



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOL  
MEHAANIKATEADUSKOND

Masinaehituse instituut  
Autotehnika õppetool

MEA70LT

*Margus Villau*

**EÜ TÜÜBIKINNITUSE RAKENDAMINE  
PALMSE MEHAANIKAKODA OÜ TOODETUD  
METSAVEOHAAGISTELE**

Autor taotleb  
tehnikateaduse magistri  
akadeemilist kraadi

Tallinn  
2015

## 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..... 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

Autotehnika õppetool

## **MAGISTRITÖÖ ÜLESANNE**

2015 aasta kevadsemester

Üliõpilane: Margus Villau MATM (nimi, üliõpilaskood)  
Õppekava: Tootearendus ja tootmistehnika  
Eriala: Transporditehnika  
Juhendaja: Lektor, Janek Luppin (amet, nimi)  
Konsultandid: ..... (nimi, amet, telefon)  
.....

### **MAGISTRITÖÖ TEEMA:**

(eesti keeles) **EÜ tüübikinnituse rakendamine Palmse Mehaanikakoda OÜ toodetud metsaveohaagistele**

(inglise keeles) **EC type approval implementation on Palmse Mehaanikakoda OÜ produced forestry trailers**

### **Lõputöös lahendatavad ülesanded ja nende täitmise ajakava:**

Nr	Ülesande kirjeldus	Täitmise tähtaeg
1	Lõputöö teema valik ja konsulteerimine seotud ettevõttega	27.02.2015
2.	Lõputöö ülesande koostamine ning kinnitamine seotud ettevõttega ja lõputöö juhendajaga	06.03.2015
3.	Lõputööks vajalike lähtematerjalide hankimine ja läbitöötamine	31.03.2015
4.	Lõputöö koostamine ja vajalike insenertehniliste tööde teostamine	08.05.2015
5.	Lõputöö kokkuvõtte kirjutamine ja lõplik vormistamine ning esitamine	25.05.2015

**Lahendatavad insenertehnilised ja majanduslikud probleemid:** Antud lõputöö käigus pütakse välja selgitada metsa- ja põllumajanduses kasutatavate haagiste tüübikinnituse nõuded ning võrrelda nende vastavust Palmse Mehaanikakoda OÜ-s valmistatud haagistega. Samuti tuleks välja selgitada parim tüübikinnituse viis ja sellega seonduvad tegevused.

**Täiendavad märkused ja nõuded:**.....

**Töö keel:** Eesti keel

Kaitsmistaotlus esitada hiljemalt 12.05.2015

**Töö esitamise tähtaeg** 28.05.2015

Üliõpilane Margus Villau /allkiri/ ..... kuupäev.....

Juhendaja Janek Luppin /allkiri/ ..... kuupäev.....

Konfidentsiaalsusnõuded ja muud ettevõttepoolsed tingimused formuleeritakse pöördel

## **SISUKORD**

<b>EESSÕNA .....</b>	<b>5</b>
<b>1. SISSEJUHATUS .....</b>	<b>6</b>
<b>2. TÜÜBIKINNITUSE OLEMUS JA SELLE LIIGID .....</b>	<b>10</b>
2.1. Tüübi kinnitus .....	10
2.2. Sõiduki tüübi määratlus.....	15
<b>3. METSAMAJANDUSES KASUTATAVA R-KATEGOORIA HAAGISE NÕUETELE VASTAVUSE ANALÜÜS .....</b>	<b>18</b>
3.1. Sõiduki mõõtmed ja massid .....	19
3.2. Tagumisele allasõidutõkkele esitatavad nõuded .....	21
3.3. Pidurisüsteemile esitatavad nõuded .....	24
3.4. Haakesilmale ja veotiislile esitatavad nõuded.....	26
<b>4. VEOTIISLI KOORMUS- JA TUGEVUSANALÜÜS .....</b>	<b>33</b>
4.1. Veotiislile mõjuv vertikaalkoormus .....	33
4.2. Veotiislile mõjuv horisontaal- ehk veokoormus .....	37
4.3. Veotiisli tugevusanalüüs .....	38
4.4. Veotiisli väsimusanalüüs.....	47
<b>5. UUE VEOTIISLI PROJEKTEERIMINE .....</b>	<b>50</b>
5.1. Tootmistehnoloogia.....	55
5.2. Tootmiskulude analüüs .....	59
<b>KOKKUVÕTE .....</b>	<b>60</b>
<b>SUMMARY.....</b>	<b>63</b>
<b>KASUTATUD KIRJANDUS .....</b>	<b>66</b>
<b>LISAD.....</b>	<b>67</b>
<b>Lisa 1. Palmse Mehaanikakoda OÜ toodetavad metsaveohaagiste tüübid.....</b>	<b>68</b>
<b>Lisa 2. ELi sõiduki tüübi kinnituse nõuete loetelu (määrus 167/2013) .....</b>	<b>69</b>
<b>Lisa 3. Ettevõtte Metallurgica M.G. srl poolt toodetavad haakesilmad.....</b>	<b>72</b>
<b>Lisa 4. Palms 13D gabariitmõõtmed ja olulised tehnilised mõõtmed.....</b>	<b>73</b>

## EESSÕNA

Käesoleva lõputöö teema algatus tuli Palmse Mehaanikakoda OÜ poolt, mille peamiseks huviks oli Euroopa Ühenduse tüübikinnituse rakendamise võimaluste uurimine ning vastavalt sellele tehniliste muudatuste sisseviimine oma haagiste tehnilistesse lahendustesse ja tootmisse.

Siinkohal avaldab käesoleva töö autor suurt tänu Palmse Mehaanikakoda insener-tehnilisele personaalile võimaldamaks sellise töö läbiviimist Tallinna Tehnikaülikooli magistrinäna.

# 1. SISSEJUHATUS

Käesoleva lõputöö eesmärgiks on uurida Euroopa Ühenduse (EÜ) tüübikinnitamise protseduure ja nende rakendamise seotud tegevuste käsitlemist Palmse Mehaanikakoda OÜ poolt toodetud traktorite järelhaakes veetavate metsaveohaagiste näitel.

Palmse Mehaanikakoda OÜ on täielikult Eesti kapitalil 1992. aastal asutatud masinaehitusega tegelev ettevõtte, mille peamiseks toodanguks oli algusaastatel põllumajandustehnika (põllutööriistad ja –haagised), mõned aastad hiljem valmis esimene metsatõstuk. Aastal 1995 valmistati esimene metsaveohaagis.



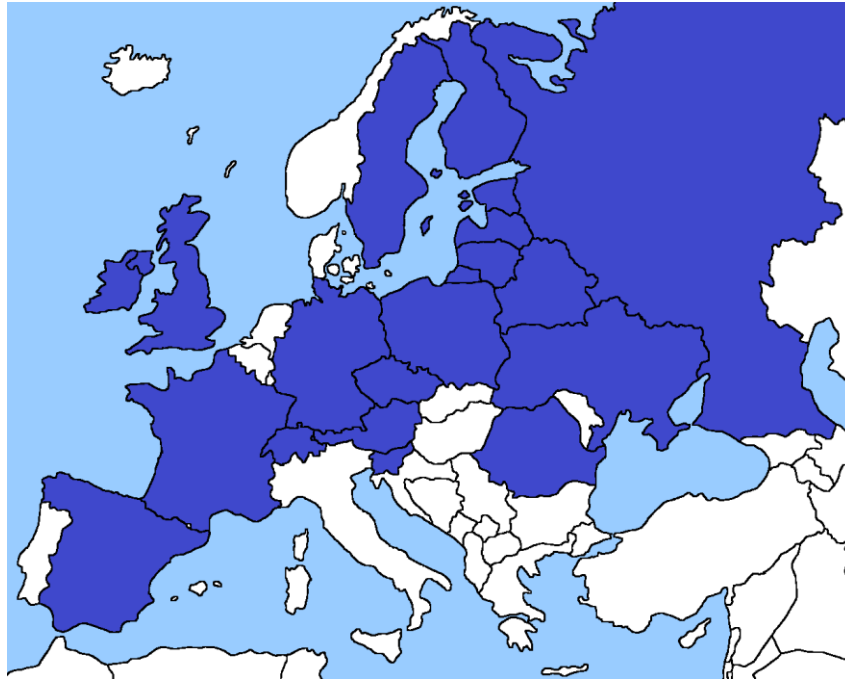
Sele 1.1. Metsaveohaagis PALMS 15D koos tõstukiga PALMS 680 [1]

Tootmismahdade suurenemisel tekkis vajadus tootmispinna laiendamisele, algselt paiknetud endise Ilumäe kolhoosi metallitöökoja ruumides jäi kitsaks ning tuli alustada uue tootmishoone ehitamist.



Sele 1.2. Keevitusrobot tõstukijalga keevitamas Palmse Mehaanikakojas [2]

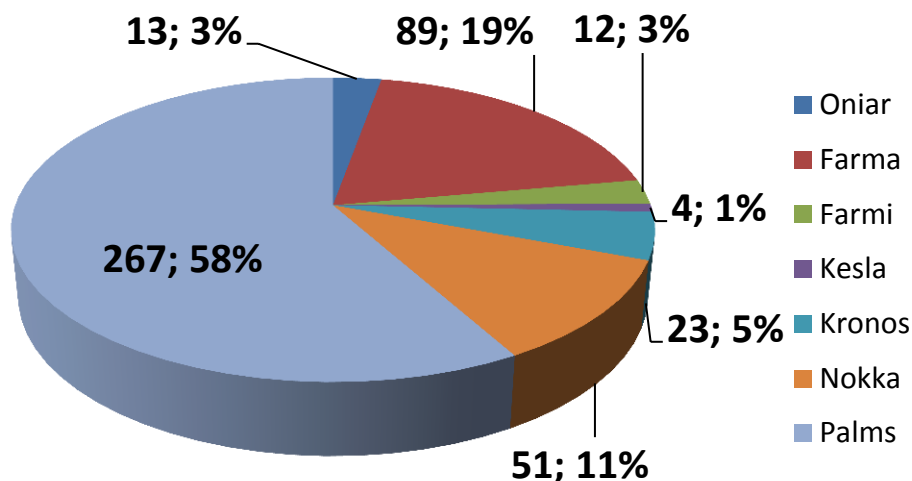
Samaaegselt uue tootmishoone rajamisega alustati ka suuremate investeeringutega tootmisse. Soetatud on erinevaid metallitöötlemise pinke (arvjuhtimisega frees- ja treipingid, erinevad keevitusrobotid jne.) (Sele 1.2), laserlõikuspink ning painutuspink. Kogu seadmepargi soetamisel lähtuti peamiselt tootmise efektiivsemaks ja automaatsemaks muutmisel, et vähendada inimtööjõu kulusid.



Sele 1.3. Sinisevärviga on tähistatud Euroopa riigid kus asub(-vad) PALMS toodete eksportijad

Oma toodangut turustab Palmse Mehaanikakoda OÜ läbi edasimüüjate võrgustiku (Sele 1.3), mis paiknevad paljudes Euroopa Liidu ja Ühenduse liikmesriikides ning endistes SRÜ maades (Venemaa, Valgevene, Ukraina jne.). 2014. aastal tootis Palmse Mehaanikakoda ligikaudu 1500 metsaveohaagist ja 1800 metstõstukit positionsioneerides sellega Eesti suurimaks ning Euroopa üheks suuremaks selletaoliste masinaehituslike ettevõtete seas (Sele 1.4).

Maanteeameti statistika andmetel (seisuga 31.03.2015) moodustab Eestis registreeritud Palms kaubamärki kandvate metsaveohaagiste osakaal sarnaste haagiste koguhulgast koguni 58% (267 haagisega) ületades teist Eesti ettevõtet Oniar OÜ-d kordades (vastavalt siis 3% ja 13 haagist), ülejäänud tootjad on enamusest Soome päritoluga ettevõtted.



Sele 1.4. Maanteeameti andmetel (seisuga 31.03.2015) Eestis registreeritud R3a-kategooria metsaveo haagised tootjate kaupa [5]

Arvestades siiski suureneva konkurentsi tingimusi, tuleb pidevalt vaadata tulevikku ja tegeleda haagiste tootearendusega. Käesolevas lõputöös käsitletakse ühte ettevõtte poolt tõstatatud probleemi tehnilist analüüsi ning sellest lähtuvalt ka välja tuua ettepanekud ja soovitused. Ettevõtte poolt püstitatud probleem on seotud omatoodetud haagiste Euroopa Ühenduse tüübikinnituse saamisega ning on esitanud järgmised lähteülesanded:

- Millist tüübikinnitust peaks ja tuleks rakendada?
- Mis viisil toimub sõiduki tüübi määramine ja liigitamine?
- Milliseid tehnilisi muudatusi tuleks haagiste konstruktsioonis sisse viia?
- Millistele täiendavatele nõuetele peab ettevõtte vastama ning millised protseduurid tuleb selleks läbida?

Siin juures tuleb välja tuua, et käesoleval hetkel taotletakse igas riigis kus haagis soovitakse arvele võtta eraldi rahvuslik tüübikinnitus, mis on üldjuhul edasimüüja kohustuseks selles riigis. Sellega kaasneb lisa toimingud nii kliendile kui ka edasimüüjale ning sõltuvalt edasimüüja praktikast maksab sellega seotud kulud kinni kas klient (kallim haagise hind) või edasimüüja (väiksem kasumimarginaal). Otsest kulu Palmse Mehaanikakoda OÜ-le antud protseduur endaga kaasa ei too (väljaarvatud esmakordne kulu mis on seotud tüübitunnistuse taotlemisega), küll aga võimaldaks parandada edasimüüjate võimalusi ja lihtsustakse haagiste müüki kogu Euroopas ja samuti ka endistes SRÜ maades.



Antud lõputöö koosneb kolmest osast: esimene osa käsitleb tüübikinnituse olemust ja selle erinevaid võimalusi ning neid reguleerivaid õigusakte; teine osa keskendub konkreetsete haagiste tehnilistele tingimustele ja nende vastavuse analüüsile Palmse Mehaanikakoda OÜ-s valmistatud haagiste kohta. Kolmandas osas keskendutakse haagise teatud sõlmede ja osade tüübikatsetustega seotud analüüsile ning vastavate muudatuste tegemisele konstruktsioonis.

## 2. TÜÜBIKINNITUSE OLEMUS JA SELLE LIIGID

### 2.1. Tüübikinnitus

Tüübikinnitus on protseduur mille käigus tuvastatakse sõiduki (toote), seadme või muu mehhanismi vastavust kehtivatele tehnilistele tingimustele ja mille järel väljastatakse tüübikinnituse tunnistus. Selle eesmärgiks on eelkõige tagada sõidukite liiklusohutus ja keskkonna turvalisus. Tüübikinnituse väljastab selleks seadusega üles kutsutud pädev asutus milleks Eesti Vabariigis on Maanteeamet. [5]

Tüübikinnituse peamised tüübid on:

- Euroopa Ühenduse tüübikinnitus (EÜ tüübikinnitus);
- Riiklik tüübikinnitus;
- Üksiksõiduki tüübikinnitus. [5]

Alates 1. Jaanuarist 2016 hakkavad kehtima uued õigusaktid, milledega parandatakse ja kaasajastatakse seadusandlust mis reguleerib põllu- ja metsamajanduses kasutusel olevate sõidukite (traktorid ja selle haagised) tehnilisi nõudeid. Seadustiku korrigeerimise käigus muudetakse ka nende kogust ja seeläbi lihtsustatakse nende rakendamist. Põllu- ja metsamajanduses kasutatavate sõidukite tüübikinnitamist reguleerivad (alates 2016) põhimäärus ja neli eraldiseisvat õigusakti:

- Euroopa Parlamendi ja nõukogu määrus (EL) nr 167/2013, 5. veebruar 2013, põllu- ja metsamajanduses kasutatavate sõidukite kinnituse ja turujärelevakohta;
- Euroopa Komisjoni delegeeritud määrus (EL) nr 1322/2014, 19. september 2014, millega täiendatakse ja muudetakse Euroopa Parlamendi ja nõukogu määrust (EL) nr 167/2013 põllu- ja metsamajanduslike sõidukite konstruktsiooni ja üldise tüübikinnituse nõuete osas;
- Euroopa Komisjoni delegeeritud määrus (EL) 2015/208, 8. detsember 2014, millega täiendatakse Euroopa Parlamendi ja nõukogu määrust (EL) nr 167/2013 põllu- ja metsamajanduses kasutatavatele sõidukitele tüübikinnituse andmisega seotud kasutusohutuse nõuete osas;
- Euroopa Komisjoni delegeeritud määrus (EL) 2015/68, 15. oktoober 2014, millega täiendatakse Euroopa Parlamendi ja nõukogu määrust (EL) nr 167/2013 seoses põllu-

ja metsamajandusmasinate tüübikinnituse saamiseks vajalike pidurdustõhususe nõuetega;

- Euroopa Komisjoni delegeeritud määrus (EL) 2015/96, 1. oktoober 2014, millega täiendatakse Euroopa Parlamendi ja nõukogu määrust (EL) nr 167/2013 seoses põllu- ja metsamajanduses kasutatavate sõidukite keskkonnamõjule ja mootori võimsusele esitatavate nõuetega.

## **Euroopa Ühenduse tüübikinnitus**

Kui ettevõtte toodab aastas suure hulga sõidukeid või ettevõttel on kavas müüa oma toodangut kogu Euroopas (või ka väljaspool seda) on EÜ kogu sõiduki tüübikinnitus (ECWVTA – European Community Whole Vehicle Type Approval) parim tunnustamise võimalus. 1. jaanuarist 2016 on kõikidel uut tüüpi sõidukitel EÜ kogu sõiduki tüübikinnitus kohustuslik.

EÜ kogu sõiduki tüübikinnitus on tüübikinnitus, millega kinnitusasutus tõendab, et mittekomplektne, komplektne või komplekteeritud sõidukitüüp vastab asjakohastele haldusnormidele ja tehnilistele nõuetele.

Euroopa tunnustuse kava põhineb mõistel "tüübikinnitus" ning lihtsalt selgitades pakub see protsess mehhanismi, millega tagatakse, et sõidukid vastavad asjakohastele keskkonna-, ohutus- ja turvanõuetele. Kuna ei ole otstarbekas testida igat sõidukit eraldi, tehakse katsed ja tüübikinnitamise protsessid ainult ühte tüüpi sõidukite kohta. Sõidukitele esitatakse erinevaid tulemuslikkuse nõudeid mida kohaldatakse antud sõidukitüübile alates rehvidest, heitgaasidest ja pidurisüsteemist. Et tagada ühtne lähenemine, on katsemeetodid esitatud asjakohastes EÜ direktiivides/määrustes või ÜRO määrustes ja testid viiakse läbi asjakohastes asutustes.

Kogu sõiduki tüübikinnituse taotlemisel võib tootja valida ühe järgmistest menetlustest:

- järkjärguline tüübikinnitus,
- üheastmeline tüübikinnitus,
- sega-tüübikinnitus,
- mitmeastmeline tüübikinnitus.

Järkjärguline tüübikinnitus on sõiduki tüübikinnituse menetlus, mille käigus kogutakse järkjärgult kokku sõidukiga seonduvate süsteemide, osiste ja eraldi seadmestike ELi tüübikinnitustunnistused ning mille viimases etapis antakse tüübikinnitus kogu sõidukile.

Üheastmeline tüübikinnitus on menetlus, mille käigus antakse üheainsa toiminguga kinnitus sõidukile tervikuna. Süsteemide, osiste või eraldi seadmestike tüübikinnituse korral kohaldatakse üksnes üheastmelist tüübikinnitust.

Sega-tüübikinnitus on järkjärguline tüübikinnitusmenetlus, mille käigus kogu sõiduki tüübikinnituse viimases etapis antakse tüübikinnitus ühele või mitmele süsteemile, ilma et kõnealustele süsteemidele oleks vaja väljastada ELi tüübikinnitustunnistusi.

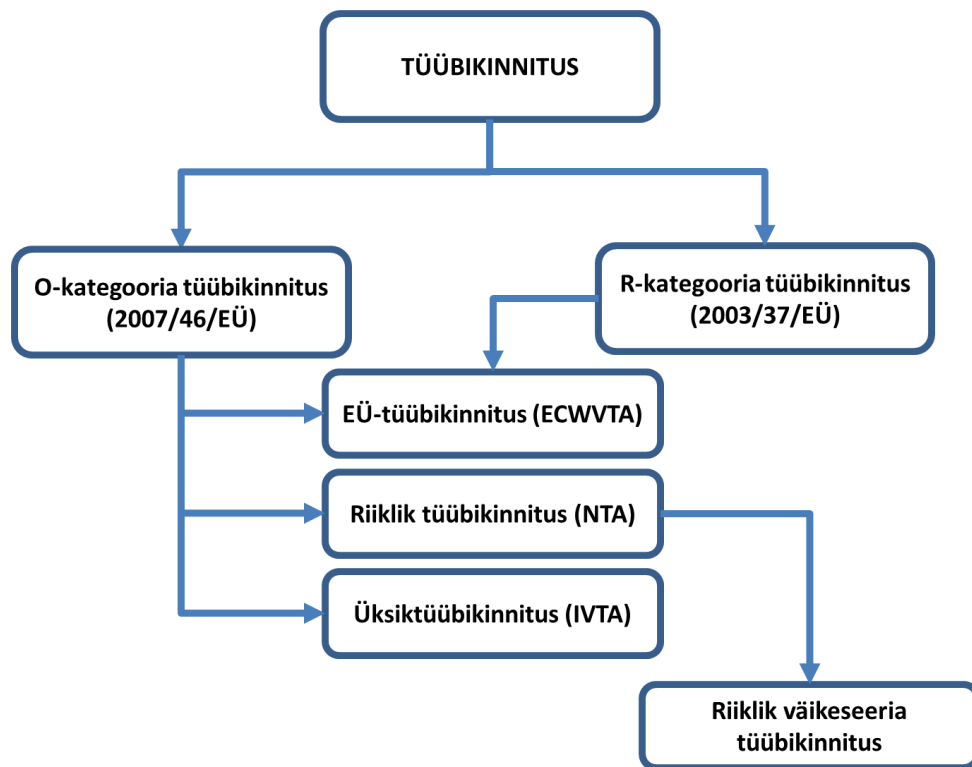
Mitmeastmeline tüübikinnitus on tüübikinnitusmenetlus, mille käigus üks või mitu kinnitusasutust tõendavad, et mittekomplektne või komplekteeritud sõidukitüüp vastab, olenevalt komplekteerituse astmest, käesoleva määruse asjakohastele haldusnormidele ja tehnilistele nõuetele.

Mitmeastmeline tüübikinnitus antakse mittekomplektsele või komplekteeritud sõidukitüübile, mis vastab asjakohastes õigusaktides kehtestatud tehnilistele nõuetele, võttes arvesse sõiduki komplekteerituse astet.

Kui kõik süsteemi ja osa kinnitused on olemas, loetakse sõiduk tüüpivastavaks tervikuna määratud tunnustusasutuses. Selle hinnangu annab asjakohane asutus konkreetses riigis, millel on sobivaid seadmed ja keskkond olemas. See kinnitus aktsepteeritakse kogu Euroopa Liidus ilma täiendavalt katsetamata kuni standard on uuendatud või sõiduki konstruktsiooni sisse viidud muudatused.

Kui sõidukile on väljastatud tüübikinnitus, peab tootjal olema kehtestatud kontroll protsessid, et saada toodangu vastavuse sertifikaat (COC – Certificate of Conformity) iga toodetud sõiduki kohta.

Toodangu vastavuse tunnustamine (COP – Conformity of Production) on lahutamatu osa kinnitamise protsessis. Sisuliselt tähendab see hinnangu andmist tootmisprotsessile tagamaks seda et iga toode on valmistatud vastavalt kinnitatud spetsifikatsioonile. Kui ettevõttes on ametlik kvaliteedijuhtimine paigas, nagu ISO 9001 või ISO/TS 16949, võib toodangu vastavuse (COP) kontrolltasest vähendada.



Sele 2.1. Erinevate tüübikinnituse võimalused

### Riiklik tüübikinnitus

Riiklik tüübikinnitus on liikmesriigi õiguses sätestatud tüübikinnitusmenetlus, mille kohaselt antud tüübikinnitus kehtib vaid kõnealuse liikmesriigi territooriumil.

Riikliku tüübikinnitusega on tegemist juhul, kui soovitakse registreerida välismaalt ostetud sõidukit. Toodud sõiduk näidatakse ette registreerida sooviva riigi vastavas ametis (Eestis on selleks Maanteeamet) kus registreerimiseelse ülevaatuse käigus selgub, kas sobiv tüübikood on juba olemas või mitte. Riikliku tüübikinnituse tulemusena tunnistatakse vastava ameti poolt, et sõiduki tüüp vastab antud siseriiklikele nõuetele.

Kui sõiduki tüübile ei ole omistatud riiklikku tüübikinnitust, tuleb sõiduki valmistajal, tema ametlikul esindajal või sissetoojal esitada vastavale ametile dokumendid, mille alusel see kas omistab riikliku tüübikinnituse või suunab sõiduki kontrollimisele või tüübikatsetusele.

Tüübikinnitusele mittekuuluvate sõidukite juures kontrollitakse registreerimiseisel kontrollil sõiduki kompleksust ja dokumentidele vastavust. Pärast kontrolli läbimist saab sõiduki registreerida ilma tüübikinnituse menetluseta.

Järgmiste sõidukite puhul võib tootja valida, kas taotleda EÜ tüübikinnituse andmist või täita asjakohaseid siseriiklikke nõudeid:

- haagised (R-kategooria) ja vahetatavad pukseeritavad seadeldised (S-kategooria);
- roomiktraktorid (C-kategooria);
- eriotstarbelised ratastraktorid (T4.1- ja T4.2-kategooriad).

Väikeseria riikliku tüübikinnituse võimalus haagistele uue seaduse raamistikus ei ole nähtud selleks võimalust.

Riikliku tüübikinnituse suurimaks eeliseks on selle mõnevõrra leebemad nõuded nii sõidukile endale kui ka tootjale. Näiteks on omavalmistatud sõiduki (haagise) korral rakendatav üksiksõiduki tüübikinnitus, mis on oma olemuselt samuti riiklik tüübikinnitus, kuid seda väljastatakse igale sõidukile individuaalselt. See tähendab et kõik omavalmistatud sõidukid läbivad tüübivastavuse kontrolli.

Riikliku tüübikinnituse suurimaks puuduseks on see et seda tuleb taotleda igas riigis eraldi kus soovitakse omatoodangut müüa. Sellega kaasneb suurem bürokraatia ning riiklike tehnonõuete suurest erinevusest tingitud sõidukite varustuse variatsioonid.

### **Lisa võimalused tüübikinnituse saamiseks**

Järgnevalt on toodud välja eraldi seisvate süsteemide, osiste või seadmestiku tüübikinnituse selgitused [5].

Süsteemi tüübikinnitus on tüübikinnitus, millega kinnitusasutus tõendab, et teatavat tüüpi sõidukisse sisseehitatud süsteem vastab asjakohastele haldusnormidele ja tehnilistele nõuetele.

Osise tüübikinnitus on tüübikinnitus, millega kinnitusasutus tõendab, et osis vastab sõidukist eraldi asjakohastele haldusnormidele ja tehnilistele nõuetele.

Eraldi seadmestiku tüübikinnitus on tüübikinnitus, millega kinnitusasutus tõendab, et eraldi seadmestik vastab ühe või mitme konkreetse sõidukitüübiga seoses asjakohastele haldusnormidele ja tehnilistele nõuetele. [5]

## 2.2. Sõiduki tüübi määratlus

Sõiduki tüübi määratlus on väga oluline tüübikinnituse seisukohast. Tüübikinnitus väljastatakse kõikidele eritüüpi sõidukitele eraldi ning kehtib sama tüübi sõidukite erinevatele versioonidele ja variantidele. Pealtnäha võib tunduda, et käesoleval ettevõttel on palju sõidukeid heaks kiita, kuid tegelikkuses võivad need taanduda vaid mõne erineva tüübi alla. Sisuliselt saab ühte tüüpi sõidukeid kõige paremini vaadelda kui sõidukeid, millel on kogum ühiseid tunnuseid (neid on kirjeldatud Euroopa Parlamendi ja Nõukogu määruses nr 167/2013) ning milles sõidukid ei erine üksteisest vähemalt järgmistes olulistest aspektides:

- kategooria;
- tootja;
- tootja antud tüübimärgistus;
- olulised konstruktsiooni- ja tehnilised tunnused;
- täisraam/poolraam/liigendraam (ilmsed ja põhilised erinevused). [6]

Sõidukitüübi jagunemine erinevateks variantideks – sama tüüpi sõidukid, mis ei erine üksteisest vähemalt järgmistes punktides:

- juhtteljed (arv, asukoht, ühendusviis);
- lubatud täismass ei erine üle 10 %;
- pidurdatavad teljed (arv);

Vastavalt Euroopa Parlamendi ja Nõukogu määrusele nr 167/2013 toimub metas- ja põllumajanduses kasutatavate sõidukite jaotumine kategooriatesse järgmiselt:

- T-kategooriasse kuuluvad kõik ratastraktorid;
- C-kategooriasse kuuluvad roomiktraktorid;
- R-kategooriasse kuuluvad haagised (Tabel 2.1);
- S-kategooriasse kuuluvad vahetatavad pukseeritavad seadmed.

Tabel 2.1. R-kategooria haagiste jagunemine alamkategoriatesse [6]

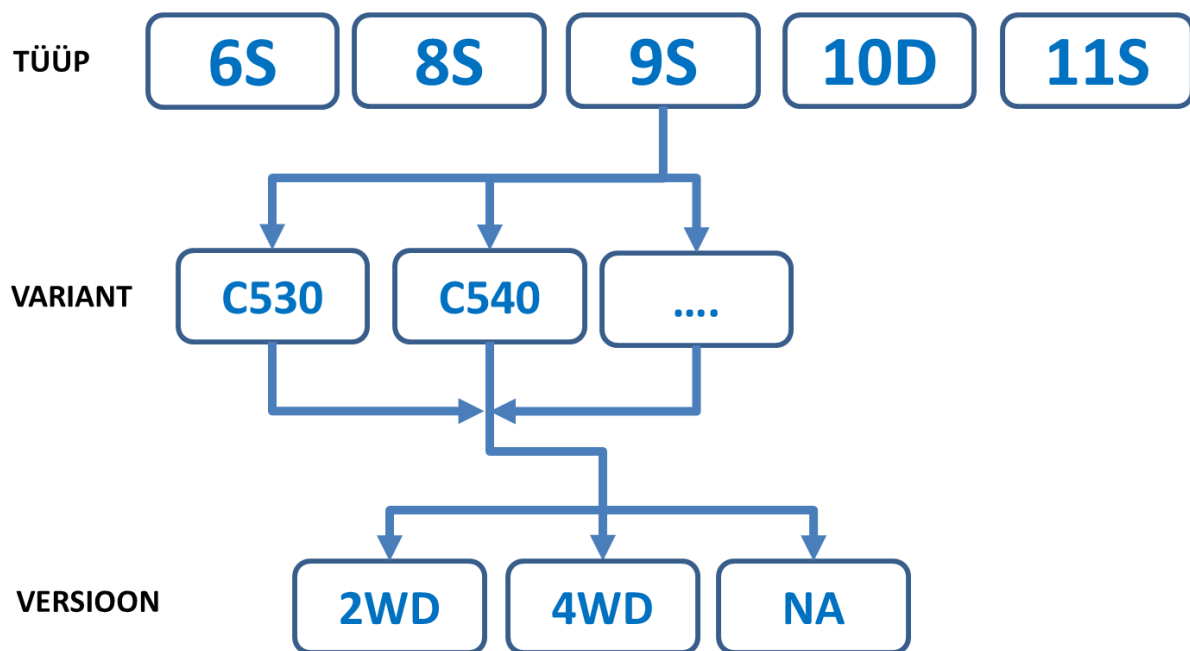
<b>Suurim teljekoormus</b>	<b>Suurim lubatud kiirus kuni 40 km/h</b>	<b>Suurim lubatud kiirus üle 40 km/h</b>
$\leq 1500$ kg	R1A	R1B
$> 1500$ kg $\leq 3500$ kg	R2A	R2B
$> 3500$ kg $\leq 21\ 000$ kg	R3A	R3B
$> 21\ 000$ kg	R4A	R4B

Sõiduki viimase valmistusastme tüübikinnitus antakse alles pärast seda, kui kinnitusasutus on kontrollinud, et viimases etapis tüübikinnituse saanud sõiduk vastab sel ajal kõigile kehtivatele tehnilistele nõuetele. See hõlmab kõiki mittekomplektsele sõidukile mitmeastmelise menetluse käigus antud tüübikinnitusega hõlmatud nõudeid puudutavate dokumentide kontrolli, isegi kui tüübikinnitus anti erinevale sõiduki (alam)kategoriale.

Mitmeastmelise tüübikinnituse korral, kui sõiduk on ehitatud rohkem kui ühes järgus, nagu näiteks üks tootja valmistab veermiku ning teine tootja paigaldab pealisehituse (näiteks kallurikasti vms.). Viimasel on vaja saada tüübikinnitus vastavalt iga baas sõiduki tootja veermiku tüübi kohta.

Kuid paljudes sõiduki valdkonnad ei ole hõlmatud tüübikinnitusega ja need ei mõjuta sõiduki tüüpi. Üldjuhul näiteks veokile paigaldatud kere ei mõjuta tüüpi, seega on võimalik lisada samal veokil baseeruvad kaubikud, kardinfurgoonid, kallurid ja madelautod ühtse tüübikinnituse alla.





Sele 2.2. Palms 9S haagise tüübi jagunemise näidis variandiks ja versiooniks. Variantidena on eraldi väljatoodud erineva metsatõstuki mudelid ning versioonina kas mittevedavad rattad, kaks ratast veavad või veavad kõik neli ratast.

### 3. METSAMAJANDUSES KASUTATAVA R-KATEGOORIA HAAGISE NÕUETELE VASTAVUSE ANALÜÜS

Tehnilised nõuded ja tingimused on reglementeeritud Euroopa Parlamendi ja Nõukogu määrusega 167/2013 (vastuvõetud 5. veebruar 2013), mille kohaselt peab tootjad tagama, et sõidukid, süsteemid, osised ja eraldi seadmestikud on kooskõlas asjakohaste nõuetega, sealhulgas nõuetega, mis käsitlevad [6]:

- sõiduki struktuuri terviklikkust;
- sõiduki juhtimise abisüsteeme, eriti seoses roolimis- ja pidurdamissüsteemidega, sealhulgas ajakohastatud pidurisüsteemid ja elektroonilised stabiilsuskontrollisüsteemid;
- sõiduki valgustussüsteeme;
- sõiduki välispoolt ja lisaseadmeid;
- seadmeid sõiduki omavolilise kasutamise takistamiseks;
- sõiduki identifitseerimise süsteeme;
- masse ja mõõtmeid;
- elektrilist ohutust, sealhulgas staatilist elektrit;
- tagumisi allasõidutõkkeid;
- rehve;
- mehhaanilisi haakeseadiseid, sealhulgas kaitset paigaldusvigade vastu.

Samuti peab tootja jälgima tööohutust käsitlevaid nõudeid, mis peavad tagama selle, et sõidukid projekteeritakse, ehitatakse ja komplekteeritakse nii, et sõidukil või sõidukiga töötavate isikute vigastusoht oleks minimaalne. [6]

Tootjad tagavad, et sõidukid, süsteemid, osised ja eraldi seadmestikud on kooskõlas käesolevas määruses sätestatud asjakohaste nõuetega, sealhulgas nõuetega, mis käsitlevad [6]:

- juhi kaitset ohtlike ainete eest;
- kasutusjuhendit;
- kaitset muude mehhaaniliste ohtude eest, sealhulgas kaitset karedate pindade, teravate servade ja nurkade, vedelikku sisaldavate torude purunemise ja sõiduki kontrollimatu liikumise eest;

- kasutamist ja hooldust, sealhulgas sõiduki ohutut puhastamist;
- kaitsepiirdeid ja kaitseeadiseid;
- teavet, hoiatusi ja märgiseid.

Lisas 2 on toodud välja eraldiseisvalt nõueteloetelu, mida rakendatakse Ra-kategooria haagise tüübikinnitamisel koos viidetega vastavatele õigusaktidele.

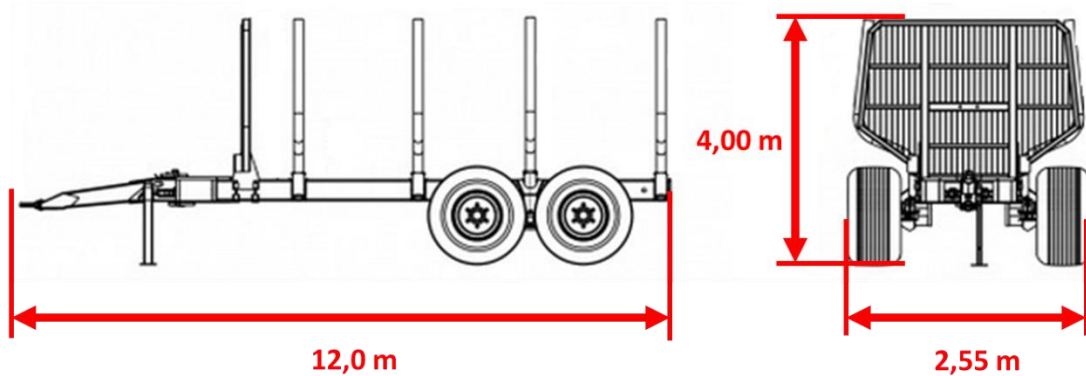
Järgnevalt on eraldi välja toodud olulisemad nõuded, mis käsitlevad sõiduki tüübimääramist ja tehniliste parameetrite võrdlust kehtivate nõuetega ning tüübikatsetuste läbiviimist nõudvate sõlmede ja detailide kohta.

### 3.1. Sõiduki mõõtmed ja massid

R-kategooria sõidukite suurimaid mõõtmeid ning masse reguleerib ja käsitleb Euroopa Komisjoni delegeeritud määrus 2015/208, ning mis kehtestab järgmised nõuded suurimate gabariitmõõtmete kohta (Sele 3.1.) [7]:

- sõiduki pikkus ei ületa 12 meetrit, mida mõõdetakse sõiduki pikitelje suhtes täisnurga all paiknevate vertikaaltasapindade kõige välimiste punktide vahelt, kuid millest väljapoole jäävad:
  - kõik peeglid,
  - kõik käivitusvändad,
  - kõik eesmised või külgmised ääretuled;
- sõiduki laius ei ületa 2,55 meetrit (arvestamata rehvikülgede läbipainet teega kokkupuutumise punktis), mida mõõdetakse sõiduki pikitelje suhtes paralleelselt paiknevate vertikaaltasapindade kõige välimiste punktide vahelt, kuid millest väljapoole jäävad:
  - kõik peeglid,
  - kõik suunatud, tagumised või külgmised ääretulelaternad ja kõik seisutulelaternad,
  - kõik kokkukäivad osad, nagu ülestõstetavad jalatoed ja painduvad poripõlled;
- sõiduki kõrgus ei ületa 4 meetrit, mida mõõdetakse maapinna ja sõiduki kõrgeima punkti (v.a. antenn) vahel. Kõrguse kindlaksmääramisel peavad sõidukil olema uued

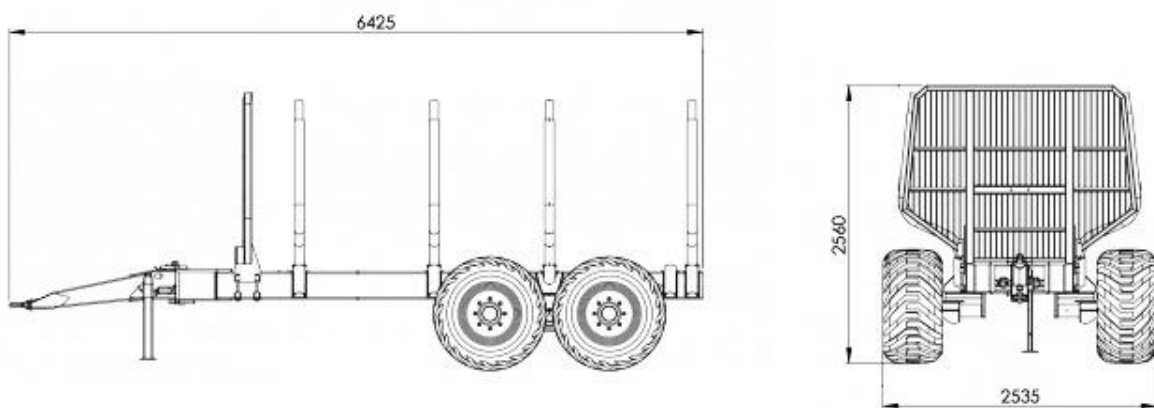
rehvid, mille suurima veereraadiuse (väljendatud kiiruse/ raadiuse indeksina) on kindlaks määranud nende tootja.



Sele 3.1. R-kategooria sõiduki lubatud suurimad mõõtmed

Eelpool toodud mõõtmete kontrollimine tuleb läbi viia töökorras sõidukiga tasasel horisontaalsel pinnal ning sõiduk peab olema tühi ja paigal seisma. Samuti ei tohi sõiduki külge olla kinnitatud eemaldatavaid seadmeid (tööriistu), mida on võimalik eemaldada ilma eritööriistadeta.

Võrreldes Palmse Mehaanikakoja poolt toodetud kõige suuremat metsaveohaagise Palms 15D gabariitmõõtmeid (samuti ka teisi haagise tüüpe, vaata Lisa 1) (Sele 3.2.) kehtivate suurimate piirmääradega võib väita et antud haagised vastavad selle kohastele tehnonõuetele.



Sele 3.2. Metsaveohaagise Palms 15D gabariitmõõtmed [1]

Suurimat täismassi käsitlevate nõuete juures tuleb tähelepanu pöörata sellele, et suurima täismassi määramisel vastaksid sellele ka piduri- ja roolisüsteemid. Kui piduri- ja roolisüsteemi tüübikatsetused on andnud rahuldava tulemuse, saab alles siis aktsepteerida tootja kehtestatud suurimat tehniliselt lubatud täismassi suurima lubatud täismassina.

R-kategoria haagise suurim lubatud tegelik mass kaheteljelise telikuga on vastavalt 18 tonni ja suurim lubatud teljekoormus veoteljel 11,5 tonni. Teliku koormus sõltub konkreetse haagise teliku telgede vahelisest kaugusest ning on esitatud tabelis 3.1.

Tabel 3.1. Kaheteljelise telikuga kesktelghaagise maksimaalsed massid ja teljekoormused [8]

<b>Teliku telgede vaheline kaugus, m</b>	<b>Suurim lubatud mass, tonni</b>	<b>Teliku koormus, tonni</b>	<b>Veotelje koormus, tonni</b>	<b>Vabatelje koormus, tonni</b>
< 1,0	18,0	11,0	11,5	-
≥ 1,0 kuni < 1,3	18,0	16,0	11,5	4,5
≥ 1,3 kuni < 1,8	18,0	18,0	11,5	6,5
≥ 1,8	18,0	20,0	11,5	8,5

Vastavalt Euroopa Nõukogu direktiivile 96/53EÜ (Lisa 1 punktid 3.1-3.3) määratletakse kõikide haagiste (s.h. O-kategooria haagiste) nii telgede kui ka telikute suurimad koormused. Siin juures peab arvestama sellega et kehtib vähim väärtus, näiteks tabelis 3.1 esimesel veerul toodud juhuse korral on teliku suurim lubatud koormus väiksem kui veoteljele lubatud koormus, s.t. kehtima jääb teliku koormuse nõue.

Palmse Mehaanikakojas toodetud maksimaalse suurima massiga on 15 tonnine haagis Palms 15D (vt. Lisa 1), mille teliku telgede vahe on 995 mm. Seega on suurima lubatud massi nõue täidetud (jääb alla 18 tonni) kuid ületatakse lubatud suurimat teliku koormust (teliku koormus on suurem kui 11 tonni). Sellise R-kategooria haagise korral mis kannab traktorile üle olulist vertikaalkoormust (haakeseadisele), peetakse haagise suurimaks lubatud massiks teljele langevate suurimate lubatud maaside summat (haagise mass võrdub teliku koormusega). See tähendab, et haagise Palms 15D korral oleks suurim lubatud mass 11 tonni. Kui tahetakse suurendada telikukoormust 15 tonnini, siis peab suurendama teliku telgede vahekaugust vähemalt 5 mm võrra. Küll aga vastavad haagise tüübid Palms 6S, 8S, 9S, 10D ja 11S käesoleva direktiivi nõuetega.

### **3.2. Tagumisele allasõidutõkkele esitatavad nõuded**

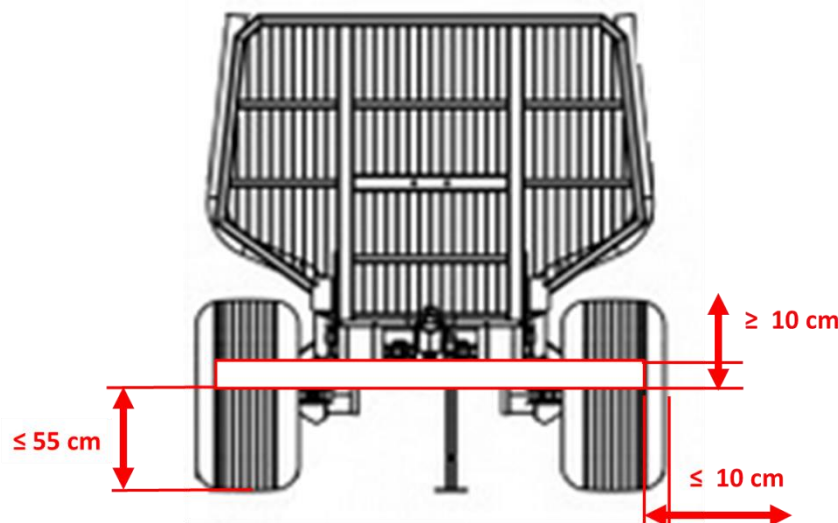
Põllu- ja metsamajanduses kasutatava Ra-kategooria haagisele esitatakse vaid tagumise allasõidutõkke nõue, Rb-kategooria haagistele lisanduvad veel külgmiste allasõidutõkke nõuded [6].

Tagumise allasõidutõkke (edaspidi tõke) eesmärgiks on paranda liiklusohutust tagades tõhusa kaitse tagant allasõidu vastu M<sub>1</sub>- ja N<sub>1</sub>-kategooria sõidukitel.

Tagumine tõke peab vastama järgmistele paigaldus nõuetele (Sele 3.3.):

- koosneb üldjuhul risttalast ning šassii peeltalade või neid asendavate osade külge kinnitatud ühendusosadest;
- peab olema paigaldatud sõiduki tagaosale nii lähedale kui võimalik;
- koormamata sõiduki korral ei tohi seadme alaserva kõrgus maapinnast üheski punktis olla suurem kui 55 cm;
- tõke ei tohi üheski punktis olla laiem tagateljest, ega olla sellest lühem rohkem kui 10 cm kummaltki poolt;
- risttala profiili kõrgus peab olema vähemalt 10 cm. [7]

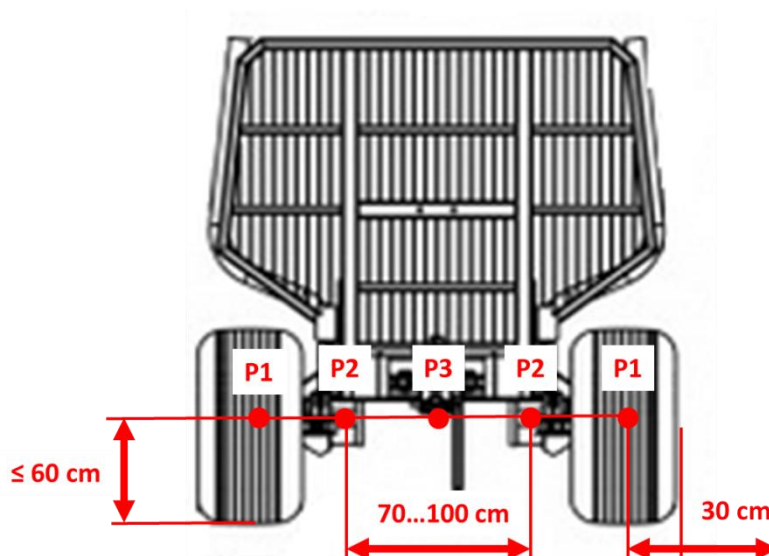
Tõke võib olla konstrueeritud ka nii, et selle asukohta sõiduki tagaosas on võimalik muuta. Sellisel juhul peab selle tööasendisse kinnitamiseks olema kindel viis, et oleks välistatud asukoha juhuslik muutus. Seadme kasutajal peab olema võimalik muuta seadme asetust, rakendades selleks jõudu, mis ei ületa 400 N. [7]



Sele 3.3. Tagumise allasõidutõkke minimaalsed mõõtmed ja paigutus [7]

Samuti esitatakse tagumisele tõkkele vastupidavus nõuded ning need loetakse täidetuks järgmistel tingimustel (Sele 3.4.):

- kui on tõendatud, et tõkke tagumise osa ja sõiduki tagumise ääre vaheline horisontaalkaugus punktides P1, P2 ja P3 ei ületa 40 cm ei kasutamise ajal ega pärast seda, mis tähendab seda et deformatsiooni ulatus ei tohi olla suurem kui 40 cm;
- mõlemale punktile P1 ja punktile P3 tuleb järjest rakendada horisontaaljõudu, mis moodustab 25 % sõiduki registrimassist, kuid ei ole suurem kui 50 kN;
- mõlemale punktile P2 tuleb järjest rakendada horisontaaljõudu, mis moodustab 50 % sõiduki registrimassist, kuid ei ole suurem kui 100 kN;
- punktidesse P1 ja P3 ning punktidesse P2 tuleb nimetatud jõud rakendada eraldi. Jõudude rakendamise järjekorra võib ette näha tootja;
- nimetatud jõud tuleb rakendada piisava liikuvusega (nt kardaanselt) ühendatud vaivasarade abil sõiduki keskpikitasandiga paralleelselt maksimaalselt 25 cm kõrguse (täpse kõrguse määrab tootja) ja 20 cm laiuse tugipinna kaudu, mille püstservade kumerusraadius on  $5 \pm 1$  mm ning mille keskpunkt asetatakse üksteise järel punktidele P1, P2 ja P3. [7]



Sele 3.4. Tagumisele allasõidutõkkele tüübikatsetuste käigus rakendatavate koormuste asukohad [7]

Selel 3.4. on toodud punktide P1, P2 ja P3 asukohad koos oluliste mõõtmetega. Punktid P1 paiknevad tagatelje rataste välisservade pikisuunalisest puutetasapinnast 30 cm kaugusel. Punktid P2, mis asetsevad punkte P1 ühendaval joonel, on sõiduki keskmise pikitasapinnaga sümmeetriliselt teineteisest 70–100 cm (k.a) kaugusel, kusjuures täpse asukoha näeb ette tootja. Punktide P1 ja P2 kõrguse maapinnast näeb ette sõiduki tootja tõket horisontaalselt

läbivate joonte piires. Koormamata sõiduki korral ei tohi kõrgus siiski olla suurem kui 60 cm.  
[7]

Erandina on väljatoodud juhused mille korral ei ole tagumise allasõidutukke kasutamine nõutud, milledeks on järgmised sõidukid:

- pukkhaagised ja muud samalaadsed haagised palkide või muude väga pikkade esemete vedamiseks;
  - mille puhul tagumine allasõidutõke raskendab nende kasutamist;
  - mille puhul tagumine allasõidutõke ei ühildu nende taha paigaldatud tööseadmetega.
- [7]

Eelpool toodud erandeid võib lugeda täidetuks ka käesolevas töös käsitletud haagiste korral, kuid on mõnevõrra ebamääraselt esitatud ning nende rakendamine võib sõltuda pigem tüübikinnituse asutuse ametnikest. Seega võiks valmisolek tagumise allasõidutõkke paigaldamiseks olemas olla.

### **3.3. Pidurisüsteemile esitatavad nõuded**

Põllu- ja metsamajanduse kasutataval R3-kategooriasse kuuluval haagisel peab sõidupidurisüsteem olema kas [9]:

- ahelpidurdusega või
- osapidurdusega või
- erandina pealejooksu pidurisüsteem tingimusel, et sõiduk kuulub R3a kategooriasse ning sellel pidurdatakse kõiki rattaid (juhul kui valmistajakiirus on kuni 40 km/h).

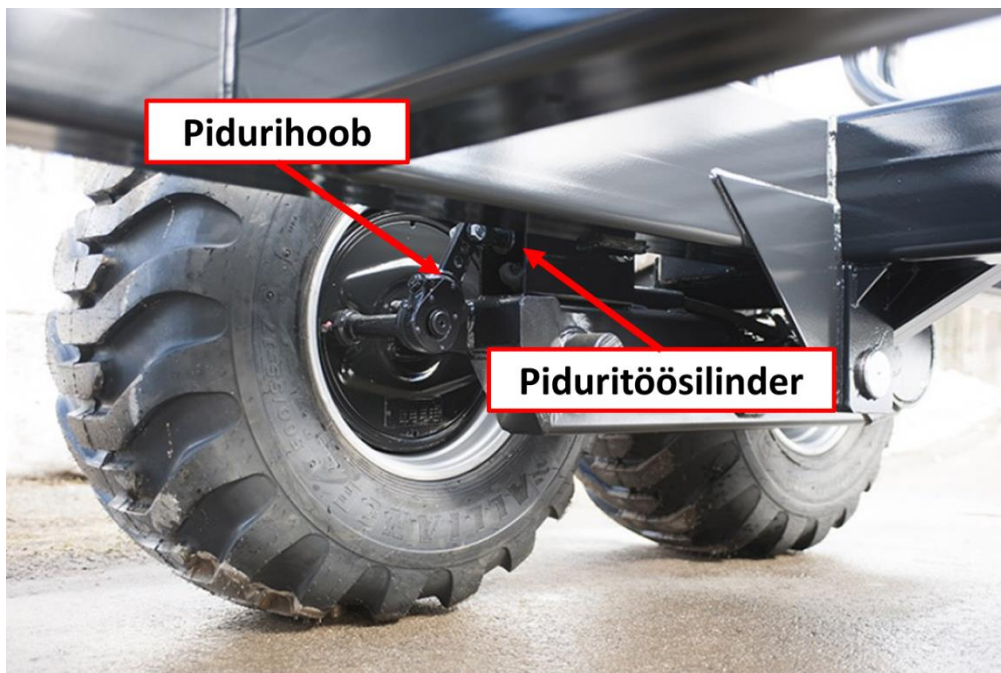
Ahelpidurdus on masinrongi pidurdamine järgmiste omadustega seadeldise abil [9]:

- astmelistelt käitatav ainujuhtseadis, mille käitab juht juhiistmelt ühe liigutusega;
- masinrongi pidurdamiseks kasutatav energia pärineb ühest ja samast allikast;
- piduriseadis tagab iga masinrongi koosseisu kuuluva masina samaaegse või sobiva ajanihkega pidurduse, olenemata nende asendist üksteise suhtes.



Osapidurdus on masinrongi pidurdamine järgmiste omadustega seadeldise abil [9]:

- astmelistelt käitav ainujuhtseadis, mille käitab juht juhiistmelt ühe liigutusega;
- masinrongi pidurdamiseks kasutatav energia pärineb kahest allikast;
- piduriseadis tagab iga autorongi koosseisu kuuluva sõiduki samaaegse või sobiva ajanihkega pidurduse, olenemata nende asendist üksteise suhtes.



Sele 3.5. Palms haagise pidurimehhanism [1]

Pidurite kulumine peab olema kergesti kompenseeritav kas käsi- või automaatreuleerimisega, siiski R3a-kategooria masinatel ei ole automaatsed regulaatorid kohustuslikud. Pidurisüsteem peab haakeriista automaatselt peatama, kui haakeühendus läheb haakeriista liikumise ajal lahti.

Igal kohustusliku sõidupidurisüsteemiga haakeriistal peab olema tagatud seisupidurdus ka juhul, kui haakeriist ei ole traktoriga ühendatud. Seisupidurisüsteemi peab saama rakendada maas seisev inimene.

Igal haakeriistal, millel on hüdrauliline sõidupidurisüsteem, peab pidurisüsteem olema projekteeritud nii, et lisavooliku lahtiühendamisel rakendub automaatselt seisu- või sõidupidurisüsteem. Haakeriistale võib paigaldada seadise, mis vabastab pidurid ajutiselt, kui sobivat traktorit ei ole. Sel juhul ühendatakse lisavoolik ajutiselt selle seadise külge. Kui lisavoolik seadise küljest lahti ühendada, rakenduvad pidurid taas automaatselt.

Õhkpidurisüsteemi korral, kui toitevoolik tühjeneb kiirusega vähemalt 100 kPa/s, peab rakendub haakeriista automaatpidurdus enne, kui rõhk toitevoolikus langeb 200 kPa-ni.

Pidurisüsteemidele ettenähtud tõhusust näitab peatumisteedekond ja/või täisaeglustuse keskmine väärtus. Pidurisüsteemi tõhusus määratakse peatumisteedekonna ja/või keskmise täisaeglustuse mõõtmise ning masina algkiirusega võrdlemise teel.

Pidurisüsteemi tõhususele esitatavad järgmised nõuded:

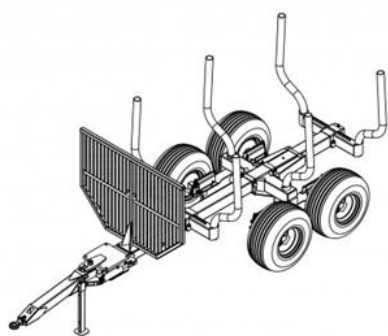
- Masinrongi vähim pidurdustõhusus ei tohi täis- ega tühimassiga olla alla  $4,5 \text{ m/s}^2$ , kui traktori maksimaalne kiirus on üle 30 km/h, ja
- alla  $3,2 \text{ m/s}^2$ , kui traktori maksimaalne kiirus on 30 km/h või alla selle;
- R3-kategooria haagise summaarne pidurdusjõud rakendatuna teepinnale peab olema vähemalt 50% sõiduki telikukoormusest [9]

Palmse Mehaanikakojas valmistatud haagistele paigaldatakse tehases vastavalt kliendi soovile kas hüdrauliline või pneumaatiline pidurisüsteem. Samuti sõltub paigaldatav pidurisüsteem konkreetse registererimis riigi tehnilistest nõuetest, näiteks Austrias on kohustuslikud hüdraulilised piduri. Seevastu Poolas ja Prantsusmaal eelistatakse pneumaatilise käitusega pidureid. Sellest erinevustest on tingitud ka suur variatsioon ja erinevus toodetud haagiste vahel (kui siia lisada veel kliendi valik kas pidurdavad telikul ainult esimese telje rattad või pidurdavad kõik neli ratast), millest omakorda on tingitud asjaolu et haagiste maaletooja peab paigaldama sõltuvalt asukohast täiendavad seadised või mehhanismid. Näiteks paigaldatakse Prantsusmaale müüdavatele haagistele edasimüüja poolt mehaaniline seisupidur.

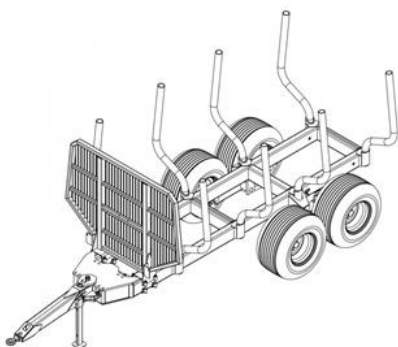
### **3.4. Haakesilmale ja veotiislile esitatavad nõuded**

Palmse Mehaanikakoda OÜ-s valmistatakse kolme erinevat tüüpi veotiisleid, milliseid kasutatakse järgmistel haagistel:

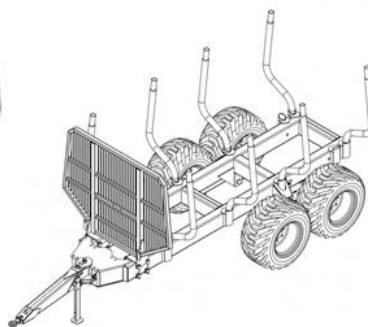
- Tüüp A, kasutatakse haagisel Palms 8S;
- Tüüp B, kasutatakse haagistel Palms 9S, 10D, 11S, 12D, 13D;
- Tüüp C, kasutatakse haagisel Palms 15D (Sele 3.6).



**Haagis PALMS 8S**



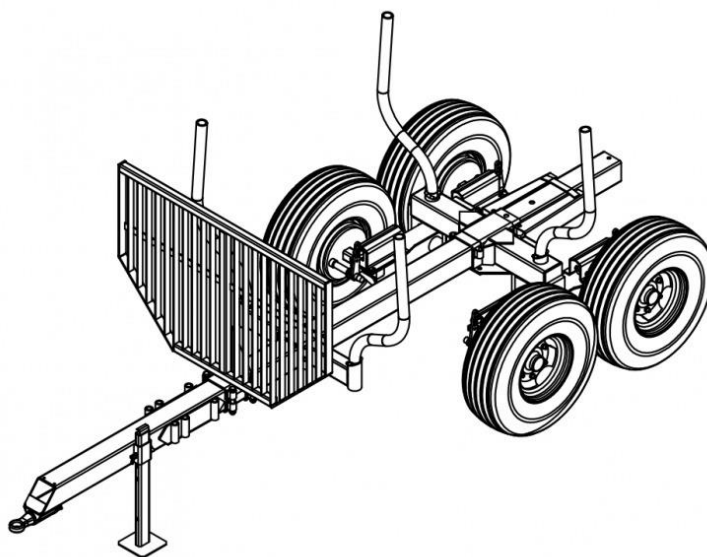
**Haagis PALMS 12D**



**Haagis PALMS 15D**

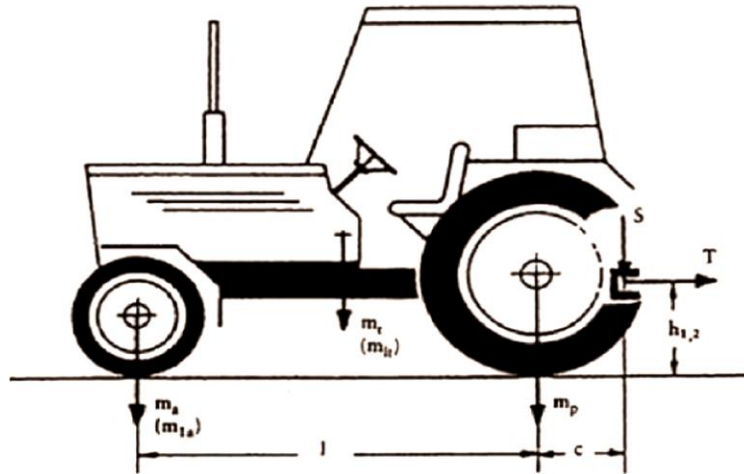
Sele 3.6. Erinevat tüüpi veetiislid PALMS metsaveohaagistel [1]

Kui näiteks haagisel puudub nn veetiisel selle klassikalises mõttes, nagu on see haagise Palms 6S korral (Sele 3.7), siis puudub vajadus selle eraldi tüübikinnitamise või kogu tüübikinnituse protsessis eraldi vaatluse järele.



Sele 3.7. Metsaveohaagis Palms 6S, mille puhul loetakse veetiisel haagiseraami lahutamatuks osaks ning ei vaja seetõttu eraldi tüübikinnitust (haakesilm peab siiski vastama tüübikinnituse nõuetele) [1]

Geomeetriliste piirangute ja nõuete kohapealt on kehtestatud veetiislitele vaid selle haakesilma kõrgus maapinnast [7].



Sele 3.8. Traktori haakeseadise kõrgus (h) maapinnast ning selle määramiseks vajalikud parameetrid [7]

Haagise veetiisli kõrgus maapinnast on määrataud järgmise seosega (Sele 3.8) [7]:

$$h_1 \leq \frac{(m_a - 0,2 \cdot m_t) \cdot l - (S \cdot c)}{0,6 \cdot (0,8 \cdot m_t + S)}$$

või

$$h_2 \leq \frac{(m_{la} - 0,2 \cdot m_t) \cdot l - (S \cdot c)}{0,6 \cdot (0,8 \cdot m_{lt} - 0,2 \cdot m_t + S)}$$

kus  $m_t$  on traktori mass, kg

$m_{lt}$  on lisaraskusega traktori mass esiteljel, kg

$m_a$  on tühimassiga traktori mass esiteljel, kg

$m_{la}$  on traktori mass esiteljel koos lisaraskusega esiteljel, kg

$l$  on traktori teljevahe, m

$S$  on vertikaalkoormus haakepunktile, kg

$C$  on mehaanilise haakeseadise nullkeskme ja traktori tagarataste telge läbiva vertikaaltasapinna vaheline kaugus, m.

### Katse spetsifikatsioonid

Konstruksiooniliste omaduste kontrollimiseks tuleb mehaanilistele haakeseadistele (samuti ka veetiislitele) teha järgmised tugevuskatsed:

- staatilised tugevuskatsed ja/või

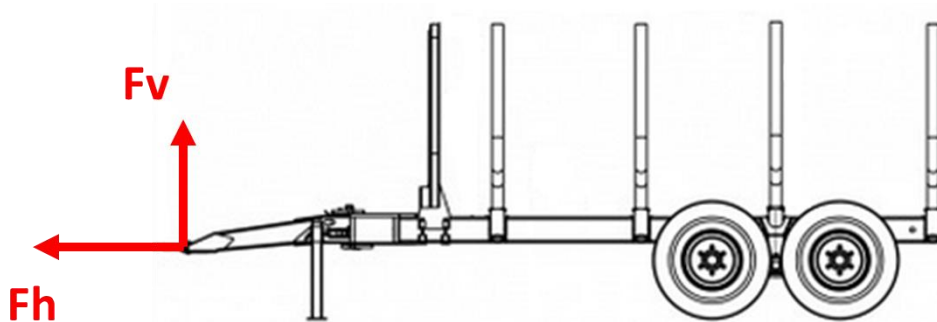
- dünaamilised kestvuskatsed (väsimuskatsed).

Staatilised katsed tuleb läbi viia tugevuse kontrollimiseks sellistel haagistel millede valmistaja kiirus ei ületa 40 km/h. Dünaamiline kestvuskatse tuleb läbi viia sellistel haagistel millede valmistaja kiirus on suurem kui 40 km/h. Dünaamilisi koormuskatsetusi võib rakendada ka haagiste korral mille valmistaja kiirus on või jääb alla 40 km/h, kuid selle võimaluse valib tootja ise.

Staatilised ja dünaamilised katsed viiakse läbi vastavalt Euroopa Komisjoni delegeeritud määruse nr. 2015/208 alusel, kuid katsetusi võib läbi viia ka vastavalt ÜRO Euroopa Majanduskomisjoni eeskirja nr. 55 alusel.

Staatilisel tugevuskatse rakendatakse järgmiseid eraldiseisvaid katsekoormuseid:

- haakeseadise keskmesse rakendatud vertikaalkoormus  $F_v$  ja
- horisontaalkoormus  $F_h$  (Sele 3.9).



Sele 3.9. Vertikaal- ( $F_v$ ) ja horisontaalkoormus ( $F_h$ ) veotiislil rakendatuna haakesilma keskmesse

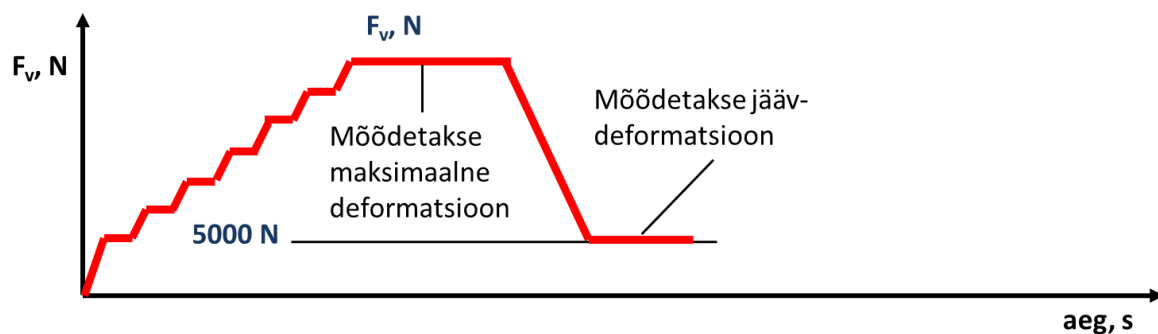
Esmalt tuleb katse läbi viia vertikaal katsekoormusega  $F_v$ , mis on staatilise katse korral määratud järgmise seosega [7]:

$$F_v = 3 \cdot S \cdot g \text{ N,}$$

kus  $S$  on haagise maksimaalne lubatud veotiisli staatiline koormus, kg

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

Vertikaalse katsekoormuse rakendamisel mõõdetakse maksimaalne deformatsioon ja katsekoormuse eemaldamisel kuni 5000 N juurde määratakse jäävdeformatsioon, mis ei tohi olla suurem kui 10% maksimaalsest elastsest deformatsioonist (Sele 3.10).



Sele 3.10. Staatilise katse läbiviimine vertikaalkoormuse  $F_v$  korral

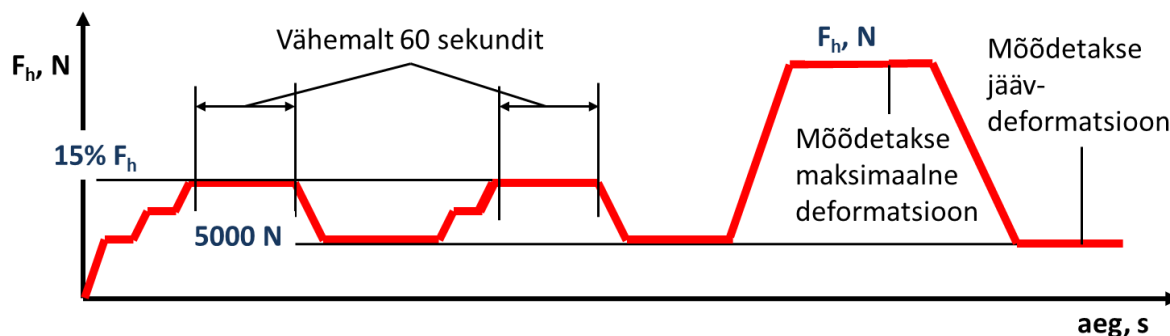
Järgnevalt viiakse läbi katse horisontaalkoormusega  $F_h$ , mis on staatilise katse korral määratud järgmise seosega [7]:

$$F_h = 1,5 \cdot m_g \cdot g \text{ N,}$$

kus  $m_g$  on haagise maksimaalne lubatud mass, kg

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

Haakeseadisele tuleb kõigepealt rakendada veoelset koormust, mis ei ületa 15% tõmbejõu koormusest  $F_h$ . Seda toimingut tuleb korrata vähemalt kaks korda, alustades nullkoormusest, mida järk-järgult suurendatakse, kuni on saavutatud ettenähtud koormus, ning siis vähendada kuni 5000 N- ni, nimetatud koormust tuleb säilitada vähemalt 60 sekundit (Sele 3.11).



Sele 3.11. Staatilise katse läbiviimine horisontaalkoormuse  $F_h$  korral

Lisaks peab deformatsioonikõver näitama korrapärast sujuvat tõusu vahemikus 5000 N kuni  $1/3$  maksimaalsest tõmbejõust  $F_h$ . Jäävdeformatsioon registreeritakse deformatsioonikõveral 5000 N koormuse suhtes pärast seda, kui katsekoormus on sellele tasemele tagasi viidud.

Jäävdeformatsiooni mõõdetud väärtus ei tohi ületada 25 % ilmnenu d maksimaalsest elastsest deformatsioonist.

Käesolevas töös käsitletud R3a-kategooria haagistel pole dünaamilised katsetused haakeseadistele ja veotiislile otseselt nõutud, kuid nende arvestamine ja rakendamine detailide projekteerimisel annab paremad suunitlused tagamaks toote pikaealisus.

Dünaamiliste kestvuskatsete korral rakendatakse vertikaal- ja horisontaalkoormused üheaegselt ning väljendatakse katsekoormusega  $F$ , mis määratakse järgmise seosega [7]:

$$F = \sqrt{F_h^2 + F_v^2} \text{ kN,}$$

kus  $F_h$  on horisontaalne koormus kestvuskatsel, kN

$F_v$  on vertikaalne koormus kestvuskatsel, kN.

Katsel rakendatakse jõudu mehaanilisele haakeseadisele, mida katsetatakse asjakohaste standardsete veorõngaste abil nurga all, mis moodustub katsekoormuse  $F_v$  vertikaalasendist katsekoormuse  $F_h$  horisontaalasendi suhtes esikülje ülaosast tagakülje alumise osani ulatuva pikisuunalise tasapinna suunal.

Vertikaal katsekoormus  $F_v$  on määratud järgmise seosega [7]:

$$F_v = \frac{1,5 \cdot S \cdot g}{1000} \text{ kN,}$$

kus  $S$  on staatiline veotiisli maksimaalne koormus, kg.

Horisontaal katsekoormus  $F_h$  on määratud järgmise seosega [7], kui kasutatakse muutuvat koormust:

$$F_h = \pm 0,6 \cdot D \text{ kN,}$$

või kui kasutatakse kasvavat koormust:

$$F_h = 1,0 \cdot D \text{ kN,}$$

kus  $D$  on tootja poolt määratud maksimaalne tõmbejõud, kN.

Niipalju kui võimalik tuleb kohaldada muutuvat jõudu sinusoidaalselt (muutuvalt ja/või tugevnevalt) koormustsükliga, mis sõltub kasutatavatest materjalidest.

Dünaamiline kestvuskatse viiakse läbi maksimaalse sagedusega kuni 30 Hz (ÜRO Euroopa Majanduskomisjoni eeskirja nr. 55 järgi kuni 35 Hz), mille väärtuse valimisel tuleb vältida resonantsefekti tekkimise võimalust.

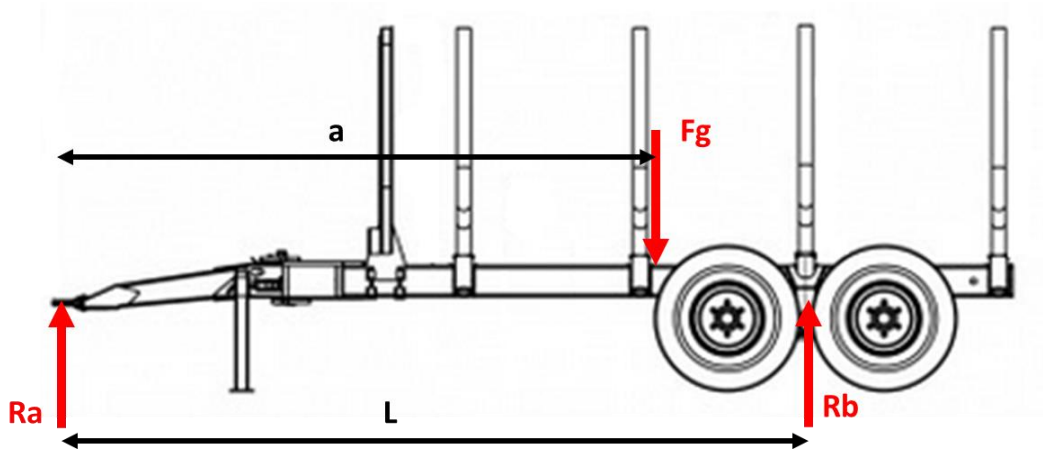
Terasest või valuterasest detailide puhul peab koormustsüklite arv olema  $2 \cdot 10^6$ , mille käigus ei tohi detail rebeneda või puruneda. Sellele järgnev rebenemiskatse tehakse värvi penetratsioonimeetodit või muud samalaadset meetodit kasutades. [7]



## 4. VEOTIISLI KOORMUS- JA TUGEVUSANALÜÜS

### 4.1. Veotiislile mõjuv vertikaalkoormus

Esmalt tuleb määrata veotiisli haakesilmale mõjuv vertikaalkoormus  $R_a$  ning haagise telikule mõjuv vertikaalkoormus  $R_b$  (koormusskeem on toodud seel 4.1.). Vastavalt saadud tulemustele tuleb valida sobilik haakesilm.



Sele 4.1. Haagise vertikaal toereaktsioonide  $R_a$  ja  $R_b$  määramine

$$\sum F = 0; R_a - F_g + R_b = 0,$$

kus  $R_a$  on vertikaalkoormus veotiisli haakesilmatsentris, kg

$R_b$  on teliku kaudu raamile mõjuv vertikaalkoormus, kg

$F_g$  on haagise täismass arvestatuna haagise raskuskeskmesse, kg

$$\sum M_a = 0; F_g \cdot a - R_b \cdot L = 0,$$

kus  $a$  on raskuskeskme kaugus haakesilmatsentrist, m

$L$  on telikutsentri kaugus haakesilmatsentrist, m.

Lahendades mõlemad võrrandid suurima täismassiga haagise kohta (Palms 13D) mis kasutab enam levinud veotiislit, ning saame veotiisli haakesilma vertikaalkoormuseks:

$$R_a = F_g - R_b = F_g - \left( \frac{F_g \cdot a}{L} \right) = 13\,000 - \left( \frac{13\,000 \cdot 4,065}{4,720} \right) = 1804 \text{ kg}.$$

Samasugune arvutuskäik viidi läbi kõikidel haagise tüüpidel (mudelitel), millel on kasutusel sama veotiisel (Tabel 4.1.).

Tabel 4.1. Erinevate haagise tüüpide (mudelite) korral haakesilmale mõjuv vertikaalkoormus

Mudel		9S	10D	11S	12D	13D
Mass	kg	9500	10000	11000	12000	13000
Koormaruum	mm	3930	3945	3920	3940	3940
Teljevahe	mm	4705	4720	4665	4720	4720
Raskuskese	mm	1965	1972,5	1960	1970	1970
a	mm	4020	4062,5	4025	4065	4065
b	mm	685	657,5	640	655	655
Ra	kg	<b>1383</b>	<b>1393</b>	<b>1509</b>	<b>1665</b>	<b>1804</b>
Rb	kg	<b>8117</b>	<b>8607</b>	<b>9491</b>	<b>10335</b>	<b>11196</b>

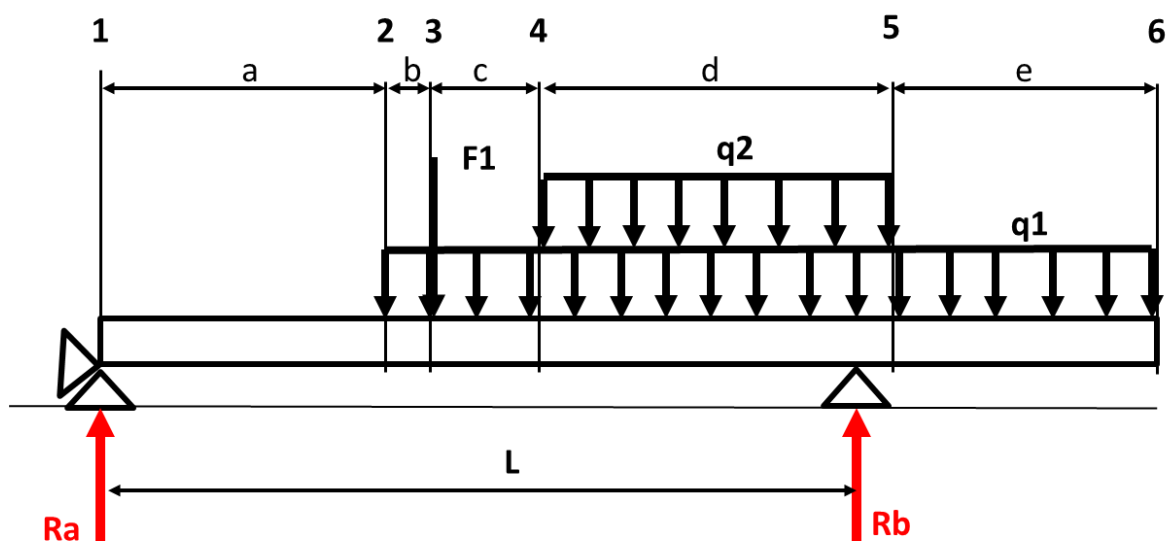
Eespool toodud arvutustes on maksimaalseks koormuseks  $F_g$  võetud maksimaalne lubatud telikukoormus antud haagisele ning rakendatuna haagise koormaruumi keskmesse. Antud lähenemine aga ei võimalda korrektselt arvesse võtta haagise omakaalu ning sellekülge kinnituvat lisavarustust (näiteks tõstukit koos tugijalgadega). Samuti peab arvestama koorma ühtlase jaotumisega koormaruumi pikkuse ulatuses.

Teiseks probleemiks on telikukoormuse  $R_b$  lubatud suuruse ületamine (vaata Tabel 4.1.), kus maksimaalne lubatud teliku koormus on 11,0 tonni ning arvutuslik telikukoormus on ligikaudu 11,2 tonni.

Täpsemaks koormusrežiimi määramiseks tuleb koostada mõnevõrra realistlikum koormusskeem (Sele 4.2), mille kaudu oleks võimalik määrata veotiisli ristlõikes põikijõud ja paindemomendid [9].

Arvutusskeemi koostamisel on võetud arvesse järgmised koormused:

- haagise omakaal jaotub kogu haagise pikkuses ühtlaselt (v.a. veotiislile);
- koormakaal (maksimaalne lubatud kaal) on jaotatud vaid osaliselt koormaruumi pikkuses (3,0 meetri ulatuses);
- täiendavalt on toodud välja metsatõstuki mass koos tugijalgadega.



Sele 4.2. Haagise realistlikum koormuskeem, tähised ja väärtused on toodud tabelis 4.2

Tabel 4.2. Koormusskeemil toodud tähised ja nende väärtused

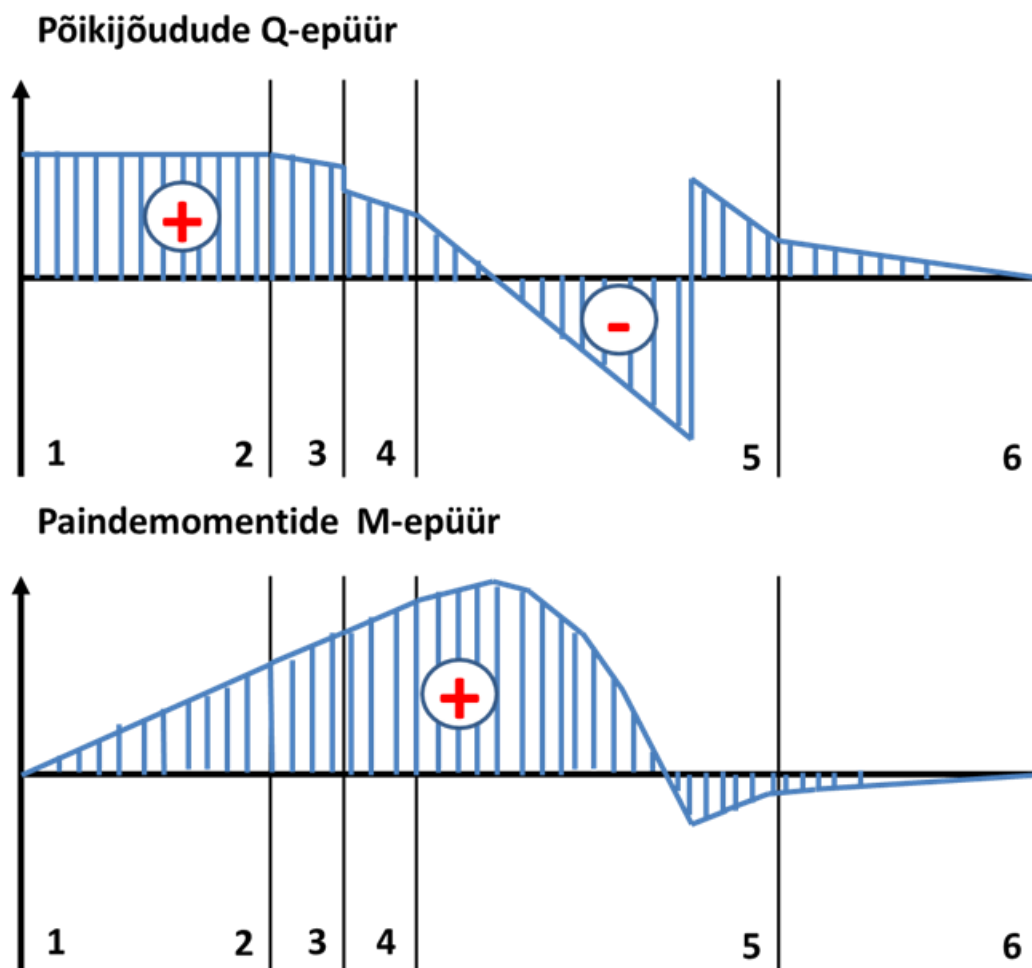
Nimetus	Tähis	Ühik	Väärtus	Nominaalväärtus
Veotisli vertikaalkoormus	Ra	kg	-	-
Telikukoormus	Rb	kg	-	-
Tõstuki mass	F1	kg	750	750 kg
Haagise omakaal	q1	kg/m	636,9	3000 kg
Koorma kaal	q2	kg/m	3083,3	9250 kg
Veotisli pikkus	a	mm	1325	1325 mm
Tõstuki keskme kaugus	b	mm	430	430 mm
Koorma asukoht tõstukist	c	mm	430	430 mm
Koorma pikkus	d	mm	3000	3000 mm
Koormaruumi vaba osa	e	mm	940	940 mm
Teljevahe (haakesilmast teliku keskmesse)	L	mm	4720	4720 mm

Sarnaselt eespool toodud lahenduskäiku kasutades leiame samuti toereaktsioonid ( $R_a$  ja  $R_b$ ), milledeks saame vastavalt:

- Veotislile mõjuv vertikaalkoormus  $R_a = 3\,131,9$  kg ja
- Teliku koormuseks  $R_b = 9\,868,1$  kg.

Selgub, et vertikaalkoormus erineb ligikaudu 1,7 korda eelnevast arvutuskäigus leitavast koormusest, mis on ka seletatav sellega et käesoleva haagise näol ei ole tegemist klassikalise kesktelghaagisega vaid pool- ja kesktelghaagise vahepealse variandiga.

Kui koorem nihutada teliku keskmesse (st haakesilmast 4,72 meetri kaugusele), siis väheneb vertikaalkoormus veetiisli haakesilmale ligikaudu 2 000 kg võrra (s.o 1 103,5 kg peale), samas suureneb ka telikukoormus 11 896,5 kg-ni. Siin kohal tuleb haagise tootjal kindlasti üle vaadata haagise kasutusjuhend, eriti mis puudutab koorma laadimist haagisele (ja koorma asukohta haagisel). Üldist haagise koormatust illustreerib põikijõudude (Q) ja paindemomentide (M) epüürid, mis on toodud Selet 4.3.



Sele. 4.3. Haagisele mõjuvad põikijõud ja paindemomendid (Q- ja M-epüürid)

Samuti peab veetiisli koormuste juures arvesse võtma ka pidurdamisel tekkiva kaalu ümberjaotumise haagise telikult veetiisli haakesilmale. Selleks peab arvesse võtma haagise täismassi korral oleva raskuskeskme kõrguse ( $h_c$ ), milleks võtame kõige kriitilisemal

koormatuse juhul maksimaalse koormaruumi kõrguse keskme asukohta maapinnalt ning leiame veotiislile mõjuva vertikaal koormuse pidurdamisel järgmiselt [11]:

$$R_{a,pid} = R_a + \left( \frac{m_g \cdot a_x \cdot h_c}{L \cdot g} \right) kg,$$

kus  $R_{a,pid}$  on veotiisli vertikaalkoormus pidurdamisel, kg

$R_a$  on veotiisli vertikaalkoormus staatilises olekus, kg

$a_x$  on maksimaalne pikiaeglustus, m/sek<sup>2</sup>

$L$  on haagise teljevahe, m

$h_c$  on raskuskeskme kõrgus maapinnast, m

$m_g$  on haagise kogumass, kg.

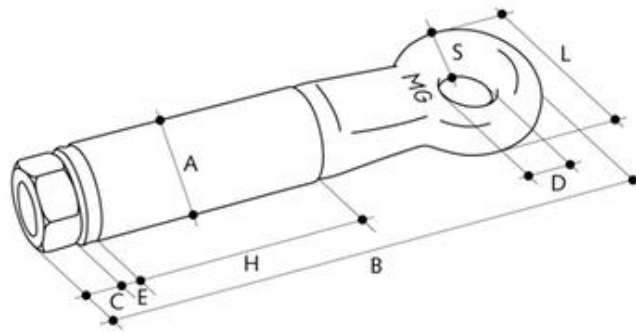
Lahendades võrrandi etteantud parameetritega saame veotiislile mõjuva vertikaalkoormuse pidurdamisel 5222,85 kg. Saadud tulemus on küllaltki suur ning see ületab haakesilmale lubatud maksimaalset vertikaalkoormust ligikaudu 2300 kg võrra.

## 4.2. Veotiislile mõjuv horisontaal- ehk veokoormus

Teine oluline koormuskomponent veotiislile on horisontaal- ehk veokoormus põhjustatud haagise vedamisest traktori haakes. Et konkreetse haagise suurim mass on 13 tonni siis tasasel maanteel liikudes võibki lugeda seda maksimaalseks veokoormuseks, kuigi on ühtlasel liikumisel võrdne vaid veeretakistusest tingitud koormusega (mis on oluliselt väiksem).

Käesoleval haagise veotiislil on kasutatud Metallurgica MG poolt toodetud haakesilma 189/74/ISO.1, mis vastab standardile ISO 5692 (Sele 4.4.). Selle haakesilma puhul on tootja maksimaalsed lubatud koormused:

- Vertikaalkoormus 3 000 kg;
- Horisontaalkoormus 20 000 kg.



Sele 4.4. Metallurgica MG poolt toodetud pöördpeaga haakesilm, mis tagab selle et veotiislile ei mõju väänekoormusi (teatud piirini) (vt. Lisa 3)

Samas tuleb arvesse võtta asjaolu, et tehnilised nõuded määratlevad samad kriteeriumid ka veotiislile mida rakendatakse haakesilmale. Seega peab haagise veotiisel taluma samasuguseid koormusi millega on sertifitseeritud haakesilm.

### 4.3. Veotiisli tugevusanalüüs

Esmalt on tugevusanalüüs teostatud olemasolevale veotiislile ning lähtutud on klassikalise tugevusõpetuse alustest [9]. Eelnevalt koostatud haagise põikijõudude ja paindemomentide epüürid (Sele 4.3.) annavad meile hea ülevaate ka veotiislile mõjuvatest sisejõududest, milledeks on järgmised suurused [9]:

$$Q = R_a \cdot g = 3131,9 \cdot 9,81 = 30,72 \text{ kN},$$

$$M_p = Q \cdot a = 30,72 \cdot 1,325 = 40,7 \text{ kNm},$$

kus  $R_a$  on veotiisli haakesilmale mõjuv vertikaalkoormus, kg

$g$  on raskuskiirendus,  $\text{m}/\text{sek}^2$

$Q$  on ristlõikes mõjuv põikijõud, kN

$M_p$  on maksimaalne paindemoment, kNm

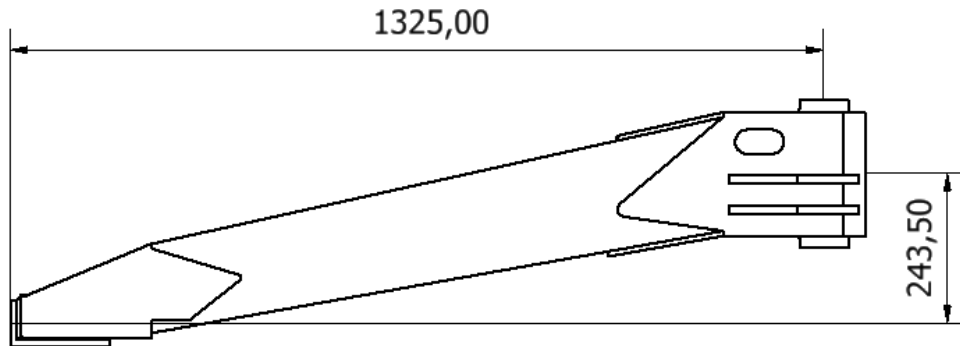
$a$  on maksimaalse paindemomendiga ristlõike kaugus, m.

Kui lisaks arvestada veokoormust, siis mõjub kriitilisse ristlõikesse veel täiendavalt paindemomenti  $M_{pII}$ :

$$M_{pII} = F_h \cdot l = 20\,000 \cdot 9,81 \cdot 0,2435 = 47,8 \text{ kNm},$$

kus  $F_h$  on veotiislile mõjuv horisontaalne koormus (veokoormus), N

$l$  on paindemomenti tekitav õlg, m.



Sele 4.5. Veotiisli kriitilisema ristlõike kaugused ja paindemomente tekitavad õlad

Klassikalise tugevusteooria kohaselt ei tohi kriitilises ristlõikes paindemomendi poolt põhjustatud pinged ületada lubatud materjali voolavuspiiri (Tabel 4.3.) ning avaldub järgmiselt [9]:

$$R_e \geq \max \sigma_p = \frac{M_p}{W_z},$$

kus  $\max \sigma_p$  on ristlõikes esinev maksimaalne pinge, MPa

$M_p$  on ristlõikes mõjuv paindemoment, Nm

$W_z$  on ristlõike telgvastupanumoment,  $m^3$ .

Tabel 4.3. Materjali S355J2 mehaanikalised omadused [10]

	Ühik	Tähis	Väärtus
Tihedus	kg/cm <sup>2</sup>	$\rho$	7850
Elastsusmoodul	GPa	E	210
Tõmbetugevus	MPa	$R_m$	470-630
Voolavuspiir	MPa	$R_e$	355
Poissoni tegur	-	$\mu$	0,3
Katkevenivus	%	A	22
Purustustöö	J	KV	27 (-20 °C)

Ristlõike telgvastupanumoment  $W_z$  sõltub selle kujust ja mõõtmetest (Sele 4.5.) ning avaldub lihtsa ristküliku kujulise ristlõike korral järgmiselt [10]:

$$W_z = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H} m^3,$$

kus  $B$  on ristlõike laius, m

$H$  on ristlõike kõrgus, m

$b$  on ristlõike siselaius, m

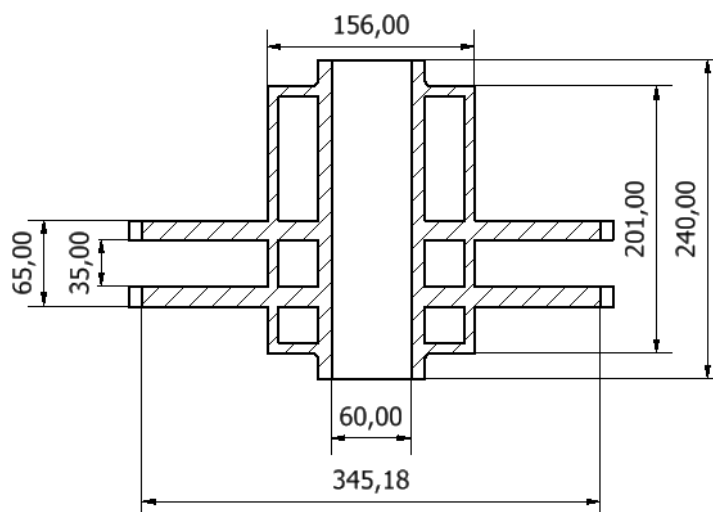
$h$  on ristlõike sisekõrgus, m.

Keerukamate ristlõigete suhtes on telgvastupanumomendi määramine arvutuslikult raskem ja seetõttu on võetud telgvastupanumomendiks tugevustingimuses arvestatud lihtsa ristküliku kujulise ristlõikega ning tulemused on esitaut tabelis 4.4.

Tabel 4.4. Tugevustingimused kriitilises ristlõikes ja suurimad pinged

	Paindemoment	Telgvastupanumoment	Maksimaalne pinge
Vertikaalkoormus	40,7 kNm	315,41e10-6	129,04 MPa
Horisontaalkoormus	47,8 kNm	315,41e10-6	151,55 MPa

Võttes arvesse et mõlema paindemomendi mõjusuund on sama, siis kogu pinge kriitilises ristlõikes on erinevate komponentide summa, milleks on ligikaudu 280 MPa ning mis jääb voolavuspiirist madalamaks (Tabel 4.3.).

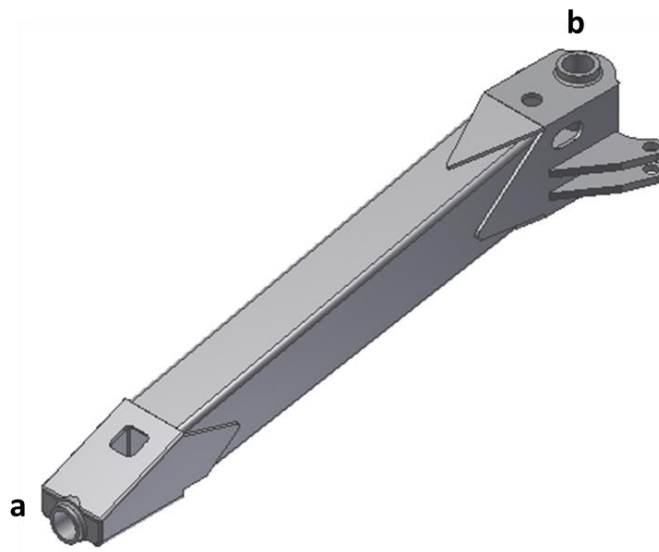


Sele 4.5. Maksimaalse paindemomendiga ( $M_p = 40,7$  kNm) koormatud ristlõige



Et veetiislile mõjuvad pändemomendid vähenevad koormuse rakendamise punkti suunas kuni nullini (vaata Sele 4.3.), siis võib ristlõige veetiisli pikisuunas olla ka väheneva suurusega.

Parema ülevaate saamiseks pinge olukorrast kogu veetiisli ulatuse on mõistlik rakendada arvutipõhist lõplike elementide analüüsi (LEM-analüüs). Selleks on esmalt vaja modelleerida veetiisel raalprojekteerimis keskkonnas (CAD keskkonnas) millele oleks võimalik eelpool nimetatud analüüsi rakendada (Sele 4.6).



Sele 4.6. Haagise veetiisli kolmemõõtmeline virtuaalmudel CAD-keskkonnas Autodesk Inventor 2012

Olemasoleva veetiisli kolmemõõtmelise mudeli loomisel võeti arvesse reaalsed mõõtmed ja materjali paksused ning kasutatav materjal (Tabel 4.3), kuid on modelleeritud kui ühtse homogeense detailina. Koostu modelleerimisel ühtse detailina (nn *Solid Part*) on järgmised eelised ja puudused:

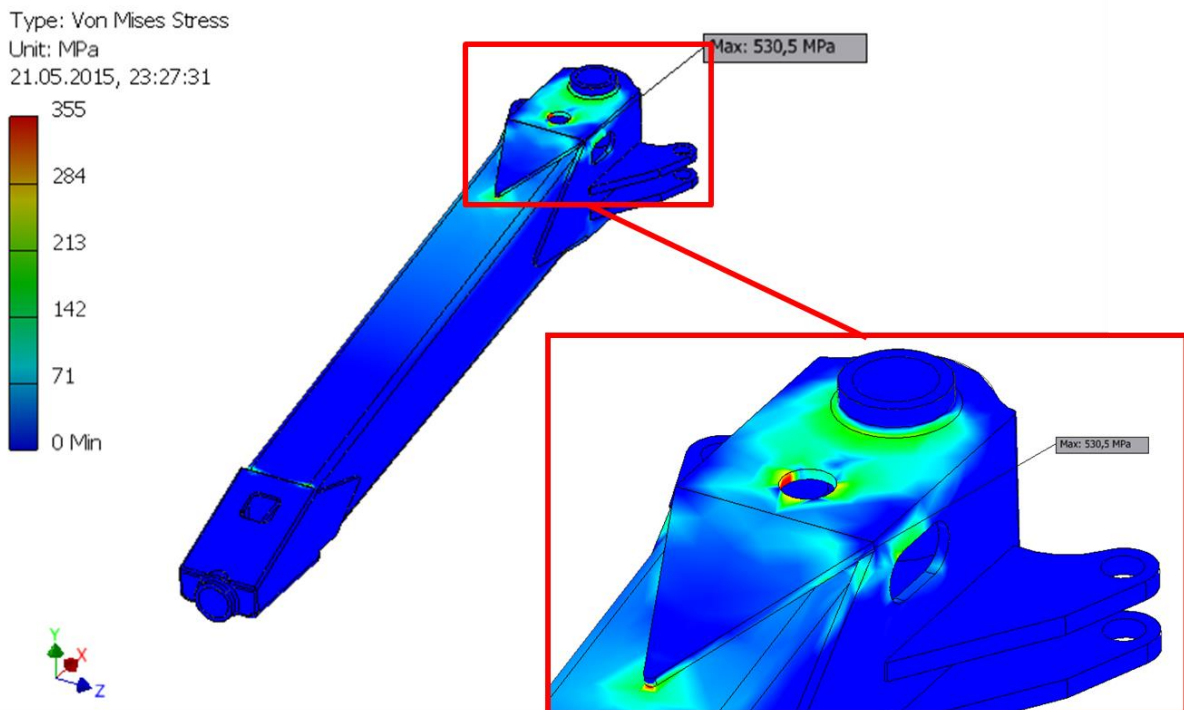
- Eelised:
  - Koormuste edasi kandumine erinevatelt detailidelt on paremini tagatud;
  - Lihtsustab detaili modelleerimist ilma et mudeli täpsus kannataks;
  - Annab hea ülevaate üldisest pingeolukorrast;
- Puudused:
  - Ei võimalda arvesse võtta koostamise eripärasid;

- Erinevate detailide ülekatted ei ole korrektselt defineeritud;
- Keeviskonstruktsioonis kannavad koormusi detailidelt edasi üldjuhul keevisõmblused, mis lihtsustatud mudelil puuduvad.

Eelnevalt toodud punkte arvesse võttes tuleb esmase tugevusanalüüsi juures pigem tähelepanu pöörata üldisele pingelukorrale ning välja selgitada kriitilisemad asukohad konstruktsioonis ning pingekontsentratsioonid.

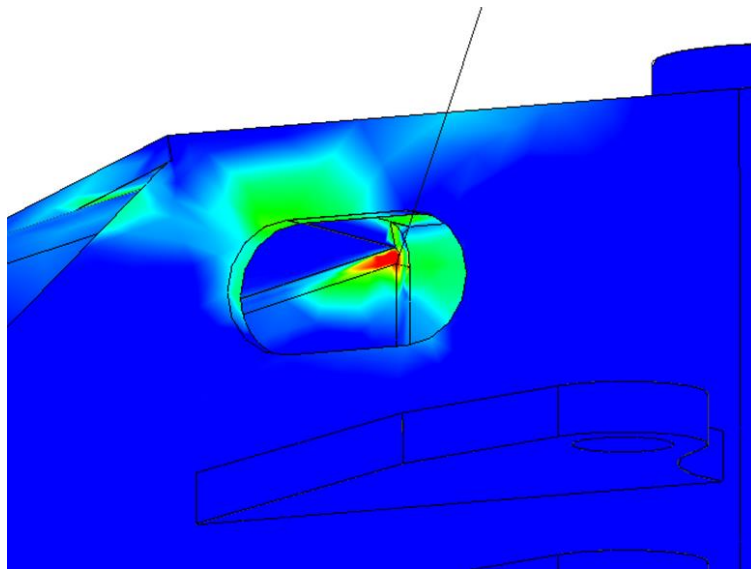
Tugevusanalüüsi läbiviimiseks tuleb eelnevalt määrata piirtingimused ja detailile mõjuvad koormused (samuti kasutatav materjal). Autodesk Inventor 2012 tugevusanalüüsi keskkonnas on määratud piirtingimused veotiisli liigendis b (vaata Sele 4.6) ja koormused järgmiselt:

- Liigendi silindrilisel sisepinnal on rakendatud radiaalsuunalise vabadusastme piiramine, teljesuunaline ja tangentsiaalne vabadusaste on jäetud vabaks;
- Vertikaalse vabadusastme piiramiseks on rakendatud liigendi silindri ülemisele ja alumisele otspinnale vertikaalsuunaline piirang, muudes sihtides on vabadusastmed jäetud vabaks;
- Koormused veotiislile on rakendatud punktis a (haakesilma hülss).

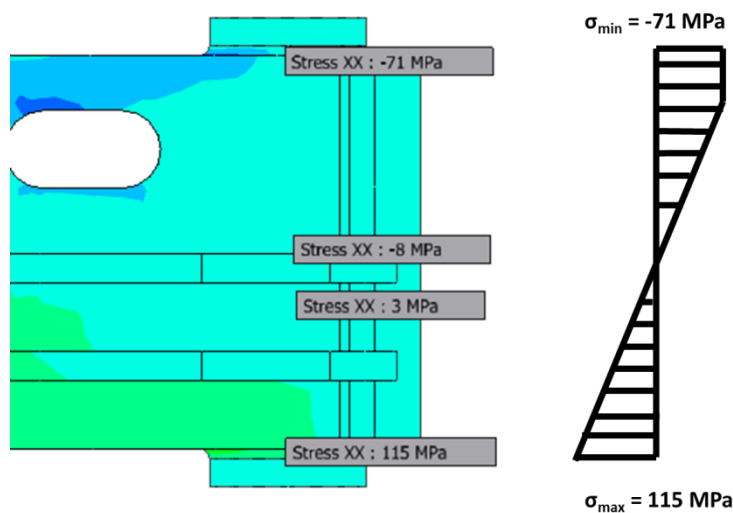


Sele 4.7. Esialgse veotiisli tugevusanalüüs vertikaalkoormuse  $F_v = 3\ 000\ \text{kg}$  korral. Maksimaalne ekvivalentpinge on 530,5 MPa

Selel 4.7 on toodud tugevusanalüüsi üldise pingeolukorra tulemus vertikaalkoormuse korral, kus konkreetselt ilmnevad suurenenud kohalikud pingeolukorrad (peamiselt ümber veotiisli maksimaalselt koormatud osa). Samuti on väljatoodud maksimaalse ekvivalentpinge asukoht (Sele 4.7 ja 4.8), mis antud juhul võib olla seotud pinge singulaarsusega ehk olukorraga kus pinge läheneb lõppmatusele. Tavaliselt on see tingitud sellest kus elemendi pindala läheneb nullile ja seega kasvab pinge lõpmata suureks. Antud juhu ongi tegemist geomeetriselise defektiga mudelis kus detaili külgede tipunurgad koonduvad üheks lõpmata väikseks punktiks ning selle pinge väärtust võib üldplaanis eirata.



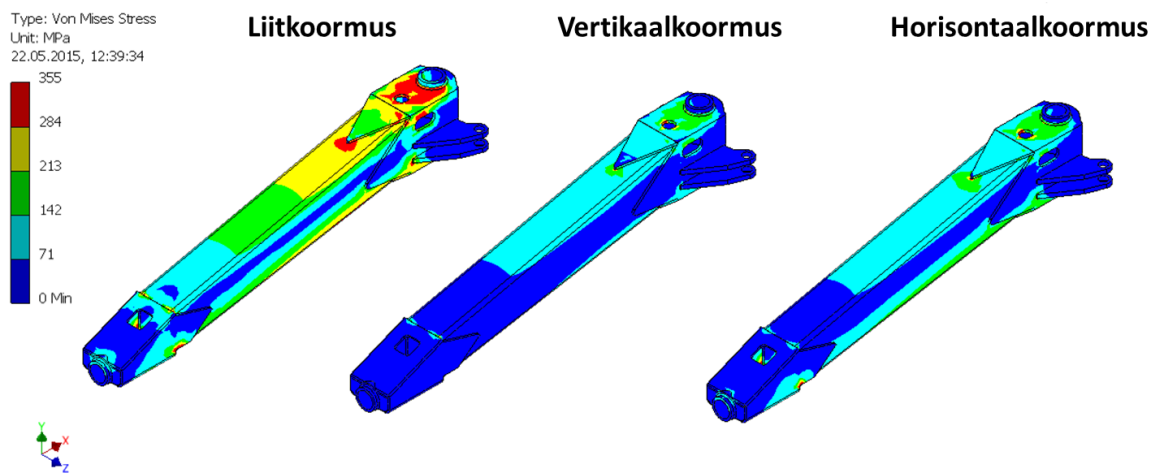
Sele 4.8. Maksimaalse ekvivalentpinge asukoht pikitala ümardusraadiuse sisepinnal



Sele 4.8. LEM-analüüsi tulemustest saadud paindepinged kriitilises ristlõikes

Pingeolukorra paremaks analüüsiks tuleks võrrelda klassikalise tugevusteooria alusel leitud pingeid LEM-analüüsiga saadud pingetega. Seel 4.8 on toodud kriitilise ristlõike normaalpinged ja neile vastav pingete epüür, kus maksimaalseks pingeks on 115 MPa. See on mõnevõrra väiksem kui eelnevalt arvatud 129 MPa, mis on pigem tingitud sellest et reaalne telgvastupanumoment on mõnevõrra suurem kui arvutustes aluseks on võetud (Sele 4.5).

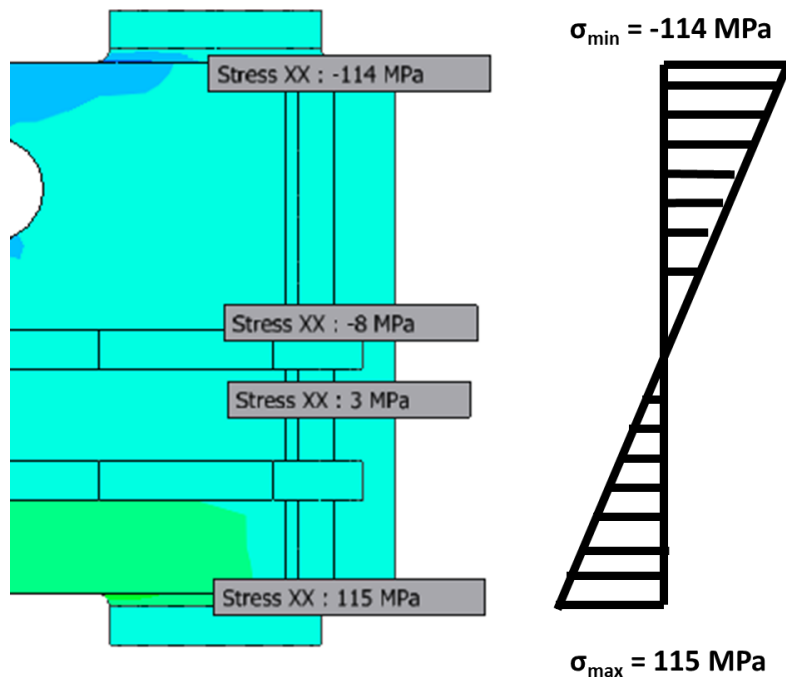
Järgnevalt teostati analüüs ka horisontaalkoormuse ning liitkoormuse (vertikaal- ja horisontaalkoormuse üheaegne rakendamine) korral. Saadud erinevate pingeolukordade võrdlus on toodud Seel 4.9.



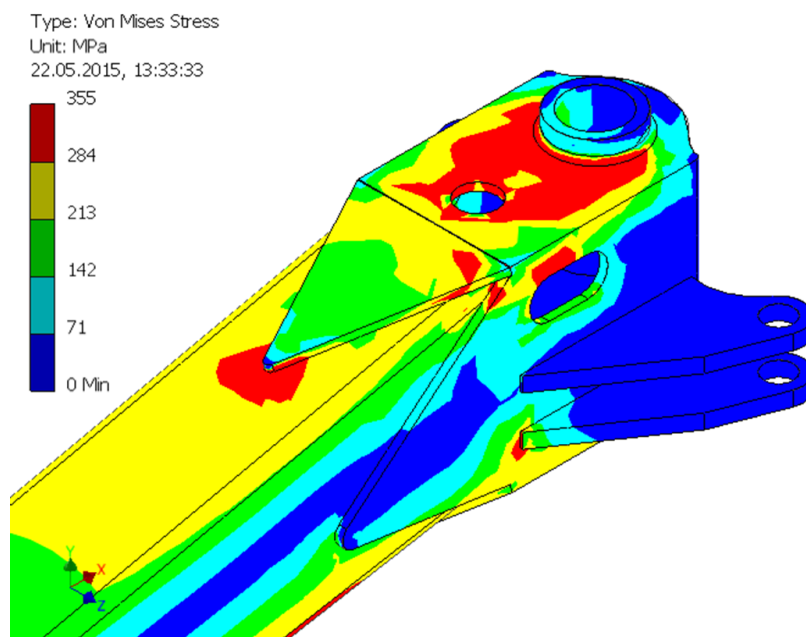
Sele 4.9. Ekvivalentpinged erinevate koormusolukordade korral.

Kui vertikaal- ja horisontaalkoormuste korral on üldine pingeolukord rahuldav, siis liitkoormuse ehk siis reaalse koormuse korral on pinged juba märgatavalt suurenenud (eriti maksimaalselt koormatud osas).

Kui vaadelda kriitilises ristlõikes esinevaid normaalpingeid siis ei erine need paljuski vaid vertikaalkoormuse pingeolukorrast, kasvanud on vaid survepinge -114 MPa-ni (Sele 4.10). Suurem pingete kasv on toimunud pigem veotiisli liigendi silindrist haakesilma poole (Sele 4.11).

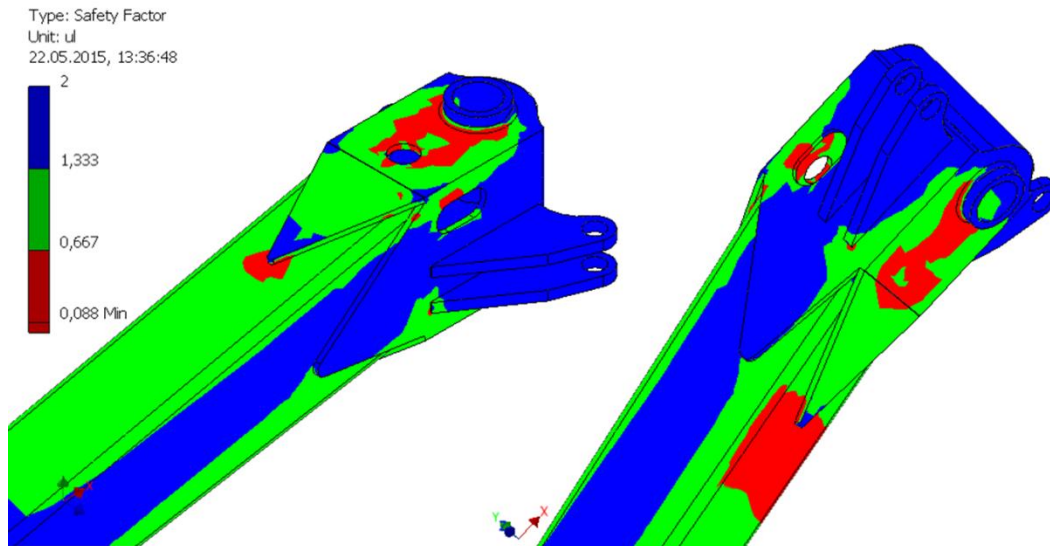


Sele 4.10. Liitkoormuse pingelolukord koos paindepingete epüüriga.



Sele 4.11. Liitkoormuse korral esinevad ekvivalentpinged. Punased regioonid on kohad kus pinge väärtus on kõige suurem (284... $\geq 355$  MPa)

Selgelt eristuvad igal koormusolukorral ühed ja samad kohad kus ekvivalentpingete väärtused on alati suurimad (Sele 4.11). Samuti kinnitab ka varuteguri väärtus sama trendi, mis omakorda põhjustaks pikemas perspektiivis just väsimus nähtusi (Sele 4.12). Siin juures tuleb meelde tuletada et arvesse on võtmata veel keevisõmblustest tingitud pingekontsentratooreid.



Sele 4.12. Veetiisli varutegur liitkoormuse olukorras

Varutegur  $S$  on määratud järgmiselt [9]:

$$S = \frac{\sigma_{eq}}{R_e}$$

kus  $\sigma_{eq}$  on ekvivalentpinge detailis, MPa

$R_e$  on materjali voolavuspiir, MPa.

Varuteguri tulemusi analüüside liitkoormuse korral on eeldatav et tüübikatsetuse staatilise koormuskatse korral, kus nõutavaks vertikaalkoormuseks on kolme kordne lubatud vertikaalkoormus, siis võib järeldada et sellise lahenduse korral see katse ebaõnnestuks ( $S < 1,0$ ).

Tabelis 4.5 on esitatud kõik erinevad koormusjuhud ja nende tugevusanalüüside tulemused.

Tabel 4.5. Tugevusanalüüsi tulemused

	<b>I katse</b>	<b>II katse</b>	<b>III katse</b>	<b>IV katse</b>
Vertikaalkoormus ( $F_v$ )	30 kN	0 kN	30 kN	90 kN
Horontaalkoormus ( $F_h$ )	0 kN	200 kN	200 kN	0 kN
Maksimaalne ekvivalentpinge ( $\sigma_{eq}$ )*	336 MPa	360 MPa	358 MPa	576 MPa
Maksimaalne deformatsioon ( $\delta$ )	4,96 mm	7,58 mm	16,70 mm	14,66 mm
Vähim varutegur ( $S$ )	1,05	0,99	0,30	0,22

### Järeldused tugevusanalüüsist

Tugevusanalüüsi põhjal võib teha järgmised järeldused:

- Üksikute koormusolukordade korral on üldine pingeseisund suhteliselt hea;
- Liitkoormuse olukorras on ekvivalentpinge väärtused oluliselt suuremad ning varutegur sellel juhul jääb kriitilisemates kohtades alla 1;
- Kui vertikaalkoormuseks võtta staatilises tüübikatse esitatud koormuseks 90 kN, siis tulemused on väga kriitilise;
- Probleemiks võib osutuda liialt elastne (õhukese seinaga) liigendi pealmine ja alumine osa võrreldes liigendi silindri kinnituskõrvade ja liigendi teljega;
- Eelnevast põhjustatud ka siis pingekontsentraatorid ja suured deformatsioonid;
- Samuti võib põhjusena välja tuua liialt suure jäikusega veotiisli keskosa (pikitala) võrreldes suurima koormatusega liigendi osa.

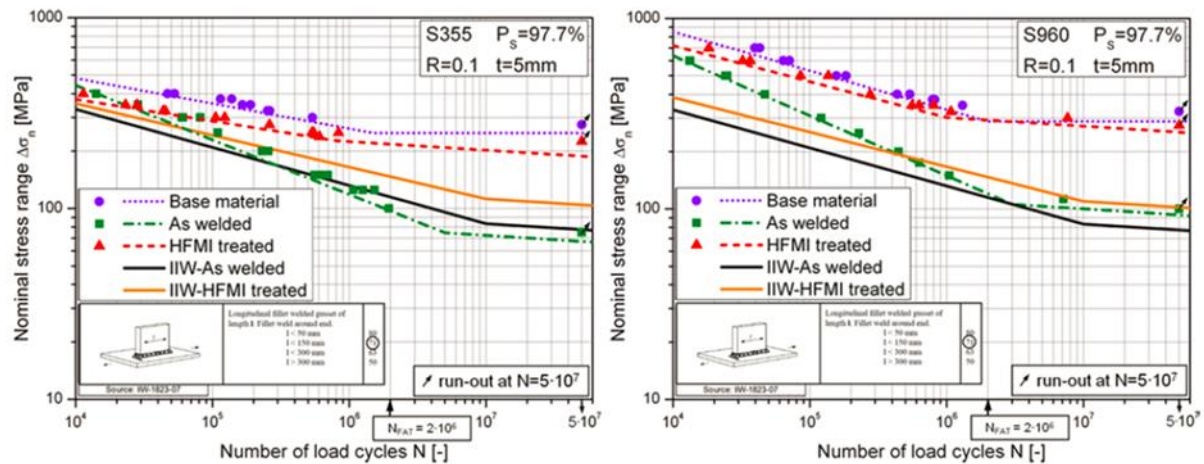
#### 4.4. Veotiisli väsimusanalüüs

Väsimusanalüüsi eesmärgiks on saada ülevaade olemasoleva veotiisli kestvusest ning saada ülevaade võimalikest ohtlikest kohtades kus võib esineda väsimuspragusid. Kuigi tüübikinnituse seisukohast ei ole väsimusanalüüs ja kestvuskatse nõutud, annab see tootjale võimaluse paremini aru saada oma toote koormustingimustest ning võimaldab järgnevate toodete juures neid teadmisi arvesse võtta.

Tüübikinnituse määruises 2015/208 on kirjeldatud kestvuskatse ülesehitust ja tingimusi millistele peab haakesilm ja veotiisel vastama (vaata ptk. 3.4). Antud analüüsi juures huvitab meid millise koormusega katse läbi viiakse ja milline on koormuse amplituut. Sarnastel tingimustel on läbi viidud ka virtuaalne väsimusanalüüs ANSYS Workbench 14.5 tarkvara keskkonnas, kus kolmemõõtmeline virtuaalmudel on otse viidud sellesse keskkonda ning on rakendatud samad piirtingimused mis tugevusanalüüsi korral (vaata ptk. 4.3).

Koormusena on rakendatud nii vertikaal- kui ka horisontaalkoormused, katsekoormus on nende komponentide summa. Kuid varieeruva koormusena käsitletakse ainult horisontaal koormust, see tähendab et vertikaalkoormus hoitakse konstantsena ning muudetakse horisontaalkoormust amplituudiga  $\pm 0,6$ , mis tähendab seda et pingetsükli asümmeetriategur R on võrdne -1. [13]

Kui koormus- ja piirtingimused on määratud siis viib tarkvara läbi analüüsi mille käigus võrdleb konstruktsioonis tekkivaid pingeid ja nende amplituute vastava materjali väsimuskarakteristikuga (S-N tunnusjoon) (Sele 4.13). [14] [15]



Sele 4.13. Konstruktsiooniterase S355 ja S960 S-N kõverate võrdlus (lilla joon). Samuti on toodud välja väsimuskarakteristikut halvendava (roheline joon) ning parandava meetme mõju (punane joon) [13]

Kui on võimalus kasutada kasutatava materjali (antud juhul konstruktsiooniteras S355) Konstruktsiooni väsimust mõjutavad järgmised tegurid [9] [13] [14] [15]:

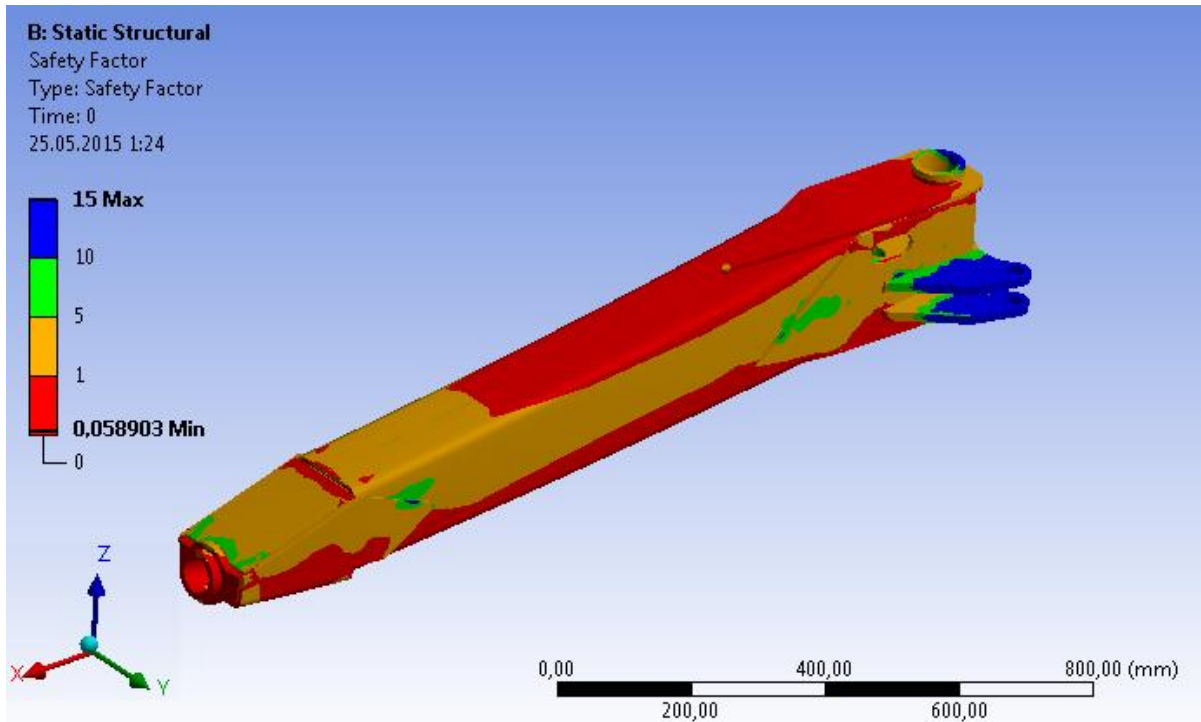
- Pingete amplituud;
- Mastaabitegur;
- Pingekontsentratsiooni mõju;
- Pinnakvaliteedi tegur;
- Keevisõmbluse termiline mõjutsoon.

Et antud töö puhul on käsitluse all just keeviskonstruktsioon siis tuleb selle mõjuga arvestada või vähemalt hinnata selle negatiivset või ka positiivset mõju. Samuti tuleks välja tuua võimalused kuidas keevisõmbluse väsimustugevust parandada.

Üheks paremaks keevisõmbluse väsimuse vähendamise viise on kasutada võimalikult vähesel arvul keevitamist või viia keevised sellistesse piirkondadesse kus üldine pinge olukord kõige madalam. Kui analüüsida veetiisli tugevusanalüüsi tulemusi siis selgub et suuremalt jaolt ongi kõrgelt (suurema pingega) koormatud just keevisõmbluste asukohad (Sele 4.9).



Või kui analüüsida virtuaalse kestvuskatse tulemusi siis on vähim varutegur selles piirkonnas kus asuvad keevisõmblused (Sele 4.14). Küllaltki kõrge pingekontsentraator asub haakeseadme piirkonnas ning selle üleminekul (mida ühendab keevisõmblus) veotiisli pikitalale. Teine kriitiline piirkond on veotiisli liigendi piirkonnas, täpsemalt hüdrotsilindri konitus kronsteini ja liigendi korpuse vahel.



Sele 4.14. Olemas oleva veotiisli väsimusanalüüs. Punase värviga alad tähistavad varuteguri väärtusi  $< 1$  vahelduva koormuse korral

Üks võimalustest vahendada nendes piirkondades pingelukorda (seega suurendada varutegurit), on suurendada lehtmaterjali paksust ja vähendada keevisõmbluseid (kus koormust kannab keevisõmblus).

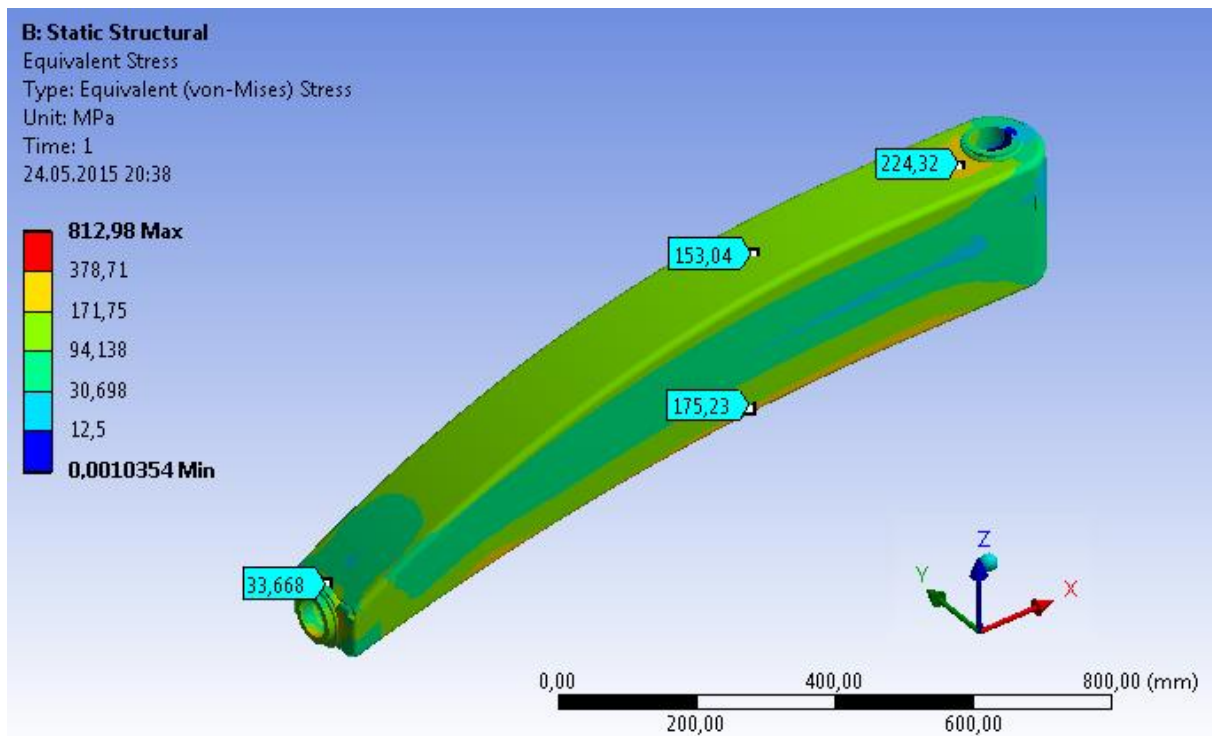
Samuti on võimalik parandada keevisõmbluse väsimuskarakteristikut seda töödeldes kõrgsagedusliku mehhaanilise impulsi (HFMIT – High Frequency Mechanical Impact Treatment). [13] Mõningal määral aitab antud veotiisli puhul ka väsimustugevust üldiselt parandada detaili (või koostu) mehhaaniline haaveldamine (mootori kepsude korral rakendatav).

## 5. UUE VEOTIISLI PROJEKTEERIMINE

Uue alternatiivse konstruktsiooni lahendusega veotiisli projekteerimisel on võetud lähtealuseks peamiselt tugevus- ja väsimusanalüüsi tulemused ning seatud järgmised eesmärgid:

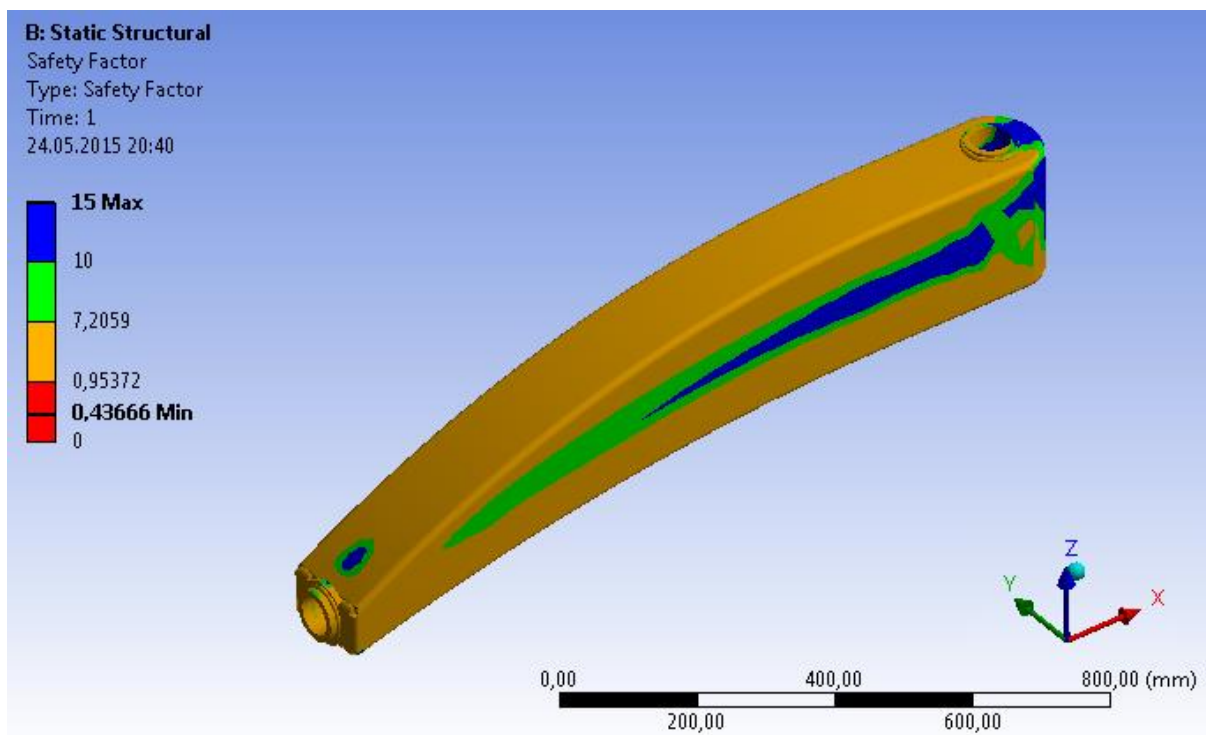
- Veotiisli üldmõõtmed peavad säilima samad;
- Veotiisli ühendamine haagisega peab jääma võimalikult algupäraseks;
- Lihtsustada koostamise ja tootmise protsessi;
- Vähendada keevisõmbluste pikkust ja kogust.

Esimese kontseptsiooni lahendusena lähtuti „idealiseeritud“ veotiisli pikitala kujust, mis vastaks ristlõigetes tekkivate koormuste (paindemomendi) olukorrale (Sele 5.1). Samuti on proovitud selle mudeli juures rakendada võimalikult ühtlast ristlõike muutust, kuid see ei ole aga käesoleva ettevõtte tootmistehnoloogia (samuti ka tootmiskulude) poolest kõige soositum. See tõttu ei arendatud antud kontseptsiooni edasi, küll aga sai olulist teavet lehtmaterjali paksuse mõju kohta. Olemas oleva veotiisli lehtmaterjali paksus on 8 mm ning esimese kontseptsiooni korral kasutati materjali paksusena 10 mm.



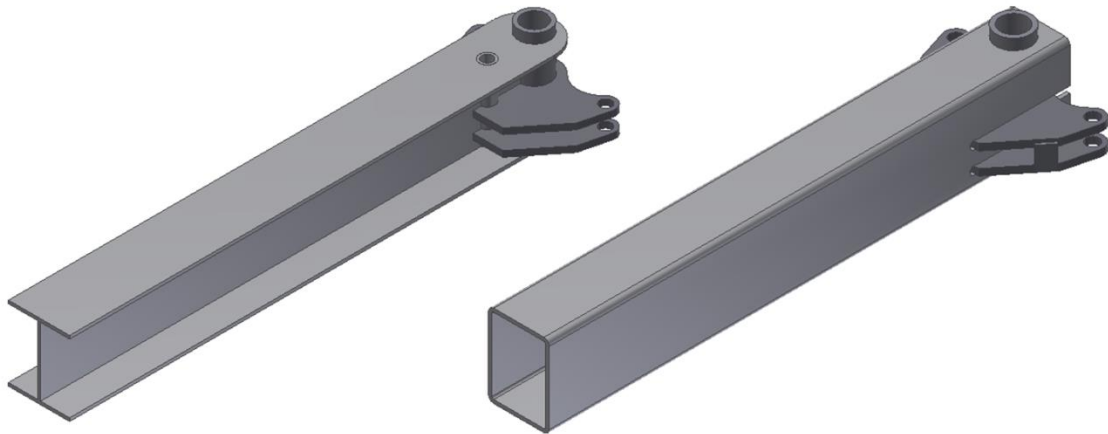
Sele 5.1. Üks esmaseid kontseptsioone veotiisli alternatiivse konstruktsiooni lahendusega. Liitkoormuse korral on pingete jaotumine terve konstruktsiooni ulatuses suhteliselt ühtlane

Selel 5.2. on toodud esimese kontseptsiooni tugevusanalüüsi käigus arvatatud varuteguri jaotus kogu koostu ulatuses. Selgelt on eristatav suhteliselt suur varutegur ( $S > 1$ ) üle kogu pikilõike, kusjuures maksimaalne küündib 15-ni. Olgugi et materjali paksusega on võimalik väga edukalt pingeid vähendada muudab see aga samavõrra ka konstruktsiooni omakaalu, antud juhul siis ligikaudu 20%.

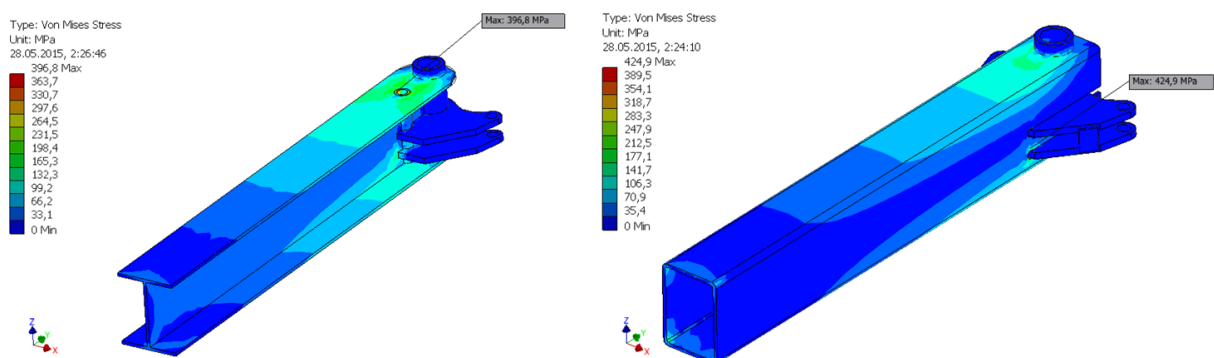


Sele 5.2. Esimese kontseptsiooni varuteguri analüüs

Järgnevalt lähtuti veetiisli pikitala ristlõike profiili võimalike alternatiivide analüüsil, mõjutab ju ristlõike telgvastupanu moment enim antud ristlõike pingeolukorda. Vaatluse alla võeti I-profiil ning ristküliku kujuline profiil (Sele 5.3).

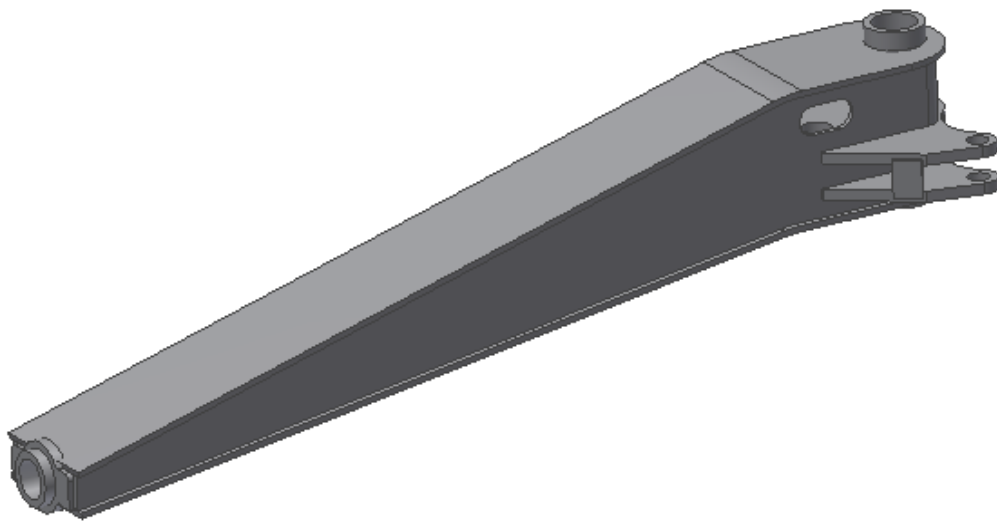


Sele 5.3. Veetiisli erinevad pikitala ristlõiked kontseptsiooni analüüsis



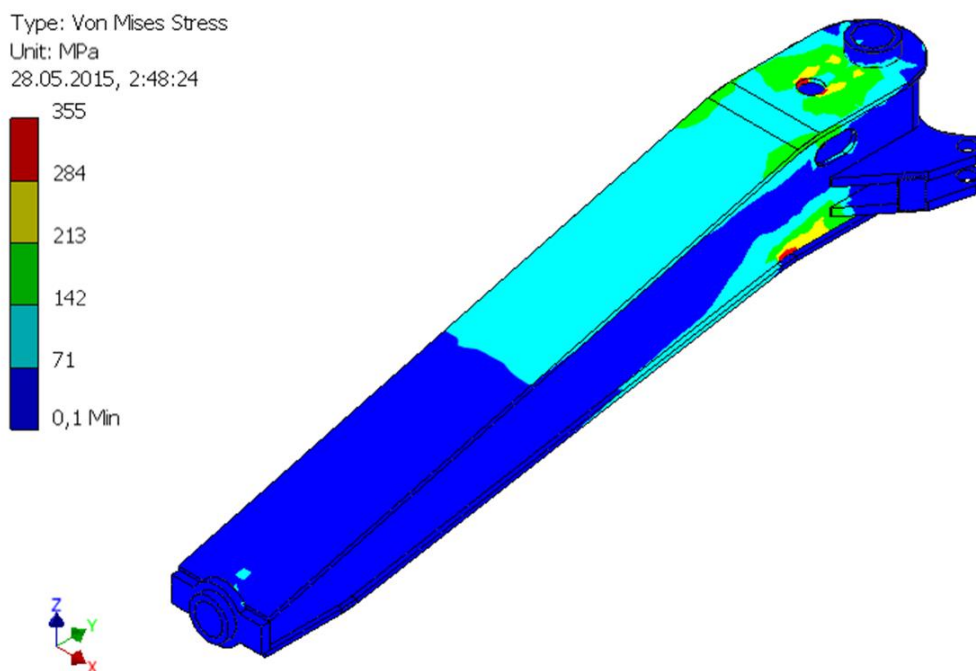
Sele 5.4. Erineva ristlõike profiiliga veetiisli pikitala tugevusanalüüs

Erinevate veetiisli pikitala ristlõigetega teostati samuti tugevusanalüüs ja vaadeldi maksimaalsete pingete suurusi ja asukohti. Mõlemal juhul oli tugevusanalüüs teostatud ühesuguste piirtingimustega ning kasutati 30 kN vertikaalkoormust. I-profiiliga ristlõike korral tekkisid väiksemad ekvivalentpinged (398 MPa) kui ristkülikulise ristlõike korral (425 MPa), kuid mis asusid erinevates detaili punktides. Esimesel juhul tekkisid suurimad pinged ristlõiget läbiva ava juurde, teisel juhul aga hüdrosilindri kinnitus kronsteini ja pikitala külje ühendus piirkonda. Mõlemal juhul on tegemist siis pingekontsetraatoritega ning kontseptsiooni seisukohast ei ole väga olulised. Küll on mõlemal juhul puuduseks veetiisli liigendi jäikus, eriti I-profiili korral. Et antud haagistel on veetiisel hüdrauliliselt pööratav siis ei oma I-profiil teises telje sihis küllaldast vastupanumomenti ning seega ei sobiks veetiisli pikitalana kasutamiseks.



Sele 5.5. Uue veetiisli konstruktsiooni lahendus

Parimaks lahenduseks ja kompromissiks osutus aga eelpool toodud kontseptsioonide vahepealne versioon (Sele 5.5). Selle kontseptsiooni juures on kasutatud kõigi eelpool nimetatud lahenduste paremaid omadusi. Esimesest versioonis on ülekantud idee luua võimaliku parima ristlõikega pikitala kogu pikkuse ulatuses ning tagada veetiisli ühtlasem koormamine (vähem detaile ja parem koormuse edasi kandmine), samuti ka ühtlasem struktuuri jäikus (paindemomendi seisukohast). Järgnevalt kahelt lahenduselt võeti pikitala ristlõike parimad omadused, suurendati ristlõike telginertsmomenti (ülemise ja alumise talla laiuse suurendamine) mõlemas suunas.



Sele 5.6. Uue veetiisli tugevusanalüüs vertikaalkoormuse 30kN korral (esitatud on ekvivalentpinged)

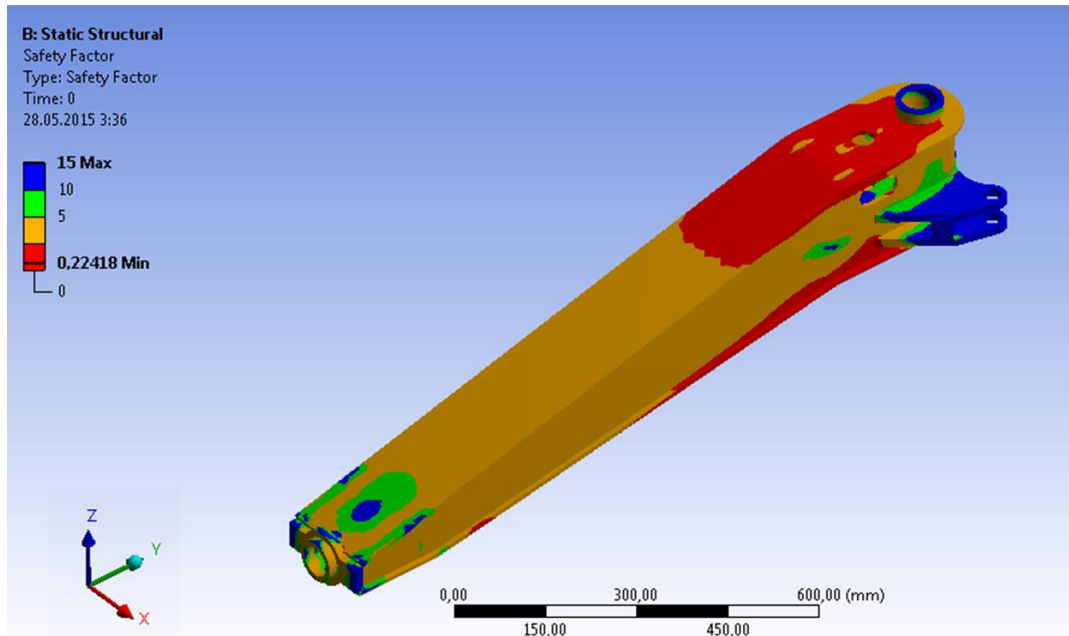
Uuele (ja lõplikule) veetiisli lahendusele teostatu samuti tugevusanalüüs kus samuti kasutati samasid piirtingimusi ning vertikaalkoormusena 30 kN (nagu eelnevate kontseptsioonide juures). Saadud tulemused on küllaltnki head, esinevad mõningad pingekontsentraatorid, kuid need on tingitud pigem mudeli koostamisest ning on võimalik kergesti vähendada (Sele 5.6).

Lõplikule tehnilisele lahendusele teostati ka teiste koormusolukordadega tugevusanalüüsid, samade piirtingimuste ja koormustega nagu seda teostati olemas olevale veetiislile (vaat ptk. 4.3.). Saadud tulemused on esitatud koondtabelis 5.1. Üldine pingelolukord on vähenenud (küll mitte oluliselt) ning ühtlasemalt jaotunud.

Tabel 5.1. Tugevusanalüüsi tulemused uue veetiisli korral

	<b>I katse</b>	<b>II katse</b>	<b>III katse</b>	<b>IV katse</b>
Vertikaalkoormus ( $F_v$ )	30 kN	0 kN	30 kN	90 kN
Horisontaalkoormus ( $F_h$ )	0 kN	200 kN	200 kN	0 kN
Maksimaalne ekvivalentpinge ( $\sigma_{eq}$ )	227 MPa	228 MPa	352 MPa	504 MPa
Maksimaalne deformatsioon ( $\delta$ )	5,95 mm	8,62 mm	14,55 mm	17,84 mm
Vähim varutegur (S)	1,56	1,55	1,01	0,7

Samuti viidi läbi uuele veetiislile väsimusanalüüs, mille tulemused küll paranesid, minimaalne varutegur kasvas ning piirkond vähenes, kuid üldine tsüklite arv ei ole siiski piisavalt kõrge, minimaalne tsüklite arv jääb 3000 ligidale.



Sele 5.7. Uue veetiisli väsimusanalüüsi varutegur. Minimaalne varutegur on kasvanud jäädes 0,22 ligidale, piirkonda on jäänud samaks aga oluliselt vähenenud. Oluliselt on suurendatud varutegurit haakeseadme piirkonnas

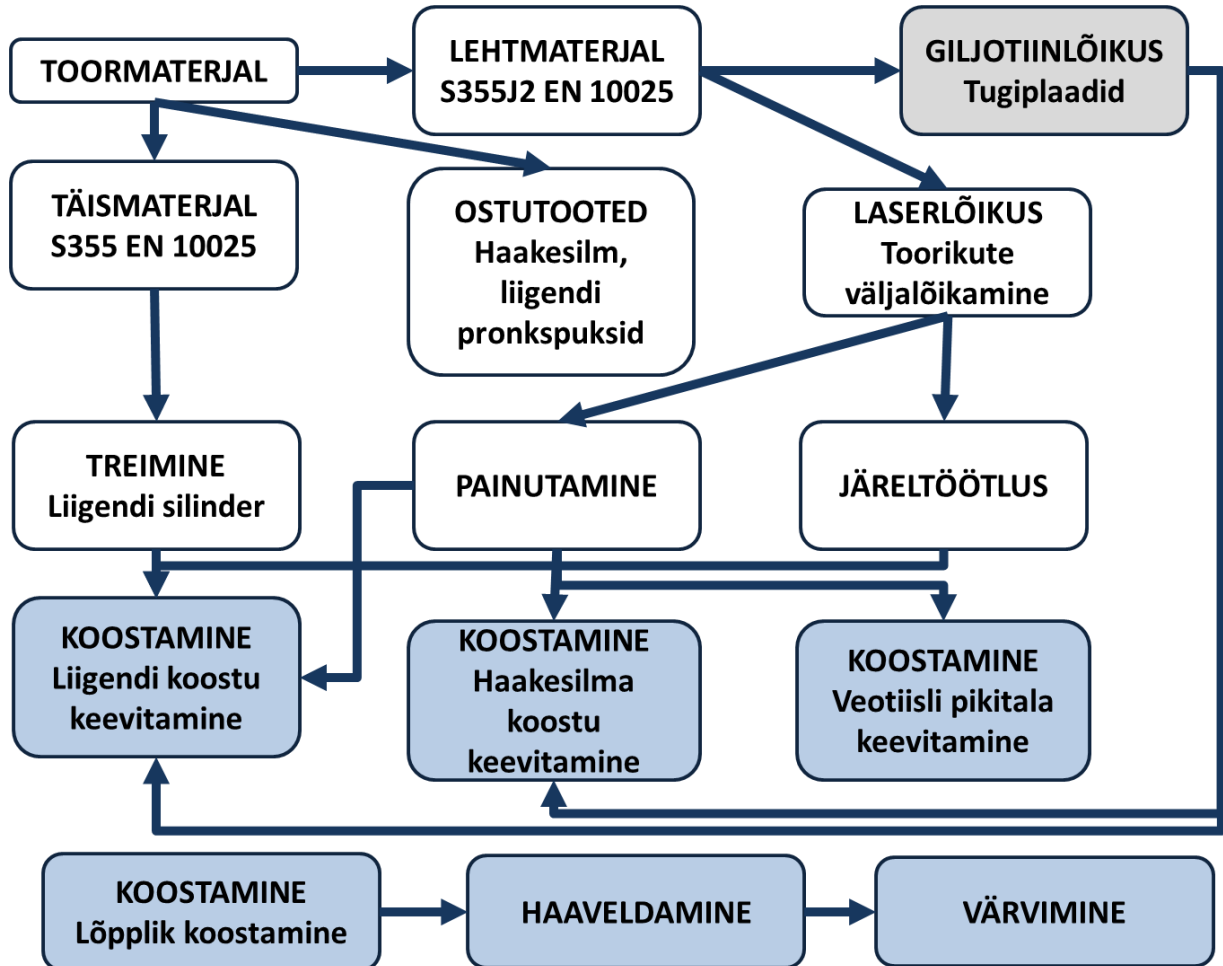
Kui silmas pidada seda, et tüübikinnitusse seisukohast ei ole väsimus analüüs nõutud ning puudub ka praktiline tagasiside tootjal väsimusest purunenud veetiislite osas, siis võib tulemust hinnata rahuldavaks. Samas aga ei ole väsimuse juures arvestatud keevisõmbluste mõjuga (nii positiivse kui ka negatiivse mõjuga), siis tuleks edaspidi sellega sügavamalt tegeleda.

## 5.1. Tootmistehnoloogia

Järgnevas peatükis käsitletakse olemasoleva ja väljatöötatud veetiisli lahenduste tootmistehnoloogia võrdlust.

Üldiselt on mõlema veetiisli, olemasoleva kui ka projekteeritud veetiisli, tootmistehnoloogia sama tingituna tootja tootmisvõimalustest ja -võimekusest. Peamine tootmisprotsess toormaterjali ettevalmistamisel veetiislite korral on laserlõikus, mille käigus lõigatakse peamised detailid lehtmaterjalist välja (samuti ka vajalikud tehnoloogilised avad) (Sele 5.8).

Lihtsamad ja vähem tähtsust nõudvad detailid lõigatakse mõõtu giljotiiniga nagu näiteks hüdrosilindri kinnitus kronsteini tugiplaadid, haakesilma hülsi tugiplaadid jne. (Sele 5.9.).



Sele 5.8. Tootmisprotsessi kirjeldav diagramm





Sele 5.9. Olemasoleva veetiisli erinevad valmimise etapid. Esmalt koostatakse veetiisli liigendi ja haakesilma koostud eraldi, mis hiljem ühendatakse veetiisli pikitalaga [16]

Peale laserlõikust lähevad osa detailid painutamisele ning hüdrosilindri kinnitus kronsteinid avade täpsemaks töötlemiseks hõõritsaga töötlusse (hüdrosilindri kinnitus avad). Hõõritsaga töötlemine toimub puurpingis manuaalselt.

Ainuke detail mis vajab treimist on veetiisli liigendi silinder, see on ka ainuke detail mis valmistatakse täismaterjalist. Ülejäänud detailid toodetakse erineva paksusega (6...15 mm) lehtmaterjalist.

Koostamine toimub erinevate alamkoostude kaupa. Esmalt koostatakse haakesilma koost, seejärel veetiisli liigendi koost ning lõpuks veetiisli pikitala (kahest painutatud poolest). Kogu keevitus protsess toimub käsitsi (v.a. pikitala poolte keevitamine mida teostatakse keevitus robotiga) selleks väljatöötatud rakistes.

Peale lõpliku koostamist suunatakse koost haaveldamisele (haavli suurus 0,5...1 mm) ning seejärel värvimisele (toimub käsitsi). Peale värvimist lisatakse veetiisli liigendi pronkspuksid.



Sele 5.10. Olemasoleva veetiisli esimese osa (haakesilma) valmis toodang [16]



Sele 5.11. Olemasoleva veetiisli tagaos (liigendi) valmis toodang [16]

Projekteeritud veetiisli puhul on protsess sarnane, kuid erineb vaid selle poolest et detailide ning painutuste arv on vähenenud (Tabel 5.2). Samas toimub veetiisli koostamine ühtse koostuna ja üheaegselt – selline lähenemine võimaldab keevitusrobotit antud protsessis kasutada.

Tabel 5.2. Veetiislite võrdlus tehnoloogia osas

	<b>Olemasolev veetiisel</b>	<b>Projekteeritud veetiisel</b>
Painutuste koguarv, tk	6	5
Detailide koguarv, tk	18	12
Koostu kogumass, kg	71,2	68,9
Keeviste kogupikkus, m	3,52	2,66

## 5.2. Tootmiskulude analüüs

Järgnevas peatükis käsitletakse olemasoleva ja väljatöötatud veetiisli lahenduste tootmiskulude võrdlust. Tootmiskulud on arvestatud tinglike suurusatega, mis tähendavad seda et tegemist ei ole konkreetse ettevõttega seotud kuludega, vaid universaalsete tootmiskuludega mida võib kasutada võrdlus hinnangu tegemisel. Esmalt on väljatoodud ostutooted mis mõlema veetiisli puhul on samad ja toormaterjali kulu (Tabel 5.3).

Tabel 5.3. Ostutooted

Nimetus	Tähis	Maksumus	Kogus
Haakesilm	ISO MG 189/74/ISO.1	70 ühikut	1 tk
Pronkspuks	FB00926060	30 ühikut	2 tk
Materjal	S355J2 EN 10025	2,25 ühikut/kg	ca 500

Järgnevalt on väljatoodud veetiisli tinglikud tootmiskulud eraldi artiklite kaupa, et paremini aru saada mille poolest tootmise kogukulud erinevad (Tabel 5.4). Selgub et projekteeritud veetiisli tootmine on üldkokkuvõttes odavam kui olemasoleva tootmine. Arvesse pole siiski võetud erinevust käsitsi ja robotkeevituse vahel ning töödeldud materjali taaskasutust (materjali kulu). Suurimateks kokkuhoiu allikateks ongi kuluv materjal ning keevisõmbluste vähenemine. Samuti on laser lõikus soodsam kui keevitus – projekteeritud veetiisli on suurem kogus laserlõikust.

Tabel 5.4. Veetiisli tootmiskulude võrdlus tinglike ühikutes

Kuluartikkel	Olemasolev veetiisel	Projekteeritud veetiisel
Materjali kulu	466,5	248,5
Ettevalmistuse kulu	119,7	123,4
Töötlemise kulu	72,5	33,4
Keevituse kulu	527,5	399,3
<b>Kulud KOKKU:</b>	<b>1186,2</b>	<b>804,6</b>

## KOKKUVÕTE

Käesolevas lõputöös on käsitletud põllu- ja metsamajanduses kasutatava sõiduki tüübikinnituse rakendamise võimalustest ning kohustustest konkreetse ettevõtte Palmse Mehaanikakoda OÜ näitel. Antud ettevõtte toodab R3a-kategooria metsaveohaagiseid mis on mõeldud kasutama traktori haakes. Selliste sõidukite suhtes kehtivad erinevad nõuded võrreldes maanteeveol kasutatavate haagiste suhtes. Kuna ettevõtte on Eesti suurim ning üks suurimaid tootjaid Euroopas selletaoliste sõidukite tootjana tuleb seega uute õigusaktide kehtima hakkamisel alustada uut tüübikinnituse protseduuride rakendamist.

Esmalt on lõputöö raames käsitletud tüübikinnituse erinevaid võimalusi ning on kirjeldatud nende eeliseid ja puuduseid. Samuti on välja toodud konkreetsed õigusaktid, mida rakendatakse käesolevas lõputöös käsitletud R-kategooria sõidukite tüübikinnituse reguleerimiseks. Sellega seoses tuleb rõhutada et metsa- ja põllumajanduses kasutatavate sõidukite (s.h. haagiste) kohta kehtivad maanteetranspordis kasutatavatest sõidukitest erinevad reeglid, väljaarvatud konkreetselt viidatud õigusaktid. Sellest tulenevalt kehtivad ratastraktoritele ja nende haagistele (ning haakeseadmetele) mõnevõrra leebemad tehnonõuded. Küll on aga alustatud nende nõuete kaasajastamisega ning suuremas hulgas hakkavad kehtima 2016 aasta 1. jaanuarist uued reeglid, mida on ulatuslikult täiendatud ja kaasajastatud. Sellega kaasneb EÜ tüübikinnituse nõue ka metsa- ja põllumajanduslike sõidukitele, erandina lubatakse riiklike tüübikinnitusi aga R-kategooria haagistele ja eritraktoritele.

Järgnevalt on eraldi väljatoodud tehnilised nõuded, mis on juba konkreetselt seotud R3a-kategooria metsaveo haagistega. Sügavamalt on käsitletud pigem selliseid tehnilisi nõuded millest kõne all olev ettevõtte on huvitatud. Eelkõige kuuluvad sinna alla sellised nõuded milledega seotud tootmisega tegeletakse, mitte selliste toodetega mida ostetakse sisse (näiteks rehvid, tuled jne.). Teine kategooria väljatoodud nõuetest on seotud tüübikatsetustega – piduritõhusus, haakesilm ja veotiisel jne. Analüüsitud on tehniliste tingimuste sisu ja võrreldud Palmse Mehaanikakoda OÜ poolt valmistatud haagiste vastavust nende nõuetele. Puuduste või küsitavuste korral on väljatoodud ettepanekud ja võimalused nende kõrvaldamiseks. Üheks selliseks puuduseks leiti liialt väike teliku teljevahe, mis tõttu ei saa rakendada nõuetes toodud haagise tegelikku massi.

Samuti osutus kriitiliseks haagise gabariitmõõtmed koos lisavarustusega (metsatõstukiga), millega koos ületaks haagise kõrgust lubatud suurimat kõrgusest teepinnast. Pidurisüsteemi seisukohast on juba praegu võimalus kasutada antud haagistel nii hüdraulilise kui ka pneumaatilise käitusega pidurisüsteeme, samuti on haagistele paigaldatud seisupiduri. Küll aga võiks tootja mõelda ettevõtte omapoolsete pidurikatsetuste läbiviimise peale.

Lõputöö kolmandas osa keskenduti peamiselt ühele kriitilisemale seadmele – veotiislile, millega on seotud liiklusohutus ning sellest tulenevalt kehtivad sellel ka karmimad nõuded ja tuleb läbi viia tüübikatsetused. Esmalt on analüüsitud Palmse Mehaanikakoda OÜ poolt toodetud haagistel enam levinuma veotiisli (Tüüp B) erinevaid koormusolukordi: staatiline, dünaamiline (pidurdades) ning tüübikinnituse nõuetest tulenevad katsekoormused. Ohtlikumaks koormuseks osutus maksimaalsel pidurdamisel kaalu ümberjaotumisest tingitud vertikaalkoormuse kasv haakeseadmele, mis ületas ka tootja poolse suurima lubatud vertikaal koormuse. Suurim koormus on küll põhjustatud veost tingitud koormus (kuni 20 tonni), kuid see ei ületanud tootja lubatud suurimat koormust ning tava olukordades esineb sellist koormust harva. Suurimaks tüübikinnitusest tulenev koormuseks osutus staatilise tüübikatsetuse vertikaalkoormus mis on kolmekordne tootja poolne lubatud vertikaal koormus veotiisli haakeseadisele.

Koormustest lähtuvalt teostati järgnevalt veotiislile tugevusanalüüs, mille eesmärk oli tuvastada selle võimalikud puudused ja nõrgad kohad. Samuti oli eesmärk astuda samm veidi kaugemale ning uurida võimalusi väsimus purunemiste vähendamiseks. Peamiselt tuli analüüsist välja see et olemasolev veotiisel on mõnevõrra keeruka ehitusega mis ei taga kõige paremat koormuse ühtlasemat jaotus ning tekitab pingekontsentraatoreid kriitilistes keevisõmblustes. Teiseks ilmnis see et teatud sõlmed veotiisli olid liialt ebavõrdsete jäikustega ning seetõttu tekkisid liialt suured deformatsioonid ja sellest tingitud pingekontsenssaatorid.

Lähtuvalt tugevus- ja väsimusanalüüsist saadud tulemustele projekteeriti uue veotiisli lahendus. Selleks analüüsiti erinevaid konstruktsioonilisi kontseptsioone, mis peamiselt keskendusid detailide vähendamisele ja seeläbi ka keevisõmbluste kogupikkuse vähendamisele. Samuti oli oluline saavutada veotiisli ühtlasem koormusolukord läbi ristlõike mõõtmete valiku ning ühtlasema jäikusega veotiisli kogu pikkuses (samuti ka lokaalselt).

Uue veotiisli väljatöötamise järel on välja toodud ka tinglike kuludena erinevate veotiislite (s.o. olemasoleva ja uue veotiisli) tootmistehnoloogia ja -kulude võrdlus. Millest selgus et uue

tehnilise lahendusega veetiislit on odava ja ka lihtsam toota, mis oli peamiselt tingitud efektiivsema toormaterjal kasutamise ja vähema hulga keevisõmbluste arvelt.

Käesolevalt võib hinnata töötulemust rahuldavaks, üldiselt on kriitilisemad punktid kõik läbivaadatud ning teatud järeldused tehtud. Küll peaks viitama aga võimalikele tuleviku väljunditele mida antud töös ei ole käsitletud.

Et sõidukite tüübikinnitus on küllaltki karmilt reguleeritud tuleks selles osas varakult koostööd teha ka vastavate ametkondadega nagu Maanteeamet ja Majandusministeerium. Antud asutuste pädevusse ja kontrolli vastustusalasse kuulub Eesti Vabariigis sõiduki tüübikinnituse väljastamine. Iga uue seadustiku kehtima hakkamisel on selle rakendamisel palju segast ja umbmäärast, mis tõttu koostöö eelpool mainitud asutustega peaks seda protsessi muutma sujuvamaks.

## SUMMARY

In the present thesis there are dealt with type approval implementations concerning agriculture and forestry vehicles and the options based on example of specific company Palmse Mehaanikakoda OÜ. This company produces R3a-categories trailer which are designed to use with tractors. Such vehicles are subject to different requirements compared to trailers used in road transport. Since the company is one of the largest manufacturers of such vehicles in Europe, therefore, it should start implementation with the new legislation enters into a new type-approval procedures.

In first part, different type approval options and their advantages and drawbacks are described. It also outlines specific laws that apply on the R-category vehicles for type approval regulation. In this connection, it should be emphasized that the use of agricultural and forestry vehicles (including trailers) apply to road vehicles used in the transport of the different rules, except if stated differently on legislation. Consequently the tractors and their trailers (and coupling devices) are subjected somewhat less stringent technical requirements. However, it has been started to modernization of their claims and to a greater number will apply as of 1 January 2016; new rules, which have been extensively upgraded and modernized. This is accompanied by the EC type-approval of agricultural and forestry vehicles, except in case of national type-approval, however, the category of R-trailers and special purpose tractors.

Subsequently, singling out the technical requirements that have been specifically linked to the R3-categories forestry trailers. Rather, these are dealt with in greater depth the technical requirements which are more relevant to the company's interests. In particular, it includes representatives whose production of such requirements under the deal, not such products are purchased externally (such as tires, lights, etc.). The second category is related to the requirements set out in the type approval tests – braking efficiency, drawing eye and drawbar and etc. There have been analysed and compared with the contents of the technical conditions of Palmse Mehaanikakoda OÜ trailers compliance by these requirements. Deficiencies or uncertainties have been brought out proposals and options for their removal. One such disadvantage is too low landing gear was found in the wheelbase, which is unable to implement the requirements set out in the actual weight of the trailer.

It also turned out to be critical, with overall dimensions of trailer with accessories (forestry crane), which, together with a trailer height exceeds the maximum permissible height from the road surface. From braking system point of view, it is already possible to use the hydraulic and pneumatically actuated brake systems, as well as the trailer parking brake system are installed. However, the manufacturer should think of conducting his braking tests before type approval.

Thirdly the thesis focuses mainly on one critical part of the trailer - drawbar, which is linked to road safety and, consequently, subject to the more stringent requirements and the type tests to be carried out. First, there have been analysed drawbar (Type B) different load situations produced by Palmse Mehaanikakoda OÜ which are more widely used by trailers: static, dynamic (braking), and the requirements resulting from the approval of the test loads. The maximum load was dangerous braking due to redistribution of the weight increase of the vertical load on the coupling, which exceeded the manufacturer's maximum permissible vertical load. The greatest burden is indeed caused due to transport loads (up to 20 tons), but it did not exceed the manufacturer's maximum permissible load of the normal situations, there is rarely such a load. The biggest burden was due to the static type-approval, type-approval test the vertical which is three times the manufacturer's authorized vertical load on drawbar coupling device.

The load test was carried out based on the following analysis of the strength of the drawbar, which aimed to identify the possible shortcomings and weaknesses. Also, the aim was to take a step a little further and to explore ways to reduce the risk of fatigue cracks. Mostly it came from an analysis of the existing drawbar is somewhat more complex structure which does not ensure a more even distribution of the load and creates a higher stress concentration in critical welds. Second, it showed that certain nodes drawbar rigidities were too unequal, and thus incurred excessively large deformations and consequently stress concentrations.

Based on the stress and fatigue analysis results obtained earlier, were used particularly in the new drawbar solution. To this end, analysed different constructional concepts, which mainly focused on the reduction of components and thereby reducing the total length of the welds. It was also important to achieve a more even load on the drawbar cross-sectional dimensions of the situation through a selection of more uniform stiffness throughout the length of the drawbar (also locally).



Following the development of the new drawbar as described in the notional cost different drawbars (ie existing and new drawbar) production technology and cost of the reference. Which revealed that a new technical solution drawbar is also cheaper and easier to produce, than old one, which was mainly due to a more efficient use of materials and fewer welds.

Currently unemployed person must be assessed as satisfactory, in general, is all the more critical points were reviewed and certain findings made. Saturation should refer to the future, however, potential outputs which in this study did not address.

Since the approval of vehicles is heavily regulated, it should early on in this regard also cooperate with the relevant authorities such as the Maanteeamet and Majandusministeerium. This belongs to the competence and responsibility, control of the Republic of Estonia vehicle type-approval certificates. Each of the new code enters into its implementation is a lot of confusion and vague, as a result of cooperation between the above-mentioned institutions should help this process streamlining.

## KASUTATUD KIRJANDUS

1. Palmse Mehaanikakoda OÜ kodulehekül [WWW] <http://www.palms.eu> (31.03.2015)
2. Ojaperv, A. (2014). Puusepp ehitas üles maineka metallifirma. – *Kuulutaja*. [Online] Kuulutaja (31.03.2015)
3. (2006) Majandus: Palmse mehaanikakojas makstakse töömeestele inimväärset palka. – *Virumaa Teataja*. [Online] Virumaa Teataja (31.03.2015)
4. Pulver, A. (2012). Palmse Mehaanikakoda pälvis tähtsa tunnustuse. – *Virumaa Teataja*. [Online] Virumaa Teataja (31.03.2015)
5. Maanteeamet kodulehekül [WWW] <http://www.mnt.ee> (05.04.2015)
6. Euroopa Parlamendi ja Nõukogu määrus (EL) nr 167/2013. Euroopa Liidu Teataja
7. Euroopa Komisjoni delegeeritud määrus (EL) 2015/208. Euroopa Liidu Teataja
8. Euroopa Nõukogu direktiiv 96/53/EÜ. Euroopa Liidu Teataja
9. Euroopa Komisjoni delegeeritud määrus (EL) 2015/68. Euroopa Liidu Teataja
10. A. Jürgenson. Tugevusõpetus. Tallinn: Valgus, 1985.
11. Mehaanikainseneri käsiraamat. Tallinn: TTÜ kirjastus, 2013.
12. Reza N. Jazar. Vehicle Dynamics: Theory and Application. Springer, 2008.
13. Bader, Q., Kadum, E. (2014). Mean Stress Correction Effects On the Fatigue Life Behavior of Steel Alloys by Using Stress Life Approach Theories. -International Journal of Engineering & Technology, 14 (04), 50-58
14. Leitner, M., Stoschka, M., Ottersböck, M., Simunek, D. (2015). Ermüdungsfestigkeit hochfester Stahlschweißverbindungen. –BMH Berg- und Hüttenmännische Monatshefte, 160 (1) , 9-14
15. Lee, Y-L., Barkey, M. E., Kang, H-T. Metal Fatigue Analysis Handbook: Practical Problem-Solving Technoques for Computer-Aided Engineering. Elsevier, 2012
16. Autori erakogu. Rakvere (2015)

LISAD

# Lisa 1. Palmse Mehaanikakoda OÜ toodetavad metsaveohaagiste tüübid

VÖRDLUSTABEL	PALMS 6S	PALMS 8S	PALMS 9S	PALMS 10D	PALMS 11S	PALMS 12D	PALMS 13D	PALMS 15D
Kandevõime kuni 40 km/h, kg	6000	8000	9500	10000	11000	12000	13000	15000
Teljed	60x60-6	60x60-6	70x70-6	70x70-6	70x70-6	70x70-6	80x80-8	80x80-8
Raam, mm	140x140x6	160x160x8	200x200x6	2x200x100x6	200x200x10	2x200x100x8	2x200x100x8	2x(250x150x8)
Laadimisala ristlõige, m <sup>2</sup>	1,5	1,9	2,1	2,2	2,4	2,5	2,7	3
Laadimisala pikkus, mm	2990	3575	3930	3945	3920	3940	3940	4180
Kogupikkus, mm	4710	5715	6045	6095	6045	6095	6095	6425
Laius standardratastega, mm	1815	2110	2120	2090	2310	2260	2355	2535
Standard rattad	11,5/80-15,3	11,5/80-15,3	400/60-15,5	400/60-15,5	400/60-15,5	400/60-15,5	500/50-17	500/50-17
Tiisli juhtsilindrid, tk	0	2	2	2	2	2	2	2
Tiisli pöördenurk, °	-	±38	±40	±40	±40	±40	±40	±40
Tühimass, kg	**	**	**	**	**	**	**	**
Lubatud tõstuki võimsus, kNm	26	42	50	50	62	62	62	62
2 WD (rummusisene vedu) võimalus	-	+	+	+	+	+	+	+
4 WD (ratastevaheline rullikvedu) võimalus	-	-	-	+	+	+	+	+

## Lisa 2. ELi sõiduki tüübikinnituse nõuete loetelu (määrus 167/2013)

(Toodud on vaid põllu- ja metsamajanduses kasutatava Ra-kategooria haagisele esitatavad nõuded)

Nr	Määruse 167/2013 Artikkel	Eesmärk	Õigusakti viide	Märkused
1.	17 lõige 2 punkt a	Sõiduki struktuuri terviklikkus	RVFSR 2015/208	
3.	17 lõige 2 punkt b	Piduriseadmed ja haagiste piduriühendused	RVBR 2015/68	
11.	17 lõige 2 punkt d	Valgustus ja valgus-signaal-sedmed ning nende valgusallikad	RVFSR 2015/208	Põhineb ECE 3 Rev3 Am1 Sup11; ECE 4 Rev4 Sup14; ECE 5 02-seeria muudatuste 7. täiendus; ECE 6 Rev4 Sup17; ECE 7 Rev4 Sup15; ECE 19 Rev5 Sup1; ECE 23 Rev2 Sup15; ECE 31 02-seeria muudatuste 7. täiendus; ECE 37 03-seeria muudatuste 36. täiendus; ECE 38 Rev2 Sup14; ECE 98 Rev1 Sup11; ECE 99 eeskirja algse versiooni 6. täiendus; ECE 112 01-seeria muudatused; ECE 113 eeskirja algse versiooni 9. täiendus
12.	17 lõige 2 punkt d	Valgustusseadmed	RVFSR 2015/208	Põhineb ECE 86
14.	17 lõige 2 punkt f	Sõiduki välispool ja lisaseadmed	RVFSR 2015/208	

18.	17 lõige 2 punkt j	Seadmed sõiduki omavolilise kasutamise takistamiseks	RVFSR 2015/208	Kohaldatakse ainult vahetatavate pukseeritavate seadeldiste suhtes, mis kuuluvad R-kategooriasse, sest nende tehniliselt lubatud täismassi ja tühimassi suhe on 3,0 või üle selle (artikkel 3, mõiste 9)
19.	17 lõige 2 punkt k	Registreerimismärk	RVFSR 2015/208	
20.	17 lõige 2 punkt k	Andmesildid ja märgistus	RVFSR 2015/208	
21.	17 lõige 2 punkt l	Mõõtmed ja haagise mass	RVFSR 2015/208	
22.	17 lõige 2 punkt l	Suurim täismass	RVFSR 2015/208	
24.	17 lõige 2 punkt m	Elektrisüsteemide ohutus	RVFSR 2015/208	
26.	17 lõige 2 punkt n	Tagumised allasõidutõkked	RVFSR 2015/208	
30.	17 lõige 2 punkt r	Rehvid	RVFSR 2015/208	Põhineb ECE 106 Am5 Sup6
34.	17 lõige 2 punkt v	Mehaanilised haakeseadised	RVFSR 2015/208	
51.	18 lõige 2 punkt l, 18 lõige 2 punkt n, 18 lõige 2 punkt q, 18 lõige 4	Kasutusjuhend	RVCR 1322/2014	
53.	18 lõige 2 punkt p	Kaitse muude mehhaaniliste ohtude eest peale nende, mida on nimetatud artikli 18 lõike 2 punktides a, b, g ja k, sh kaitse vedelikku sisaldavate torude purunemise ja	RVCR 1322/2014	Kohaldatakse ainult vahetatavate pukseeritavate seadeldiste suhtes, mis kuuluvad R-kategooriasse, sest nende tehniliselt lubatud täismassi ja tühimassi suhe on 3,0 või üle selle

		sõiduki kontrollimatu liikumise eest;		(artikkel 3, mõiste 9)
54.	18 lõige 2 punkt r, 18 lõige 2 punkt p	Kaitsepiirded ja kaitseseadised	RVCR 1322/2014	
55.	18 lõige 2 punkt l, 18 lõige 2 punkt s, 18 lõige 2 punkt q, 18 lõige 4	Teave, hoiatused ja märgised	RVCR 1322/2014	

**Lühendite seletus:**

RVFSR = sõiduki kasutusohutuse nõudeid käsitlev määrus (delegeeritud õigusakt)

RVCR = sõiduki konstruktsiooninõudeid käsitlev määrus (delegeeritud õigusakt)

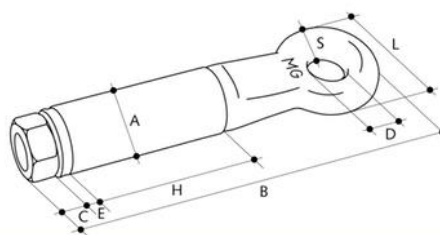
RVBR = sõiduki pidurdusnõudeid käsitlev määrus (delegeeritud õigusakt)

## Lisa 3. Ettevõtte Metallurgica M.G. srl poolt toodetavad haakesilmad



### Occhio Girevole

Swivel eye bolt  
Drehbare Öse  
Anneau tournant



ARTICOLO	DESCRIZIONE	A	B	C	D	E	H	L	S	CARICHI - LOAD	
										Traino Pull	Verticale Vertical
185	Occhio leggero	42	280	23	30	6	110	85	25	2500	400
187/EC	Occhio tipo E economico	48	343	30	45	6	135	95	30	4000	900
187	Occhio tipo E	48	340	25	45	6	135	110	33	6000	1100
187/51	Occhio tipo E	51	340	30	45	6	145	105	30	6000	1100
187/57	Occhio tipo E	57	340	25	45	6	135	110	33	6000	1100
189/70	Occhio tipo MG/P	60	375	33	45	10	160	105	45	6000	1500
189/66/1	Occhio Francia leggero	57	325	33	52	10	135	118	30	12000	1200
189	Occhio tipo F	60	356	33	45	5	135	115	40	12000	1500
189/66	Occhio Francia pesante	60	335	33	52	10	135	128	40	14000	2000
189/74/ISO.1	Occhio tipo ISO 5692	76	393,5	42	50	10	160	125	35	20000	3000
189/74/ISO/1.1	Occhio tipo ISO 5692	82	393,5	42	50	10	160	125	35	20000	3000
189/74/5/M	Occhio tipo ISO 20019	82	384	45	50,8	8	150	126	41	28000	2600
189/74/ISO/2/1/S	Occhio tipo ISO 5692	82	382	45	50,8	13	150	122	35	30000	3500
189/74/S	Occhio tipo MG super	76	393,5	42	45	10	150	125	43	30000	3500
189/74/1/S	Occhio tipo MG super	76	393,5	42	50	10	150	125	43	30000	3500
189/74/2/1/S	Occhio tipo MG super	82	393,5	45	50	10	150	125	43	35000	3500
189/74/5/P	Occhio tipo ISO 20019	82	384	45	50,8	13	150	126	41	38000	4500
265	Occhio tipo E1 1318	42	259	20	22	8	110	62	20	3000	250
264	Occhio tipo E 1317	60	340,5	27	35	10	145	95	30	6000	
266	Occhio tipo E2 1319	60	340,5	27	35	10	145	95	30	6000	500
267	Occhio tipo E3 1320	60	340,5	27	35	10	145	95	30	6000	1500
268	Occhio tipo F 1321	60	367,5	27	45	10	145	109	32	12000	
270	Occhio tipo F2 1323	76	405	35	50	13	145	120	35	14000	2000
269	Occhio tipo F1 1322	76	441	35	68	13	145	152	42	20000	
271	Occhio tipo F3 1324	76	465	35	76	13	145	160	42	20000	2500
272/1	Occhio tipo F3 super 3*0007	89	505	48	76	15	170	160	42	20000	2500
272/568	Occhio tipo F3 super 3*0240	89	476	45	68	15	170	152	42	20000	2500

\*Punasega on tähistatud käesolevas lõputöös käsitletud veetiisli juures kasutatav haakesilm



Lisa 4. Palms 13D gabariitmõõtmed ja olulised tehnilised mõõtmed

