna kindlalt järeldada, et ka mehaanilise veoga haagiste müük oleks korelatsioonis muude veolahendustega haagistega ja nende turgudega. Mida rohkem on müüdud muid veolahendusi teatud riiki, sellele vastavalt on seal turgu ka mehaanilise veoga haagistele.

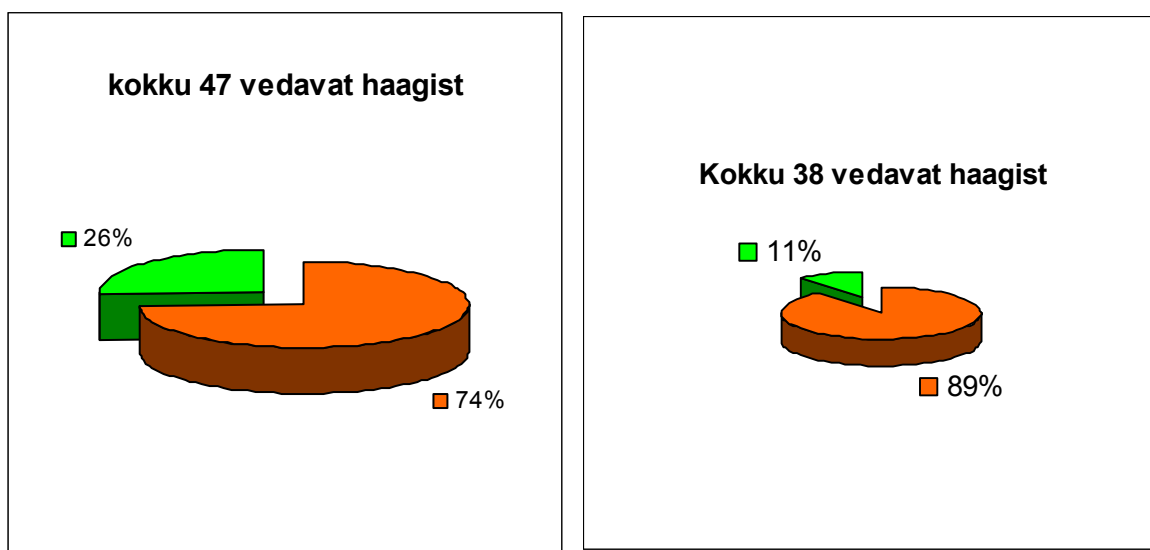


Sele 2.4. Vedavate haagiste müük 2013 aastal



Sele 2.5. Vedavate haagiste müük 2012 aastal





Sele 2.6. 2WD haagiste osakaal: a) 2013 aasta b) 2012 aasta

Nagu graafikutelt näha võib on 2013 aastal müüdud tunduvalt rohkem 2WD lahendusi kui 2012 aastal. Üks põhjustest on selles, et antud lahendust hakati pakkuma alles 2011 aasta lõpus ja seetõttu oli see 2012 aastal siiski uus ja tundmatu toode.

Ka 2013 aasta statistikat ei ole kõige objektiivsem, sest tellimusi oli 2WD jaoks hoopis rohkem kui neid müüdi, aga rummusiseste hüdmootorite tarnimine viibis ja seetõttu paljud kliendid loobusid või otsustasid 4WD kasuks. Seega 2014 aasta statistika annaks alles tõe pildi, sest mootorite tarnetega probleeme enam pole.

## 2.3 Järeldused ja vahekokkuvõtte turu olukorrast

Veolahendus haagisel on väga vajalik lisa metsatöös. Kuna Palms on orienteerinud oma toodangu pigem professionaalseks kasutuseks, mis kajastub nii hinnas kui kvaliteedis, siis ostetakse ka suurte ja võimekate tõstukite alla vastavad haagised.

Suurimad turud Palms-i jaoks on näiteks Poola ja Austria ja nad ootavad tootevalikusse ka mehaanilise neliveoga haagist. Mõlemas riigis on mägist maastiku ja töötatakse ka talvistes oludes, seetõttu on neile veolahedustega haagised väga olulised.

Hetke tendents on siiski Black Bruin-i rummusiseste mootoritega haagiste kasuks. Tellitud on juba isegi lahendusi, kus kõik neli ratast on varustatud vedava rummuga. Kahjuks põhjalik tagasiside veel puudub. Neliveo käppade puhul kurdetakse põhiliselt nende vähest veojõudu ja ka vastupidavusega on tihti probleeme. 2WD puhul on reklamatsioone vähe ja eranditult on need siiani olnud väga kerge iseloomuga ja lihtsasti lahendatavad. See näitab, et tegemist

on põhjalikult läbitöötatud lahendusega. Ka veojõu üle pole negatiivset tagasisidet siiani olnud. Seoses 2WD-ga pakub Palms käesolevast aastast (2014) veolahendust ka väiksematele ja ühetalalistele haagistele. Veolahendust pakutakse alates 8 tonnise kandevõimega, kuni kõige suurema haagiseni välja. See asjaolu kindlasti suurendab 2WD müüki, sest neliveo käppasid pakutakse ainult kahetalalistele ja seda alates 12 tonnise kandevõimega haagisest. Siiski on praegu veel mõningate klientide osas levinud teatud eelarvamus nimetatud rummude osas ja kaheldakse nende võimekuses ning vastupidavuses. Lisaks kliendid, kellel on kunagi olnud mehaanilise neliveoga haagis, otsustavad ka tulevikus seda tüüpi haagise kasuks ning neid ümber veenda mõne muu variandi kasuks on aega nõudev. Kui rääkida äristrateegilisest vaatenurgast, siis ilmselt mehaanilise veoga haagis ongi kaalutav variant ainult neile klientidele, kes plaanivad osta vähemalt 12 tonnise kandevõimega haagist ja kasutada seda aastaringselt professionaalses töös. Mehaanilise veoga haagis ei saa kunagi asendada 2WD lahedusi, juba oma hinna kui ka suuruse tõttu.

### **3. LÄHTEÜLESANNE JA EESMÄRGI SEADMINE**

#### **3.1 Tootmistehnilised võimalused ja projekteerimise põhimõtted**

Antud toote kavandamisel lähtutakse ettevõtet arvestava projekteerimisega. See tähendab, et toote disainimisel arvestatakse ettevõtte võimalustega ja vajadusel tehakse konstruktsioonis vastavaid mööndusi tootmistehnilisest aspektist lähtuvalt. Lisaks ettevõtte sisesele tehnoloogilisele võimekusele, arvestatakse lisaks eelkõige välja kujunenud ja usalduse võitnud partnerite võimekusega, nii Eesti Vabariigist kui välisriikidest, aga ka teiste kättesaadavate tänapäevaste tehnoloogiliste võimalustega.

Mehaanilise veoga haagis on piisavalt keeruline ja erinevaid masinaelement hõlmava toode, et selle projekteerimisel on võimalik hästi integreerida tootmistehnika ja tootearenduse valdkondi ning seeläbi saavutada paremaid tulemusi. Lisaks arvestatakse juba projekteerimise etapis ka muid tooteelutsükliga seotud aspekte. Ka senised antud ettevõttes projekteeritud tooted arvestavad hetkel saada olevaid võimalusi, et tootmine oleks võimalikult efektiivne. Saavutamaks maksimaalset efektiivsust, tuleb paralleelselt tootearendusega, pidevalt arvestada ka tootmistehnika valdkonnaga ning lisaks ka tootmiskulgu määravate asjaoludega ning vajadusel leida optimaalne kompromiss.

Järgnevalt on määratud tootmistehnilised võimalused ja valdkonnapõhine kogemus ning kompetents.

Ettevõtte sisene tootmisvõimekus ja allhankest võetav töö on vaja ära määratleda mitme asjaolu tõttu. Esiteks tagab toote ise valmistamine ning komplekteerimine parema kontrolli kvaliteedi üle ja seda eelkõige vastutusrikkamates sõlmedes. Teine tähtis asjaolu on tarnekindlus. Ise valmistades on kindel kontroll ajagraafiku üle. Kuna kogu toomine OÜ Palmse Mehaanikakojal, püüdleb ideoloogia "just in time" poole, võib tarne viibimine põhjustada tõsiseid probleeme kogu tootmises. Kolmandaks plussiks, ise valmistamise puhul, on tootes muudatuste tegemise lihtsus ja kiirus. Kerge on, ise toodetud tootes, sisse viia muudatusi ning seeläbi arendada toodet. Omakorda tagab see parema kvaliteeti ning kiiremaid tarneid lõpptarbijatele. Neljandaks põhiliseks põhjuseks on paindlikus, muuta toodet vastavalt klientide erilistele vajadustele ja seeläbi tagada kliendisõbralik tootmine ja usaldusväärne ettevõtte kuvand. Allhankijatega on üldjuhul keeruline kokku leppida mõnes üksikus, eri eksemplaris, seejuures säilitades tavapärasest hinnataset.

Vastukaaluks on allhanke kasutamisel ka mitmeid eeliseid. Allhankega tegelevad ettevõtted on üldjuhul spetsialiseerunud mingile kindlale tootevaldkonnale. Seetõttu on neil antud

valdkonnas väga hea kompetents ja efektiivsed seadmed oma toodete valmistamiseks. See tagab komponentide kvaliteedi ja hea hinnataseme. Lisaks on osade komponentide valmistamisel vaja spetsiifilisi tingimusi. Võib näitena tuua valamisega seotud tööd. Mõne toote detaili puhul mängib rolli ka asjaolu, et ei ole mõistlik väga lihtsate ja odavate osade valmistamisel oma kõrgemalt kvalifitseeritud tööjõudu ning väärtusliku põrandapinda raisata.

### **Lõiketöötlus**

Hetkel on OÜ Palmse Mehaanikakojal kasutada kolm suurt töötlemiskeskust. Sisetreipink DOS töölauaga 1500x1500 mm. 5-teljeline portaalfreespink Correa töölauaga 1500x3000 mm ning 7-teljeline freespink Lagun töölauaga 1500x1500 mm. Nimetatud pingid on kõik CNC juhtimisega. Kasutusel on ka kaks radiaalpuurpink. Ettevõttel on olemas universaalne treipink ilma cnc juhtimiseta lihtsamateks treitöödeks. Antud treipink on sobilik ka prototüüpide ning rakiste valmistamiseks. Siiski 99% hetkel müüdavate toodete treitööst võetakse sisse, allhanke korras, ümberkaudsetest ettevõtetest. Mehaanilise veoga haagise projekteerimisel tuleb sellega arvestada.

Võimekus oleks ise hammasrattaid valmistada, aga seda ei tehta praktilistel põhjustel, sest hetkel kasutatavad hammasrattad on nii väikesed, et nende valmistamine oleks OÜ Palmse Mehaanikakoja suurte pinkide ressursi raiskamine. Samal põhjusel ei tegeleta ka plasti lõiketöötlusega ning teenus ostetakse sisse allhankena.

### **Lehe töötlus**

Lehe lõikuseks on kasutada 3m giljotiini, millega lõigatakse kuni 10 mm paksust materjali ja laserlõikuspink, millega lõigatakse kuni 25 mm paksust materjali. Partneritelt ostetakse, sisse plasmalõikust kuni 30 mm paksuse materjalini ja gaasilõikust detailide puhul alates 40 mm paksusest materjalist.

Painutustöödeks on 230 tonnine cnc juhtimisega 3 meetrise tööalaga painutuspink.

### **Keevitus**

Keevitus töödeks kasutatakse eranditult Mig tüüpi Esab 400 ampriseid keevitusagregaatide. Projekteerimise seisukohalt on oluline arvestada ka keevitusrobotite olemasoluga. Hetkel on kasutusel kaks Motomani keevitusrobotit, mis on varustatud Kemp-i mig tüüpi 500 ampriste keevitusagregaatidega. Üks on 4 meetrise grill-tüüpi lauga ning teisel manipulaatoril on L-tüüpi laud. Vajadusel võib arvestada uue keevitusroboti soetamisega lisaks olemasolevatele, kui projekteerimise käigus hakkab selguma, et toode oleks igati sobiv robotiga keevitamiseks. Seega projekteerimise üheks kriteeriumiks oleks võimalikult suures mahus robotiga keevitavus.

## **Viimistlus**

Palmse Mehaanikakoda värvib hetkel kõik oma tooted poliüuretaanvärviga. Enne värvimisoperatsiooni läbivad detailid haaveldusliini. Projekteerimisel tuleb arvestada haaveldusliini gabariitidega ning asjaoluga, et tootest tuleb peale haaveldamist haavlid kätte saada.

## **3.2 Lähteülesanne**

Antud diplomitöö eesmärk on välja töötada neliveo lahendus haagisele, professionaalseks kasutamiseks põlumajandusliku traktori haakesse, metsaveo töödeks. Haagise saab jagada kolmeks põhi komponendiks: veotiisel, raam ja sillad. Kuna metsaveohaagise raamide ja tiislite konstrueerimisel omab OÜ Palmse Mehaanikakoda juba pikaajalist kogemust on põhiliseks väljakutseks lahendada balansiiride konstruktsioon. Alustatakse nende välja töötamisest, sest neist olenebki projekti edasine käik ja samal ajal on nende konstruktsioon ka kindlasti kõige keerulisem, sisaldades ülekandeelemente ja täpset lõiketöötlust.

Järgnevalt on sõnastatud projekti eesmärgid, millest koosnebki esmane projekti lähteülesanne. Esmane seetõttu, et järgnevas lähteülesandes paika pandud suurused ei ole jäigalt seotud. Kui ilmneb projekteerimise käigus, et lähteülesandes seatud eesmärk ei ole põhjendatud või selle saavutamine täies mahus ei ole näiteks majanduslikel põhjustel reaalne, siis võib lähteülesande ümber sõnastada või selles kompromisse teha. Tegemist on tootearendusliku projektiga ja seetõttu on vaja leida kõigis projekti puudutavates valdkondades optimaalne kompromiss.

Esialgul on lähteülesanne kirja pandud kriteeriumite olulisust või kaalu arvestamata, meelevaldses järjekorras.

### **Kontseptsioonilised lähteülesande eesmärgid :**

#### **1) Töökindel lahendus**

Kuna tingimused, milles professionaalid töötavad võivad olla väga rasked, siis on ülimalt oluline, et tehnika oleks töökindel ja oleks arvestatud konstruktsioonis vastava varuga, et kompenseerida raskesti ettenähtavaid koormusolukordi.

#### **2) Lihtne hooldada**

Masina ja laiemalt ettevõtte kuvandi ja maine suureks osaks on tihtipeale konstruktsiooni lihtsus. Niiõelda mitteametlik tagasiside, mis masina kasutajate seas levib, keerleb tihti ümber masina parandamisega või hooldusega seotud teemade. Seetõttu on väga oluline, et remontööd ei nõuaks kõrget kvalifikatsiooni ja kindlasti oleks kiiresti teostatavad.

### **3) Omab eelist konkurentide ees**

Kui siseneda turule uue tootega, mille kohta klientidel puudub igasugune kogemus, siis on vajalik mingi eelis teiste konkurentide ees, et kompenseerida oma toote tundmatust ja ahvatleda sellest olenemata, siiski oma toodet ostma. Hind on tihtipeale määravaks asjaoluks, aga kuna tegemist on siiski professionaalidele mõeldud lahendusega, ei ole hind kõige primaarsem asjaolu. Seetõttu on kindlasti vajalikud tehnilised eelised.

### **4) Efektiivne toota**

Tootmise efektiivsus on hea võimalus saavutada konkurentsivõimeline toote hind ilma, et oleks vaja kvaliteedis tingida. Sellest tulenevalt on vajalik teada enda tootmisvõimekust ja arvestada ka juba projekteerimisel kogu tootmise kulgemise ja logistikaga.

### **5) Väike mass**

Nagu igas sõidukitega seotud valdkonnas on ka metsanduses väike haagise mass eeliseks eeldusel, et selle arvelt ei kannata konstruktsioon. Seetõttu peaks võimalusel kasutama eriteraseid, näiteks Ruuki optimum seeriast, millede voolavus piir on kuni 650 Mpa.

### **6) Hea disain**

Klient otsustab tihti välimuselt parema disaini kasuks. Isegi põllumajandusliku tehnika puhul on toote välimusel kliendi jaoks suur roll, olenemata sellest, et praktilisest seisukohast antud tüüpi tehnika puhul ei anna atraktiivne välimus erilist eelist.

### **7) Sobilik erinevatele eksporditurgudele**

Eelkõige tuleb siinkohal arvestada, üldkasutatavatel teedel, legaalseks liikumiseks vajalike masinatega. See puudutab pidurisüsteemi, haakeseadet, tulesid ja koormakinnitusega seotud asjaolusid. Nimetatud elementide nõuetele vastavuse tingimused, võivad erineda isegi Euroopa Liidu liikmesriikide seas, rääkimata turgudest Venemaal või Ukrainas.

Järgnevalt on lähteülesandes kirja pandud konkreetsete suurused seoses kandevõime, veojõu ja muude konkreetsete tehniliste näitajate osas. Selleks, et sobivad näitajad selgitada on järgnevalt paralleelselt analüüsitud ja võrreldud konkurentide tooteid.

### **8) Kandevõime**

Hetkel on Palms-i kaubamärgi alla tootmises haagised 6 tonnise kandevõimest kuni 15 tonnise kandevõimeni. Arvestades asjaolu, et tootevalikus on 15 tonnise kandevõimega haagis võiks eeldada, et uus arendatav täis veolahendusega haagis oleks ka vähemalt sama või isegi enama kandevõimega. Reaalselt nii suure kandevõimega haagist põllumajandusliku traktori haakes nimetatud rakendusena praktikas ei kasutata. Metsaveo haagise puhul, kandevõimest rääkides, põhinetakse üldjuhul rummude tootja poolt rummudele lubatavale kandevõimele.

Kui teha lihtne arvutus, arvestades puidu tihu massi ja seda, mitu tihu keskmiselt ruummeetris on, saab tulemuseks hulga väiksema massi kui kandevõimeks on määratud.

Põhimõtteliselt on olemas meetodikad selle koefitsiendi määramiseks sõltuvana puiduliigist, selle keskmisest diameetrist ja virnastamisviisist, kuid enamasti on tegemist ostja ja müüja vahelise tavapraktikal tugineva kokkuleppega.

Konservatiivselt arvestades võib võtta ühe tihumeetri märja puidu kaaluks 860 kg. Sellisel juhul on tegemist raske puiduga, milleks on näiteks kask või tamm.

Üldjuhul veetakse metsaveohaagisega palki, mitte töödeldud saematerjali ja seetõttu tuleb arvestada ruummeetritega. Puidu tihumeetri välja arvestamiseks, korrutatakse ruummeetrid üldjuhul 0,5-0,6. On olemas ka täpsem meetodika selle koefitsiendi määramiseks, sõltuvalt puuliigist, kuid järgnev arvutus ei eelda sedavõrd täpset tulemust vaid illustreerib suurusjärku.

Võttes näitearvutusse Kesla 12MD parameetrid, kus koorma ala suurus on 12,75 m<sup>3</sup> saame maksimaalseks veetavaks puidu massiks antud ruumala juures:

$$m = V \cdot c \cdot m_{tm} \quad 12,75 \cdot 0,6 \cdot 860 = 6579 \approx 6580 \text{ kg} \quad (3.1)$$

m – koormasse mahtuva puidu mass

V – koormaala ruumala

c – koefitsient ruummeetri ja tihumeetri vahel

m<sub>tm</sub> – tihumeetri mass

Arvutus näitab, et üldjuhul on haagise koormusolukord täiskoormaga peaaegu poole väiksem kui seda on teoreetiline lubatav mass. Antud näide ei ole omane ainult Keslale, vaid samas suurusjärgus on see seos kõigi tootjate puhul. Tihtipeale kasutatakse metsaveohaagistel raamipikendusi ja koormad pannakse peale kuhjaga. Sellest tulenevalt muutub koormus olukord lähemale maksimaalselt lubatavale, aga sellegi poolest jääb üldjuhul kolmandiku võrra siiski väiksemaks, maksimaalselt lubatust ka kõige suurema koormapaugutuse puhul. Antud asjaolu on oluline teada hilisemates tugevusarvutustes.

Tootja/mudel	kandevõime(kg)	haagise mass(kg)	koormaala pindala(m <sup>2</sup> )	koormaala pikkus(m)	koorma ruumala(m <sup>3</sup> )	veojõud(kN)
Farmi forest/12-4WD[5]	12000	3700	2,8	-	-	51
Kesla/12MD[6]	12000	3220	3,15	4,05	12,75	53
Kesla/12MDH	12000	3700	3,15	4,05	12,75	48
Kronos/140 4WDM [7]	12500	4000	3,2	4	12,8	75
Kronos/160 4WDM	13000	6600	3,35	4	13,4	90
Ferrel/12T4WD[8]	14000	7000	3,8	4,25	16,15	90

Tabel 3.1. Haagiste võrdlus

Haagiste võrdlusel kasutatav materjal pärineb vastava tootja koduleheküljelt.

**Konkreetsed lähteülesande eesmärgid:**

- 1) Haagise kandevõime 12 tonni
- 2) Koormaala pindala  $3\text{m}^2$
- 3) Koormaala pikkus ilma raamipikenduseta 4m
- 4) Veojõud 50 kN
- 5) Rehv 600/45-22,5



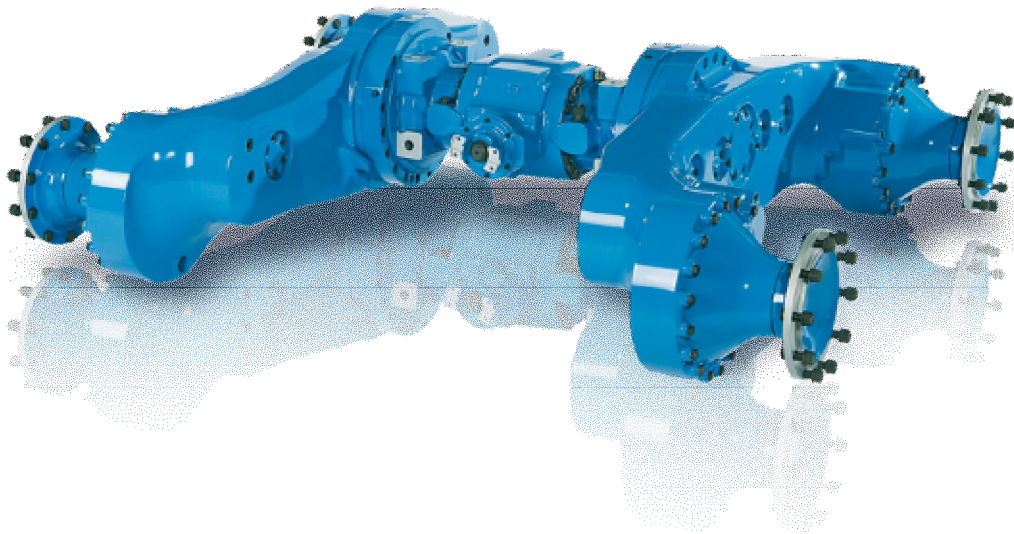
## 4. DISAIN

### 4.1 Ideede analüüs ja probleemi lahendus

Antud töös käsitletav probleem ei eelda, millegi ideeliselt uue välja mõtlemist. Pigem on tegemist ühele konkreetsele ettevõttele sobiva lahenduse väljatöötamisest, mis haakuks nii kliendi sooviga, kui ettevõtte profiili ja kompetentsiga. Seega tootearenduslikust seisukohast ei alga probleemilahendus tavapärase nõueteloeteluga ja ideede genereerimisega.

Loodav toode on antud ettevõtte jaoks uus, aga tegemist ei ole leiutisega. Seetõttu oleks vajalik hakata probleemi lahendamisele, kõigepealt tegelema teiste ettevõtete poolt toodetavate samalaadsete lahenduste täpsema analüüsiga ja nõrkade kohtade välja selgitamisega.

Nagu eelnevates peatükkides mainitud on laias laastus kaks varianti, kuidas mehaanilise veoga haagiseid (edaspidi MWD- mechanical wheel drive) valmistatakse. Esimesel juhul ostetakse valmis tandem sild, mis koosneb kahest balansiirist, vahereduktorist ning neid ühendavast korpusest (sele 4.1).



Sele 4.1. Balansiiridega valukorpusega sild [4]

Teise variandina kasutatakse balansiirsilda, kus balansiiride sees on kettülekanne ja balansiiride vahele on valitud sobiv diferentsiaal reduktor. Selliste sildade tootmisele teadaolevalt ükski ettevõtte spetsialiseerunud pole. Seega antud lahenduse kasutamisel peab arvestama, et see tuleb ise valmistada.

Antud töö käigus ei hakata täiesti uut ja innovaatilist lahendust välja mõtlema. Esiteks põhjusel, et see eeldab väga suuri rahalisi ressursse ja teiseks põhjusel, et tootearendus võtaks liiga kaua aega. Seetõttu jääb valida kahe põhimõttelise variandi vahel.

Ostetud silla miinusteks on suur hind ja mass. Nad on siiski mõeldud suurtele eriotstarbelistele väljaveotraktoritele või ka kallurmasinatele karjääridesse. Ilmselt ei ole piisavalt turgu, et oleks põhjust mõnel sildasid tootval ettevõttel, hakata arendama toodet põllumajandusliku traktori metsaveohaagise jaoks.

Isevalmistatud kettülekandega silda kasutab Kesla, kes on tuntud metsatehnika tootja Soomes. Et üldse antud valdkonnas oma tootega konkureerida, tuleb käituda sarnaselt nagu Kesla, ehk lahendada silla osa ise. Põhiliseks probleemiks keti kasutamisel on selle venimine. Lõdva ketiga sõites kahjustuvad omakorda ketirattad. Teiseks suuremaks probleemiks Kesla näitel on väike kliirens balansiiri tõttu. Selline balansiir jääb kergesti kändude taha kinni või pehmemates oludes, jääb haagis mingil määral balansiirile kandma ning see takistab oluliselt haagise ja traktori liikumist, kuni selleni välja, et omal jõul edasi liikumine katkeb. Haagise halva kliirensi põhjustab suur veetav ketiratas, ratta võlli otsas, balansiiri sees. Ketiratas on suur valitud ilmselt seetõttu, et balansiiridele eelnevates ülekande komponentides momenti vähendada kasutades balansiiris suuremat ülekandetegurit. Järgnevalt on sõnastatud mõned eesmärgid, mida peaks silmas pidama balansiiri konstrueerimisel.

- 1) Võimalikult lühikesed ketid
- 2) Parim saavutatav kliirens balansiiri kohal
- 3) Keti parim võimalik tugevusvaru (pigem üle dimensioneerida)
- 4) Keti pingutamise võimalikult lihtne ja kiire
- 5) Keti pidev määrimine (kett õlivannis)
- 6) Kaaluda alternatiivseid keti tüüpe või asendust ketile muu põhimõtte näol

Balansiiri korpus on Keslal lahendatud enamjaolt keeviskonstruktsioonina. Arvatavasti väikeste müügikoguste tõttu, ei ole põhjendatud valatud korpuse konstrueerimine ja valmistamine.

## **4.2 Haagise kontseptsioon**

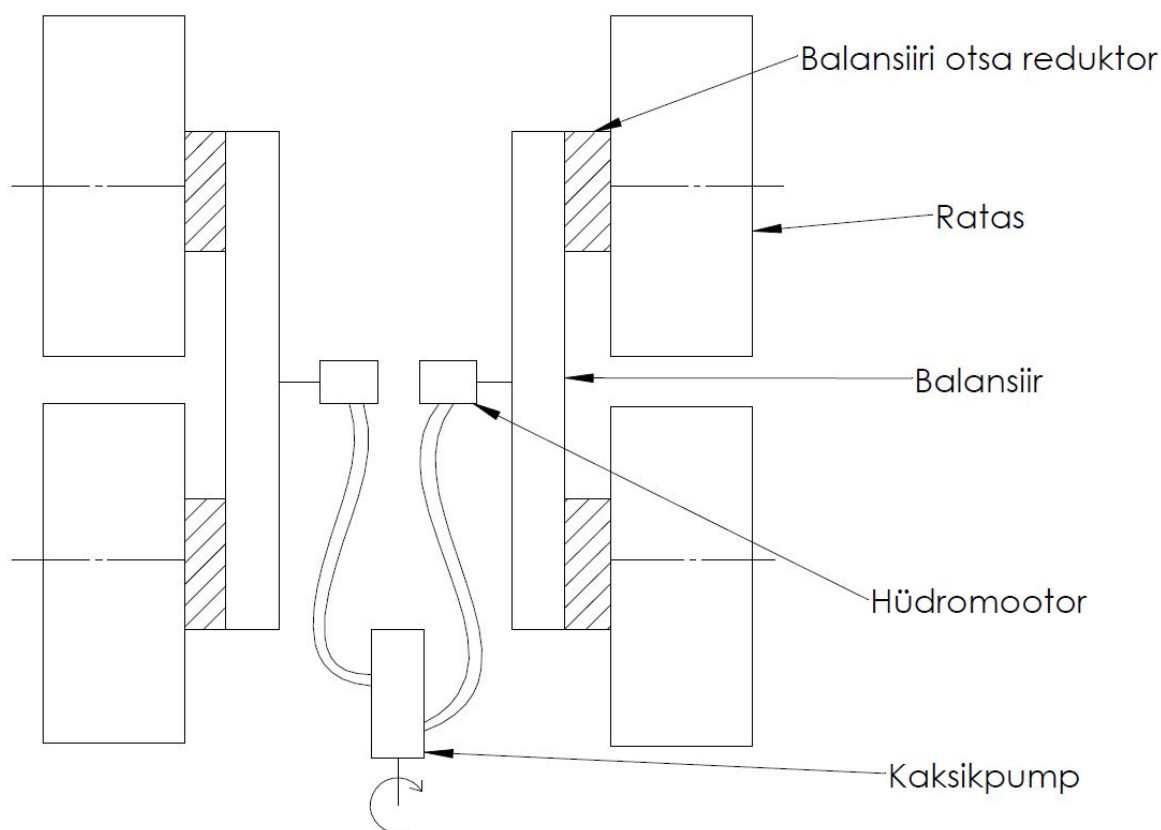
Kõikides eelnevates peatükkides sõnastatud eesmärgid, nõuded ja soovid kokku võttes arvestades turu iseloomu ja tarbijate soove on vaja luua arendatava toote kontseptsioon. Selleks on lühidalt, konkreetselt ja kokkuvõtvalt sõnastatud probleem.

## **Probleem**

- 1) Rasked tingimused metsa veoks ja vedu kasutatakse pidevalt
- 2) Peab sobima erinevate traktorite haakesse
- 3) Hea läbivusvõime (kõrge kliirens)
- 4) Konkurentsivõimeline hind, kus on aluseks võetud 35 000 eurot
- 5) Balansiiride vaheline lukustus
- 6) Töökindel ja lihtne hooldada.

Probleemi lahendamiseks on koostatud "kontseptsiooni puu"(Lisa 1). Puu harudes on ära toodud probleem ja võimalused, kuidas neid lahendada. Kõiki tingimusi ja soove samaaegselt rahuldada pole võimalik. Seega tuleb osasid "oksi" kärpida, et teised saaksid "kasvada". Puu kujunemine ei lõppe tootearenduse faasis tehtud valikute ja kompromissidega. Nii, nagu looduseski kasvab puule uusi oksid, nii ka toode oma elutsükli käigus täiustub. Valikud on tegelikult paljuski subjektiivsed, toote plaanimise algfaasis ning võib tekkida vajadus neid hiljem projekteerimise käigus muuta. Selleks, et edasi minna tuleb langetada esialgne valik, et kujuneks kindel suund.

Haagise sobivuse erinevate traktoritega ja erinevate rataste suurusega, tagab kõige paremini hüdrauliline lahendus. Lisaks tavapärasele hüdraulilisele lahendusele, kus hüdromootor on diferentsiaali otsas, oleks alternatiiv kasutada kahte hüdromootorit otse balansiiri otstes. See tagab lisaks lihtsale kiiruse reguleeritavusele, omakorda ka lihtsa balansiiride vahelise lukustuse võimaluse. Jäeb ka võimalus balansiire üksteisest sõltumatul kasutada, mis võimaldab haagist pöörata hoopis teisel põhimõttel ning lisaks manööverdamisele, võib see olla ka eeliseks olukorras, kus haagis hakkab pehmesse pinnasesse kinni jääma. Mootorite toiteks võiks kasutada kaksikpumpa (Lisa 2). Lisaks veolahendusele on sellisel pumbal ka tõsine eelis tõstuki kasutamisel. Selliselt hüdroüsteemi lahendades on võimalik tõstuki peanool ja jätkunool panna liikuma üksteisest täiesti sõltumatult. Nimetatud varianti peetakse kõige paremaks ja professionaalsemaks lahenduseks, sest peanoole liigutamisel, samal ajal jätkunoolega, ei saa tekkida õlivooluhulga vähenemist ja kummagi noole poolt tehtav liikumine allub täpselt soovitudle ja liikumiskiirus ei muutu kummagi noole kasuks või kahjuks. Kliirensi probleemi lahendab kõige paremini balansiiri otstes reduktori kasutamine.



Sele 4.2. Kaksikpumbaga veolahendus

Küsimus, kas kasutada kahe hammasrattaga või nelja hammasrattaga otsreduktorit (Lisa 3) oleneb juba sellest, kas on oluline, et otsreduktor muudab rataste pöörlemissuunda või mitte. Selle tingib kasutava balansiiride vahelise diferentsiaali paigutamise tingimused ja hammastes tekkivad pinged. Lihtsam ja odavam on kindlasti kasutada kahe hammasrattaga otsreduktorit, aga see selgub täpsemalt projekteerimise käigus.

Lisaks heale kliirensile, mida teoreetiliselt on võimalik otsreduktoriga saavutada, kaasneb ka teatav kogemus ja teave sildades olevast hammasülekandest. Selle disaini iseärasustest ning vajatavast varutegurist. Tulevikus oleks võimalik sellelt baasilt arendada ka parasiithammasrattastega sild, mida kasutatakse eriotstarbelistel metsatöö traktoritel.

Lisaks võimaldavad otsreduktorid vähendada keti pikkust, millest tulenevalt ei veni kett nii palju, kui tavapärase kettlahenduse puhul.

Toote lõpphinnale otsareduktorite kasutamine mõjub kindlasti negatiivselt, sest lisandub mitmeid masinaelemente, nagu hammasrattad ja laagrid, mis kõik on lisakulu. Seda kui palju see toote hinda täpsemalt kasvatab, saab teada alles siis, kui projekteerimine on jõudnud teatavasse järku, kus on võimalik masinaelementidele hinda kalkuleerida. Võib ka juhtuda, et otsreduktorite kasutamise majanduslikel põhjustel ei ole põhjendatud või lihtsalt

konstrueerimise seisukohalt pole see etteantud tingimustel teostatav. Jällegi, et selles selgusele jõuda on vaja teha esmased arvutused ja viia projekteerimine piisavasse faasi. Seda kui lihtne saab olema hooldada ja koostada masinat, selgub alles projekteerimise käigus. Selleks täpseid nõudeid või kriteeriume ette anda pole võimalik.

Lisaks hüdraulilisele lahendusel peaks projekteerimise käigus siiski arvestama võimalusega täismehaaniliseks veoks. Arendatava toote põhisuund ja rõhk võiks küll olla hüdraulilisele lahendusele, aga kuna seda tüüpi haagiste turg on niivõrd väike, siis peab arvestama klientidega, kelle ainsaks veendumuseks on täismehaanilise haagise kontseptsioon. Vastasel juhul loobutakse tõenäoliselt märkimisväärsest hulgast potentsiaalsetest klientidest. Üks kindel asjaolu, mida seetõttu peab arvestama on diferentsiaalreduktori gabariidid ja ülekandetegur.

## 5. PROJEKTEERIMINE

### 5.1 Toote sõlmedeks jagamine

Efektiivse projekteerimise eelduseks on töö algfaasis ära määratleda erinevad sõlmed. Lõpptoode, milleks on metsaveohaagis on üks tervik, aga tulenevalt eelnevast kogemusest metsaveohaagiste arendamisel on parem jagada see kolmeks põhikomponendiks. Need on raam, balansiirid ja veotiisel. Lisaks neile on loomulikult metsaveohaagisel võre, koormatalad, koormapostid, ühetalalistel lisaks ka sillatala. Üldjuhul kinnitatakse ka tõstuk koos tugijalgadega haagisele. On ka lahendusi, kus tõstuk on traktori rippsüsteemi küljes. Mehaanilise veoga haagise puhul on aga eelpool nimetatud komponendid kõige tähtsamad. Teiste osade disaini kujundada vastavalt nendele kolmele komponendile on suuresti lihtsam ja põhjendatum kui vastupidi. Antud töö keskmeks saab olema balansiiride projekteerimine. Veotiisli ja raamiga peab siiski kavandi tasemel ja gabariitide suhtes arvestama. Veotiisel on tähtis seetõttu, et täismehaanilise lahenduse puhul peab sealt läbi jooksuma kardaan. Raamiga on vaja arvestada kindlasti, sest sinna kinnituvad balansiirid. Raami südamik ja balansiire peab kindlasti mingis projekteerimise etapis hakkama paralleelselt käsitlema. Kui võtta arvesse haagise kontseptsioon, kus kasutatakse valmis tandemsilla lahendust nagu pakub Naf, siis sellisel juhul raam ei ole üldse osa sillast ja see muudab raami konstruktsiooni märgatavalt lihtsamaks ja universaalsemaks. Silla koost ühendatakse raamiga mõne poltliite läbi. Antud töös projekteeritav variant on pigem lähedasem Kesla lahendusega, kus balansiirid on nende enda projekteeritud ja väga oluliselt seotud raamiga. Eeldatavasti tuleb raami südamik projekteerida vastavalt, et saaks mõistliku aja ja kuludega seda lõike töödelda ning alles seejärel keevitada külge raami põhitala ja muud detailid. Kuna plaan on toota antud töös projekteeritava sillaga, hetkel siiski, ainult ühte konkreetset haagist, siis ei ole märkimisväärseid argumente, miks peaks pürgima polditava kontseptsiooni poole, et tagada suuremat universaalsust. Kuna esmases lähenduses projekti lõpuks ja ka kindlasti esimesed seeriad reaalses tootmises valmistatakse keeviskonstruktsiooniga korpustega on ilmselt ka odavam variant käsitleda raami ja balansiire ühendavat südamiku, ühe toote komponendina. Kui toode osutub edukaks ja on eeldada piisavat turgu, siis tuleb kindlasti konstrueerida ka valatud sillakorpus. Sellisel juhul oleks ilmselt mõistlik valada ühte või kahte tüüpi balansiire ühendav sillasüdamik, kuhu sisse kinnitub ka diferentsiaal reduktor

või vastavalt hüdro mootorid. Valatud korpuste puhul on suure tõenäosusega kõige optimaalsem variant kinnitada see raami külge poltliitega ehk kokkuvõttes kasutada sama kontseptsiooni nagu sihtotstarbelistel väljaveotraktoritel.

## 5.2 Veosilla projekteerimine

### 5.2.1 Ülekande kujundamine ja arvutused

Veojõud haagisele tuleb traktori jõuvõttuvõllist. Traktoril on jõuvõttuvõlli pöörlema panemiseks enim levinud kaks erinevat võimalust. Esimene ja kõige tavalisem variant eksisteerib peaaegu kõikidel traktoritel. Selle variandi puhul oleneb jõuvõttuvõlli pöörlemine ainult mootori pöörlemissagedusest ja tal on kaks erinevat käiku. Saab valida kas 540 pöört minutis või 1000 pöört minutis. Antud jõuvõttuvõlli pöörded saavutatakse vastavalt traktori mudelile kõige optimaalsemate traktori mootori pöörete juures, kus mootor omab head väändemomenti. Näitena T-seeria Valtra puhul on jõuvõttuvõlli pöörlemine  $540 \text{ min}^{-1}$ , kui mootor teeb  $1874 \text{ min}^{-1}$  ja  $1000 \text{ min}^{-1}$ , kui mootor teeb  $2000 \text{ min}^{-1}$ . Lisaks on osadel traktoritel võimalus saada jõuvõttuvõllist  $540 \text{ min}^{-1}$  ka väiksemate mootori pöörete puhul. See võib osutuda kasulikuks, kui on vajalik mingi kindel jõuvõttuvõlli pöörlemiskiirus, kuid samal ajal koormus ei ole väga suur. Nii on võimalik kütust kokku hoida.

Teine enim levinud variant on "Ground speed relation PTO"(PTO-power takeoff) ehk rataste pöörlemiskiirusega seotud jõuvõttuvõlli pöörlemine. Sellisel juhul oleneb juba jõuvõttuvõlli pöörlemissagedus, lisaks mootori pööretele, ka sellest, mis käiguga traktor parajasti liigub.

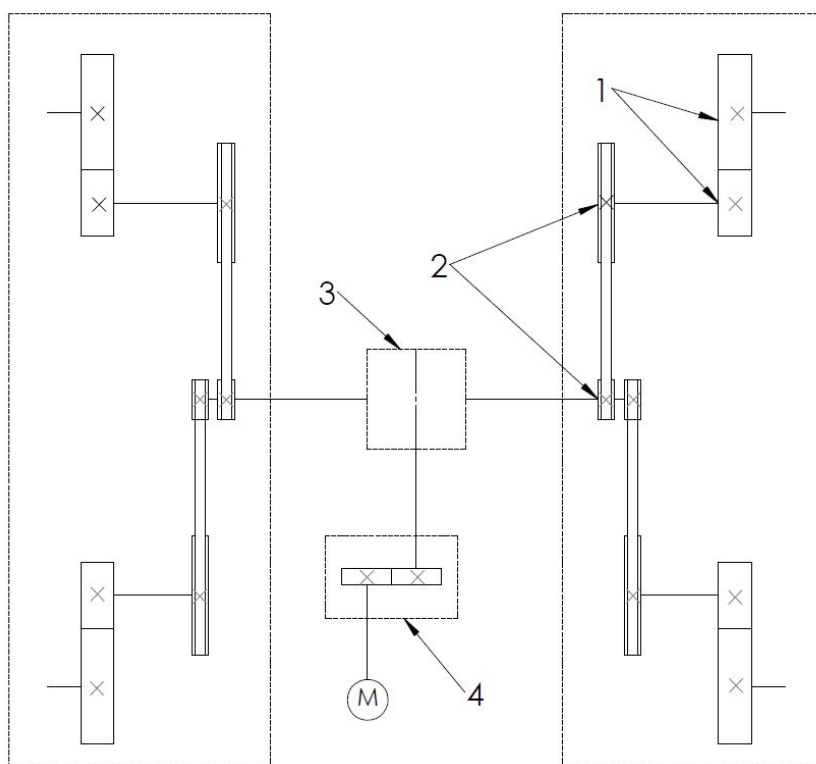
Antud variant on väga sobilik kõikvõimalike mehaanilise veoga haagiste liikumiskiiruse sünkroniseerimiseks traktori liikumiskiirusega. Kuid isegi sellise variandi puhul on haagiste ja traktorite omavaheline kombineerimine komplitseeritud, sest oluline osa on rehvi mõõdul.

Haagise ülekandekinemaatika on jäigalt paigas, seda saab muuta ainult hammasrattaid vahetades ja nii tehaksegi ülekande lõplik häälestus.

Ülekande arvutuste lähteandmetesse võib võtta olukorra, kus haagist veetakse kiirusega  $5 \text{ km/h}$  ja jõuvõttuvõll pöörleb kiirusega  $540 \text{ min}^{-1}$ . Ülekannet peaks arvestama nii, et võimalikult kaugele saaks võimsust üle kanda suurte pööretega, sest siis on ülekannetes tekkiv moment väiksem ja ülekande elemendid ei pea olema nii massiivsed ja tugevad.

Ülekande arvutuste illustreerimiseks on koostatud ülekandeskeem(sele 5.1). Positsioon 1 märgib balansiiri otsa reduktorit, positsioon 2 märgib kettülekannet balansiiri sees, positsioon

3 on diferentsiaalreduktor ja positsioon neli on vahekast. Kui arvestada hüdraulilise lahenduse kontseptsioonina välja pakutud varianti, kus kasutatakse kahte hüdmootorit, siis ülekandeelemendid 3 ja 4 jäävad ära. Lähtuma peab siiski mehaanilisest variandist positsioonide 1 ja 2 ülekande kujundamisel, sest sobiva tootlikuse ja momendiga hüdropumpa ja mootorit valida, vastavalt olemasolevale balanssiiri ülekandele on märgatavalt lihtsam, kui valida diferentsiaalreduktorit ja vahekasti. Balansiiri ülekande panevad suuresti paika kasutatava ratta, eeskätt velje, suurus ja üldse gabariite ja tehnoloogilisi võimalusi puudutavad kriteeriumid. Seetõttu võib juhtuda, et järgnevalt peab teostama erinevaid iteratsioone ülekande arvutustega, et lõpuks optimaalseim variant leida ülekande suhete, hammasrataste geometria ja kettülekande geometria vahel.



Sele 5.1. Ülekandeskeem

Diferentsiaalreduktori valik on tehtud praktilise kogemuse põhjal. On teada, et antud reduktor on hästi vastu pidanud koormustele sarnastes rakendustes ja peaks olema sobiv variant metsaveohaagisele ka.

Siit tulenevalt on esmaseks ülekande arvutuseks olemas järgnevad lähteandmed:

- 1) Jõuvõtuvõlli pöörlemissagedus  $540 \text{ min}^{-1}$
- 2) Diferentsiaalreduktori ülekande arv  $i_3=5,5$
- 3) Esmases lähenduses otsreduktori ülekandearv on  $i_1=2$



4) Esmases lähenduses kettülekanne ülekandearv  $i_2=4$

4) Ratta diameeter 1170 mm

5) Haagise liikumiskiirus 1,39 m/s (5 km/h)

Esmalt on arvatud haagise liikumiskiirusele vastav rataste pöörlemissagedus antud rehvisuuruse korral. Kuna rehvi läbimõõt on ülekandearvutustes üks osa, siis seetõttu ei saa traktori ja haagise liikumiskiirus reaalsuses olla kunagi ideaalselt võrdne. Esiteks põhjusel, et rehvi läbimõõt on massist, mis on haagisel ja teiseks rehvide kulumisest ning rehvirõhust.

$$v = \pi \cdot d \cdot n \Rightarrow n = \frac{v}{\pi \cdot d} = \frac{1,39}{\pi \cdot 1,17} = 0,378 \text{ s}^{-1} \quad (5.1) [9]$$

$v$  – haagise joonkiirus (m/s)

$d$  – rehvi diameeter (m)

$n$  – pöörlemissagedu ( $\text{s}^{-1}$ )

$$\text{Teisendus: } n_{\text{ratas}} = 0,378 \cdot 60 = 22,7 \text{ min}^{-1} \quad (5.2)$$

**Kardaani pöörlemiskiirus kuni vahekastini:**

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_4 \quad (5.3)$$

$$i_{1-3} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = 2 \cdot 4 \cdot 5,5 = 44 \quad (5.4)$$

$$n_{1-3} = i_{1-3} \cdot n_{\text{ratas}} = 44 \cdot 22,7 = 998,8 \text{ min}^{-1} \quad (5.5)$$

Sellise ülekande korral poleks vahekasti vaja, kui panna jõuvõtuvõll pöörlema kiirusega  $1000 \text{ min}^{-1}$ . Kui jõuvõtuvõll pöörleb kiirusega  $540 \text{ min}^{-1}$  on vaja multiplikaatorit ülekandesuhtega:

$$i_{\text{multiplikator}} = \frac{998,8}{540} \cong 1,85 \quad (5.6)$$

Esimeses lahenduses välja pakutud ülekandearvud on sobivad, sest arvutustes leitud ülekandearvuga vahekasti on reaalne kasutada. Kui ülekandearv vahekastis läheb üle 2 võib tekkida olukord, kus kasti gabariidid ei taga enam kuigi head kompaktsust.

## 5.2.2 Otsareduktor

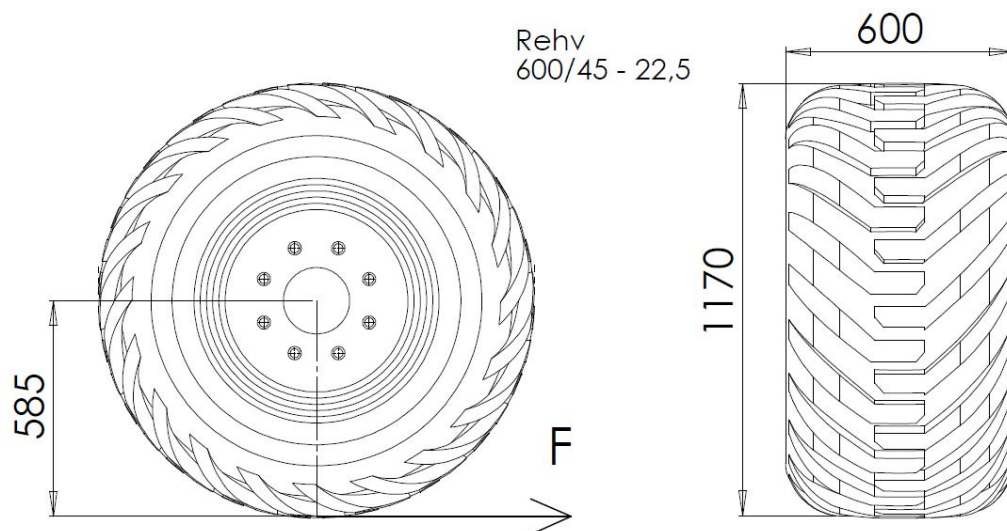
Otsareduktor on balansiiri kõige komplitseerituim osa ja võiks öelda, et kogu antud kontseptsiooni võti. Sellel kujundamisel on palju piiravaid asjaolusid, milleks eelkõige on velje mõõt. Teiseks põhiliseks probleemiks on hammasrataste mooduli valik. Sellest tulenevalt peabki alustuseks paika panema veojõu, mida soovitakse saavutada. Veojõud

määrab otseselt pinged hambumises ja võib ilmned, et soovitud veojõu saavutamiseks pole etteantud gabariitides üldse võimalik nii suurt momenti üle kanda.

Lähteülesandes sai samalaadsete toodetega võrreldes eesmärgiks seatud veojõud 50 kN.

Kuna haagisel on balansiiride vahel diferentsiaalreduktor saab maksimaalselt ilma diferentsiaali lukustamata minna ühte balansiiri pool diferentsiaali sisse tulevast momendist. See tähendab, et ühe balansiiri poolt tekkiv veojõud on 25 kN. Üldjuhul jaguneb see veel omakorda kahe ratta vahel, aga on olukordi, kus üks ratas võib haarduvust mitte omada ja seetõttu kantakse ikkagi kogu balansiiri sisse tulev moment ühte rattasse.

Järgnevalt on tehtud arvutus leidmaks momenti ratta peavõllil arvestades ühele rattale koormust 25 kN.



Sele 5.2. Veojõud

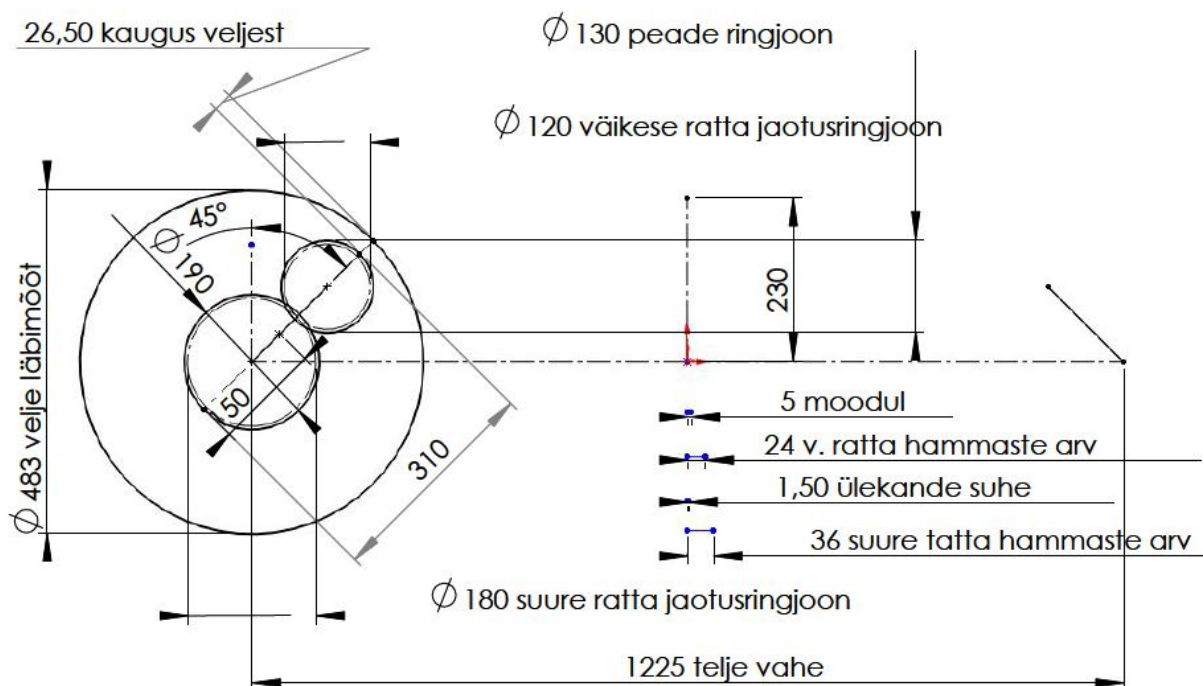
Leitud pöördemoment on aluseks otsareduktori hambumise kujundamisel.

Kuna antud rakenduses on pöörlemisagedused väga väikesed, siis erinevatel kaalutlustel, milleks üks on ülekandes tekkiv müra, ei ole põhjendatud kaldhambumisega hammasrattaste kasutamine. Otsareduktori kujundamisel arvestatakse tavaliste sirghambumisega hammasrattastega. Alternatiivina võiks kaaluda ka otsareduktori lahendamist kettülekandega, kuid ülekantav moment on väga suur ja võib arvata, et piisava tugevusega keti mahutamise etteantud gabariitidesse on keeruline. Et ülekannet ja hammaste arvu otsareduktoris täpsemalt paika panna on teostatud Solidworks cad (computer aided design) keskkonnas vastav mudel. Seal on modelleeritud velg oma täpse geometriaga ja Solidworks võimaldab ka kiiresti modelleerida vastavaid hammasrattaid erinevate iteratsioonide tarbeks. Täpne tangensiaal jõud

hambumises varieerub olenevalt ülekandearvust, kuid suurusjärgu paneb siiski paika velje suurus.

Lisaks gabariite illustreerivale cad keskkonna mudelile on sisestatud ka exceli keskkonda vastavad valemid otsareduktoris oleva hambumise tangentsiaaljõu leidmiseks. Antud mudelite eesmärk on leida minimaalne tangentsiaaljõud hambumises etteantud veojõu ja reduktori korpuse gabariitide korral. Mooduli valik on tehtud praktilistel kogemustel tulenevatel kaalutlustel ja arvestades sarnasuse printsiipe samalaadsetest koormusolukordadest.

Hammastes tekkivaid pingeid saab kõige lihtsamini vähendada hamba laiust suurendades, sest selles suunas on konstruktsiooniliselt kõige rohkem ruumi. Lisaks on kõiki iteratsioone tehes arvestatud, et väikerata hammaste arv oleks vähemalt 20. See tagab, et teoreetiliselt on korruga hambumises 2 hammast, mis ka vähendab pingeid hambumises. Selel 5.3 on väljaprint cad keskkonna mudelist. Iteratsioonide puhul muudetakse mooduli, väike ratta hammaste arvu ja ülekande suhet. Ülejäänud suurused on valemitega seotud ja liiguvad kaasa nimetatud väärtusi muutes. Sellist geometria mudelit kasutades on iteratsioonid väga kergesti ja kiiresti teostatavad. Antud geomeetrimudel on ka kasulik esmasel balansiiri modelleerimisel, kuna selle kaudu on võimalik cad keskkonnas erinevaid detaile siduda. Kui teha muudatusi hambumises, siis liiguvad kõik detailid koostu keskkonnas kaasa ning see jällegi muudab tööd kiiremaks.



Sele 5.3. Eskiismudel cad keskkonnas

Mitmete iteratsioonide lõpptulemuseks on olukord, mis on näidatud ka seel 5.3. Ülekande arv on 1,5 ja moodul on 5. Sellisel juhul jääb 26 mm väikese hammasratta ja velje vahele ruumi, mis eeldatavasti on piisav vahe korpuse konstrueerimiseks.

Järgnevalt on arvutatud nimetatud geomeetria korral tekkiv tangentsiaal jõud hambumises.

$$M_1 = F \cdot l = 25000 \cdot 0,585 = 14625 \text{ Nm} \quad (5.7)$$

$M_1$  – rattavõllil tekkiv pöördemoment (Nm)

F – veojõud (N)

l – õlg veojõuvektori ja ratta tsentri vahel (m)

$$F_t = \frac{M_1}{d_1} = \frac{14625 \cdot 2}{0,18} = 162500 \text{ N} \quad (5.8)$$

$F_t$  – tangentsiaal jõud (N)

$d_1$  – suure ratta jaotusringjoone diameeter (m)

Väsimus arvutusi antud ülekandes teha on väga subjektiivne, sest pole tead täpset koormusolukorda ja lisaks on tegemist väikeste pöörlemisagedustega koormatud olukorras. Arvutatud tangentsiaal jõud tekib maksimaalse koormuse korral, kuid see koormus ei rakendu pidevalt. Seetõttu on kõige kindlam teha arvutus paindepingetele hambas arvestades hamba geomeetriaga.

Esmases arvutuses võetakse hamba laiuseks 60mm.

Hamba ristlõikele vastav telgvastupanumoment:

$$W_y = \frac{h \cdot w^2}{6} = \frac{60 \cdot 10,1^2}{6} = 1020,1 \approx 1020 \text{ mm}^3 \quad (5.9) [9]$$

Hambas tekkiv paindemoment:

$$M_2 = F_t \cdot l_h = 162500 \cdot 6,25 = 1015625 \text{ Nmm} \quad (5.10)$$

Paindepinge hambas:

$$\sigma = \frac{M_2}{W_y} = \frac{1015625}{1020} = 995,7 \approx 996 \text{ N/mm}^2 \quad (5.11)$$

$W_y$  – telgvastupanumoment ümber y-telje ( $\text{mm}^3$ )

h – hammasratta laius (mm)

w – hamba laius jalgade ringjoonelt (mm)

$M_2$  – Tangentsiaal jõust tekkiv moment (Nmm)

$l_h$  – hambas tekkiva momendi õlg (mm)

Hamba laius jalgaderingjoonelt on võetud konservatiivselt teatavat varu tagades, sest tegelikkuses on hamba jalal raadius ja käsitletavas ristlõikes on materjali rohkem. Hambumises on kaks hammast korraga ja seega pinge jaotub kahe hamba vahel. Siiski hammasrattast tuleb muuta laiemaks, sest pinge on liiga suur. Järgnevalt on võetud hammasratta laiuseks 120mm.

$$W_y = \frac{h \cdot w^2}{6} = \frac{120 \cdot 10,1^2}{6} = 2040,2 \approx 2040 \text{ mm}^3 \quad (5.12)$$

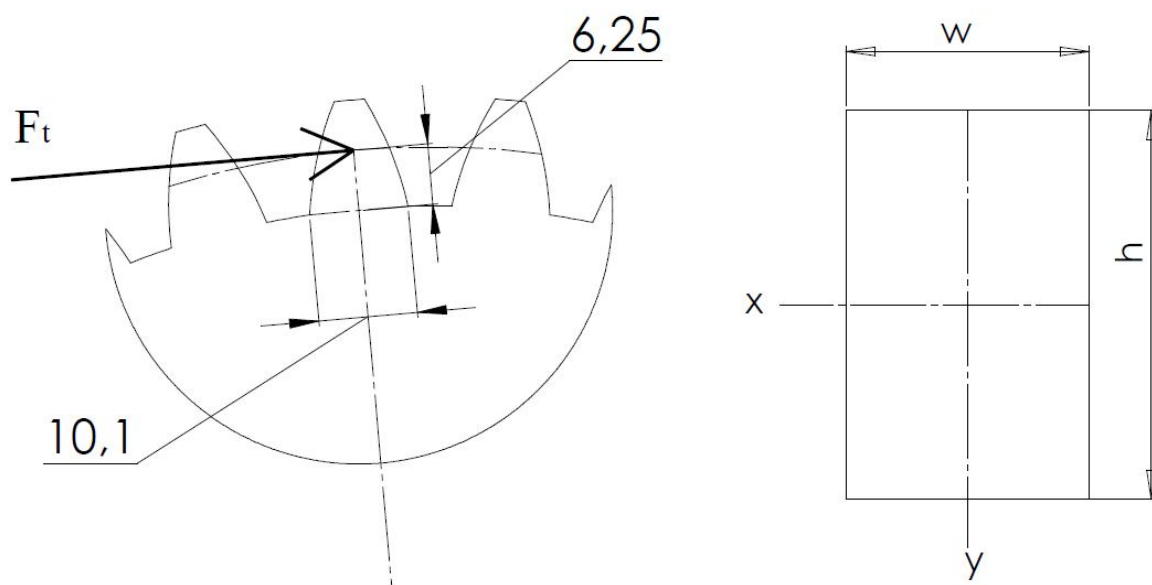
$$\sigma = \frac{M_2}{W_y} = \frac{1015625}{2040} = 497,9 \approx 498 \text{ N/mm}^2 \quad (5.13)$$

Arvestades, et pinge jaotub kahe hamba vahel on antud tulemus esialgu rahuldav eeldades, et hammasratta valmistamiseks kasutatakse materjali, mille voolepiir on 650 MPa-i juures. Praktika on olemas materjaliga 42CrMo4 termotöödeldud kujul [10].

Sellisel juhul varutegur:

$$S = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma/2} = \frac{650}{498/2} = 2,6 \quad (5.14)$$

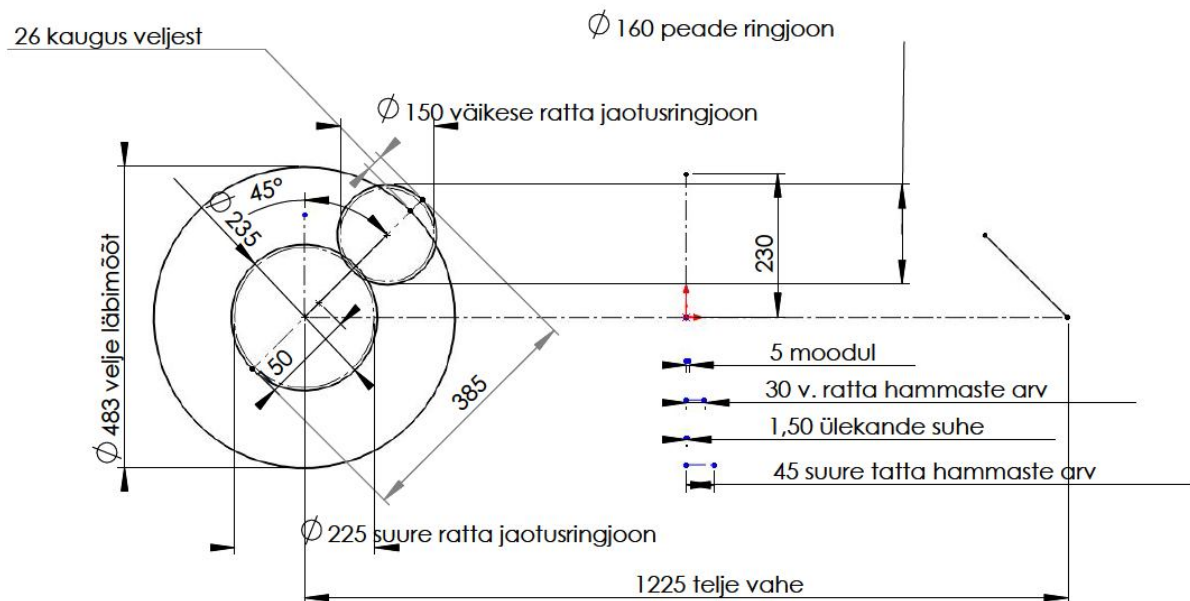
$\sigma_{\text{lim}}$  – voolepiir  $R_e$  (MPa)



Sele 5.4. Pinge hamba jalal

Pinge vähenemiseks hambas peaks vähenema tangentsiaal jõud hambumises. Selleks tuleks suurendada hammasrattaste jaotusringjoont, mis omakorda tähendab hammasta arvu

suurendamist. Selg 5.5 on toodud skemaatiline ja arvutuslik näide, miks ei saa rohkem kui 24 hammast olla väikerattal.



Sele 5.5. Gabariitide piirangud

veojõud	25000	N
ratta diameeter	1,17	m
ülekande arv	1,5	

moment	14625	Nm
nurkkiirus oomega	2,374169	
pöörlemis sagedus	0,377861	1/s
pöörlemis kiirus	22,67164	p/min
võimsus	34722,22	W

v. hammasr. nurk kiirus	3,561254	
v. hammasr. moment	9750	Nm
v. hammasr. p. kiirus	34,00747	p/min

moodul	5
väikeratta h. Arv	30
suure ratta h. Arv	45

telgede vahe a	187,5	mm
jaotuslääbimõõt v. ratas	150	mm
jaotuslääbimõõt s. ratas	225	mm
Ft	130000	N

Tabel 5.1. Ülekande andmed

Kui väikeratta hammaste arv on 30, siis tekivad tangentsiaaljõud on 130 kN (tabel 5.1). Nagu selg 5.5 on näha, siis ei mahu selline kombinatsioon oma gabariitide poolest velje sisse ära ja hammaste arvu suurendada üle 24 pole võimalik moodul 5 puhul. Samu iteratsioone sai teostatud ka suurema mooduliga, aga kõige optimaalsem valik on siiski moodul 5 ja 24 hammas väikerattal.

Antud lahenduses on kõige optimaalsemaks ülekandearvuks otsareduktoris 1,5 mitte 2 nagu esmastes ülekandearvutustes on eeldatud.

### 4.2.3 Kettülekanne

Kettülekanne on antud lahenduse puhul samuti nagu otsareduktorilgi väga määrav osa. Keti dimensioneerimisel saaks lähtuda kahest täiesti erinevast põhimõttest. Rullpukskett on tõenäoliselt kõige odavama komponent balansiiri küljes ja lisaks sellele on ketil võimalik lülisid vahetada kerge vaevaga. Kui keti lüli puruneb on see kordades väiksem probleem ja ka rahaline kulu võrreldes sellega, kui puruneb hammasratas või võll. Seetõttu võiks keti valida kui kõige nõrgema elemendi ülekandes, et vältida teiste masinaelementide purunemist ülekoormuse tõttu. See eeldaks ka seda, et kettülekanne parameetrid tuleks valida kõige hiljem või siis need pärast teiste masinaelementide paika saamist üle kontrollida ja vastavad muudatused vajadusel teha.

Samas peab arvestama, et kui kett on valitud töötama raskemates koormusolukordades oma katkemispiirile väga lähedal, siis kett ei pruugi küll puruneda, aga ta venib oluliselt ja see põhjustab tõrkeid ülekandes. Kett võib hakata hambale peale jooksuma, kui seda piisavalt tihti ei pingutata ja üldse võib tekkida väga sagedane vajadus kette vahetada.

Kettide venimine on üheks suurimaks probleemiks praeguste konkurentide poolt pakutavate lahenduste puhul ja seetõttu tuleb püüda ikkagi kettides olevat pinget vähendada. On küsitav, kas rullpuksketti õnnestub kasutada kui ülekoormuse eest kaitsvat elementi.

Nagu otsareduktori disainimisel ei saanud lähtuda moodulivaliku kalkulatsioonidest, ei saa ka kettülekanne puhulgi alustada keti valikuga lähtudes vastavatest tugevusarvutustest, sest piiravad asjaolud on gabariidid ja koormusolukord millega arvutusi tehakse on äärmuslik.

Tavalistel meetodikatel, kus tegeletakse kettülekanne dimensioneerimisega on teada konkreetne koormus, mis pidevalt mõjub ja üldjuhul tagavad need meetodikad ketile umbkaudu 7 kordse tugevusvaru keti katkemisele. Antud juhul on ülekandearv valitud konstruktsiooni ja gabariite optimeerides tehes cad ning exceli keskkonnas paraleelselt mitmeid iteratsioone. Suurusjärk, kuhu peab ülekande arv jääma on eelnevalt teada. Excelsisse on teostatud arvutusmudel järgnevate valemite põhjal ja sobivaks osutus ülekande arv 3.

Lõplik ülekande skeem:

$$i_{1-3} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = 1,5 \cdot 3 \cdot 5,5 = 24,75 \quad (5.15)$$

$$n_{1-3} = i_{1-3} \cdot n_{ratas} = 24,75 \cdot 22,7 = 561,83 \approx 562 \text{ min}^{-1} \quad (5.16)$$

$n_{\text{ratas}}$  on leitud valemist 4.2.

$$i_{\text{multiplikator}} = \frac{562}{540} \cong 1,04 \quad (5.17)$$

Multiplikaatori valiku suhtes antud ülekande kinemaatika sobib.

**keti kiirus:**

$$v_k = \frac{N_1 \cdot p \cdot n}{60 \cdot 10^3} = \frac{12 \cdot 31,75 \cdot 102}{60000} = 0,647 \approx 0,65 \text{ m/s} \quad (5.18)$$

$v_k$  – keti kiirus (m/s)

$p$  – keti samm (mm)

$n$  – väikese ratta pöörlemissagedus ( $\text{min}^{-1}$ )

väikese ketiratta pöörlemissagedus( $n$  võetud valemist 4.1):

$$n \cdot i_1 \cdot i_2 = 0,378 \cdot 1,5 \cdot 3 = 1,701 \approx 1,7 \text{ s}^{-1} \quad (5.19)$$

$$\text{Teisendus: } n = 1,7 \cdot 60 = 102 \text{ min}^{-1} \quad (5.20)$$

**Ringjõud:**

$$F_r = \frac{T_k \cdot \omega}{v} = \frac{3568 \cdot 10,7}{0,65} = 58734,77 \approx 58745 \text{ N} \quad (5.21)$$

$$\omega_r = 2\pi n = 2 \cdot \pi \cdot 0,378 = 2,37 \text{ rad/s} \quad (5.22)$$

$\omega_r$  – haagise ratta nurkkiirus(rad/s)

$$\omega_{vr} = i_1 \cdot i_2 \cdot \omega_r = 1,5 \cdot 3 \cdot 2,37 = 10,66 \approx 10,7 \text{ rad/s} \quad (5.23)$$

$\omega_{vr}$  – väikese ketiratta nurkkiirus (rad/s)

$$T_k = \frac{T_v}{i \cdot \eta_1 \cdot \eta_2} = \frac{9750}{3 \cdot 0,92 \cdot 0,99} = 3568,29 \approx 3568 \text{ Nm} \quad (5.24)$$

$T_k$  – vedava ratta moment (Nm)

$i$  - ülekandearv

$$T_v = \frac{M_1}{i_1} = \frac{14625}{1,5} = 9750 \text{ Nm} \quad (5.25)$$

$T_v$  – veetava ratta pöördemoment (Nm)

**Rullis tekkiv surve**

$$p_r = \frac{K \cdot F_r}{A} = \frac{K \cdot F_r}{b \cdot d} = \frac{1,56 \cdot 58745}{19,56 \cdot 19,05} = 245,94 \approx 246 \text{ MPa} \quad (5.26)$$

$$K = k_d k_a k_n k_r k_m = 1,25 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 0,8 \cong 1,56 \quad (5.27)$$

$K$  - koormustegur

$k_d$  – dünaamikategur(1- rahulik koormus, 1,25...1,5-vahelduv või tõukeline)



$k_a$  – telegede vahe mõju arvestav tegur(1-kui telgede vahe 30t—50t, 1,25-kui <25t)

$k_n$  – keti kaldenurka arvestava tegur

(1-kui kaldenurk horisontaalpinna suhtes <60°, 1,25-kui >60°)

$k_r$  – keti pingutusreguleerimist arvestav tegur(1-automaatsel reguleerimisel, 1,25-perioodilisel reguleerimisel)

$k_m$  – keti määrimist arvestav tegur(0,8-pidev määrimine õlivannis või õlipumbaga, 1-regulaarne tilkmäärimine või määrimine konsistentse määrdeainega, 1,3...1,5-ebaregulaarne määrimine)

b - rulli laius, lisa (mm)

d - rulli diameeter(mm)

### Jõud ketis:

#### Läbipaindest

$$F_f = 9,81k_fqa = 9,81 \cdot 6 \cdot 3,7 \cdot 0,521 = 113,46 \approx 113 \text{ N} \quad (5.28)$$

$k_f$  – ülekande asendit arvestav tegur(6-horisontaalselt asetsev, 1 vertikaalselt asetsev, 1,5-45° nurga alla)

q – keti kaal, lisa (kg/m)

a – telgede vahe (m)

#### Tsentrifugaaljõust

$$F_t = qv^2 = 3,7 \cdot 0,65^2 = 1,56 \approx 2 \text{ N} \quad (5.29)$$

#### Koormus võllile

$$F_v = F_r + 2F_f = 58745 + 2 \cdot 113 = 58971 \text{ N} \quad (5.30)$$

#### Keti tugevuse varu

$$S_k = \frac{F_{kr}}{F_r + F_t + F_f} = \frac{95000}{58745 + 2 + 113} = 1,61 \approx 1,6 \quad (5.31)$$

Sealt tulenevalt on valitud keti standardiks 20B1, kus keti samm on 31,75 mm(1,25 tolli) [11].

Suur ratta hammaste arv on 36 ja väikese ratta hammaste arv on 12. Hammasrattad valitavad kataloogist[12]. Ülekandearv seega 36/12=3.

Keti valikul on lähtunud ka kogemuslikest eelnevatest samalaadsetest olukordadest.

Kettülekanne disainimisel on juhtnöörid, mida on soovitatav kasutada [13] ja vastavalt sellel on järgnevalt kontrollitud valitud keti sobivust:

*1) Minimaalne hammaste arv ühe hammasratta kohta võiks olla 17, välja arvatud juhul kui ülekanne ei tööta väga väikestel pöörlemissagedustel, nurkkiirus on alla 10,47 rad/s.*

Väikese ketiratta nurkkiirus on 10,47 rad/s (valem 5.23).

Saadud tulemus on väga lähedane soovituslikule piirarvule seega 12 hammast antud nurkkiiruse juures ei tohiks olla probleem.

2) *Maksimaalne ülekandearv võiks olla 7.* Antud juhul on valitud ülekandearvuks 3.

3) *Tsentrite vahe hammasratastel peaks olema umbes 30 kuni 50 hamba sammu.*

$$C = \frac{l_t}{p} = \frac{521}{31,75} = 16,4 \approx 16$$

$l_t$  – tsentrite vahe (mm)

$p$  – samm (mm)

Tulemus on kõvasti alla soovitusliku miinimumi ( $16 < 30$ ). Hammasrataste tsentrite vahe tingivad konstruktsiooni gabariidid ning ratta suurus. Antud rakenduses on võimatu hammasrataste tsentrite vahet kahekordistada, et see suurus mahuks soovituslikesse piiridesse. Paljudes rakendustes praktikas nimetatud kriteeriumi ei järgita.

4) *Suurel ketirattal ei tohiks olla üle 120 hamba.*

Antud juhul on suurel ketirattal 36 hammast.

5) *Eelistatuim on, kui hammasrataste tsentreid ühendav telg on horisontaalselt ja keti pingul olev pool on üleval.* Praeguses lähenduses on tsentreid läbiva telje nurk horisontaali suhtes umbkaudu 14 kraadi, mis on hea olukord. Ei saa jätta ka märkimata, et kuna balansiir liigub, siis nurk horisontaali suhtes muutub samuti, kuid ta ei lähene mingis situatsioonis vertikaalseisu lähedasele olukorrale. Keti pingul olev pool sõltub sellest, mis pidi sõidetakse.

6) *Keti pikkus on mitmekordne sammude arv ja sammude arv on soovitusliku valemiga määratav. Tsentrite vahe peaks olema reguleeritav, et kompenseerida tolerantse ja kulumist. Üleliigset lõtku lõdval ketipoolel tuleb vältida, eriti kui ülekanne ei asetse horisontaalselt.*

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C} = 2 \cdot 16,4 + \frac{36 + 12}{2} + \frac{(36 - 12)^2}{4 \cdot \pi \cdot 16,4} = 59,59 \approx 60 \quad (5.32)$$

$L$  – keti lülide arv(sammude arv)

$C$  – suhe sammude ja tsentrivahega (mm)

$N_1$  – väikese ratta hammaste arv

$N_2$  – suure ratta hammaste arv

Korrutades keti lülide arvu läbi keti sammuga saame keti pikkuse. Mõõtu on tähtis teada ketipinguti konstrueerimisel.

7) *Jaotusringjoone diameeter valitud hammaste arvu ja sammu korral.*

$$D_1 = \frac{p}{\sin(180^\circ / N)} = \frac{31,75}{\sin 15} = 122,67 \approx 122,7 \text{ mm} \quad (5.33)$$

$$D_2 = \frac{p}{\sin(180^\circ / N)} = \frac{31,75}{\sin 5} = 364,29 \approx 364,3 \text{ mm} \quad (5.34)$$

$D_1$  – väikese ketiratta jaotusringjoone diameeter (mm)

$D_2$  – suure ketiratta jaotusringjoone diameeter (mm)

$p$  – samm (mm)

$N$  - hammaste arv

Arvutus on vajalik ka cad keskkonnas iteratsioonimudeli loomiseks.

8) *Minimaalne hammasratta diameeter ja seega ka minimaalne hammaste arv sõltub tihtipeale võlli läbimõõdust. Antud olukorras mängib see asjaolu rolli väikeratta dimensioneerimisel.*

9) *Kontakt nurk väiksemal hammasrattal ei tohiks olla alla  $120^\circ$ .*

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1}[(D_2 - D_1) / 2l_t] = 180^\circ - 2 \cdot \arcsin[(364,3 - 122,7) / 2 \cdot 521] = 153,18 \approx 153^\circ \quad (5.35)$$

Kuna  $153 > 120$ , siis see on aktsepteeritav.

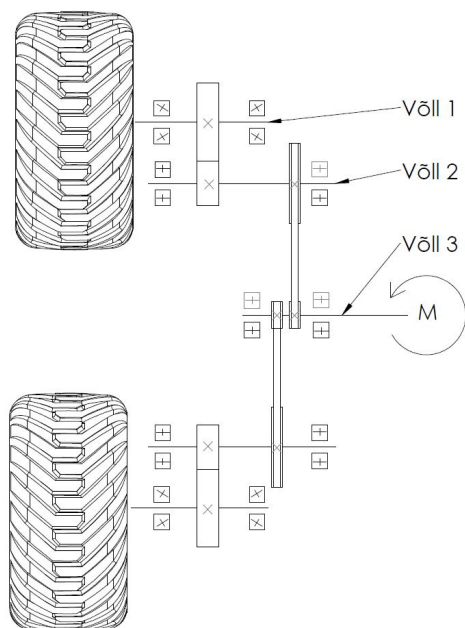
$\theta_1$  – kontaktnurk väikesel hammasrattal

$D_1$  – väikese ratta jaotusdiameeter

$D_2$  – suure ratta jaotusdiameeter

## 5.2.4 Võllide dimensioneerimine

Eelnevatest arvutustest saab kõik vajalikud andmed, et dimensioneerida võllid väände. Kuna võllidele mõjuvad ka paindepinged tulenevalt kettülekandest ja hambumisest otsareduktoris, siis seetõttu on vaja võllide korrektseks dimensioneerimiseks teada täpset laagerdust. Lisaks on kõige keerulisem olukord rattavõllidega, kus lisaks nimetatule tuleb ka arvestada koorma massi. Cad keskkonnas laagerduse modelleerimiseks on vaja esmalt koostada põhimõtteline skeem.



Sele 5.6. Laagerdusskeem

Võllide ligikaudse läbimõõdu leidmisel on arvestatud, et varutegur väände oleks nelja kordne. Sellega eeldatakse, et kui hilisemal kontrollarvutusel arvestatakse ka paindepingeid on olemas veel teatav tugevusvaru. Kui cad keskkonnas modelleerimise käigus selgub, et võllide diameetrit on võimalik teiste masinaelementide gabariitide poolest suurendada, siis tuleb seda kaaluda. Kui selgub, et nelja kordset varu väände pole võimalik tagada, siis tuleb teha ka edasised arvutused koos paindepingetega ja vaadata, kui suur varutegur lõpuks jääb.

**Lähteandmed:**

Võll 1 väändemoment -  $T_1=14625 \text{ Nm}$  (valem 5.7)

Võll 2 väändemoment -  $T_2= 9750 \text{ Nm}$  (valem 5.25)

Võll 3 väändemoment -  $T_3=3568 \text{ Nm}$  (valem 5.24)

Olenevalt materjalist on lubatav voolepiir arvutustes väände väiksem kui voolepiir arvutustes tõmbele. Teisisõnu üldjuhul materjal kannatab väändepingeid vähem kui tõmbe ja survepingeid ning sealt tulenevalt ka vähem kui paindepingeid. Kuna tegemist on esialgse võlli diameetri määramisega, siis on arvestatud konkreetset materjali valimata, et võllimaterjalile on lubatud piirpinge väände 650 MPa.

$$S = \frac{\tau_{t,allow}}{\tau_t} \Rightarrow \tau_t = \frac{\tau_{t,allow}}{S} = \frac{650}{4} = 162,5 \approx 163 \text{ MPa} \tag{5.36}$$

S – varutegur

$\tau_{t,allow}$  - lubatud piirpinge väände (MPa)

$\tau_t$  - väändepinge (MPa)

Teisendus:

$$163 \text{ MPa} = 163\,000\,000 \text{ Pa} = 163\,000\,000 \text{ N/m}^2 = 163 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} \Rightarrow 163 = \frac{M_t}{1} \div \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{16M_t}{\pi d^3} \Rightarrow d^3 = \frac{16M_t}{163 \cdot \pi} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{163\pi}} \quad (5.37)$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (5.38)$$

$W_p$  – polaarinerentsmoment ( $\text{mm}^3$ )

$d$  – võlli diameeter (mm)

### Võll 1

Teisendus: 14625 Nm = 14625000Nmm

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{163\pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 14625000}{163\pi}} = 77,02 \approx 77 \text{ mm} \quad (4.39)$$

$M_t$  - väändemoment

### Võll 2

Teisendus: 9750 Nm = 9750000Nmm

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{163\pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 9750000}{163\pi}} = 67,28 \approx 67 \text{ mm} \quad (5.40)$$

### Võll 3

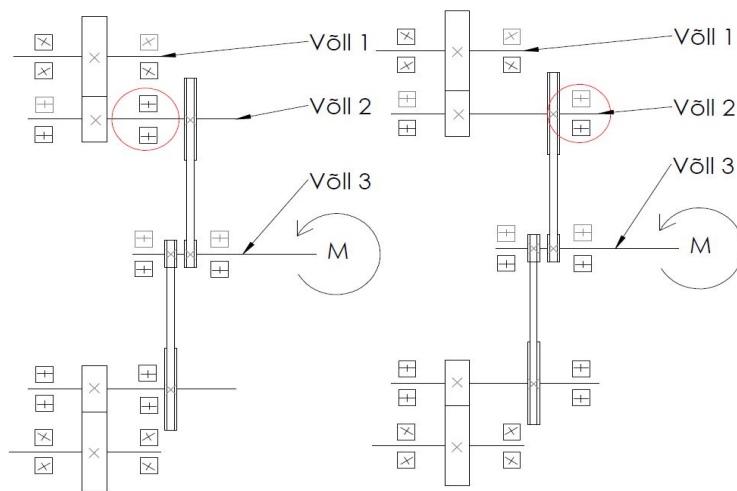
Teisendus: 3568 Nm = 3568000Nmm

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{163\pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3568000}{163\pi}} = 48,12 \approx 48 \text{ mm} \quad (5.41)$$

Arvutatud võllide diameetritega saab alustada modelleerimist. Modelleerimisel peab arvestama, et võll 1 ja võll 2 puhul peaks võimalusel diameetrit suurendama, sest seal mõjuvad ka arvestatavad paindepinged. Kuna võll 1 on rattavõll, mis asetseb koonuslaagritel, siis koonusrull-laagritest tekib võllis lisaks väände ja paindepingetele aksiaal jõust tulenev tõmbepinge. Lisaks vähendab võllide tugevust ja vastupidavust väsimusele pingekontsentratsioon, nii liistusoontest tulenevalt kui ka erinevatest astmetest võllidel. Lõpliku kontrollarvutuse võllidele saab teostada alles peale täpsemat laagerdust.

## 5.2.5 Laagerdusskeem

Laagrite valikul on esmalt vaja põhimõttelist skeemi laagrite asetusele. Eelnevas peatükis koostati skeem, ilmestamaks võllide asetust ja pingeid, mis võllides tekivad. Laagrite tüübi ja suuruse valikul on määravaks nendele mõjuvad aksiaal ning radiaal jõud. Laagrite asetuse määravad ka suuresti tehnoloogilised võimalused töötlust arvestades. Sele 5.7 on näidatud kaks erinevat põhimõttelist skeemi laagerdusele, mis tagavad koostamise võimalikuse ning koonuslaagrite reguleerimise.



Sele 5.7. Lagerdus: a)variant 1 b)variant 2

Sele 5.7 vasakul pool asetseval skeemil kannab võll 2 ketiratast konsoolselt. Paindepinged mis võllis 2 tekivad on suuremad, kui seel 5.7 paremal pool näidatud variandi puhul. Ketiratast konsoolselt kandva variandi eeliseks on mõningane materjali kokkuhoid, kuid samas piirab see gabariidi tõttu tagumise koonuslaagri valikut. Koostamise seisukohalt on vasakul pool toodud skeem parem. Seega on vaja teha täpsem arvutus laagritele mõjuva koormuse kohta, et välja selgitada kas antud laagerdusskeemi järgi leiab sobivad laagrid. Laagrite valimiseks on vaja määrata nendele mõjuvad koormused. Ülekandes tekivad koormused on ülekandearvutustes eelmistes peatükkides määratud. Määrata tuleb veetavast koormast võll ühele ehk rattavõllile kanduv koormus.

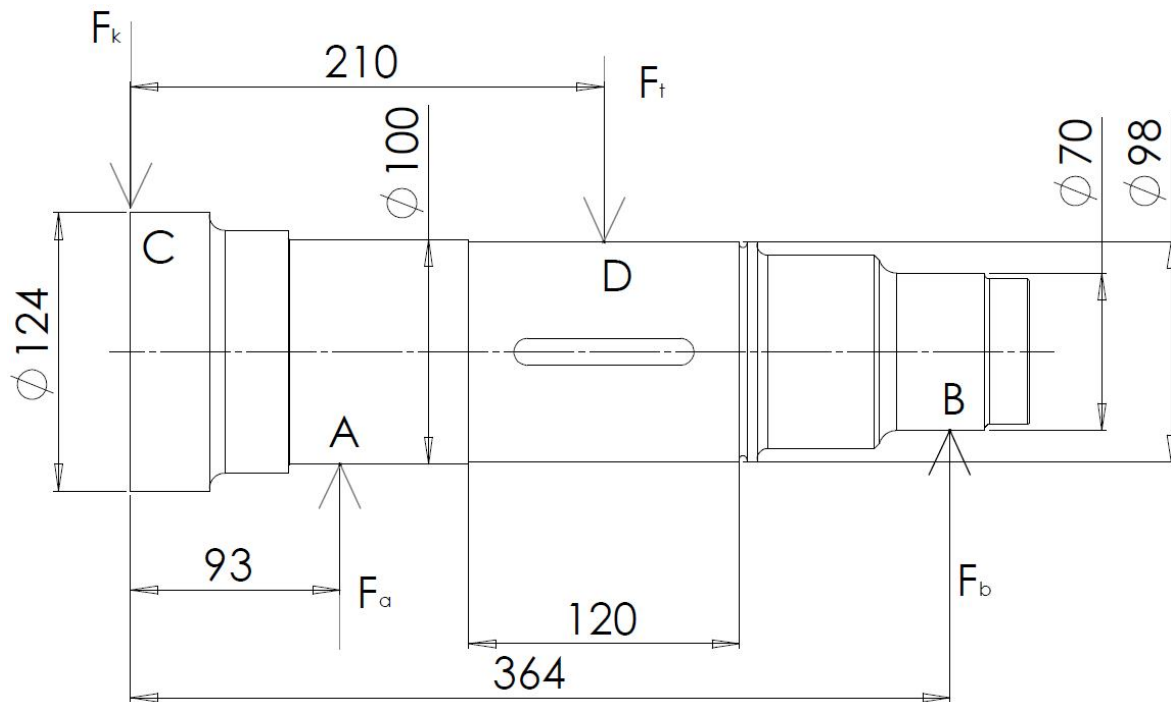
Kõikide laagrite valikul on lähtutud laagrite tootjapoolt antud lubatavast staatilisest ja dünaamilisest koormusest. Laagrite jaoks väga objektiivset elueaarvutust on keeruline teostada, kuna pole teada keskmiselt laagritele mõjuvat koormust.

## 5.2.6 Laagritele mõjuvad koormused

Laagrite valikul on olulised võllidele mõjuvad radiaal jõud.

### Võll 1

Rattavõllile mõjub kaks põhilist jõudu: veetava koorma massist tulenev koormus ja hambumises tekkivast tangensiaaljõust tulenev koormus. Koorma massist tuleneva koormuse jaoks peab tegema teatava lihtsustuse. Üldjuhul langeb osa koorma massist traktori haakeseadmele ja ülejäänud osa, ühtlasi ka suurem osa, langeb haagise ratastele. Kuna metsaveohaagisel on balanssiirid, siis tavatingimustes langeb võrdselt kõigile neljale rattale ühesugune koormus. Kui haagis on kuhugi poole kaldu langeb vastavalt sinna poole rohkem koormust, mis omakorda jaguneb võrdselt kahe ratta vahel. Siiski tulevad jällegi mängu erandolukorrad. Balanssiiridel on üldjuhul piirajad, mis ei lase rattal koormasse liikuda. Piirajate tõttu võib üle kännu sõites tekkida olukord, kus üks ratas on piirajas ning kontakt maapinnaga puudub ja teisele rattale langeb kogu koormus. Lisaks võivad mõjuda rattavõllidele ka traktori veojõust tulenevad koormused. Eriti ilmestab seda olukord, kus ratas jääb kännu taha kinni, aga traktor ikkagi tõmbab haagist. Viimast jõudu on väga keeruline määrata ja seetõttu ongi vaja teha teatav lihtsustus koormusolukorrale. Lähteandmetes on kirjas, et haagise kandejõud on 12000 kg. Kogu haagise tühimassiks on eeldatavalt 3000 kg. Osa haagise massist kandub ka traktori haakeseadmele. Tavalise 12 tonnise kandevoimega haagise puhul langeb haakeseadmele olenevalt koormapaiutusest 2000-2500 kg-i. Raami, tiisli ja silla gabariidid pole veel paigas ja seetõttu täpset koormusjaotust pole teada. Balanssiiri enda kaal tuleb eeldatavasti umbkaudu 500 kg-i. Arvestame konservatiivselt olukorraga, et ratastele mõjuv koormus jaotub pooleks kahe balanssiiri vahel. See tähendab, et kahele rattavõllile kandub 6500 kg-i. Kuna üks ratastest võib mitte koormust vastu võtta, siis ongi edasistes arvutustes võetud arvesse, et ühele rattavõllile mõjub jõud 65000 N. Selline koormus mõjub üldjuhul lühiajaliselt, sest enamikes olukordades jaotub koormus siiski mõlemale rattale. Ühele rattale võib langeda koormus näiteks üle kännu sõites kui balanssiir liigub piirajasse.



Sele 5.8. Toereaktsioonid koormusolukord 1

Koormus skeemil seel 5.8 on arvestatud, et völlis ruumilist paindeolukorda pole.

Koormusolukord 1 on kõige raskem koormusolukord välimise laagri valiku suhtes, kus rattale langeva koormuse ja hambumise tangensiaaljõust tuleneva koormuse suund ühtivad.

#### Toereaktsioonide leidmine koormusolukord 1.

$$\sum M^{(A)} = 0 \Rightarrow F_k \cdot CA - F_t \cdot AD + F_B \cdot AB = 0$$

$$F_B = \frac{F_t \cdot AD - F_k \cdot CA}{AB} = \frac{162500 \cdot 0,117 - 65000 \cdot 0,093}{0,271} = 47850 \text{ N} \quad (5.42)$$

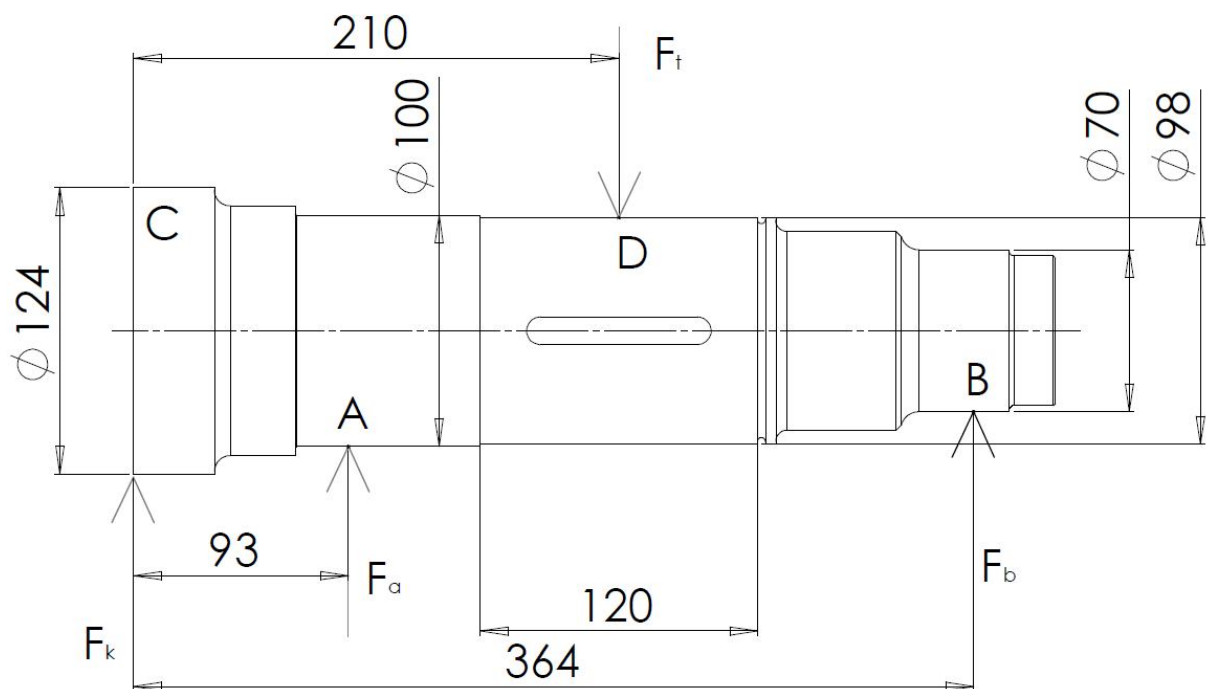
$$\sum M^{(B)} = 0 \Rightarrow F_k \cdot CB - F_A \cdot AB + F_t \cdot DB = 0$$

$$F_A = \frac{F_k \cdot CB + F_t \cdot DB}{AB} = \frac{162500 \cdot 0,154 + 65000 \cdot 0,364}{0,271} = 179650 \text{ N} \quad (5.43)$$

#### Toereaktsioonide leidmine koormusolukord 2.

Koormusolukord 2 on kõige raskem koormusolukord sisemise laagri valiku suhtes, kus rattale langeva koormuse ja hambumise tangensiaaljõust tuleneva koormuse suunad on vastupidised.





Sele 5.9. Toereaktsioonid koormusolukord 2

$$\sum M^{(A)} = 0 \Rightarrow -F_k \cdot CA - F_t \cdot AD + F_B \cdot AB = 0$$

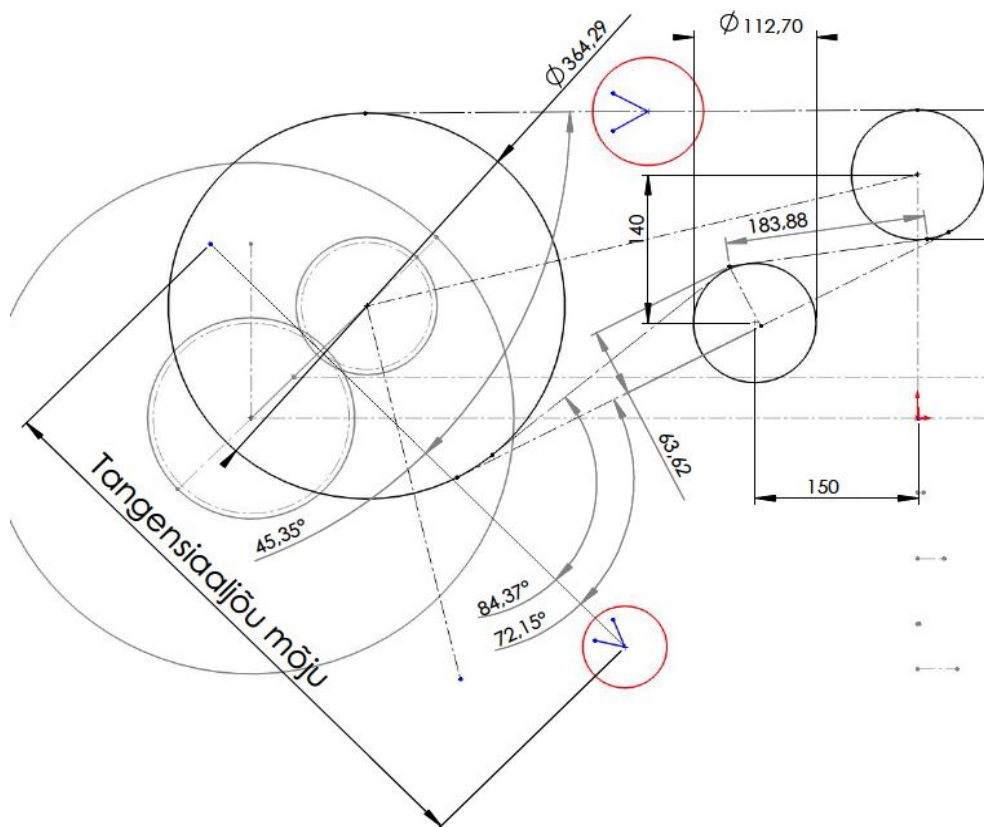
$$F_B = \frac{F_t \cdot AD + F_k \cdot CA}{AB} = \frac{162500 \cdot 0,117 + 65000 \cdot 0,093}{0,271} \cong 92463 \text{ N} \quad (5.45)$$

$$\sum M^{(B)} = 0 \Rightarrow -F_k \cdot CB - F_A \cdot AB + F_t \cdot DB = 0$$

$$F_A = \frac{F_t \cdot DB - F_k \cdot CB}{AB} = \frac{162500 \cdot 0,154 - 65000 \cdot 0,364}{0,271} \cong 5037 \text{ N} \quad (5.46)$$

## Võll 2

Võll 2 puhul on laagritele mõjuvad koormused üsna täpselt arvutatavad. On teada hambumisest tekkiv tangentsiaaljõud ja on teada ka kettülekandest tulenev tõmbejõud. Kasutades cad programmi on leitud nurk nimetatud jõudude vahel. Sele 5.10 on näidatud kõige raskem koormusolukord laagril. Nooltega on näidatud keti tõmbejõu suund ja tangentsiaaljõu mõju suund laagritele. Järgnevalt on leitud tangentsiaaljõu projektsioon keti tõmbejõu mõjusiregele. Sellega seoses on nimetatud ka keskpeatasandid xz ja yz, mida hiljem kasutatakse võllis ruumilise paindeolukorraga pingete arvutamiseks. Ruumilises paindeolukorras on valitud kesk-peateljestik selliselt, et ühe jõu mõju suund ühtiks ühe teljestiku suunaga (ristuvale teljele see jõud projektsiooni ei anna ning projektsiooni väärtus võrdub nulliga).



Sele 5.10. Koormuste suunad

Keti mõjusirgega ühtiv suund - x telg

Keti mõjusuunaga ristuv telg - y telg

Keti mõjusirge ja tangentsiaal jõu mõjusirge vaheline nurk  $45,35^\circ$

$$F_{tx} = F_t \cdot \cos \alpha = 162500 \cdot \cos 45,35^\circ \cong 114200 \text{ N} \quad (5.47)$$

$$F_{ty} = F_t \cdot \sin \alpha = 162500 \cdot \sin 45,35^\circ \cong 115600 \text{ N} \quad (5.48)$$

Toereaktsioonid telje x sihis:

$$\sum M^{(A)} = 0 \Rightarrow F_{tx} \cdot AC - F_{Bx} \cdot AB + F_v \cdot AD = 0$$

$$F_{Bx} = \frac{F_{tx} \cdot AC + F_v \cdot AD}{AB} = \frac{114200 \cdot 0,113 + 58971 \cdot 0,367}{0,297} \cong 116320 \text{ N} \quad (5.49)$$

$$\sum M^{(B)} = 0 \Rightarrow F_{Ax} \cdot AB - F_{tx} \cdot CB + F_v \cdot BD = 0$$

$$F_{Ax} = \frac{F_{tx} \cdot CB - F_v \cdot BD}{AB} = \frac{114200 \cdot 0,184 - 58971 \cdot 0,07}{0,297} \cong 56850 \text{ N} \quad (5.50)$$

Toereaktsioonid telje y sihis:

$$\sum M^{(A)} = 0 \Rightarrow F_{ty} \cdot AC - F_{By} \cdot AB = 0$$

$$F_{By} = \frac{F_{ty} \cdot AC}{AB} = \frac{115600 \cdot 0,113}{0,297} \cong 43980 \text{ N} \quad (5.51)$$

$$\sum M^{(B)} = 0 \Rightarrow F_{Ay} \cdot AB - F_{ty} \cdot CB = 0$$

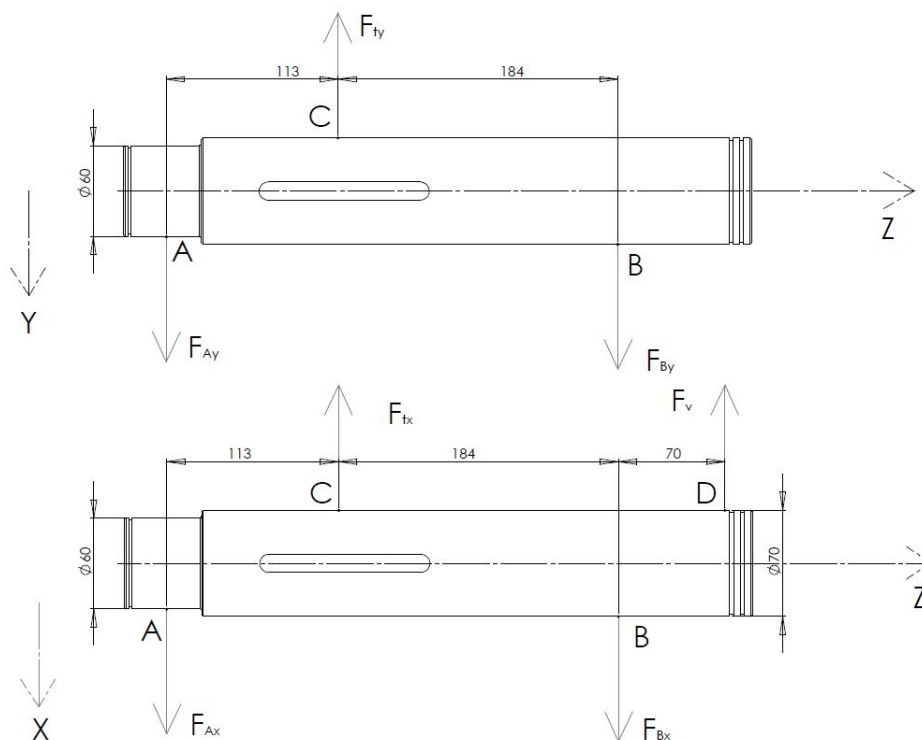
$$F_{Ay} = \frac{F_{ty} \cdot CB}{AB} = \frac{115600 \cdot 0,184}{0,297} \cong 71620 \text{ N} \quad (5.52)$$

Resultant toereaktsioon punktis B:

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{116320^2 + 43980^2} \cong 124360 \text{ N} \quad (5.53)$$

Resultant toereaktsioon punktis A:

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{56850^2 + 71620^2} \cong 91440 \text{ N} \quad (5.54)$$



Sele 5.11. Völlile 2 mõjuvad koormused

### Võll 3

Antud võllile tekitab radiaaljõude ketist tulenev tõmbejõud. Sellele võllile kinnitub kaks ketiratast. Laagri valikut silmas pidades on tekib kõige suurem koormus jällegi siis kui kogu

balansiiri sisse minev veojõud koondub ühte rattasse. Ideaalsel juhul jaguneb balansiiri sissetulev moment pooleks kummagi ratta vahel. Sellisel juhul mõjub laagritele keti tõmbejõud vastupidistes suundades ja see vähendab koormust laagritele.

Seega on vaja arvestada kahe koormusjuhuga, kus koormus mõjub küll ühelt poolt, aga erinevatele ketiratastele.

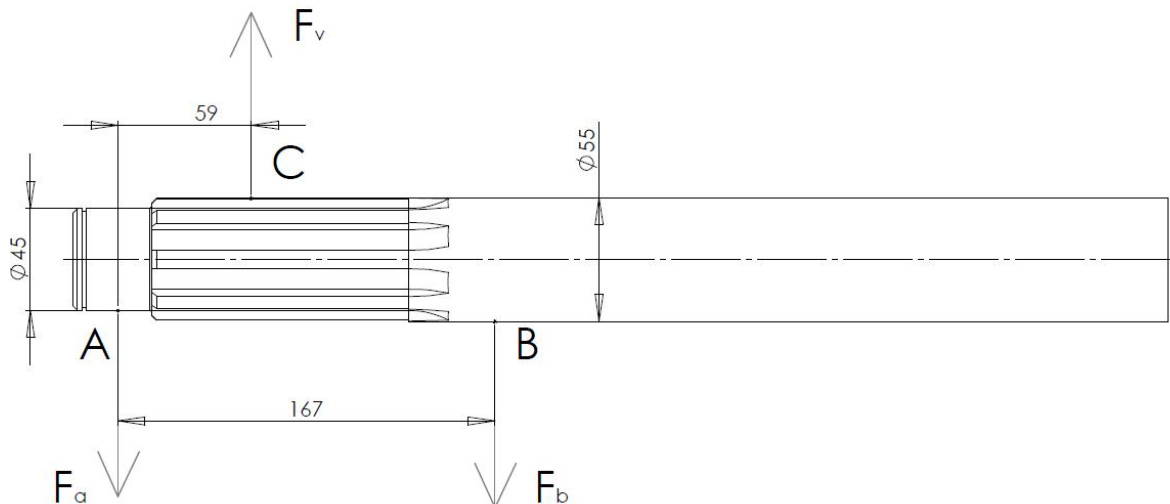
### 1) Koormatud on välimine ketiratas:

$$\sum M^{(A)} = 0 \Rightarrow F_v \cdot AC - F_b \cdot AB = 0$$

$$F_b = \frac{F_v \cdot AC}{AB} = \frac{58971 \cdot 0,059}{0,167} \cong 20830 \text{ N} \quad (5.55)$$

$$\sum M^{(B)} = 0 \Rightarrow F_a \cdot AB - F_v \cdot CB = 0$$

$$F_a = \frac{F_v \cdot CB}{AB} = \frac{58971 \cdot 0,108}{0,167} \cong 38720 \text{ N} \quad (5.56)$$



Sele 5.12. Koormus välimisel ketirattal

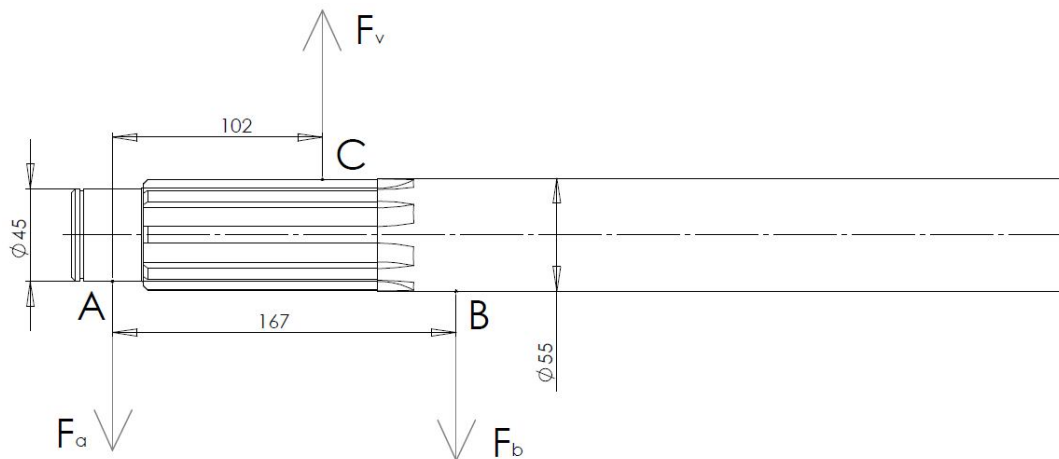
### 2) Koormatud on sisemine ketiratas:

$$\sum M^{(A)} = 0 \Rightarrow F_v \cdot AC - F_b \cdot AB = 0$$

$$F_b = \frac{F_v \cdot AC}{AB} = \frac{58971 \cdot 0,102}{0,167} \cong 36020 \text{ N} \quad (5.57)$$

$$\sum M^{(B)} = 0 \Rightarrow F_a \cdot AB - F_v \cdot CB = 0$$

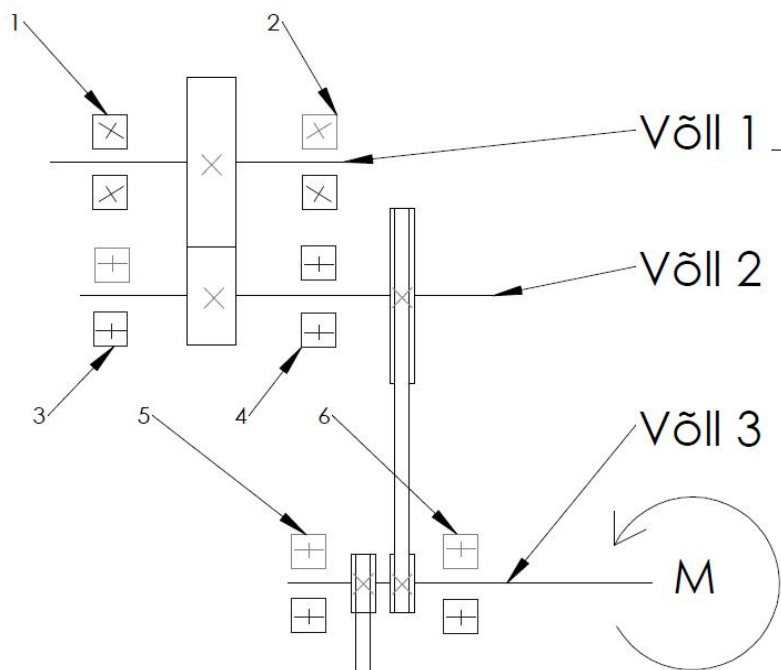
$$F_a = \frac{F_v \cdot CB}{AB} = \frac{58971 \cdot 0,065}{0,167} \cong 22950 \text{ N} \quad (5.58)$$



Sele 5.13. Koormus sisemisel ketirattal

### Laagrite valik

Valikul on arvestatud, et maksimaalne koormus, mis laagritele võib mõjuda ei ületaks lubatavat staatilist ja dünaamilist koormust. Laager on valitud võimalikult suure koormuse varuga, etteantud konstruktsiooni gabariite arvestades.



Sele 5.14

### Laager 1

Laagritele langev koormus 179,65 kN. Valitud laager: 32220, C-319 kN, C<sub>0</sub> - 440 kN [14]

### Laager 2

Laagritele langev koormus 92,46 kN. Valitud laager: 33114, C - 172 kN, C<sub>0</sub> - 250 kN [14]

### Laager 3

Laagrile langev koormus 91,44 kN. Valitud laager: NNCF 5012, C - 198 kN, C<sub>0</sub> - 300 kN [15]

### Laager 4

Laagrile langev koormus 124,36 kN. Valitud laager: NUP 2214 ECML, C - 180 kN, [15]

C<sub>0</sub> - 193 kN

### Laager 5

Laagrile langev koormus 38,72 kN. Valitud laager: 6409, C - 76,1 kN, C<sub>0</sub> - 45 kN [14]

### Laager 6

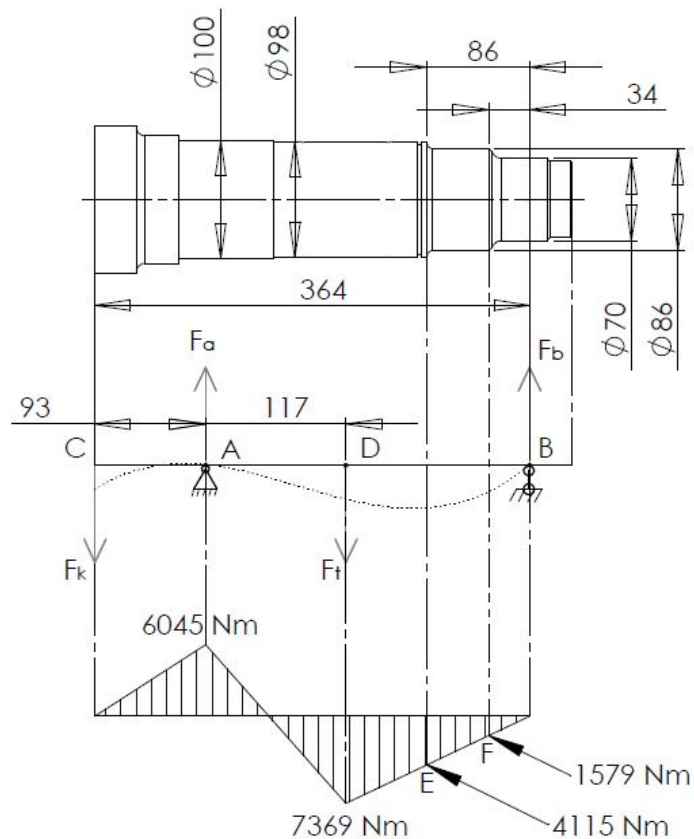
Laagrile langev koormus 36,02 kN. Valitud laager: 6311, C - 74,1 kN, C<sub>0</sub> - 45 kN [14]

## 5.2.7 Võllide kontrollarvutused

Eelmises peatükis on arvatatud kõik toereaktsioonid laagritele. Seega saab välja arvutada võllides olevad paindepinged. Kui paindepinged on leitud, siis arvutatakse ekvivalente pinged võllides, kus arvestatakse painde ja väändepingete koosmõju.

### Võll 1

#### Paindemoment, koormusolukord 1:



Sele 5.15. Paindemomendi epüür koormusolukorras 1

$$M_A = F_k \cdot CA = 65000 \cdot 0,093 \cong 6045 \text{ Nm} \quad (5.59)$$

$$M_D = F_b \cdot DB = 47850 \cdot 0,154 \cong 7369 \text{ Nm} \quad (5.60)$$

$$M_E = F_b \cdot EB = 47850 \cdot 0,086 \cong 4115 \text{ Nm} \quad (5.61)$$

$$M_F = F_b \cdot FB = 47850 \cdot 0,033 \cong 1579 \text{ Nm} \quad (5.62)$$

$$\sigma_{Ekv,A} = \frac{\sqrt{M_A^2 + T_1^2}}{W_A} = \frac{\sqrt{6045000^2 + 14625000^2}}{98175} \cong 161 \text{ N/mm}^2 \quad (5.63)$$

$$W_A = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 100^3}{32} \cong 98175 \text{ mm}^3 \quad (5.64)$$

$$\sigma_{Ekv,D} = \frac{\sqrt{M_D^2 + T_1^2}}{W_D} = \frac{\sqrt{7369000^2 + 14625000^2}}{92401} \cong 177 \text{ N/mm}^2 \quad (5.65)$$

$$W_D = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 98^3}{32} \cong 92401 \text{ mm}^3 \quad (5.66)$$

Ristlõikes E ja F väändemomendi ei mõju ja kontrollarvutus tehakse ainult paindepingete leidmiseks:

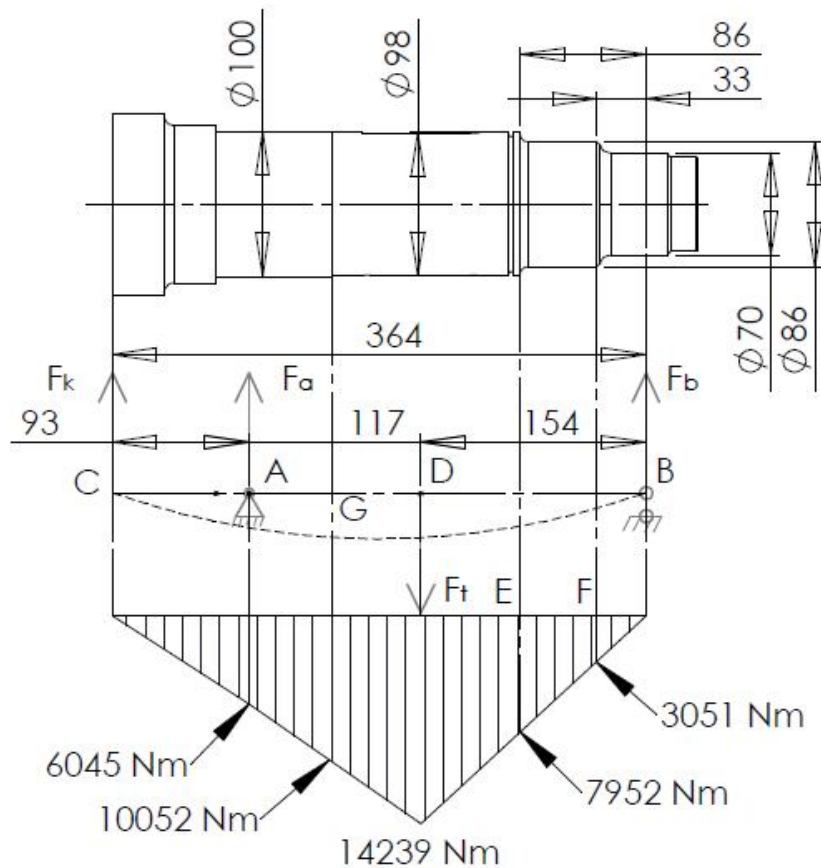
$$\sigma_E = \frac{M_E}{W_E} = \frac{4115000}{62445} \cong 66 \text{ N/mm}^2 \quad (5.67)$$

$$W_E = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 86^3}{32} \cong 62445 \text{ mm}^3 \quad (5.68)$$

$$\sigma_F = \frac{M_F}{W_F} = \frac{1579000}{33674} \cong 47 \text{ N/mm}^2 \quad (5.69)$$

$$W_F = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 70^3}{32} \cong 33674 \text{ mm}^3 \quad (5.70)$$

**Paindemoment, koormusolukord 2:**



Sele 5.16. Paindemomendi epüür koormusolukorras 2

$$\sum M^{(A)} = 0 \Rightarrow -F_k \cdot CA - F_t \cdot AD + F_B \cdot AB = 0$$

$$F_B = \frac{F_t \cdot AD + F_k \cdot CA}{AB} = \frac{162500 \cdot 0,117 + 65000 \cdot 0,093}{0,271} \cong 92463 \text{ N} \quad (5.71)$$

$$\sum M^{(B)} = 0 \Rightarrow -F_k \cdot CB - F_A \cdot AB + F_t \cdot DB = 0$$

$$F_A = \frac{F_t \cdot DB - F_k \cdot CB}{AB} = \frac{162500 \cdot 0,154 - 65000 \cdot 0,364}{0,271} \cong 5037 \text{ N} \quad (5.72)$$

Paindemomendid:

$$M_A = F_k \cdot CA = 65000 \cdot 0,093 \cong 6045 \text{ Nm} \quad (5.73)$$

$$M_D = F_b \cdot DB = 92463 \cdot 0,154 \cong 14239 \text{ Nm}$$

$$M_G = F_k \cdot DG + F_a \cdot AG = 65000 \cdot 0,15 + 5037 \cdot 0,06 \cong 10052 \text{ Nm} \quad (5.74)$$

$$M_E = F_b \cdot EB = 92463 \cdot 0,086 \cong 7952 \text{ Nm} \quad (5.75)$$

$$M_F = F_b \cdot FB = 92463 \cdot 0,033 \cong 3051 \text{ Nm} \quad (5.76)$$



$$\sigma_{Ekv,D}^{\parallel} = \frac{\sqrt{M_D^2 + T_1^2}}{W_D} = \frac{\sqrt{14239000^2 + 14625000^2}}{92401} \cong 221 \text{ N/mm}^2 \quad (5.77)$$

$$\sigma_{Ekv,D}^{\perp} = \frac{\sqrt{M_G^2 + T_1^2}}{W_D} = \frac{\sqrt{10052000^2 + 14625000^2}}{92401} \cong 192 \text{ N/mm}^2 \quad (5.78)$$

Ristlõikes E ja F väändemomenti ei mõju ja kontrollarvutus tehakse ainult paindepingete leidmiseks:

$$\sigma_E = \frac{M_E}{W_E} = \frac{7952000}{62445} \cong 127 \text{ N/mm}^2 \quad (5.79)$$

$$\sigma_F = \frac{M_F}{W_F} = \frac{3051000}{33674} \cong 91 \text{ N/mm}^2 \quad (5.80)$$

Varutegur kõige suuremate pingetega ristlõikes:

$$S = \frac{\sigma_{allow}}{\sigma_{Ekv,D}^{\parallel}} = \frac{650}{221} \cong 2,94 \quad (5.81)$$

Ristlõiget D toetab ka hammasratas, seega tuleb varuteguri arvutamisel arvestada ristlõikega G, kus võlli enam hammasratas ei toeta ja kus mõjub väiksem paindemoment.

$$S = \frac{\sigma_{allow}}{\sigma_{Ekv,D}^{\perp}} = \frac{650}{192} \cong 3,38 \quad (5.82)$$

## Võll 2

Võllis 2 on täpselt määratletav ruumiline pingeolukord, seega paindemomendi epüürid koostada kahes keskepeatasandis.

### Paindeoment kesk-peatasandis xz, y telje suhtes:

$$M_{Cy} = F_{Ax} \cdot AC = 56850 \cdot 0,113 \cong 6424 \text{ Nm} \quad (5.83)$$

$$M_{By} = F_v \cdot BD = 56971 \cdot 0,07 \cong 4128 \text{ Nm} \quad (5.84)$$

$$M_{Ey} = F_{Ax} \cdot AE = 56850 \cdot 0,024 \cong 1364 \text{ Nm} \quad (5.85)$$

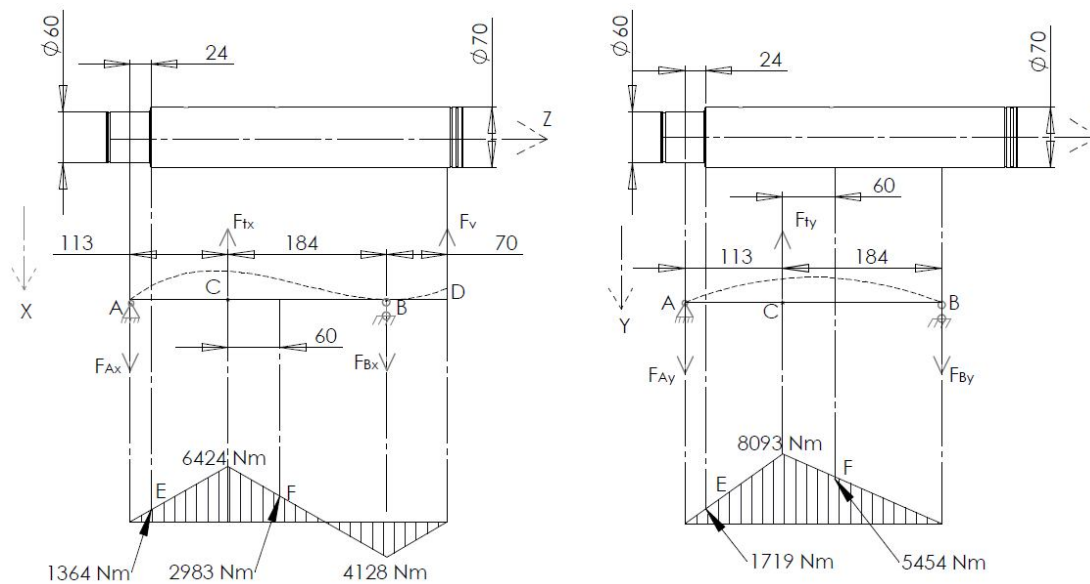
$$M_{Cy} = F_{Ax} \cdot AF - F_{tx} \cdot CF = 56850 \cdot 0,173 - 114200 \cdot 0,06 \cong 2983 \text{ Nm} \quad (5.85)$$

### Paindeoment kesk-peatasandis yz, x telje suhtes:

$$M_{Cx} = F_{Ay} \cdot AC = 71620 \cdot 0,113 \cong 8093 \text{ Nm} \quad (5.86)$$

$$M_{Ex} = F_{Ay} \cdot AE = 71620 \cdot 0,024 \cong 1719 \text{ Nm} \quad (5.87)$$

$$M_{Fx} = F_{Ay} \cdot AF - F_{ty} \cdot 0,06 = 71620 \cdot 0,173 - 115600 \cdot 0,06 \cong 5454 \text{ Nm} \quad (5.88)$$



Sele 5.17. Paindemomendi epüürid völliile 2: a)keskpeatasnd xz b)keskpeatasand yz

$$\sigma_{Ekv,C}^{III} = \frac{\sqrt{M_{Cy}^2 + M_{Cx}^2 + T_2^2}}{W_C} = \frac{\sqrt{6424000^2 + 8093000^2 + 9750000^2}}{33674} \cong 421 \text{ N/mm}^2 \quad (5.89)$$

$$W_C = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 70^3}{32} \cong 33674 \text{ mm}^3 \quad (5.90)$$

$$\sigma_{Ekv,F}^{III} = \frac{\sqrt{M_{Fy}^2 + M_{Fx}^2 + T_2^2}}{W_C} = \frac{\sqrt{2983000^2 + 5454000^2 + 9750000^2}}{33674} \cong 343 \text{ N/mm}^2 \quad (5.91)$$

Ristlõikes E väändemomenti ei mõju ja kontrollarvutus tehakse ainult paindepingete leidmiseks:

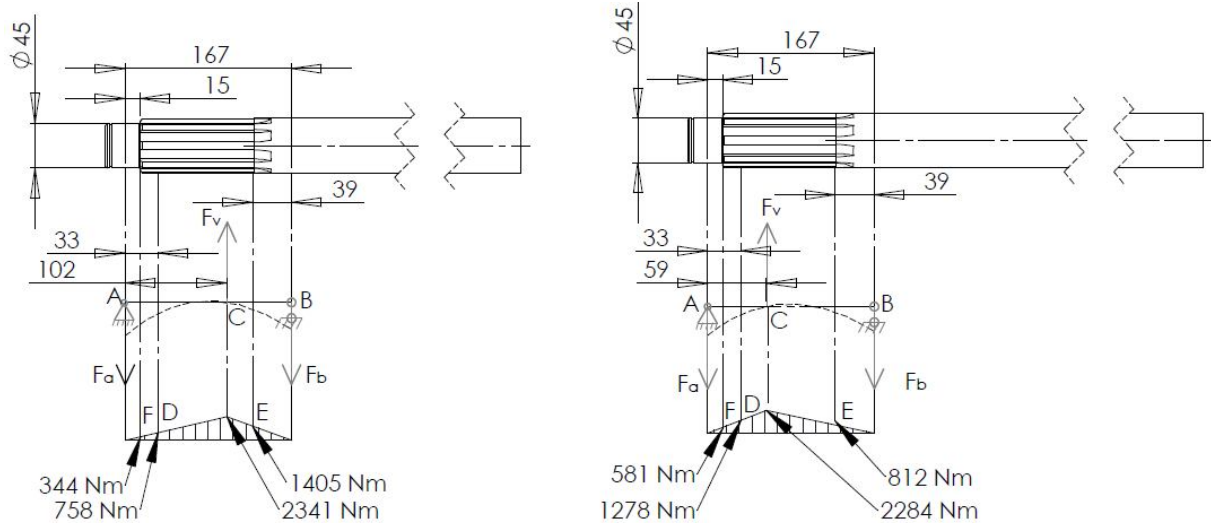
$$\sigma_{Ekv,E}^{II} = \frac{\sqrt{M_{Ey}^2 + M_{Ex}^2}}{W_E} = \frac{\sqrt{1364000^2 + 1719000^2}}{21206} \cong 104 \text{ N/mm}^2 \quad (5.92)$$

$$W_E = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 60^3}{32} \cong 21206 \text{ mm}^3 \quad (5.93)$$

Ristlõiget C toetab ka hammasratas, seega tuleb varuteguri arvutamisel arvestada ristlõikega F, kus völli hammasratas ei toeta ja kus mõjub väiksem paindemoment.

$$S = \frac{\sigma_{allow}}{\sigma_{Ekv,D}^{II}} = \frac{650}{343} \cong 1,90 \quad (5.94)$$

### Võll 3



Sele 5.18. Võll 3 paindemomendi epüürid: a)koormusolukord 1 b)koormusolukord 2

#### Koormusolukord 1

$$M_{C,1} = F_a \cdot AC = 22950 \cdot 0,102 \cong 2341 \text{ Nm} \quad (5.95)$$

$$M_{D,1} = F_a \cdot AD = 22950 \cdot 0,033 \cong 758 \text{ Nm} \quad (5.96)$$

$$M_{F,1} = F_a \cdot AF = 22950 \cdot 0,015 \cong 344 \text{ Nm} \quad (5.97)$$

$$M_{E,1} = F_b \cdot EB = 36020 \cdot 0,039 \cong 1405 \text{ Nm} \quad (5.98)$$

#### Koormusolukord 2

$$M_{C,2} = F_a \cdot AC = 38720 \cdot 0,059 \cong 2284 \text{ Nm} \quad (5.99)$$

$$M_{D,2} = F_a \cdot AD = 38720 \cdot 0,033 \cong 1278 \text{ Nm} \quad (5.100)$$

$$M_{F,2} = F_a \cdot AF = 38720 \cdot 0,015 \cong 581 \text{ Nm} \quad (5.101)$$

$$M_{E,2} = F_b \cdot EB = 20830 \cdot 0,039 \cong 812 \text{ Nm} \quad (5.102)$$

#### Pinged:

$$\sigma_{Ekv,C,1}^{II} = \frac{\sqrt{M_C^2 + T_3^2}}{W_C} = \frac{\sqrt{2341000^2 + 3568000^2}}{10193} \cong 419 \text{ N/mm}^2 \quad (5.103)$$

$$W_C = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 47^3}{32} \cong 10193 \text{ mm}^3 \quad (5.104)$$

$$\sigma_{Ekv,E,1}^{II} = \frac{\sqrt{M_E^2 + T_3^2}}{W_C} = \frac{\sqrt{1405000^2 + 3568000^2}}{10193} \cong 376 \text{ N/mm}^2 \quad (5.105)$$

$$\sigma_{F,2} = \frac{M_F}{W_F} = \frac{581000}{8946} \cong 64 \text{ N/mm}^2 \quad (5.106)$$

$$W_F = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 45^3}{32} \cong 8946 \text{ mm}^3 \quad (5.107)$$

Ristlõiget C toetab ka hammasrataste rumm, seega tuleb varuteguri arvutamisel arvestada ristlõikega D, kus rumm võlli ei toeta ja kus mõjub väiksem paindemoment.

$$S = \frac{\sigma_{allow}}{\sigma_{Ekv,D}^{II}} = \frac{650}{376} \cong 1,73 \quad (5.108)$$

#### 4.2.8 Võllide liited

Võllidelt momendi ülekandmiseks on kasutatud prismaliiste ja hammasliidet. Järgnevalt on teostatud arvutused lõikele liites tekkivate pingete leidmiseks. Võllidele 1 ja 2 on valitud prismaliist, kuna võllidele ja hammasratastele liistusoone töötlemine on lihtsam ja odavam kui hammasliite töötlemine. Võllile 3 on valitud hammasliide, sest tegemist on väiksema läbimõõduga võlliga, mille puhul piisava suurusega liistu valiku puhul võib tekkida võllis liiga suur pingekontsentratsioon. Võllile 3 on ka hammasliite töötlemine lihtsam ja odavam kui näiteks võllile 1. Lisaks on võllile 3 vaja ka haagise poolsesse otsa liistliidet juba ülekande konstruktsioonist tuleneva teatava eritelguse tõttu. Seepärast peab seal kasutama libisevat hammasliidet. Töötlemistarvikute unifitseerimise poolest on asjakohane töödelda mõlemasse võlli otsa hammasliide. Liistude mõõdud on valitud kataloogist [16].

##### Võll 1

$$\tau_s = \frac{F}{S} \quad (5.109)$$

$$S_l = (L - d) \cdot w + \frac{\pi \cdot w^2}{4} \quad (5.110)$$

$$T = F \cdot r \Rightarrow F = \frac{T}{r} \quad (5.111)$$

T – väändemoment (Nmm)

F – jõud (N)

r – jõu õlg (mm)

w – liistu laius (mm)

L – liistu pikkus (mm)

S<sub>l</sub> – lõikele töötava liistu ristlõike pindala (mm<sup>2</sup>)

τ<sub>s</sub> – pinge (N/mm<sup>2</sup>)

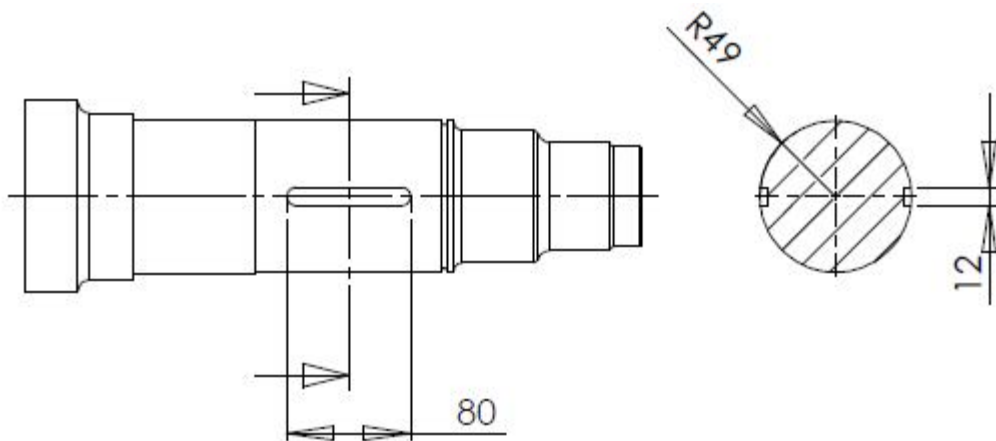
$$F_1 = \frac{T_1}{r_1} = \frac{14625000}{49} \cong 298469 \text{ N} \quad (5.112)$$

$$\tau_{s,1} = \frac{F}{S_l} = \frac{298469}{929} \cong 321 \text{ N/mm}^2 \quad (5.113)$$

$$S = (80 - 12) \cdot 12 + \frac{\pi \cdot 12^2}{4} = 929 \text{ mm}^2 \quad (5.114)$$

Pinge on suur ja seetõttu on tehtud uus arvutus kahe liistuga:

$$\tau_s = \frac{F}{2 \cdot S_l} = \frac{298469}{2 \cdot 929} \cong 161 \text{ N/mm}^2 \quad (5.115)$$

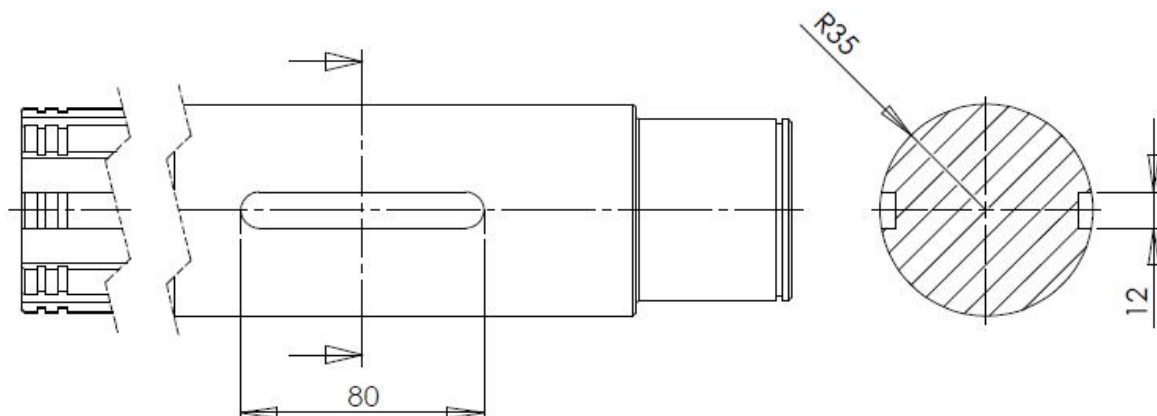


Sele 5.19. Võll 1 liistuga

## Võll 2

$$F_2 = \frac{T_2}{r_2} = \frac{9750000}{35} \cong 278571 \text{ N} \quad (5.116)$$

$$\tau_{s,2} = \frac{F_2}{2 \cdot S_l} = \frac{278571}{2 \cdot 929} \cong 150 \text{ N/mm}^2 \quad (5.117)$$



Sele 5.20. Võll 2 liistuga.

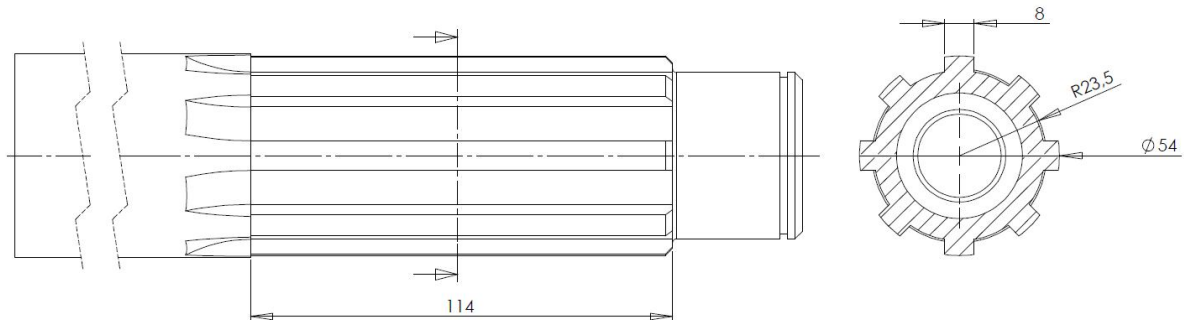
### Võll 3

$$F_3 = \frac{T_3}{r_3} = \frac{3568000}{23,5} \cong 151830 \text{ N} \quad (5.118)$$

$$\tau_{s,2} = \frac{F_2}{8 \cdot S} = \frac{151830}{2 \cdot 760} \cong 25 \text{ N/mm}^2 \quad (5.119)$$

$$S = L \cdot w = 95 \cdot 8 = 760 \text{ mm}^2 \quad (5.120)$$

S – löikele töötava hamba ristlõike pindala(mm<sup>2</sup>)



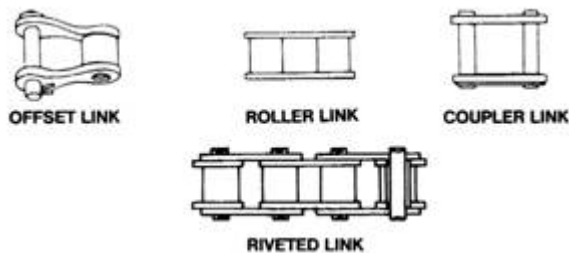
Sele 5.21. Võll 3 hammasliide

### 5.2.9 Keti pinguti

Tavapärasest rullpuksketi pingutus lahenduses muudetakse ketirataste tsentrite vahelist kaugust. Nii on keti pingutus lahendatud näiteks mootorratastel ja ka paljudel jalgratastel. Teine lihtne variant keti pingutamiseks on liuguriga keti lödva poole pingutamine. Keti puhul ongi vaja pingutada ainult mittetöötavat haru, et kett ratastelt maha ei jookseks ega hambale peale ei jookseks. Nimetatud liugurpinguti töötab ainult eeldusel, et ketirattad pöörlevad koguaeg ühte pidi. Juhul kui keti pingul oleva haru on liuguri pool tekib seal väga suur hõõrdumine, mis vähendab ülekande võimsust ja viib ülekande kiire purunemiseni. Liugureid kasutatakse näiteks auto mootorite gaasijaotussüsteemis. See on sobiv kuna mootor käib alati ainult ühte pidi ringi. Balansiirsilla jaoks liuguriga pingutamine ei sobi, sest haagisega sõidetakse mõlemat pidi ja vastavalt sellele töötab, kas ülemine või alumine keti haru. Antud rakenduses on ka ketirataste vahelise kauguse muutmise konstruktsiooni iseärasusi arvestades peaaegu, et võimatu. Sellistes olukordades kasutatakse keti pingutamiseks üldjuhul lisa ketiratast. Lisa ketiratta asendi muutmiseks on erinevaid võimalusi. Antud rakenduses on kett kinnises õlivannis mistõttu on pinguti konstrueerimisel teatavad piirangud. Kõige sobivamaks lahenduseks tundub olema lisaketiratas ekstsentrilisel puksil. Ekstsentrilist puksi on kõige

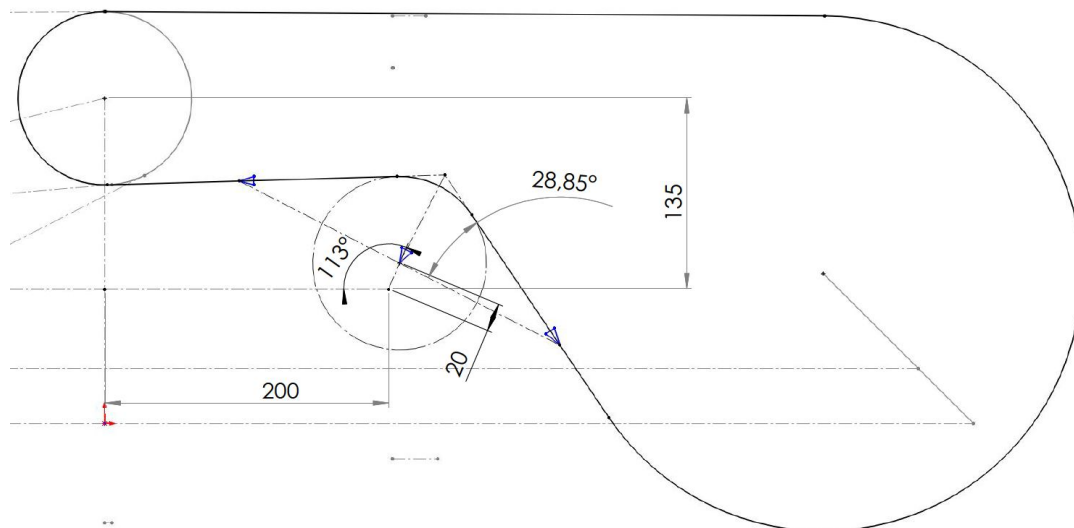
lihtsam konstrueerida arvestades, et väljast jääb pingutusvõimalus ja samal ajal on puks korpuse suhtes tihendatud, ega lase õlil välja voolata.

Keti pinguti konstrueerimisel on esmalt määratud pingutusmaa. Minimaalne pingutusmaa peaks olema võrdne vähemalt ühe keti sammuga. See eeldus jätab võimaluse, et kui pinguti käigust enam ei piisa, saab ühe lüli vahelt välja võtta. Ideaalne oleks pinguti käiguks kaks keti sammu, sest ühe sammu võrra keti lühendamiseks on vaja spetsiaalset keti lüli (sele 5.22, offset link). See asjaolu ei ole siiski kõige primaarsem ja kui muu konstruktsiooni seisukohalt ei ole see võimalik või põhjendatud ei pea seda jälgima.



Sele 5.22. Ketti lülid [17]

Ekstsentrilise puksi asukoha ja ekstsentrilisuse leidmiseks on täiendatud sama cad eskiismudelit, mida kasutati hammasülekanne ja kettülekanne kujundamisel. Lisa ketiratta hammaste arv on võetud sama, mis väikesele ketirattal ehk 12 hammast.



Sele 5.23. Eskiismudel keti pingutile

Mitme iteratsiooni tulemusena on leitud asukoht ja ekstsentrilisus. Kui puksi ava ja ketiratta tseenter on omavahel nihkes 20 mm, siis see tagab ühe sammu pikkuse ketikontuuri pikkuse muutuse. Kõige pikem on kontuur asendis, mis on näidatud seel 5.23 - 1890 mm.

Keerates ekstsentrilpuksi 180 kraadi võrra on kontuuri pikkuseks 1858 mm.

$1890-1858=32$  mm (keti samm =  $31,75 < 32$ ).

Järgnevalt tuleb arvutada lisa ketirattale mõjuv jõud ja kontrollida, kas ekstsentrilpuksi läbimõõt kriitilises ristlõikes on piisava tugevusvaruga. Pingutite mõjuva jõud leitakse eskiismudeli abil leitud nurga kaudu. Eelnevalt on teada keti tõmbejõud ( $F_v$  - keti poolt tekitatav jõud võllidele) ning leitakse selle projektsioon  $F_p$  ekstsentrilpuksile mõjuvas sihis.

$$\sin \alpha = \frac{F_p}{F_v} \Rightarrow F_p = F_v \cdot \sin \alpha = 58971 \cdot \sin 28,85 = 28455 \text{ N} \quad (5.121)$$

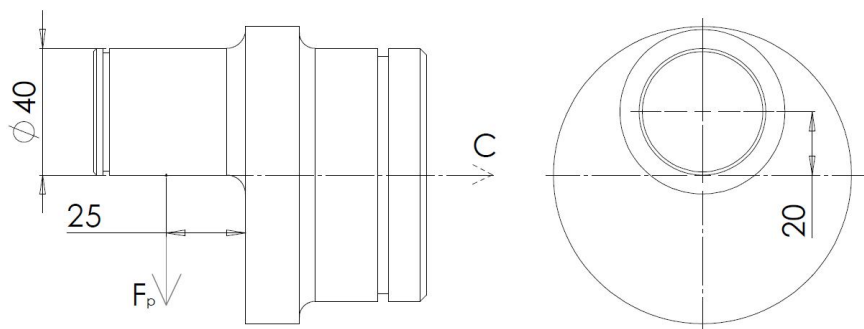
Valitud on laager NNCF 5008 CV:  $C_0=106$  kN,  $C_0=140$  kN

Arvestades ketiratta läbimõõtu ja laagrivalikut on maksimaalne võimalik ristlõike läbimõõt ketiratta kohal 40 mm. Kontrollitakse ohtlikus ristlõikes olevaid pingeid arvestamata pingekontsentratsiooni vähendavat raadiust. Konservatiivselt on arvestatud ohtliku ristlõike läbimõõduks 40 mm.

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{711000}{6283} \cong 113 \text{ N/mm}^2 \quad (5.122)$$

$$M = F \cdot l = 28455 \cdot 0,025 \cong 711 \text{ Nm} \quad (5.123)$$

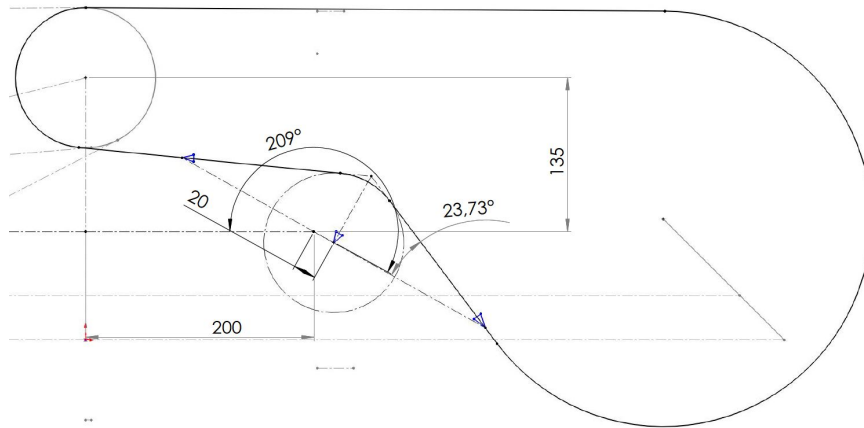
$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 40^3}{32} \cong 6283 \text{ mm}^3 \quad (5.124)$$



Sele 5.24. Ketipinguti koormusskeem

Fikseerimis poldile mõjub maksimaalne lõikejõud, kui ekstsentri telg on risti ekstsentrilpuksile mõjuva jõuga (sele 5.25).





Sele 5.25. Ektsentriku asend

Ektsentriku fikseerimis poldile mõjuv löikejõu  $F_1$  leidmiseks leitaks pöördemoment ümber ektsentri puksi telje C. Momendi arvutamiseks on leitud vastavas asendis pingutile mõjuv jõud.

$$F_p = F_v \cdot \sin \alpha_2 = 58971 \cdot \sin 23,73 = 23732 \text{ N} \quad (5.125)$$

$$M_C = F_l \cdot AC - F_{p,2} \cdot BC = 0$$

$$F_l = \frac{F_{p,2} \cdot BC}{AC} = \frac{23732 \cdot 0,02}{0,055} \cong 8630 \text{ N} \quad (5.126)$$

Valitud on polt M14 tugevusklassiga 12.9, voolepiir  $1080 \text{ N/mm}^2$  [18].

Poldis tekkiv nihkepinge:

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{8630}{113} \cong 76 \text{ N/mm}^2 \quad (5.127)$$

$$A = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = \frac{\pi \cdot 12^2}{4} \cong 113 \text{ mm}^2 \quad (4.128)$$

$$S = \frac{\delta_{allow}}{\tau_s} = \frac{1080}{76} \cong 14,2 \quad (4.129)$$

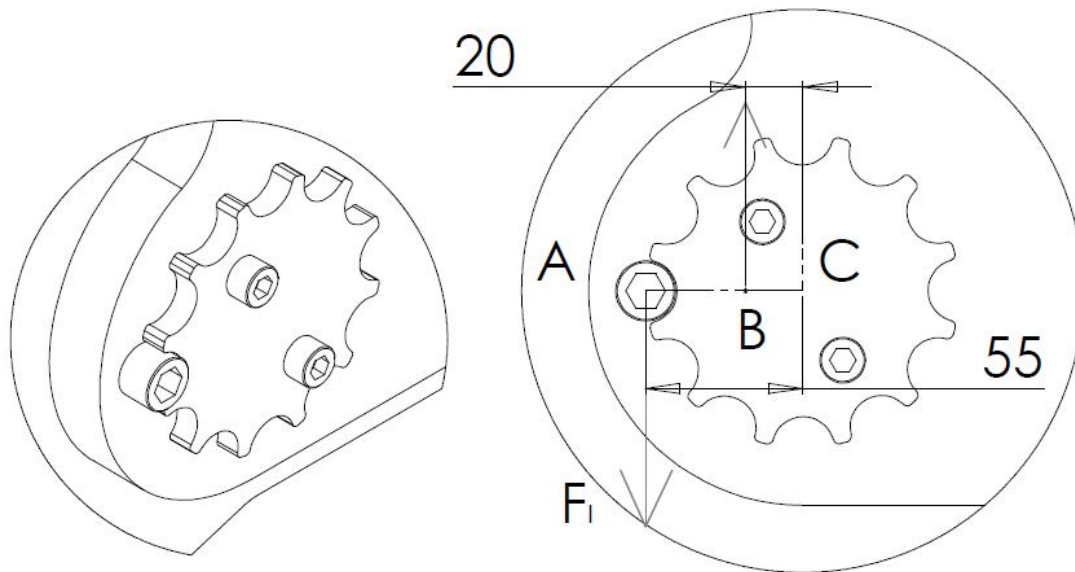
A – poldi ristlõike pindala ( $\text{mm}^2$ )

$d_p$  – poldi diameeter keerme põhjast, polt M14 (mm)

$\sigma_{allow}$  – voolepiir ( $\text{N/mm}^2$ )

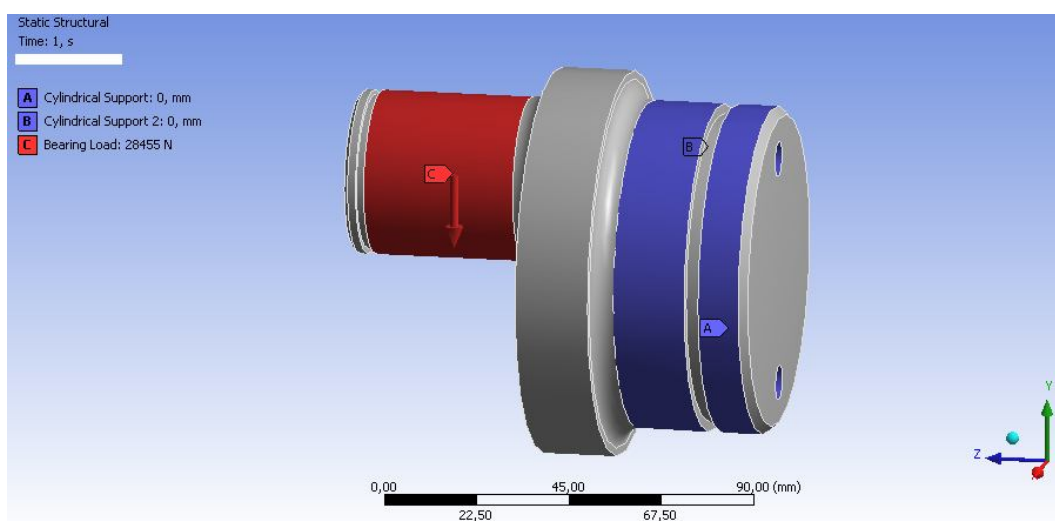
$\tau_s$  – nihkepinge ( $\text{N/mm}^2$ )

S - varutegur

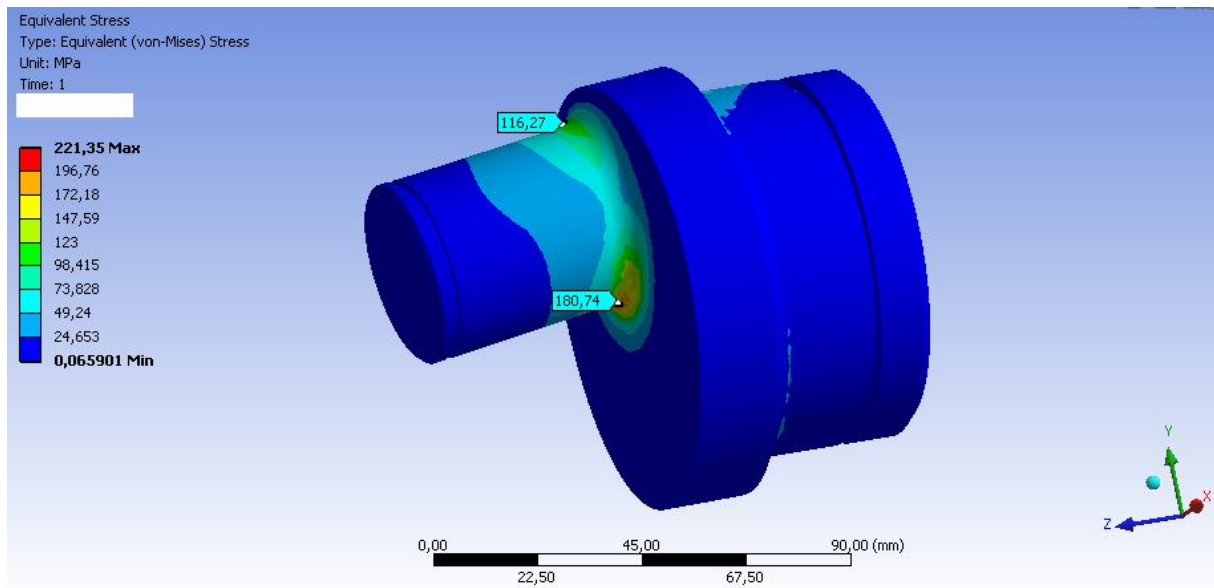


Sele 5.26. Ekstsentriku fikseerimis poldile mõjuv jõud

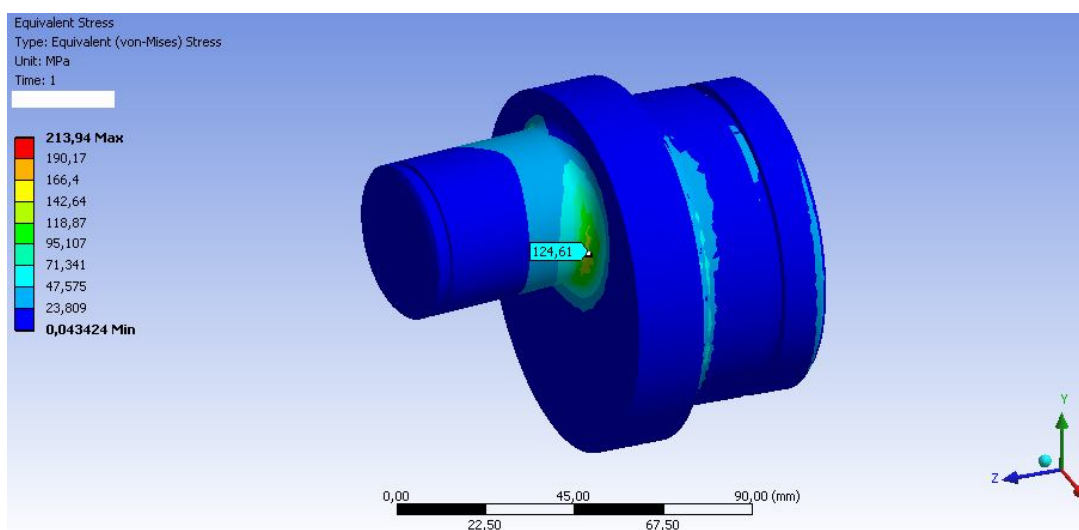
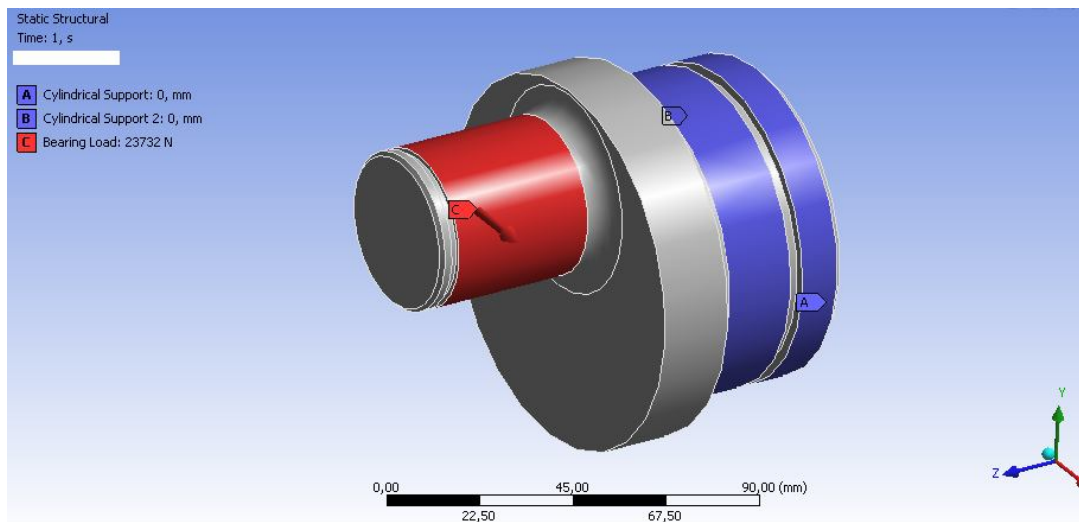
Selleks, et näha milline pingekontsentratsioon tekib ekstsentrikus on koostatud lõplike elementide analüüs solidmudelile ansys tugevusarvutus paketiga. Arvutus on teostatud kahele erinevale koormusolukorrale. Sele 5.27 ja 5.28 on kujutatud koormusolukord, kus jõu suund ühtib ekstsentrilisuse teljega. Selal 5.29 on jõu suund risti ekstsentri teljega. Rajatingimused detaili fikseerimiseks on mõlemas koormusolukorras samad. Pind A on kinni ainult radiaal suunas (pöörlemine ümber telje ja lineaarne liikumine tsentri telje suunas on vabaks jäetud). Poldiavade pinnad on kinni pandud aksiaal (tsentri telje) suunas ja kinni on ka radiaalsuund. Analüüsis on kasutatud kolmnurkseid elemente ja genereeritud võrgustiku ruumiliste elementide arv on 36085.



sele 5.27. Jõud ühtib ekstsentri teljega



sele 5.28. Jõud ühtib ekstsentri teljega



Sele 5.29. Jõud risti ekstsentri teljega

Mudeli tugevusanalüüsist on näha, et pinged on samas järgus tavaarvutusega saadud tulemusega ristlõikes, kus pingekontsentratsiooni ei teki ( $>100 \text{ N/mm}^2$ ). See tähendab, et mudelile seatud rajatingimused ja elementide valik olid õiged. Lisaks on mudelilt näha pingekontsentratsioon, mis ulatub esimesel koormusolukorral üle  $180 \text{ N/mm}^2$ . Seetõttu peab arvestama, et tugevusvaru on tegelikult väiksem, kui tavaarvutusel leitud. Kui arvestada et ekstsentrik valmistatakse materjalist 42CrMo4+QT, mille voolepiir on  $650 \text{ N/mm}^2$ , siis on analüüsitud sõlmes rohkem kui kolme kordne varutegu ( $650/180=3,6$ )

## 5.3 Balansiiri korpus

### 5.3.1 Koostamine ja materjali valik

Antud peatükis on lühidalt lahti seletatud keeviskoostu koostamine ja tehnoloogiline rada ning tulenevalt sellest põhjendatud materjalivalikut. Arvestades, et balansiirikorpus on väga sobilik toode robotiga keevitamiseks eeldab see täpset koostamist. Lisaks on koostamise täpsus oluline ka seepärast, et peale robotiga keevitamist viiakse korpus töötlemiskeskusesse. Kui töötlemiseks pole jäetud piisavalt varu ja see ilmneb alles, siis kui osad pinnad on juba töödeldud võib see tähendada kogu korpuse praaki arvamist, sest uus paigaldus tekitab kriitilise täpsusega mõõtud moodsakaldeid.

Seega peab olema projekteeritud antud toote jaoks spetsiaalrakis. Eelnevas praktikas on ettevõtte kasutanud laserlõikusega lõigatud täpseid tappliiteliste lahendustega detaile, et rakise koostamine oleks lihtsam. Tulenevalt vajadusest töödeldakse hiljem baaspinnad töötlemiskeskuses ühe paigaldusega mõõtu. Antud toote puhul tuleb ilmselt koostada osaliselt poltliitega osanduv vähemalt kahest osast koosnev rakis. See tagab, et peale keevitamist on toodet lihtne ilma rakist kahjustamata võimalik rakisest eemaldada. Teatud toodete puhul, on vajalik eelpinge osades sõlmedes, kompenseerimaks pärast keevitatud konstruktsiooni jahtumist tekkivaid deformatsioone. Eelpingestuse vajadust ja eelkõige selle suurust on keeruline ette näha ja selle saab määrata üldjuhul alles peale esimese toote koostamist.

Kuna tegemist on keeviskoostuga on materjaliks valitud väga levinud konstruktsiooniteras S355. Võib eeldada, suurema tugevusega konstruktsiooniteraste kasutamine antud rakenduses pole õigustatud. Materjali elastsusmoodul on ka näiteks Ruuki pakutavate optimum  $650$  konstruktsiooni teraste puhul sama, mis S355-l ja seega deformeerub suurema voolepiiriga teras võrdselt nõrgemaga ühesuguse koormuse mõjudes [19]. Antud rakenduses on aga

tegemist hambumisega ja laagripesadega, mistõttu ei tohi neis lubada suurt deformatsioonidest tulenevat ekstsentrilisust ja muid möödakaldeid. Suurema voolepiiriga konstruktsiooniteras tagab küll suurema varu pingete seisukohalt, aga antud konstruktsiooni toimimist arvestades pole selles kasu.

### 5.3.2 Tugevusarvutused

Balansiirikorpus on oma konstruktsioonilt keeruline detail tugevusarvutuste seisukohalt. Kõige parem tulemus saab kui korpust analüüsida LEM meetodil mõne cad paketiga. Antud töös on kasutatud ansys tugevusarvutuste tarkvara. Kõikide erinevate koormusolukordade analüüsid on koostatud staatilisele koormusolukorrale. Staatilisele pingelolukorrale tuleb jätta teatav varu kompenseerimaks ka dünaamilisi koormusi see tähendab, et maksimaalsed pinged ei tohi ulatuda materjali voolamispiirini. Dünaamilised koormused mõjutavad üldjuhul materjali vastupanu väsimuspurunemisega seotud probleemidele. Keerulise keeviskoostu puhul on täpset väsimusanalüüsi suhteliselt ebamäärane teha, kuna keevisliidet ennast ja üldse liite ning termomõjutsooni on cad keskkonnas keeruline määratleda ja mitte ainult geomeetria poolest vaid ka oma füüsikaliste ja keemiliste omaduste poolest. Seepärast tuleks pingepilt käsitleda osaliselt kui vihjeid andvat informatsiooni. Keerulise konstruktsiooni puhul, kus alati ka täpsed koormused ei olegi teada, annab palju infot juba teadmine kuidas konstruktsioon deformeerub.

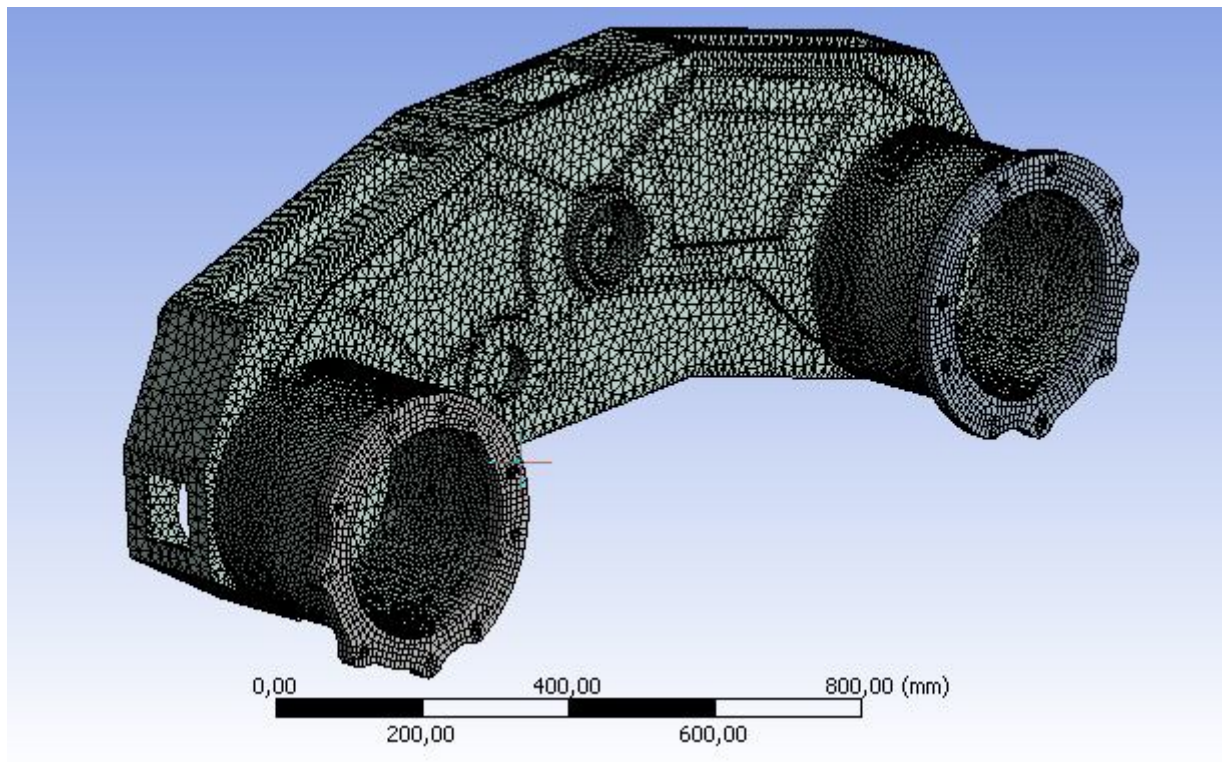
Antud töös on käsitletud kolme erinevat koormusolukorda ning seejuures analüüsitud pingeid ja deformatsioone konstruktsioonis.

Kuna tegemist on ebasümmeetrilise detailiga ei saa sümmeerialihtsustusi kasutada.

Arvutusaja vähendamiseks pole ka mingit põhjust konstrueerida koorikmudelit, kuna selle koostamine ise võtaks palju aega ja seejuures tuleks teha lihtsustusi, mis suure tõenäosusega moonutaksid tulemust sedavõrd, et sellest oleks vale lähtuda. Seetõttu on antud situatsioonis kõige õigem kasutada solid mudelit.

Minimaalne materjali paksus, mida korpuse juures kasutatakse on 10 mm ja seepärast on valitud ka maksimaalseks elemendi külje pikkuseks 10 mm. Lähtutud on tingimusest, et materjali paksus sihis oleks kõikides ristlõigetes vähemalt üks element.

3D mudel on koostatud võimalikult paljude geomeeriliste lihtsustustega, et genereeritavad elemendid oleks proportsionaalse kujuga(ei ole niiõelda „välja venitatud“ elemente). See tagab, et tulemus ei saa ebasobivate elementide kuju tõttu moonutatud ja tekib vähem singulaarsusi. Võrgustiku illustreerib sele 5.30.

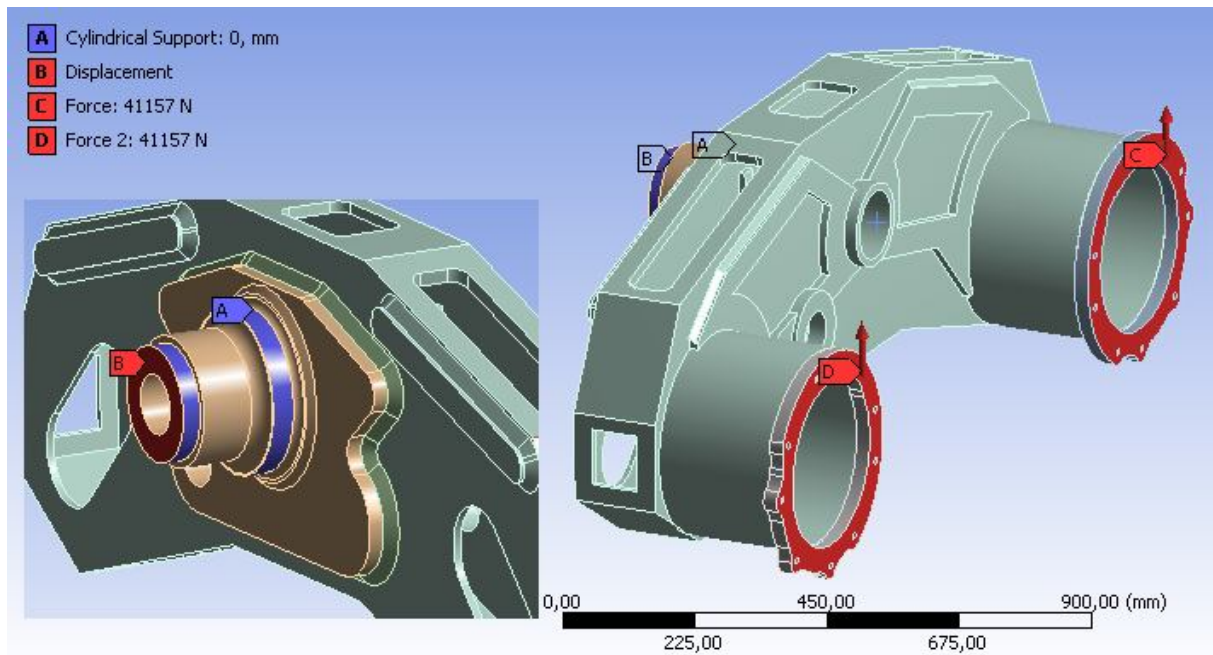


Sele 5.30. Võrgustik

### **Koormusolukord 1**

Koormuskeem koormusolukorra 1 on toodud sellel. Antud koormuskeem illustreerib olukorda, kus haagis on täiskoormaga (12 tonni koorma mass) ja koormus langeb seejuures võrdselt mõlemale rattale.

Pind A on kinnitatud rajatingimustega (cylindrical support), mis illustreerib laagritel kandvat olukorda. Pinnal A on kinni pandud radiaal suund ning lahti on jäetud aksiaal ja tangentsiaal suunad. Pind B on kinni pandud ainult aksiaal suunas. Pindadele C ja D on mõjuma pandud võrdne jõud. Jõu väärtus on arvestatud momendist ümber balansiiri suurema laagri ristlõikest, mis tekib juhul kui rattavõlli otstele mõjub summaarne jõud 65000N. Kuna reduktori kate pinnad on lähemal kui velje toetus pind, siis tuleb nendele panna suurem jõud, et saavutada sama moment, mis tekib täiskoormaga rattavõlli otsas mõjuva jõuga ümber balansiiri kinnituskoha.

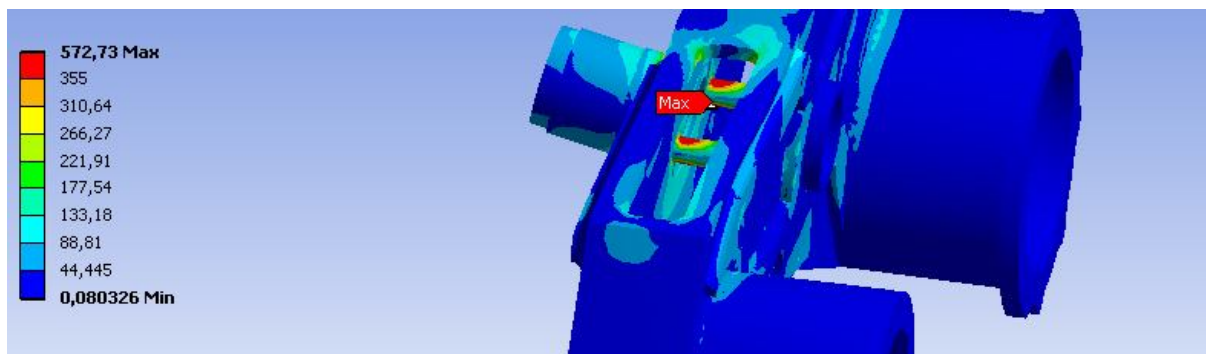


Sele 5.31. Koormusolukord 1

### Tugevusanalüüs 1

Selelt 4.32 on näha, et keskmist laagripesa (laager 5) toetavatel varrastel, mille läbimõõt on 35 mm, tekib suur pinge (570 MPa), mis ületab materjali voolepiiri. Ka ristlõikes, kust balansiir haagise raamile kinnitub (ristlõige pinna A suurema laagri all) kontsentreerub suur pinge (180 MPa), mis ei ületa küll voolepiiri, kuid on siiski muret tekitav, materjali väsimuse seisukohalt arvestades eelnevat kogemust, sarnasest olukorrast, varasemate metsandustoodete puhul.

Antud analüüsis oli ristlõike välisläbimõõt 150 mm ja siseläbimõõt 80 mm. Seega järgnev analüüs on tehtud sama koormusolukorraga, kuid nimetatud ristlõike välisläbimõõt on viidu 180 mm-ni ja üarmaterjalist toetusvardad on asendatud 25 mm paksust lehtmaterjalist ribidega.



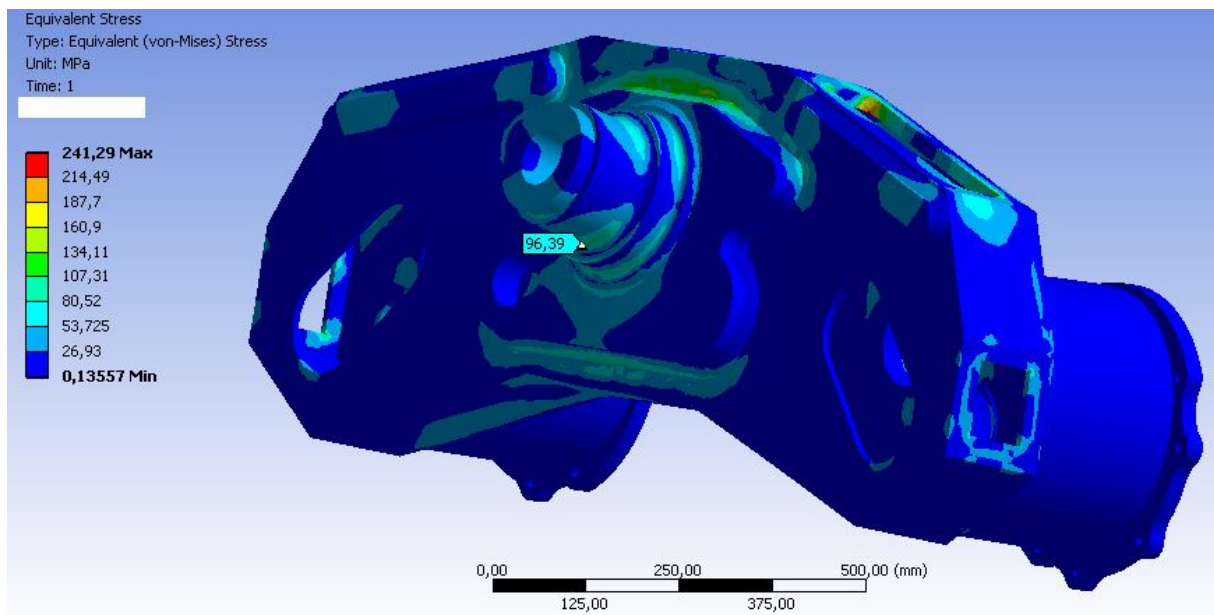
Sele 5.32. Tugevusanalüüs 1 pinged

## Tugevusanalüüs 2

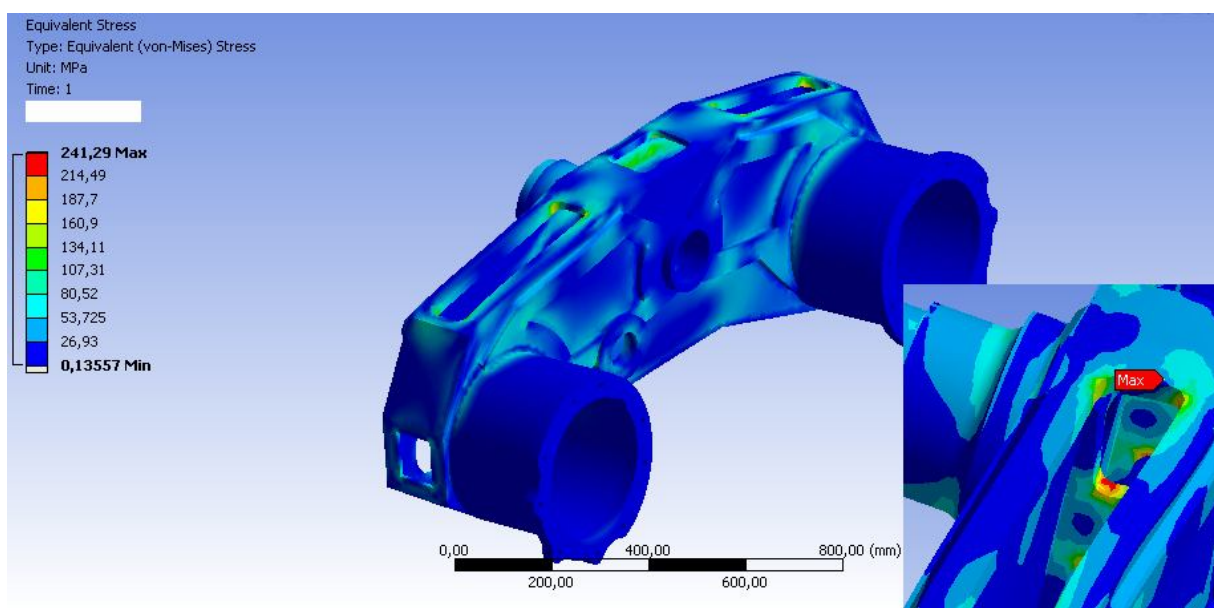
Tugevusanalüüs 2 on samuti koostatud vastavalt koormusolukorrale 1.

Selelt 5.33 on näha, et maksimaalsed pinged (241 MPa) on endiselt laagripesa toetavas ristlõikes, kuid antud analüüsi puhul on nimetatud pinge väga lokaalne. Seetõttu pingete seisukohalt peaks olema ribidega konstruktsiooni sõlmes piisav varu tagatud.

Ka sõlmes kust balansiir kinnitub raamile on pinged poole väiksemad ( lokaalselt kuni 96 MPa) võrreldes tugevusanalüüs ühega .Seega vastavalt koormusolukorrale 1 on kõikides balansiiri korpuse ristlõigetes olemas piisav tugevusvaru.



Sele 5.33. Tugevusanalüüs 2 pinged

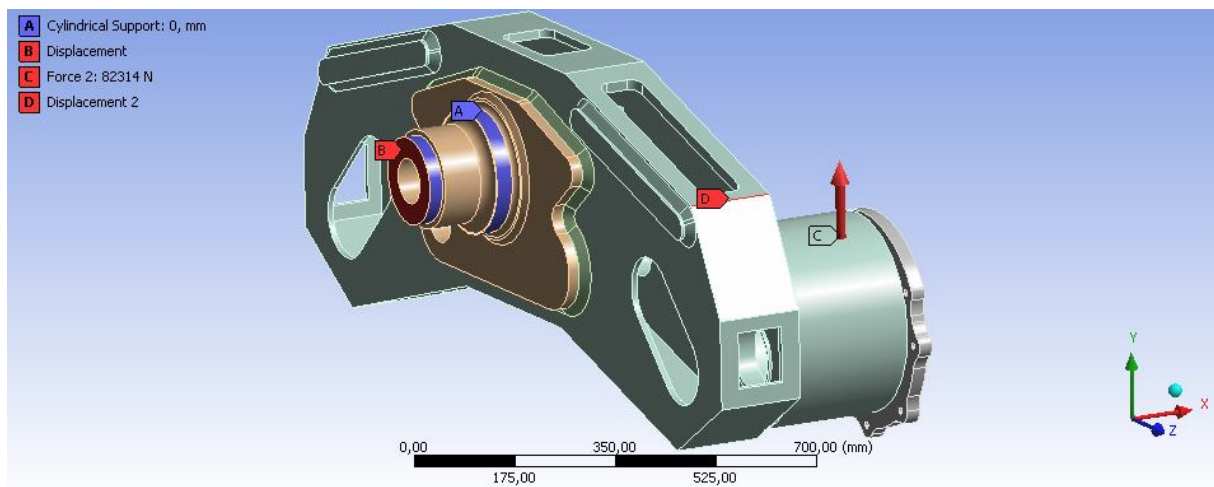


Sele 5.34. Tugevusanalüüs 2 pinged



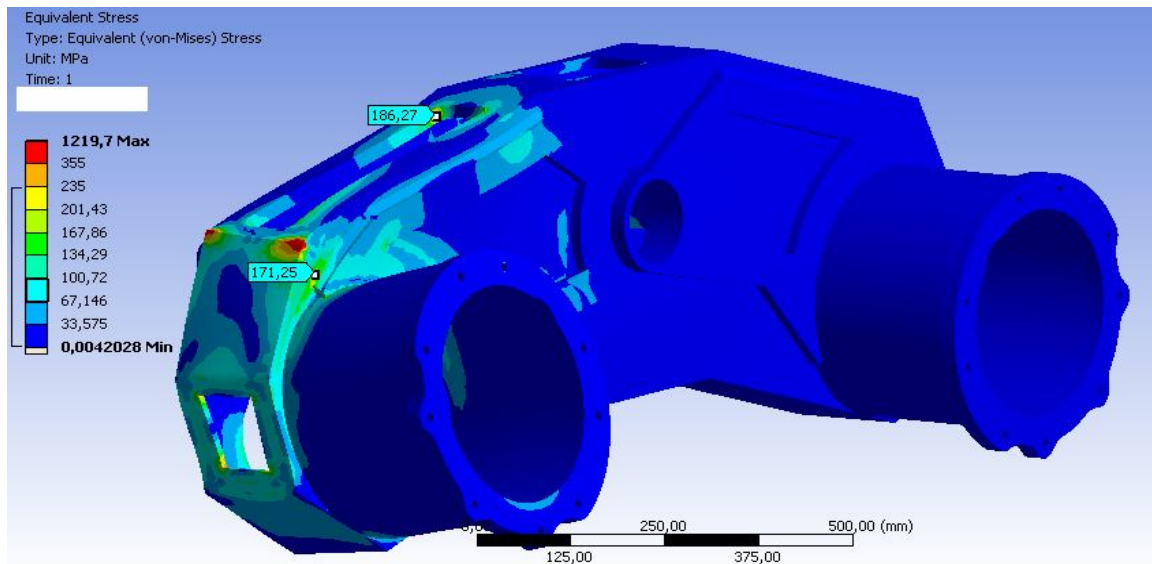
### Tugevusanalüüs 3

Antud tugevusanalüüs on koostatud teistsugusele koormusolukorral kui seda on tehtud eelnevatega. Koormusolukord on näidatud sele 5.35. Antud olukorras mõjub kogu koormus ühele rattale. Selline olukord tekib näiteks üle kännu sõites, kus balansiir liigub käigu piirajasse mis on raami küljes. Kuna raami pole veel lõplikult konstrueeritud, ei ole täpselt selge, kus piiraja asetseb. Hetkel on rajatingimustes kinni pandud joon D y-telje suunas. See tekitab selles piirkonnas suure pingekontsentratsiooni, mida analüüsis pole vaja jälgida. Täpse analüüsi piiraja kinnituse ja kõige sobivama asukoha suhtes saab teostada alles, siis kui raami konstruktsioon on paigas. Siiski annab ka praegune analüüs teatava ettekujutuse olukorrast kui koormus langeb ühele rattale. Koormus 82314 N mõjub reduktori otsa pinnale telje y suunas.



Sele 5.35. Koormusolukord 2

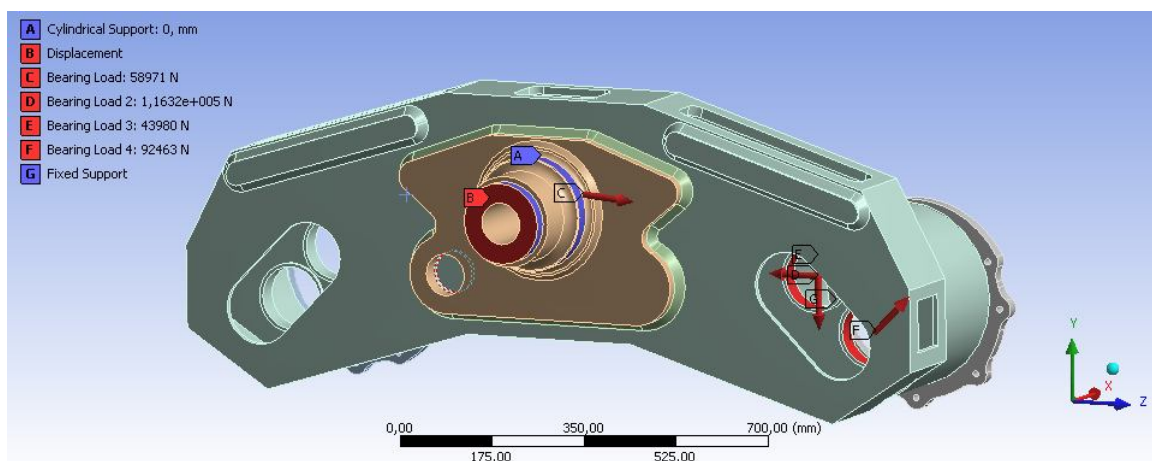
Selel 4.36 on näha, et võrreldes eelneva olukorraga mõjuvad üsna suured pinged kaane avade nurkades. Seetõttu tasuks kaalumist, et konstrueerida kaas piisava tugevusega ja liitega, et ta suudaks toetada ava ümbrust. Lisaks tekib ka suurem pingekontsentratsioon keti koja ja reduktori koja vahelisel seksioonil. Asjaolu peab arvestama keevisliite teostamisel, määrates sinna tavapärasest suurema keeviskaateti ja pöörates kvaliteedikontrollil antud sõlmele kõrgendatud tähelepanu.



sele 5.36. Tugevusanalüüs 3 pinged

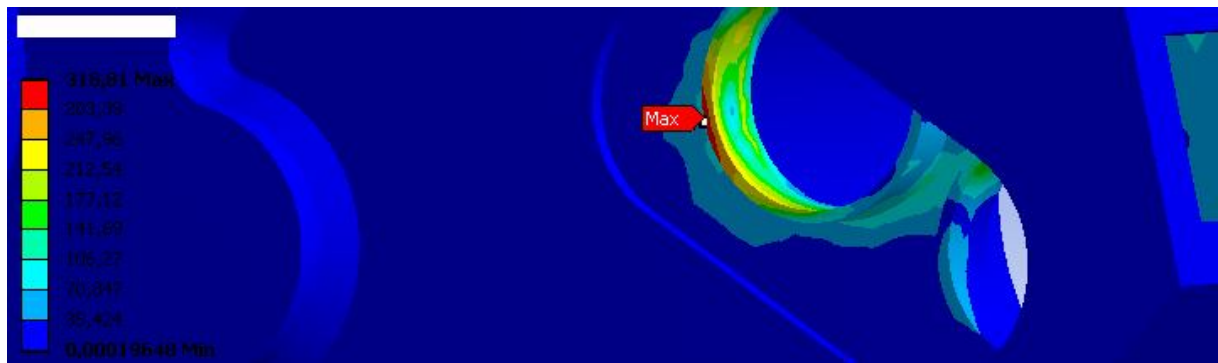
#### Tugevusanalüüs 4

Rajatingimustes on lähtutud koormustest, mis tekivad balansiiri sees hambumisest ja ketitõmbest tulenevast jõust. Reaalses olukorras eeldab see ka välist koormust. Kontrollitud on koormusolukord, kus olukord vastab tugevusanalüüs 3 omale, kuhu on lisatud laagritele mõjuvad koormused. Laagripindades tekkivatele koormustele väline lisakoormus märkimisväärset mõju ei avaldanud. Kõige korrektsem oleks analüüsida olukorda, kus mõjuvad kõik koormused (nii sisesed kui välised), aga kuna balansiiri käigu piiraja asukoht ei ole veel teada ei saa hetkel väga täpset ja objektiivset tulemust. Seetõttu ongi teostatud analüüs lihtsustatud koormusolukorraga, et illustreerida laagripesadel olevaid pingeid. Jõudude suurused ja mõju suunad on võetud peatükist "5.2.7 Võllide kontrollarvutused". Lisaks on suundade leidmisel abiks cad eskiis mudel, mille abil on koostatud kogu ülekande kinemaatika ning ketipingutus kinemaatika. Koormusskeem on toodud selel 5.37.



Sele 5.37. Koormusolukord 3

Pinged on näidatud sele 5.38 Seal on näha, et laagri peas servas mõjuvad voolepiiri lähedased pinged (318 MPa). Keskmiselt jäävad pinged laagripesas 170 MPa juurde. Hoolimata sellest, et suured pinged on üsnagi lokaalsed oleks mõistlik kaaluda laagripesa seina paksuse suurendamist, et tagada parem vastupanu väsimuspragude tekkimisele. Muidugi peab arvestama ka asjaoluga, et koormusolukord on äärmuslik ja keskmiselt mõjuvad laagripesadele poole väiksemad jõud.



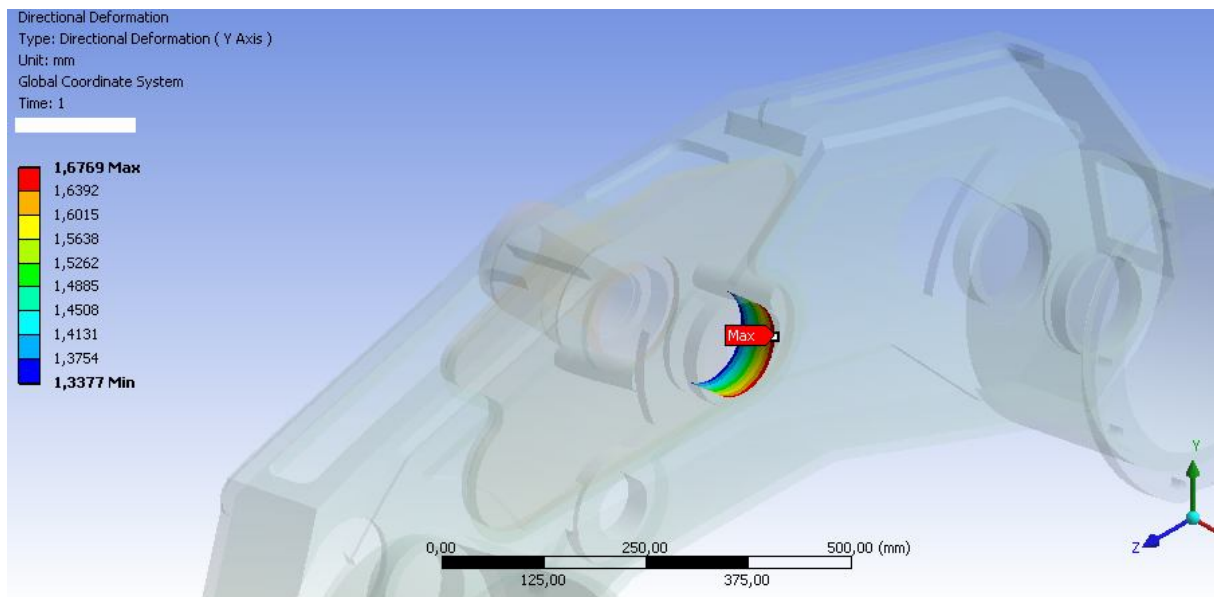
Sele 5.38. Koormusolukord 4 pinged

### Deformatsioonid

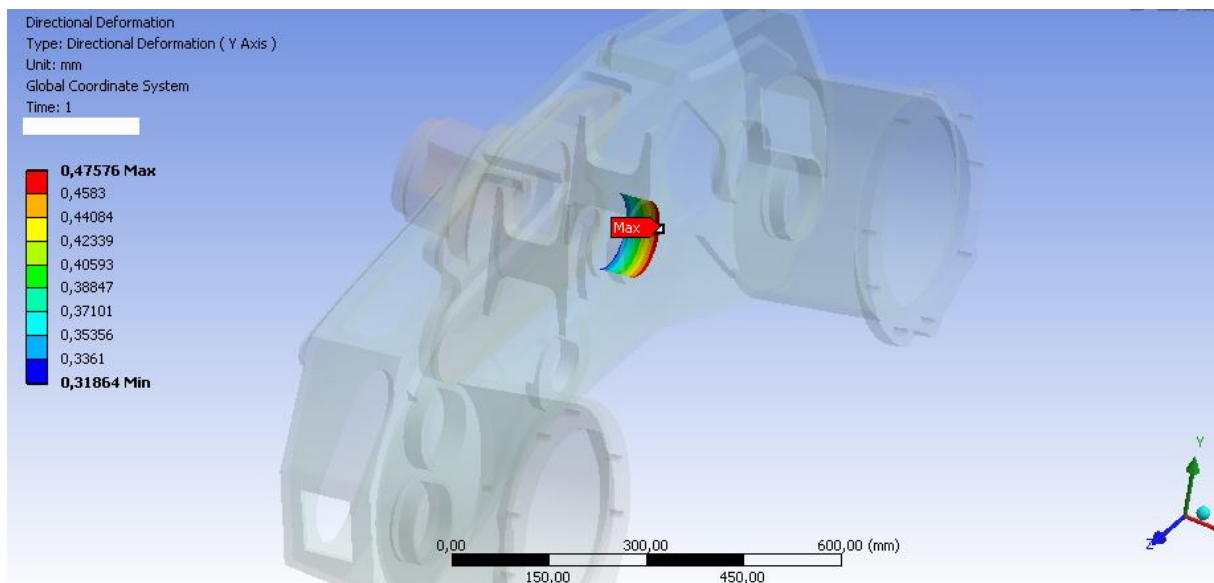
Võllide tsentrilisuse säilimiseks on väiksed deformatsioonid väga olulised. Antud konstruktsiooni puhul ongi suuremaks probleemiks jäikuse saavutamine, kuivõrd suured pinged. Pingete poolest oleks võimalik luua kergem konstruktsioon kui ta seda praegu on, kuid siis tekiks suuremad deformatsioonid, mis omakorda jällegi tekitavad teistes masinaelementides (võllid, hammasrattad, laagrid) suuremaid pingeid. Keeviskonstruktsiooni puhul on suhteliselt keeruline suurt jäikust saavutada, samal ajal väikese massi juures. Koost keevitatakse lehtmaterjalist ja materjali ulatuses, selle paksuse vähendamine või suurendamine, pole ka lihtsalt teostatav. Kõikvõimalike lisaribide keevitamine tekitab pingekontsentratsioone ja töötlemiskeskuses materjali maha töötlemine on aeganõudev ja kulukas, mis antud tüüpi toote puhul kindlasti ennast ei õigusta. Sellest tulenevalt on konstruktsioonis mitmeid kohti kus, pinged on väga väikesed ja justkui võiks materjali sealt ära võtta, aga samas on see vajalik, et kriitilistes sõlmedes tagada suuremat jäikust. Antud konstruktsiooni erinevate ristlõigete mõõitudeni jõuti tehes mitmeid iteratsioone CAD mudeliga. Kõige probleemsem on laagripesa liikumine koormusolukord 1 määratud situatsioonis. Nimetatud piirkonnas tekkivad deformatsioonid y-telje sihis on illustreerivald selel 5.39. Seal on näha, et kui laagripesa toetaksid ainult kaks 35 mm-se läbimõõduga varrast oleksid deformatsioonid keskmiselt 1,5 mm. See tekitaks väga suuri lisapingeid veovõllile (võll 3). Selel 5.40 on näidatud parandatud olukord viimasest korpuse versioonist, kus lisaks teistele

muudatustele on varjad asendatud 25 mm-i paksuste ribidega. Viimase korpuse versiooni puhul jäävad laagripesa deformatsioonid umbkaudu 0,35 mm-i juurde. Selline deformatsioon tekitab suuri lisapingeid veovõllis kuid ribisid paksemaks pole enam keti gabariitide tõttu võimalik muuta ja tuleb teha kompromiss.

Sellist kompromissi tehes on vajalik teada, et jõud 13000 kg-i, millest arvestuslikult 12 000 kg-i on koorma mass, realselt metsas ei veeta (analüüsitud peatükis 3.2) ja seetõttu konstantselt sellist korpuse deformatsioonist tulenevat pinget veovõllile, haagise sõitmise aeg ei teki.



Sele 5.39. Deformatsioonid y-telje sihis tugevusanalüüs 1 korral



Sele 5.40. Deformatsioonid y-telje sihis tugevusanalüüs 2 korral

## Kontrollarvutus

Järgnevalt on teostatud kontrollarvutus tavapärasel meetodil. Paindepinged on arvutatud ristlõikes, kust balansiidir kinnitub raami külge.

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{42315 \cdot 1000}{1037399} \cong 40 \text{ N/mm}^2 \quad (5.130)$$

$$M = F \cdot l = 65000 \cdot 0,651 = 42315 \text{ Nm} \quad (5.131)$$

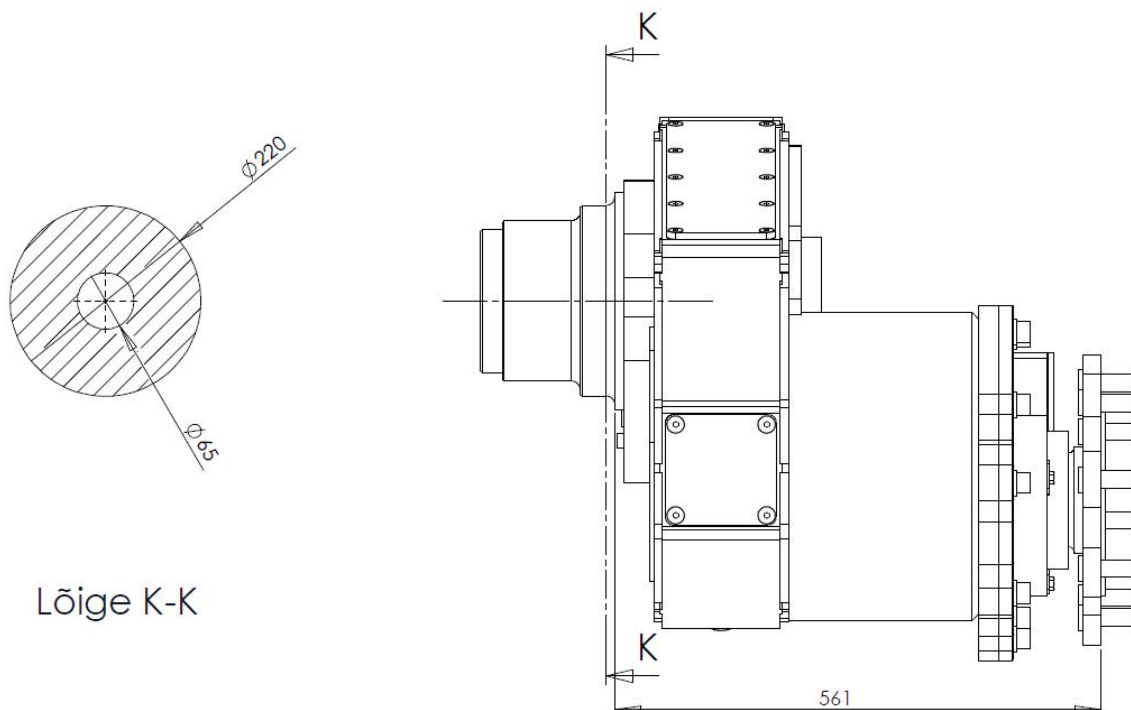
$$W = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D} = \frac{\pi(220^4 - 65^4)}{32 \cdot 220} \cong 1037399 \text{ mm}^3 \quad (5.132)$$

Materjaliks on S355 [20], siis tugevusvaru:

$$S = \frac{\delta_{allow}}{\delta} = \frac{355}{40} \cong 8,9 \quad (5.133)$$

Piisav tugevusvaru on tagatud kontrollitud ristlõikes.

Kui võrrelda eelnevalt arvutatud tulemust olukorraga, mida näitab pingepilt sele 5.32, siis ei ole põhjust kahelda Fem anlüüsis. Tavaarvutuses ei arvestatud pingekontsentratsiooniga, mida lokaalselt selelt 5.32 võib näha, kuid üldiselt on kontrollitud ristlõikes pinged samas järgus mõlema arvutusmeetodi puhul (30-50 N/mm<sup>2</sup>).



Sele 5.41. Koormuskeem paindele

## KOKKUVÕTE

Antud töö eesmärk oli luua haagis põllumajandusliku traktori haaksesse metsamaterjali veoks. Täpsemalt oli vaja luua kontseptsioon veovõimega haagisele professionaalseks kasutuseks. Ettevõtte, kelle algatusel projektiga alustati omab pikaajalist kogemust metsatehnika tootmisel. Projekti on alustatud lühikese turuolukorra analüüsiga, mis hõlmab endas ka hetkel saada olevate lahenduste analüüsi. Nimetatud peatükis on välja toodud erinevate veolahenduste variantide tugevad ja nõrgad küljed. Analüüsis on välja toodud erinevate suuremate konkurentide tooted, kuid ei peetud vajalikuks sama põhimõttega lahendust võrrelda üksteise suhtes. Uue kontseptsiooni loomine eeldab teistmoodi lähenemist ja seetõttu on informatiivsem analüüsida põhimõttelist erinevust, kui pigem konkurente otseselt. Täpset turuosa on keeruline ette prognoosida, aga on toodud kahe viimase aasta statistika antud ettevõtte veolahendusega haagiste müügist, mille taustal on võimalik eeldatav suurusjärk määratleda.

Järgnevalt tuli seada eesmärk ja suund ning selle kaudu koostada tootearenduslikule projektile lähteülesanne. Lähteülesande koostamiseks on kaardistatud ettevõtte kompetents ja tehnoloogilised võimalused. Tehnoloogiliste võimaluste kaardistamine on vajalik, et integreerida omavahel tootearenduse ja tootmistehnika valdkondi. See tagab, et projekteerimise käigus arvestatakse paralleelselt ka tootmistehniliste võimalustega. Ettevõtte, kellele toodet luuakse on samu põhimõtteid järginud oma tegevuse alustamisest saadik ja püüdnud seejuures vastutusrikkamad sõlmed alati ise valmistada, et oleks kontroll kvaliteedi üle ja kõige sobivamad tehnoloogilised võimalused enda projekteeritud tootele. Idee analüüsimisel ja lõpliku kontseptsiooni määratlemisel selgus, et enim teoreetilist tööd vajab haagise silla konstrueerimine. Ülejäänud haagise komponentide, sealjuures ka raami konstrueerimisega, antud töös ei analüüsita. Nende komponentide projekteerimine tänu eelnevale kogemusele ei sisalda, suurel määral, uut teoreetilist mahtu ega märkimisväärselt uuendusliku lähenemist.

Kuna tegemist on tootearendusliku projektiga ja kui arvestada ainult veosilda, siis on tegemist uue toote loomisega, mitte edasiarendusega. Uue toote loomisel on vaja määratleda ise lähteülesanne, sest konkreetseid kriteeriumeid ette antud ei ole. Lähteülesandes seatud eesmärgid jagunevad oma iseloomult kaheks: kontseptsioonilised eesmärgid ja konkreetsed arvulised eesmärgid. Kontseptsiooniliste eesmärkide alla on määratletud üldisemad kriteeriumid, mis määravad pigem suuna ja tootearendusliku filosoofia. Nende alla võib välja tuua töökindluse, disaini, hooldatavuse jne.

Arvulisteks eesmärkideks on kandevõime, veojõud ja gabariidid. Neist lähtuvalt hakatakse teostama inseneri arvutusi ja muid projekteerimisega seotud ülesandeid.

Lähtuvalt endale seatud eesmärkidest on hakatud looma toote disaini, mis hõlmab endast idee analüüsi ja probleemi lahendust. Lahendustest lähtuvalt on koostatud toote kontseptsioon, mille abil saab alustada projekteerimisega.

Projekteerimine hõlmab endas erinevate toote osadega tegelemist ja seetõttu on paremaks haldamiseks jaotatud koost sõlmedeks. Antud töös käsitletakse veosilla projekteerimist, mis saab alguse ülekande kujundamisest ja ülekande kinemaatika arvutustest. Kontseptsioon on loodud erinev, hetkel seeriatootmises olevatest lahendustest, tänu otsreduktori kasutamisel. Võiks tõdeda, et kogu projekti edukus olenebki enamasti sellest, kui hästi õnnestub otsreduktori disainimine ja sellest tulenevalt ka silla korpuse lahendus. Otsreduktori projekteerimise muudavad keeruliseks suured jõud, mis mõjuvad hambumises. Seepärast ei saa mooduli leidmiseks rakendada tavapäraseid meetodikaid, vaid tuleb lähtuda sarnastest olukordadest teistest rakendustest. Reduktori gabariidi on konstruktsiooniliselt piiratud eelkõige velje mõõdu tõttu ja seepärast on vaja leida kõige optimaalsem moodul, ülekandesuhe ja hammaste arv hambumises. Erinevate variantide iteratsioonid on teostatud Excelisse loodud arvutus paketi ja cad keskkonnas oleva eskiis mudeli paralleelsel kasutamisel. Sellisel meetodil on optimaalseim lahendus kiiresti leitav ja väga lihtne on ka eelneva iteratsiooni juurde tagasi minna. Lisaks on võimalik cad keskkonna eskiismudelit kasutada ka erinevate detailide esmaseks sidumiseks. Tänu sellele saab vähendada modelleerimiseks kuluvat aega.

Järgmiseks tähtsaks elemendiks balansiiri konstrueerimisel on kettülekanne. Keti valikul on lähtutud soovitudest, mis puudutavad keti asendit, määrimist ketiratta hammaste arvu ja veel mitmeid teisi ketti puudutavaid parameetreid. Keti suurus määrab ära keti tugevuse.

Sealjuures on suurem kett ka kallim ja raskem, mis küll ei ole esmased argumendid.

Põhiliseks argumendiks, mis takistab keti suure varuga dimensioneerimist on korpuse gabariidid. Et saavutada soovitud ülekande suhet suurema keti sammuga on vastavalt vaja muuta ka balansiiri korpust keti kohalt suuremaks. Lisas olevatelt joonistelt on näha, et keti koja osa ei ulatu reduktori kambri alla poole. Tänu sellele on täidetud üks lähteülesandes seatud eesmärk, milleks oli võimalikult kõrge kliirens balansiiri kohal.

Hea kliirens professionaalseks kasutamiseks mõeldud haagise juures on äärmiselt tähtis.

Kui balansiir ulatub väga maad ligi on üle kännu sõites oht balansiirile kandma jääda.

Lisaks võib madal balansiir ka pehmetes oludes terve haagise kandma jätta ja selle tõttu muutub haagisel olev veojõud täiesti kasutuks.

Kõikide elementide konstrueerimisel tuleb arvestada samaaegselt mitmete teiste elementide gabariitidega. Võllide dimensioneerimisel on samuti gabariidi piirangud laagrite ja hammasrataste tõttu. Mitmes sõlmes on olukord, kus võlli läbimõõdu suurendamisel on vaja kasutada väiksema koormustaluvusega laagrit. Seetõttu ei saa jällegi alustada võllide dimensioneerimist, baseerudes kindlale soovitud varutegurile. Alustatud on arvutusest väändel ning võetud konkreetne varuteguri, mis tõenäoliselt tagab veel ka varu koormusolukorras, kus arvestatakse ka paindepingeid. Selliselt toimides on võimalik kiiresti leida võllidele esialgne läbimõõt ja alustada modelleerimisega. Hiljem, kui on teada täpne masinaelementide paigutus ja ka teataval määral korpuse konstruktsioon, saab arvestada paindepingetega ning teostada ekvivalentsele pingeolukorrale kontrollarvutused. Selliselt toimides peab kindlasti varutegur olema tagatud kõikide masinaelementide puhul, aga tuleb analüüsida, kus on oht suurema ja mille arvelt võib varutegurit suurendada. Varuteguriga kompromisse tehes on lähtutud elementide maksumusest ja nende vahetamise lihtsusest. See tähendab, et need masina elemendid, mis on odavamad ja mida on lihtsam vahetada, võivad olla väiksema varuteguriga ehk puruneda või kuluda kiiremini kui need elemendid, mille töö katkemine võib kasutuskõlbmatuks muuta kogu balansiiri. Tulenevalt sellest ongi kett dimensioneeritud kõige nõrgemaks lüliliks, mis eeldatavasti tagab teiste masinaelementide, eelkõige otsareduktori hammasrataste säilimise avariiolekordades.

Balansiiri korpuse disainimisel on kõige suuremaks probleemiks deformatsioonid, mitte pinged. Keeviskoostu puhul on raske materjali paigutada just sinna, kuhu seda kõige rohkem vajatakse, et tagada jäiga konstruktsiooni puhul ka väike mass. Deformatsioonid korpuses, ei kujuta endast ohtu korpusele endale, küll aga tekitab korpuse deformeerumine pingeid erinevates masinaelementides. Lisaks on korpuse analüüsimisel vaja arvestada mitmete erinevate koormusolukordadega. Kindlasti tekib reaalses tööolukorras ka selliseid koormusolukordi, mida ei oskagi ette näha või millele on väga keeruline cad keskkonnas rajatingimusi määratleda.

Kokkuvõtteks võib öelda, et antud töös välja pakutud kontseptsioonile vastavalt on võimalik probleem lahendada. Metsaveohaagise puhul on tegemist masinaga, millele mõjuvaid koormusi ei saa alati täpselt määratleda ja seetõttu vajab prototüüp kindlasti katsetamist reaalses tööolukorras. Katsetus on aeganõudev, et tuvastada materjali väsimusega seotud probleemid. Kõige küsitavam on antud töö puhul veojõud, millega on kõik arvutused seotud. Tulenevalt praktilisest kogemusest ollakse järeldusel, et reaalses olukorras sellist veojõud nagu on arvutustes arvestatud, ei kasutata ja see omakorda peaks kogu konstruktsioonile tagama teatava varu vastupidavuse seisukohalt.



## SUMMARY

The purpose of present thesis was to develop a forest trailer for use with agricultural tractor. Specifically, it was necessary to create a concept for wheel drive trailer to professional use. The company, who has an initiative to start the project has long-term experience in the production of forestry equipment. The project started with a brief analyze of the market situation, which includes also examination of current wheel drive solutions.

In first chapter are outlined strengths and weaknesses of different wheel drive systems. In the analyze is set out various products of the competitors, but comparison takes in count only the principle of the solution not differences between competitors products.

The creation of a new concept requires a different approach. More informative is to examine the fundamental difference between the wheel drive systems rather than competitors directly. The exact market share is difficult to predict, but the statistics are given in the last two years for the company's sales of trailers with wheel drive solution. Examination of these statistics gives possibility to determine the approximate sales numbers by pieces.

Next goals and project direction was set, by using this to make the initial task for product development. For composing the initial task company's competency and technological possibilities were mapped. Mapping the technological capabilities is necessary to integrate product design and to process engineering fields. This ensures that the design will take into account all technical capabilities of the production. The company who needs current product has followed the same principles since the beginning, and always tried to produce more demanding nodes by itself in order to have control over quality and to ensure the most appropriate technological capabilities for own designed products.

Analyzing a idea and determining the final concept revealed that most theoretical work on the construction of the trailer had to do with bogie axle. The rest of the trailer components, also the design of main frame is not taken into consideration in this thesis. Designing of these components does not contain a large capacity of new theoretical material and remarkably innovative approach due to prior experience.

This is product development project. Taking into account only the axle this is a new product creation rather than old product development. When designing new product it is needed to define the initial task. Goals marked in the initial task are divided in to two categories: conceptual goals and specific numerical targets. The conceptual targets are defined under the general criteria that will determine rather the direction and philosophy of product development. These are: reliability, design, maintainability, etc. Numerical targets are: load

capacity, traction force and loading area. These parameters will carry out engineering calculations and other design related tasks. Based on goals, design of a product has been started, which also includes an analysis of ideas and problem solving. Product concept is based on the solutions from problem solving.

Designing involves dealing with different parts of the product, therefore assembly is divided into different parts. Thesis deals mostly with axle design, which will begin with design of the transmission and the transmission kinematics calculations. The concept is different, because solutions, which are available in serial production at the moment, due to the use of portal gears.

The success of the entire project depends largely on how well succeeds design of portal gear and axle body. Designing of portal gear makes difficult large force that affects gear meshing. It is not possible to find a gear module by using conventional methodologies. It is based on similar situations in other applications. Portal gear design is limited due to the size of the rim and therefore it is necessary to find the most optimal module, the transmission ratio and the number of teeth in meshing. Different variants of iterations are made by using Excel calculation module and sketch in CAD environment in the same time. In this method the optimal solution can be found quickly and it is also very easy to go back to the previous iteration. In addition, it is possible to use the CAD sketch for mating various components in assembly environment. It can reduce the time required for the modelling.

Another important element in the design of axle is a chain drive. The chain is selected on the basis of the recommendations which are about the position of the chain, the sprocket teeth numbers, the lubrication method and a number of other parameters related to the chain. The chain strength is mostly determined by the size of the chain. Stronger chain is more expensive and heavy, although these are not the primary arguments. The main limit to dimensioning a chain with big safety factor is the axle body. In order to achieve a desired transmission ratio in accordance with a larger chain pitch is also necessary to make axle body larger on that side where it covers chain. On enclosed drawings in annex can be seen that the housing part of the chain area, does not extend chamber of portal gear from the bottom. Due to this design, targets in initial task are achieved. This was the highest possible level of clearance above the axle.

Trailers, which are made for professional use high clearance from ground is extremely important. If axles are very close to the ground it has greater risk to get stuck when drive over the stump. Low axle clearance may also cause a situation where whole trailer bears in to the soft ground, with such case the traction power is completely useless.

When designing one element several other elements dimensions must be considered at the same time. Dimensioning of shafts have also some restrictions due to gauges of bearings and gears. Many nodes have such situation where increasing the diameter of the shaft requires lower load rating bearing usage. Therefore, it is impossible to start dimensioning of shafts based only on the certain desired factor of safety. Shaft dimensioning begins with calculation of the torsion using particular factor of safety, which should ensure some reserve load situation, it also takes bending into account. By doing this it is possible to quickly find the initial diameter of the shaft and start modeling. Later, when the exact position of machine elements are fixed, and also some part of the axle body is designed, can be take into account bending stresses and perform the equivalent stress calculations. In every node must be surely guaranteed a safety factor to all machine elements, however it can make compromises to increase safety factor in elements with higher risk by decreasing safety factor in another element where overload risk is lower. Compromises with safety factors are based on the cost of machine elements and their ease of replacing them. This means that the machine elements which are less expensive and which are easily replaceable have a smaller safety factor. In other words these machine elements which are more expensive and crucial for the work of entire axle, have higher safety factor. According to this, chain is dimensioned as a weakest part of axle to ensure that other machine elements, especially spur gears in portal, will not get damaged in overload situation.

The bigger problems for axle body design were deformations rather than stresses. Designing welded body it is difficult to position the material where it is most needed to ensure the rigid structure same time with small mass. Deformations of the axle housing does not pose a threat to the body itself, but these deformations are creating extra stress in a different machine elements. Also in the housing analyses a variety of load situations must be considered. Certainly there are some load cases in real working conditions, which can not be foreseen or which have very difficult load case to define in the CAD environment.

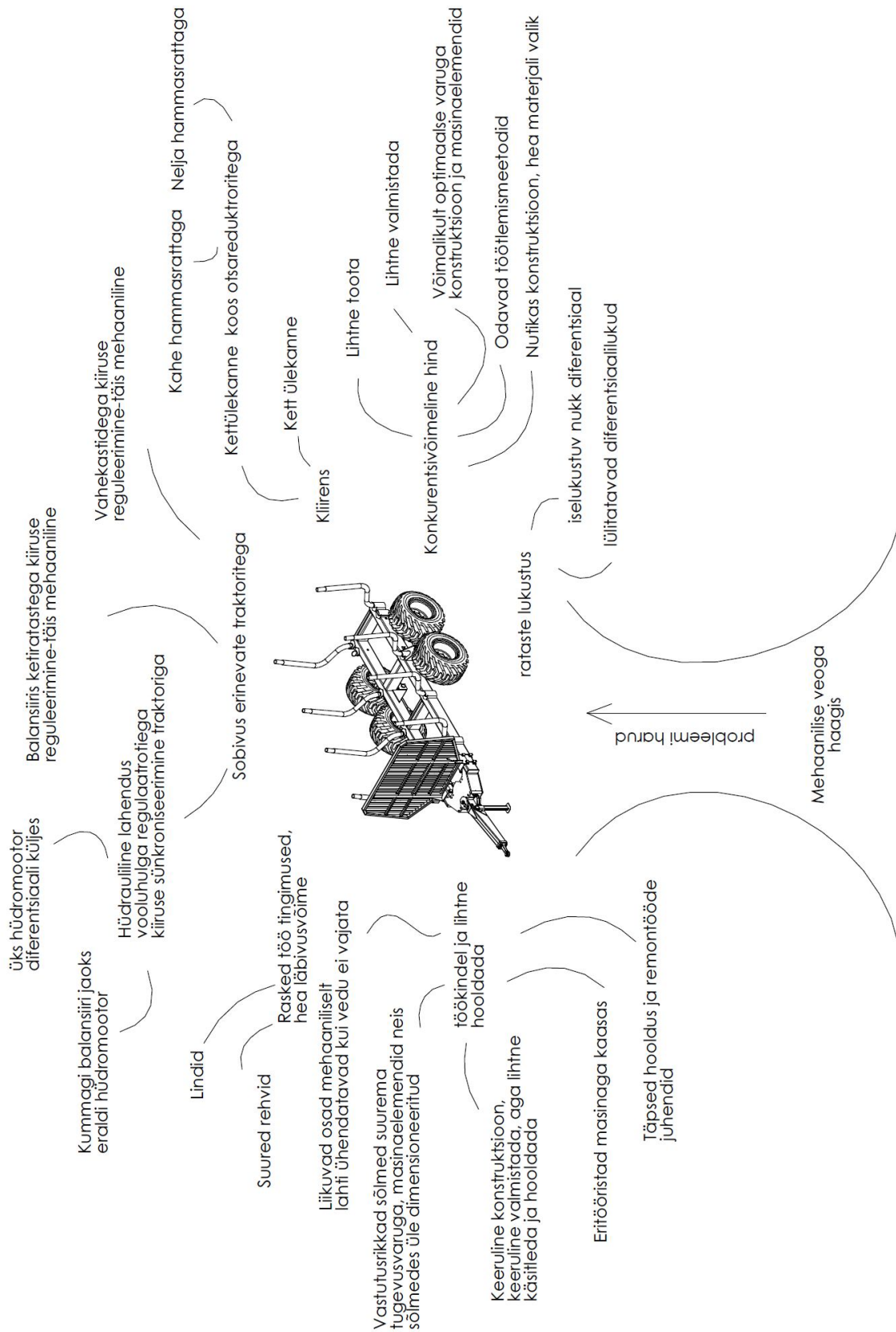
In conclusion according to the concept proposed in this thesis it is possible to solve the problem. Forest trailers are working sometimes in such conditions which can not be always precisely defined in calculations, and therefore tests with prototype are needed in real working situations. Tests should be done probably during quite long period of time, in order to identify the problems which are related with material fatigue. The most questionable is the traction force what is related to all calculations. Based on practical experience, it shows that in real situation so big traction force as used in calculations and as competitors advertise is not needed. This also should provide some extra safety reserve in terms of durability.

## KIRJANDUSE LOETELU

- 1) Ettevõtte Palmse Mehaanikakoda kodulehekülg [www] <http://www.palms.eu> (05.01.2014).
- 2) Ettevõtte John Deere kodulehekülg [www] <http://www.deere.com> (10.05.2014)
- 3) Ettevõtte Sampo Hydraulics kodulehekülg [www] <http://www.blackbruin.com>(09.02.2014).
- 4) Ettevõtte NAF AG kodulehekülg [www] <http://www.nafaxles.com>(09.02.2014).
- 5) Ettevõtte Farmi forest kodulehekülg [www] <http://www.farmiforest.fi> (13.02.2014).
- 6) Ettevõtte Kesla kodulehekülg [www] <http://www.kesla.fi> (13.02.2014).
- 7) Ettevõtte Kronos kodulehekülg [www] <http://www.kronos.fi> (13.02.2014).
- 8) Ettevõtte Ferrel kodulehekülg [www] <http://www.ferrel.ee> (13.02.2014).
- 9) H. Herranen, K. Karjust, J. Kers, J. Krustok, P. Kulu, H. Käerdi, A. Laansoo, H. Lend, T. Otto, P. Põdra, M. Saarna, F. Sergejev, T. Tiidemann, R. Veinthal, Mehaanikainseneri käsiraamat. Tallinn, TTÜ kirjastus, 2012.
- 10) Ettevõtte Ovako kodulehekülg [www] <http://www.ovako.com> (25.02.2014).
- 11) Ettevõtte Alas-Kuul kodulehekülg [www] <http://www.alas-kuul.ee> (01.03.2014).
- 12) Ettevõtte Sati Spa kodulehekülg [www] <http://www.satispa.com> (01.03.2014).
- 13) Robert L. Mott, Machine Elements in Mechanical Design: fourth edition in SI units, Singapore, Pearson Printice Hall, 2006.
- 14) Ettevõtte SKF kodulehekülg [www] <http://www.skf.com/ee> (10.03.2014).
- 15) Ettevõtte FAG kodulehekülg [www] <http://www.fag.de/content.fag.de/en/index.jsp> (10.03.2014)
- 16) Ettevõtte Varson kodulehekülg [www] <http://www.varson.ee>. (16.03.2014)
- 17) Seel oleva pildi lehekülg internetis [www] <https://jdparts.deere.com> (10.04.2014)
- 18) Ettevõtte Würth online kataloog [www] <http://www.wuerth.ee> (1.04.2014)
- 19) Ettevõtte Ruuki kodulehekülg [www] <http://www.ruukki.ee> (10.04.2014)
- 20) Ettevõtte Enimormet kodulehekülg [www] <http://www.enimormet.ee> (10.04.2014)

# LISAD

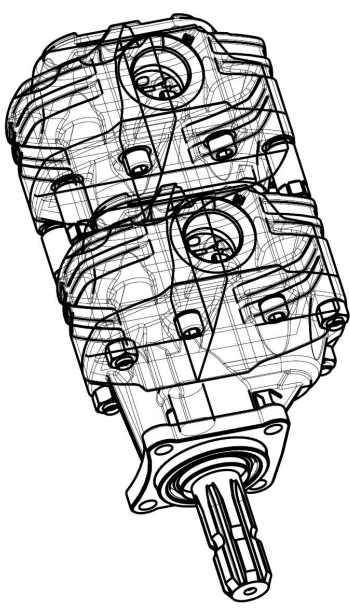
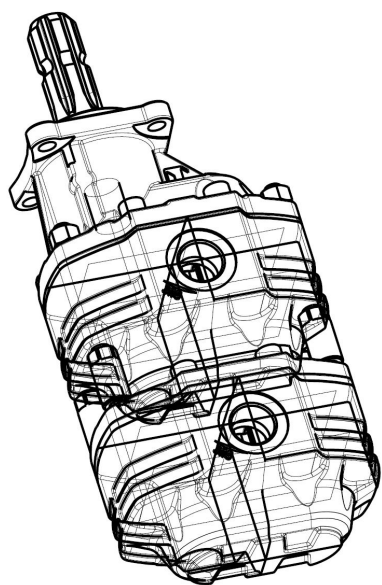
## Lisa 1. Probleemipuu



# Lisa 2. Kaksikpump

	PUMP 1	PUMP 2
<p><b>Sense di rotazione (guardando l'albero conduttore)</b>  <b>Direction of rotation (looking on drive shaft)</b></p> <p><b>Cilindrata - Displacement</b></p> <p><b>Campo pressione di alimentazione per pompa</b>  <b>Inlet pressure range for pump</b></p> <p><b>Pressione max continua - Max continuous pressure</b></p> <p><b>Pressione max intermittente - Max intermittent pressure</b></p> <p><b>Pressione max picco - Max peak pressure</b></p> <p><b>Velocità - Speed</b></p> <p><b>Guarnizioni - Seals type</b></p> <p><b>Temperatura di esercizio - Operating temperature</b></p> <p><b>Campo di viscosità - Viscosity range</b></p> <p><b>Classe di contaminazione - Contamination class</b></p> <p><b>Codice del prototipo - Prototype code</b></p> <p><b>Codice cliente - Customer code</b></p> <p><b>Valvola di massima pressione - Relief valve</b></p> <p><b>Pressione di stand-by valvola LS - Stand-by pressure LS valve</b></p> <p><b>Peso - Weight</b></p> <p><b>Vernice - Painting</b></p> <p><b>Trattamenti speciali - Special treatment</b></p>	<p>86.56 [cm3/rev]</p> <p>0.7 - 3 [bar abs.]</p> <p>260 [bar]</p> <p>260 [bar]</p> <p>260 [bar]</p> <p>300 [min<sup>-1</sup>]</p> <p>2700 [min<sup>-1</sup>]</p> <p>NBR</p> <p>-25 to +80 [°C]</p> <p>12 to 100 mm<sup>2</sup>/s (cSt)</p> <p>max 750 mm<sup>2</sup>/s (cSt)</p> <p>8 - Nias 1638</p> <p>19177/14 - ISO 4406</p> <p>10 - Nias 1638</p> <p>21/19/16 - ISO 4406</p> <p>-</p> <p>-</p> <p>- [bar]</p> <p>- [bar]</p> <p>35.690 kg</p> <p>-</p>	<p>86.56 [cm3/rev]</p> <p>0.7 - 3 [bar abs.]</p> <p>260 [bar]</p> <p>260 [bar]</p> <p>260 [bar]</p> <p>300 [min<sup>-1</sup>]</p> <p>2700 [min<sup>-1</sup>]</p> <p>NBR</p> <p>-25 to +80 [°C]</p> <p>12 to 100 mm<sup>2</sup>/s (cSt)</p> <p>max 750 mm<sup>2</sup>/s (cSt)</p> <p>8 - Nias 1638</p> <p>19177/14 - ISO 4406</p> <p>10 - Nias 1638</p> <p>21/19/16 - ISO 4406</p> <p>-</p> <p>-</p> <p>- [bar]</p> <p>- [bar]</p> <p>35.690 kg</p> <p>-</p>

Cap.Forn./Rilasc. Suppl.	Trattamento Termico / Heat Treatment	Trattamento Superficiale / Surface Treatment	Prof.(mm) / Depth
-	-	-	-

Quota senza indicazioni di tolleranza / Unless otherwise specified tolerance	Materiali / Material	Durezza / Hardness
GRADO DI PRECISIONE ACCURACY LEVEL	-	-

Data / Date	Disegnato/Drawn	Approvato/Approved	Mod.Tecn./ Release change	Stato / Phases	Formato/Size
15-06-2004	Boccaccie	Bernardini	-	V806	A3
Firma / Signature	79940922				

**Signature for approval**

\_\_\_\_\_

**Date:** \_\_\_\_\_

**79940922**

For operating condition outside those stated, please consult Casappa S.p.A. Technical sales department

**CASAPPA**  
FLUID POWER DESIGN

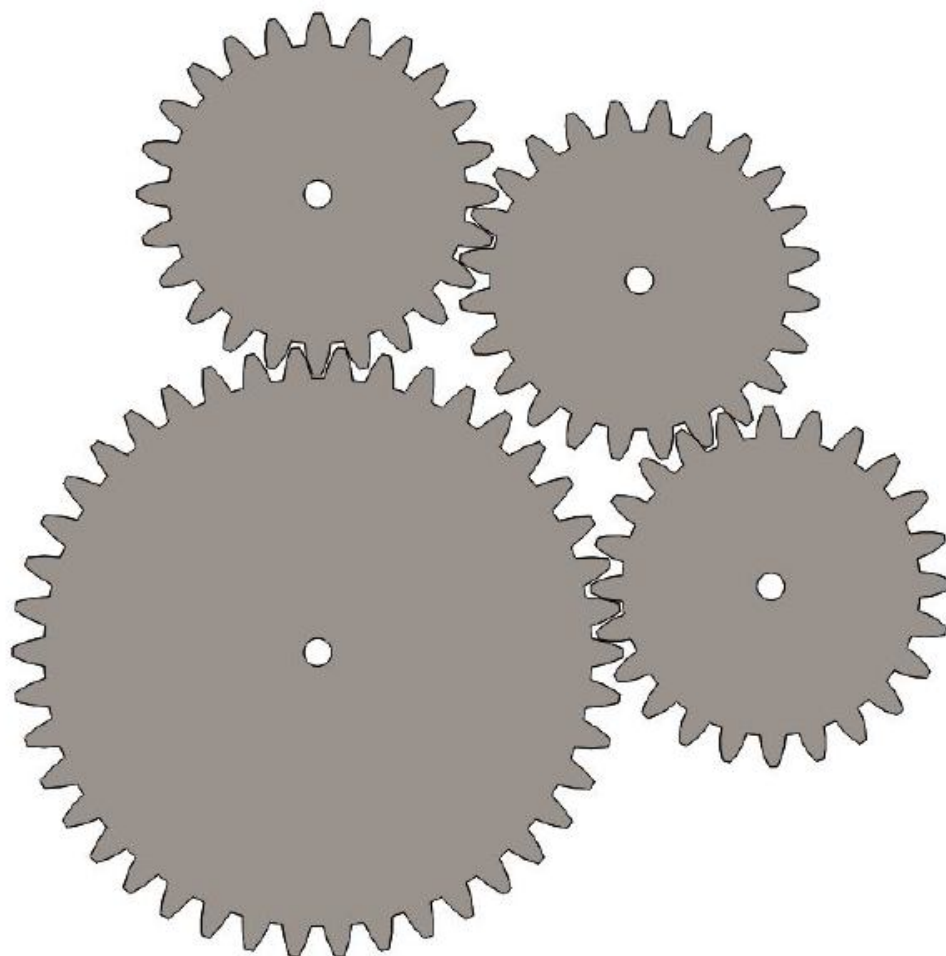
The information hereon is the property of CASAPPA Spa. Without written permission, any copying, transmission to others and any use except that for which it is issued, is prohibited.

**POMPA FP40.87-76Z0/40.87 S (2)**

**PUMP FP40.87-76Z0/40.87 S (2)**

Ind. Mas./ Index No. **0**

### Lisa 3. Otsreduktor nelja hammasrattaga



**GRAAFILINE OSA**