

**Ville Paasila**

# **HITSAUSPÖYTÄKONSEPTIN KEHITTÄMINEN**

**Opinnäytetyö  
CENTRIA-AMMATTIKORKEAKOULU  
Kone- ja tuotantotekniikka  
Joulukuu 2017**

## TIIVISTELMÄ OPINNÄYTETYÖSTÄ

<b>Centria- Ammattikorkeakoulu</b>	<b>Aika</b> Joulukuu 2017	<b>Tekijä</b> Ville Paasila
<b>Koulutusohjelma</b> Kone- ja tuotantotekniikka		
<b>Työn nimi</b> HITSAUSPÖYTÄKONSEPTIN KEHITTÄMINEN		
<b>Työn ohjaaja</b> Ilkka Rasehorn		<b>Sivumäärä</b> 63+8
<b>Työelämäohjaaja</b> Jouko Pesola		
<p>Tässä opinnäytetyössä suunniteltiin kallistettava hitsauspöytä Oy Kewatec Aluboot Ab:lle. Tarkoituksena oli parantaa hitsaajien työn ergonomiaa suunnittelemalla hitsaajille sellainen työalusta, joka sallii työskentelyn seisaaltaan konttaamisen sijasta.</p> <p>Työ suoritettiin käyttämällä Solidworks-suunnitteluohjelmaa, sekä soveltuvia voimassa olevia standardeja. Työn tuloksena laadittiin valmistuspiirustukset työn tilaajalle valmistusta tai jatkokehittelyä varten.</p>		

<b>Avainsanat</b> Hitsaus, Alumiini, 3-momentin yhtälö, Ruuviliitos, Plastinen nivel
---

**ABSTRACT**

<b>Centria University of Applied Sciences</b>	<b>Date</b> December 2017	<b>Author</b> Ville Paasila
<b>Degree programme</b> Mechanical- and Production Engineering		
<b>Name of thesis</b> DEVELOPING A CONCEPT FOR A TILTING WELDING TABLE		
<b>Instructor</b> Ilkka Rasehorn	<b>Pages</b> 63+8	
<b>Supervisor</b> Jouko Pesola		
<p>This thesis was about designing a tilting welding table for Kewatec Aluboot Ltd. The underlying goal was to provide a more ergonomic working platform for the company's welders, one that would allow working while standing upright as opposed to the usual crawl position.</p> <p>The work was conducted using Solidworks design software, and by utilizing the applicable standards. As a result, manufacturing drawings were created for the company for construction or for further development.</p>		

<p><b>Key words</b> Welding, Aluminium, Three moments equation, Bolt joint, Plastic hinge</p>
---

## MERKINNÄT

$A$	Niveltapin pinta-ala
$A_3$	Ruuvien sydänpinta-ala
$A_b$	Ruuvien varren pinta-ala
$A_i$	Ruuvien osan pinta-ala
$A_{nt}$	Vedon rasittama nettopinta-ala
$A_{nv}$	Leikkauksen rasittama nettopinta-ala
$A_{red}$	Redusoidun lieriön (korvauslieriö) pinta-ala
$A_s$	Ruuvien jännityspinta-ala
$a$	Hitsin a-mitta
$a_{eff}$	Hitsin tehollinen a-mitta
$B_{p,Rd}$	Lävistymiskestävyys
$b$	Levyn tai palkin leveys
$D_A$	Redusoidun lieriön (korvauslieriö) ulkohalkaisija
$D_B$	Ruuvireiän halkaisija
$D_c$	Hydraulisynterän halkaisija
$D_{km}$	Kitkan vaikutusympyrän halkaisija
$d_{ot}$	Niveltapin reiän halkaisija
$d_{or}$	Ruuvireiän halkaisija
$d_2$	Ruuvien kylkihalkaisija
$d_3$	Ruuvien sydänhalkaisija
$d_m$	Ruuvien tai mutterin lävistymishalkaisija
$d_t$	Niveltapin halkaisija
$d_r$	Ruuvien nimellishalkaisija
$d_k$	Ruuvien tai mutterin kantopinnan halkaisija
$d_p$	Männän varren halkaisija
$E$	Kimmokerroin
$E_s$	Ruuvien kimmokerroin
$E_{Fe}$	Teräksen kimmokerroin
$E_{Al}$	Alumiinin kimmokerroin
$F$	Voima
$F_A$	Ruuvien aksiaalivoima
$F_M$	Ruuvien aksiaalivoima asennushetkellä

$F_{kr}$	Kriittinen nurjahdusvoima
$F_{Ed}$	Voiman mitoitusarvo
$F_{b,Rd}$	Reunapuristuskestävyys
$F_{b,Rd,ser}$	Reunapuristuskestävyys
$F_{p,C}$	Esijännitysvoiman mitoitusarvo
$F_{sp}$	Suurin ruuvin kiristyksen aksiaalivoima
$F_{s,Rd,ser}$	Liukumiskestävyys
$F_{t,Rd}$	Vetokestävyys
$F_{v,Rd}$	Leikkauskestävyys
$F_v$	Ruuvin esijännitysvoima
$F_{w,Rd}$	Yksittäisen hitsin kestävyys
$F_{\mu}$	Kitkavoima
$f_{J0,2}$	Levyn 0,2-raja
$f_{h,Rd}$	Kosketuspaine
$f_{up}$	Niveltapin vetomurtolujuus
$f_{ub}$	Ruuvin vetomurtolujuus
$f_{h,rd}$	Mitoitusarvo Herzin paineen suhteen
$f_{uJ}$	Levyn murtoraja
$f_y$	Tapauskohtainen materiaalin myötöraja
$f_{yb}$	Ruuvin myötöraja
$f_{yp}$	Niveltapin myötöraja
$g$	Putoamiskiihtyvyyys
$h$	Levyn tai palkin korkeus
$I$	Jäyhyysmomentti
$K$	EN 1570:n kohdassa 5.1.2.4, taulukossa 2 määritelty dynaaminen kerroin
$k_1$	EN 1993 1-8:ssä määritetty parametri
$k_2$	EN 1993 1-8:ssä määritetty parametri
$k_b$	Ruuvin varren jousivakio
$k_k$	Ruuvin kannan jousivakio
$k_{GM}$	Mutterin ja sen sisällä olevan ruuviosan yhteinen jousivakio
$k_i$	Ruuvin osan jousivakio
$k_s$	Ruuvin jousivakio
$L$	Pituus
$L_n$	Nurjahduspituus

$l_b$	Ruuvien kierteettömän osan pituus
$l_k$	Liitettävien osien pituus ruuviliitoksessa
$M$	Momentti
$M_A$	Kokonaiskieristysmomentti
$M_G$	Kierteen kiristysmomentti
$M_K$	Kannan ja alustan kitkamomentti
$M_{Ed}$	Taivutuskestävyyden mitoitusarvo
$M_{Rd}$	Taivutuskestävyys
$M_{c,Rd}$	Taivutuskestävyys nurjahduksessa
$m_{pp}$	100 x 60 -putkipalkkien massa
$m_k$	Kannen massa
$m_p$	Kuorman massa
$m_r$	Rungon massa
$m_N$	Nostomekanismien massa
$m_p$	Nimelliskuorma
$m_k$	Kansilevyn massa
$N$	Normaalivoima
$N_{b,Rd}$	Nurjahduskestävyys
$N_{net,Rd}$	Plastisuusteorian mukainen poikkileikkauskestävyys
$n_L$	Liukupintojen lukumäärä
$n_r$	Ruuvien lukumäärä
$n_c$	Sylinterien määrä
$P$	Nousu
$p$	Käyttöpaine
$Q$	Leikkausvoima
$q$	JatKUVA kuorma
$R_{28}$	Suurin yksittäisen ruuvien vetovoima 28:lla ruuvilla
$R_{48}$	Suurin yksittäisen ruuvien vetovoima 48:lla ruuvilla
$R_{ala}$	Hydraulisyylinterin työntövoima ala-asennossa
$R_{ylä}$	Hydraulisyylinterin työntövoima yläasennossa
$R_m$	Murtoraja
$R_{p0,2}$	Suhteellisuusraja
$T$	Tukivoima
$T_{tot}$	Yhteenlaskettu tukivoima

$t$	Levyn ainevahvuus
$V_{\text{eff},1,\text{Rd}}$	Palamurtumiskestävyys
$V_{\text{pl},\text{Rd}}$	Palkin leikkauskestävyys
$v_p$	Myötörajan hyödyntämssuhde
$W$	Taivutusvastus
$W_{\text{el}}$	Niveltapin taivutusvastus
$W_{\text{pl}}$	Plastinen taivutusvastus
$y$	Ruuvien y-koordinaatti
$y_c$	Neutraaliakselin paikka
$\Delta$	Palkin pystysuuntainen siirtymä
$\Delta\sigma_c$	Väsymislukka
$\alpha_v$	EN 1993 1-8:ssä määritetty parametri
$\alpha_b$	EN 1993 1-8:ssä määritetty parametri
$\beta$	Kulma asteina
$\beta_w$	EN 1993 1-8:ssä määritetty pienahitsin korrelaatiokerroin
$\gamma_{M0}$	Poikkileikkauksen kestävyuden osavarmuusluku (EN 1993 1-1)
$\gamma_{M1}$	Sauvan stabiiliuden osavarmuusluku (EN 1999 1-1)
$\gamma_{M2}$	Vetokestävyuden osavarmuusluku (EN 1999 1-1)
$\gamma_{M3,\text{ser}}$	Liukumiskestävyuden osavarmuusluku (EN 1993 1-8)
$\gamma_{M6,\text{ser}}$	Niveltappien kestävyuden osavarmuusluku (EN 1993 1-8)
$\gamma_{Ms,\text{ser}}$	Liukumiskestävyuden osavarmuusluku käyttörajatilassa (EN 1999 1-1)
$\eta$	Muokkauslujittumisen huomioonottava pienennystekijä
$\sigma_{h,\text{Rd}}$	Kosketuspaine
$\sigma_M$	Ruuvien vetojännitys asennuksen jälkeen
$\sigma_{\text{ver}}$	Von Mises:n vertailujännitys
$\tau$	Leikkausjännitys
$\varphi$	Kulma asteina
$\mu$	Kitkakerroin
$\mu_D$	Kiskojen kitkakerroin
$\mu_G$	Ruuvikierteen kitkakerroin
$\mu_K$	Ruuvien kannan kitkakerroin

TIIVISTELMÄ  
ABSTRACT  
MERKINNÄT  
SISÄLLYS

1 JOHDANTO .....	1
2 TOIMEKSIANTAJA & TARPEEN MÄÄRITTELY .....	2
2.1 Oy Kewatec Aluboot Ab .....	2
2.2 Tarve hitsauspöydälle .....	2
3 ALUMIININ LÄMPÖKÄSITTELY & HITSATTAVUUS .....	4
4 RUUVIEN MITOITUS .....	7
4.1 Ruuvin kiristysvoima ja kiristysjännitys .....	7
4.2 Ruuvin ja alustan jousivakiot .....	12
4.3 Ruuviryhmän vetovoimien laskenta .....	15
4.4 Esijännityksen merkitys .....	16
5 NIVELTAPIT JA KORVAKKEET .....	17
6 PALKKIEN MITOITUS .....	20
6.1 Plastinen nivel ja rajakuorma .....	20
6.2 Poikkileikkausluokat .....	21
6.3 Taivutuskestävyys .....	22
6.4 Leikkauskestävyys .....	24
6.5 Puristus .....	25
6.6 Nurjahdus .....	26
7 HITSIEN MITOITUS .....	29
7.1 Liitostyypit .....	29
7.2 Pienahitsien mitoitus .....	29
8 HYDRAULISYLINTERIEN MITOITUS .....	32
9 HITSAUSPÖYDÄN KEHITYS .....	34
9.1 Ensimmäiset luonnokset .....	34
9.2 Kansilevy .....	35
9.3 Kansikehikko .....	37
9.4 100 x 60 x 6,3 -rakenneputket .....	38
9.5 Runko .....	39
9.6 Kiskot .....	41
9.7 Nostomekanismi .....	42
10 FEM-ANALYYSIT .....	44
11 STANDARDIN SFS-EN 1570-1 TULKINTA & SOVELTAMINEN .....	51
11.1 Laskelmat .....	51
11.2 Suojaukset .....	52
11.3 Merkinnät .....	53



<b>12 KUVIA LOPULLISESTA RAKENTEESTA</b>	<b>57</b>
<b>13 POHDINTA</b>	<b>60</b>
<b>LÄHTEET</b>	<b>62</b>
<b>LIITTEET</b>	
<b>KUVIOT</b>	
KUVIO 1. Nurjahduskäyriä	27
<b>KUVAT</b>	
KUVA 1. Metrisen ISO-kierteen perusprofiili	8
KUVA 2. Ruuvien osat	12
KUVA 3. Korvauslieriö mutteri–ruuvi -liitoksessa	13
KUVA 4. Niveltappien korvakkeiden mitoitus	17
KUVA 5. Niveltappien taivutusmomenttien	18
KUVA 6. Kimmoisen, kimmo-plastisen ja plastisen taivutuksen jännitys jakaumat	20
KUVA 7. Limitetyt reiät	24
KUVA 8. Pienahitsin efektiivinen a-mitta	30
KUVA 9. Pienahitsin jännityskomponentit	30
KUVA 10. Eulerin nurjahdustapauksia	33
KUVA 11. Luonnokset 1 ja 2	35
KUVA 12. Iso ja pieni kansi	37
KUVA 13. Kansikehikko	38
KUVA 14. Kallistukseen tarvittava rakenneputki kooltaan 100 x 60 x 6,3 mm	39
KUVA 15. Runko	41
KUVA 16. Kiskot ja keskellä vastakappale (liukuri)	42
KUVA 17. Nostomekanismi	43
KUVA 18. 90 x 90 x 5 -palkin FEM-taivutustesti välilevyllä ja ilman	45
KUVA 19. Yli 50 MPa:n jännitykset, kun kuorma on jakautunut kannen pituus...	46
KUVA 20. Yli 50 MPa:n jännitykset, kun nimelliskuorma on jakautunut kannen...	46
KUVA 21. Yli 50 MPa:n jännitykset ja taipuma, kun nimelliskuorma on keskittynyt...	47
KUVA 22. Yli 50 MPa:n jännitykset ja taipuma, kun nimelliskuorma on jakautunut...	48
KUVA 23. Yli 50 MPa:n, ja yli 100 MPa:n jännitykset liitoksien kulmissa...	49
KUVA 24. Kannen taipuma, ja yli 50 MPa:n jännitykset, kun nimelliskuorma...	50
KUVA 25. Nostopöydän varoitusmerkinnät	54
KUVA 26. Turvaetäisyys pöydästä nostaessa ja laskiessa, 800 mm	55
KUVA 27. Turvaetäisyydet kallistuksen aikana	55
KUVA 28. Liukujan pysäyttäminen	56
KUVA 29. Eri valmistajien valoverhoja, antureita ja rajakytkimiä	56
KUVA 30. Hitsauspöytä yläasennossa ja kansi täysin kallistettuna	57
KUVA 31. Kannen sisäpuoli	58
KUVA 32. Pöytä yläasennossa, kansi alhaalla	58
KUVA 33. Pöytä ala-asennossa, kansi alhaalla	59

## TAULUKOT

TAULUKKO 1. Alumiinin ja raudan fysikaalisia ominaisuuksia.....	4
TAULUKKO 2. Rakenneputkien poikkileikkausluokkien rajat.....	21
TAULUKKO 3. Alumiinilaatujen lujuusarvoja.....	36

## 1 JOHDANTO

Tämän opinnäytetyön tarkoituksena oli suunnitella kallistettava hitsauspöytä Oy Kewatec Ab:n tarpeisiin. Työn tekeminen suoritettiin vaiheittain aikavälillä 5.–12.2017. Suunnittelun ensimmäisessä vaiheessa luonnosteltiin ja kokeiltiin eri ratkaisuja, joista paras valittiin lopulliseksi rakenteeksi. Kun rakenne oli selvillä, tehtiin lujuuslaskelmat eurokoodien 3 ja 9 sekä soveltuvan kirjallisuuden mukaan. Tämän ohessa hiottiin rakenteen yksityiskohtia FEM-analyysien avulla niin, että saatiin mahdollisimman jäykkä rakenne. Suunnittelua varten tutkittiin olemassa olevia hitsauspöytiä, sekä niiden osia ja kiinnityksiä. Hitsauspöydistä ei löytynyt varsinaista teoriatietaa, joten suunnittelu oli aloitettava tyhjästä.

Opinnäytetyön teksti esittelee aluksi työn tilaajan sekä selittää sitä, mihin tarpeeseen työ tehtiin. Työn teoriaosuutena voidaan pitää kappaleita 3–8, joissa käsitellään alumiinin ominaisuuksia, hitsattavuutta ja hitsausta sekä kappaleissa 4–8 komponenttien mitoitusta, eli ruuvien, niveltappien, korvakkeiden, palkkien, hitsisaumojen sekä hydraulisynterierien mitoitusta. Kappaleessa 9 käydään läpi pöydän suunnittelua, eli luonnostelua, ja lopullisen rakenteen komponenttien valintaa.

Kappale 10 esittelee rakenteesta tehdyt FEM-analyysit ja niistä tehtyjä johtopäätöksiä. Kappale on jaettu kahteen osaan siten, että ensimmäinen puolisko sisältää analyysien kuvaukset, ja jälkimmäinen puolisko sisältää niihin liittyvät kuvat. Kappaleessa 11 käsitellään standardin EN 1570 vaatimuksia ja sitä, kuinka niitä on tulkittu sovellettu tätä työtä tehtäessä. Lopuksi on luvussa 12 kuvia lopullisesta rakenteesta, joihin on lisätty ”ihminen” mittakaavan vuoksi. Luku 13 on pohdintaa lopputuloksesta. Kaikkein viimeisimpänä ovat liitteet, joissa on rakenteen mitoitusta koskevat laskelmat.

## 2 TOIMEKSIANTAJA JA TARPEEN MÄÄRITTELY

Seuraavassa kappaleessa on toimeksiantajan esittely sekä opinnäytetyön tarpeen selvitys.

### 2.1 Oy Kewatec Aluboot Ab

Kewatec Aluboot on veneenrakennusyritys, joka sijaitsee Lahdenperän teollisuusalueella Kokkolassa. Yhtiö on perustettu vuonna 1998. Kewatecin tuotteita ovat jahdit, pienet moottoriveneet, luotsiveneet, öljyntorjuntaveneet, matkustajaveneet, sekä partio- ja työveneeet. Aluksien päämateriaali on alumiini, ne rakennetaan yksittäiskappaleina tilauksesta Kewatecin tuotantotiloissa. Alumiinin käyttö mahdollistaa kevyemmät alukset, alhaisemman polttoaineenkulutuksen sekä mahdollistaa suuremmat kuormat kuljetusaluksille. Veneet voidaan räätälöidä asiakkaan tarpeiden mukaisesti. Kewatec työllistää noin 50 henkeä (Kewatec 2017).

### 2.2 Tarve hitsauspöydälle

Kewatecin alukset rakennetaan hitsaamalla, ja osa hitsaamisesta tapahtuu teräksisellä itse-tehdyllä pöydällä, jossa on alumiinikansi. Hitsattava kappale silloitetaan pöytään kiinni, ja siihen aletaan hitsata kiinni erilaisia alumiiniprofiileja. Hitsaaminen onnistuu tällä tavalla hyvin, mutta hitsaajat joutuvat konttaamaan pöydän päällä hitsatessaan, jolloin työasennot ovat huonoja. Työergonomian parantamiseksi, sekä muuten työn helpottamiseksi tarvittaisiin hitsauspöytä, jonka korkeutta on mahdollista muuttaa, ja jonka kantta on mahdollista kallistaa kahteen suuntaan, jotta hitsaaminen onnistuu seisten pöydän vieressä. Jos mahdollista, pöydän keskelle olisi jätettävä aukko, jotta hitsaaminen onnistuisi myös pöydän keskellä seisten.

Uuden pöydän tulisi olla samankokoinen kuin vanhan pöydän, eli 6 metriä pitkä ja 2,5 metriä leveä, sekä sen tulisi kantaa ainakin 200 kg:n paino. 200 kg ei ole kovin paljon mille tahansa tavalliselle pöydälle, mutta kallistettavalle nostopöydälle se saattaa aiheuttaa suuriakin rasituksia esimerkiksi silloin, kun kuorma on keskittynyt pöydän jompaankumpaan pätyyn

pöydän kantta kallistettaessa. Markkinoilla olevat hitsauspöydät ovat poikkeuksetta liikkumattomia vaakasuoria tasoja tai roboteille tarkoitettuja pöytiä, jotka pyörivät akselinsa ympäri. Mitään varsinaista ennakkotapausta ei löytynyt.

### 3 ALUMIININ LÄMPÖKÄSITTELY & HITSATTAVUUS

Alumiini on kevytmetalli. Se on kohtuullisen luja ja hyvin muovattava. Alumiini on myös myrkytön, korroosionkestävä, hyvin lämpöä ja sähköä johtava, hyvin heijastava ja sitkeä materiaali. Alumiinia käytetään elektroniikassa, lentokoneissa, pakkauksissa, erilaisissa profiileissa sekä laivoissa ja veneissä. (Lukkari 2001, 24.) Eri alumiinilaadut on jaettu ryhmiin EN-573:n mukaan niiden seosaineiden perusteella (1XXX, 2XXX, jne.). Sarjojen ensimmäinen numero viittaa sarjan pääseosaineeseen. Muun muassa 1000-sarjan alumiinit ovat seostamattomia, vähintään 99,0 % puhtaita laatuja. 2000-sarjan pääseosaine on kupari. 8000-sarjaan kuuluvat ne laadut jotka eivät sovi muihin sarjoihin. (Havas ym. 2010, 60–64.) Täydellinen lista sarjoista löytyy standardista EN 573-1. Alumiinit voidaan myös jakaa muokattaviin ja valettaviin laatuihin, jotka jaetaan edelleen karkeneviin ja karkenemattomiin laatuihin (Grönlund 1987, 4).

TAULUKKO 1. Alumiinin ja raudan fysikaalisia ominaisuuksia (Valtanen 2012; Lukkari 2001)

	<b>Al 99,99</b>	<b>Fe</b>	
Tiheys	2,7	7,8	g/cm <sup>3</sup>
Lämmönjohtavuus	235,0	81,0	W/mK
Sulamispiste	660,2	1538,0	°C
Pituuden lämpötilakerroin	23,6	12,1	10 <sup>-6</sup> /K

Alumiinin lujuutta voidaan lisätä seostamalla ja karkaisemalla. Karkenemattomien alumiinilaatujen lujuutta voi parantaa vain kylmämuokkauksella. Alumiinin karkaisu tapahtuu erkautuskarkaisemalla. Erkautuskarkaisu on erilainen ilmiö kuin tyypillinen teräksen karkaisu, jossa aineen mikrorakenne muuttuu martensiittiseksi. Ennen käsittelyä alumiiniseoksessa on seosainetta sulkeumina. Jotta alumiiniseos voidaan karkaista, täytyy seoksen liukoisuus nousta lämpötilan noustessa. Seos liuotushehkutetaan, jotta sulkeumat saadaan liukenemaan alumiiniin. Liuotushehkutuksen jälkeen seos sammutetaan nopeasti upottamalla se

öljyyn. Tässä vaiheessa erkaumia ei vielä ehdi syntyä. Tämän jälkeen suoritetaan varsinainen erkautushehkutus, jossa seosaineen atomit järjestäytyvät hilarakenteeseen perusaineen atomipaikoille erkaumina. (Koivisto ym. 2014, 166–167.) Eri seosaineet muokkaavat alumiinin ominaisuuksia lujuuden, lämmönjohtavuuden, muokattavuuden ja hitsaamisen kannalta, ja nämä ominaisuudet asettavat alumiinin käsittelylle tiettyjä vaatimuksia.

Hapettuessa alumiinin pinnalle muodostuu alumiinioksidikalvo, joka suojaa alumiinia korroosiolta. Oksidikalvon sulamispiste on n. 2050 °C, kun taas puhtaan alumiinin sulamispiste on 660 °C. Alumiinioksidi on myös puhdasta alumiinia painavampaa (tiheys: 3,9 g/cm<sup>3</sup>). Täten oksidikalvo ei sula hitsauksessa (lukuun ottamatta aluetta suoraan valokaaren alla), vaan sen palaset valuvat hitsisulaan muodostaen sulan jähmettyessä sulkeumia. Oksidikalvo myös sitoo itseensä kosteutta ja vetyä, jolloin hitsauksessa vety irtoaa ja aiheuttaa hitsiin huokosia. Tästä johtuen oksidikalvo on poistettava ennen hitsaamista. (Lukkari 2001, 56–60, 217–228.) Oksidikalvon voi poistaa mekaanisesti harjaamalla tai kemiallisesti.

Alumiinin alhaisen sulamispisteen takia on hitsattaessa pyrittävä hallitsemaan lämmöntuontia työkappaleeseen. Lämpöä syntyy, kun kaarihitsauksessa valokaaren palaessa elektronit kulkevat elektrodin ja työkappaleen välillä anodia kohti. Elektronit kehittävät suuren liike-energiansa vuoksi lämpöä, joka kuumentaa anodin. Sen, kumpi toimii anodina, elektrodi vai työkappale, määrää hitsauslaitteen napaisuus. Napaisuudella on merkitystä tasavirralla hitsattaessa. Työkappaleen ollessa anodina lämmöntuonti on suurta ja saadaan aikaan syvä tunkeuma, oksidikalvo ei kuitenkaan rikkoudu sillä valokaari ei kykene sulattamaan sitä. Elektrodin ollessa anodina lämmöntuonti työkappaleeseen on vähäistä ja keskittyy kappaleen pintaan, joka rikkoo oksidikalvon. Samalla suurin osa lämmöstä keskittyy itse elektrodiin. (Lukkari 2001; Grönlund 1987.)

TIG-hitsauksessa eli sulamattomalla elektrodilla hitsatessa on syytä välttää elektrodin liiallista kuormittamista, sillä liika lämmöntuonti lopulta sulattaa sen, jolloin elektrodin materiaalia putoaa hitsisulaan. (Lukkari 2001; Grönlund 1987.) Alumiinin TIG-hitsaamisessa käytetäänkin yleensä vaihtovirtaa, jolloin napaisuus vaihtelee koko ajan. Tämä rajoittaa lämmöntuontia sekä rikkoo oksidikalvon. MIG-hitsaus suoritetaan lähes aina tasavirralla. (Lukkari 2001, 121; Grönlund 1987, 14–17.) Vaikka alumiinin sulamislämpötila on alhainen, sen lämmönjohtokyky on suuri, jolloin lämpö siirtyy hitsin alueelta nopeasti muualle. Tästä johtuen alumiinin hitsauksessa tarvittava lämpömäärä on suurempi kuin teräksellä. Lämmöntuonti

aiheuttaa muodonmuutoksia sekä lujuuden alenemista hitsin alueella. (Lukkari 2001, 57–59.) Hitsattaessa aine sulaa hitsisauman kohdalta. Kuuma aine lähtee laajenemaan. Samalla kylmä aine estää enemmän laajenemisen ja aine kokoonpuristuu. Jäähdyessään aine pyrkii kutistumaan, ja kokoonpuristumisen ansiosta kutistuu alkuperäistä pienempään tilavuuteen, tämä aiheuttaa vetelyitä. (Lukkari 2001, 74.) Jäähdyessään sulasta tilasta kiinteään tilaan alumiini kutistuu n. 6,5 %, ja lisäksi vielä 2 % jäähdyessään huoneenlämpötilaan. Lämmöntonnon ja muodonmuutosten minimoimiseksi voidaan käyttää nopeampia hitsausmenetelmiä (MIG) tai tietenkin muuttaa hitsausparametreja. (Lukkari 2001, 59, 99.)



## 4 RUUVIEN MITOITUS

Silloin kun liitoksen on oltava purettavissa, käytetään ruuveja. Ruuvit ovat luotettavia, edullisia ja ne on helppo asentaa ja purkaa. Haittapuolena ruuvien väsymislujuus ja kiinnipysyminen riippuvat suuresti vaikeasti hallittavasta kiristysmomentista. Ruuveja on saatavilla eri lujuuksia, joista kenties kaikkein yleisimpiä ovat luokan 8.8 ruuvit, jossa ensimmäinen luku kerrottuna sadalla ilmaisee ruuvin vetomurtolujuuden, ja molempien lukujen tulo kerrottuna 10:llä, ilmaisee myötölujuuden tai venymisrajan, eli:

$$R_m = 8 * 100 = 800 \text{ MPa}$$

$$R_e = 8 * 8 * 10 = 640 \text{ MPa}$$

Lujuuden lisääminen tarkoittaa myös murtovenymän pienenemistä, jolloin ruuvit joustavat vähemmän, ja murtuvat sikäli helpommin. Tästä syystä standardi EN 1993 ei salli yli 10.9 lujuusluokan ruuvien käyttöä. Ruuvin selvästi tärkein ominaisuus on sen vetolujuus, ja ruuviin kohdistuvia leikkausvoimia pyritään välttämään liitoksen suunnittelussa. Liitokset yleensä toteutetaan niin, että ruuvien puristusvoiman tuottama kitkavoima liitettävien kappaleiden välissä riittää kantamaan kaikki liitokseen kohdistuvat leikkausvoimat. Tällöin ainoa ruuveihin kohdistuva leikkausvoima on itse kiristyksestä johtuva vääntöleikkausjännitys. Standardi EN 1993-1-8 sisältää viisi ruuvikiinnitysluokkaa, jotka valitaan sen mukaan, millä tavalla ruuveja kuormitetaan. Sellaisissa liitoksissa, joihin kohdistuu vaihtuvasuuntainen kuormitus, käytetään luokkia B, C tai E, joissa käytetään esijännitettyjä ruuveja. Tällöin käytettyjen esijännitettyjen ruuvien on oltava joko 8.8 tai 10.9 lujuusluokkiin kuuluvia. (Airila, Ekman, Hautala, Kivioja, Kleimola, Martikka, Miettinen, Niemi, Ranta, Rinkinen, Salonen, Verho, Vilenius & Välimaa 2003, 161–163, 173–189; SFS 2005, 21–23.)

### 4.1 Ruuvin kiristysvoima ja kiristysjännitys

Kuvassa 1 on esitetty metrisen ISO kierteen profiili, ja sen geometriaa kuvaavia suureita. Niiden lisäksi tarvitaan ruuvin kestävyuden laskemiseksi sen sydänhalkaisija, sydänpinta-ala ja jännityspinta-ala, jotka saadaan kaavoista:

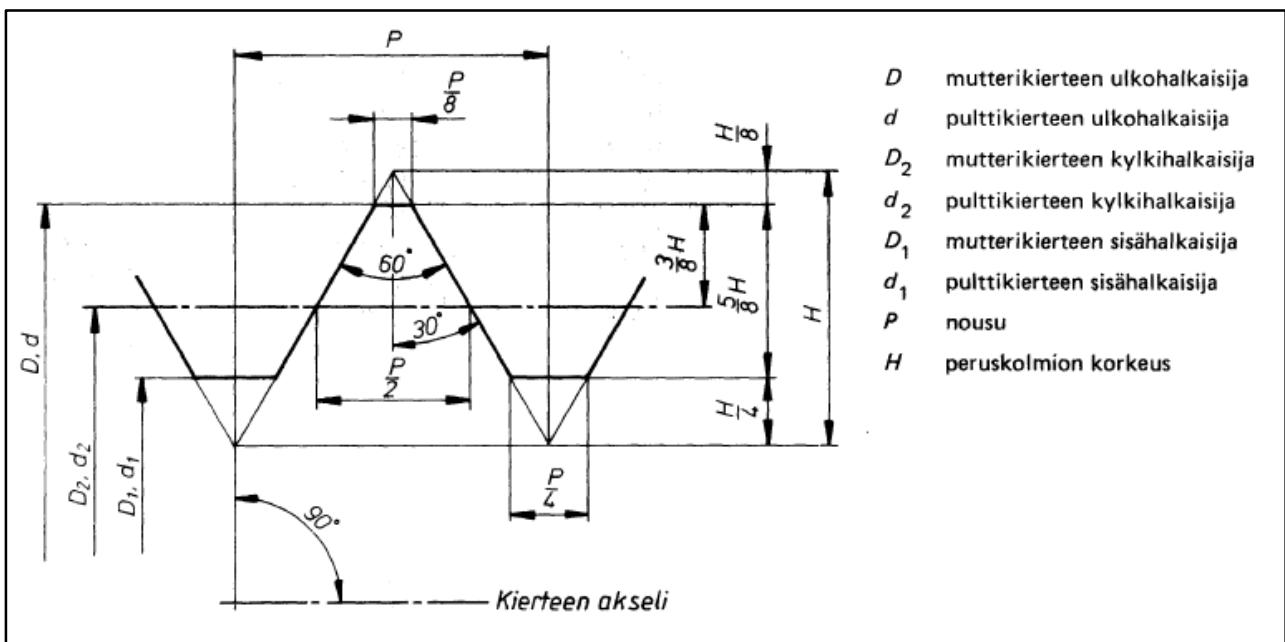
$$d_3 = d - \frac{5}{3}H \quad (1)$$

$$A_3 = \frac{\pi}{4} d_3^2 \quad (2)$$

$$A_s = \frac{\pi}{4} \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \quad (3)$$

Sydänhalkaisijasta  $d_3$  sekä kylkihalkaisijasta  $d_2$  saadaan laskettua sydän- ja jännityspinta-alat  $A_3$  ja  $A_s$ , kun tunnetaan peruskolmion korkeus  $H$  sekä kierteen ulkohalkaisija  $d$  (KUVA 1). Käytännössä edellä mainitut suureet voidaan saada myös kirjojen tai standardien taulukoista, eikä niitä tarvitse itse laskea. Sydän- ja jännityspinta-aloja tarvitaan esimerkiksi ruuvin vääntömomentin tai jännitysten laskemisessa. (Airila ym. 2003, 164–165, 199, 229.)

Vetovoiman alainen ruuvi voi rikkoutua joko niin, että kierteet leikkautuvat irti ruuvista tai mutterista, tai siten, että ruuvi napsahtaa kokonaan poikki. On myös mahdollista, että ruuvin kanta leikkautuu irti. Näin voi käydä lähinnä kuormitettaessa kuusiokoloruuveja tai ristipää



KUVA 1. Metrinen ISO-kierteen perusprofiili (mukaillen SFS 1980, 1)

ruuveja. (Airila ym. 2003, 165, 185.) Ruuvin heikoin kohta on siellä, missä sen poikkipinta on kapeimmillaan. Kuusioruuveilla kapein kohta löytyy kierteestä. Ruuvin vetolujuus kierteen kohdalla saadaan yhtälöstä:

$$F_{sg} = R_m * A_s \quad (4)$$

(Airila ym. 2003, 185.) Jossa  $R_m$  on ruuvin murtolujuus. Varren vetolujuutta laskettaessa käytetään varren pinta-alaa, joka on kuusioruuveissa ruuvin nimellimitasta laskettu ala. Vetolujuus voidaan laskea seuraavasta kaavasta: (Airila ym. 2003, 185.)

$$F_{sT} = R_m * A_T \quad (5)$$

Jossa  $A_T$  tulee kaavasta:

$$A_T = \frac{\pi * d_T^2}{4} \quad (6)$$

ja  $d_T$  tulee kaavasta:

$$d_T = \frac{d_2 + d_3}{2} \quad (7)$$

(Airila ym. 2003, 185.) M12-ruuvin jännityspinta-ala on  $A_S = 84,3 \text{ mm}^2$ , ja vetomurtolujuus kierteen kohdalla on sen perusteella  $F_{sG} = 67\,440 \text{ N}$ . (Airila ym. 2003, 165, 185.) Lasketaan ruuvin varren murtolujuus:

$$d_T = \frac{10,863 + 9,853}{2} = 10,358 \text{ mm}$$

$$A_T = \frac{\pi * 10,358^2}{4} = 84,26 \approx 84,3 \text{ mm}^2$$

Tämän enempää laskematta voidaan jo päätellä, että M12-ruuvin varren vetolujuus on sama kuin kierteitetyn osan lujuus, sillä  $A_S = A_T$ . Varren ja kierteen lujuus riippuu materiaalin lisäksi valmistusmenetelmästä. Kylmävalssatut kiertetut voivat olla vartta vahvemmat, ellei myös vartta ole kylmämuokattu. (Airila ym. 2003, 184–186.) Tavallisessa koneenrakennuksessa ruuvin kiristysjännitys ei saa ylittää 90 % myötörajan, tämä on ns. myötörajan hyödyntämissuhde, joka tarkoittaa seuraavaa:

$$v_p = \frac{\sigma_{ver}}{R_{p0,2}} \quad (8)$$

(Airila ym. 2003, 229.) Jossa  $\sigma_{ver}$  on vakiomuodonvääristymisenergiähypoteesin (VMVEH) mukainen vertailujännitys. Sitä kutsutaan myös von Misesin jännitykseksi.  $R_{p0,2}$  tarkoittaa materiaalin venymisrajaa, jota käytetään silloin, kun materiaalilla ei ole selkeää myötörajaa. Kun sauvan venymä on 0,2%, on sen sisäinen jännitys yhtä kuin  $R_{p0,2}$  (Karhunen ym. 2012, 21, 308.). Hyödyntämissuhdetta hyväksikäyttämällä voidaan laskea suurin ruuville sallittu kiristykseen aikainen jännitys yhtälöstä:

$$\sigma_M = \frac{v_p * R_{p0,2}}{\sqrt{1 + 3 * \left[ 2 * \frac{d_2}{d_3} * \left( 1,155 * \mu_G + \frac{P}{\pi d_2} \right) \right]^2}} \quad (9)$$

(Airila ym. 2003, 229.) Jossa P on kierteen nousu, ja  $\mu_G$  on kierteen kitkakerroin. Tätä jännitystä käyttämällä saadaan laskettua ruuvin suurin kiristysvoima kertomalla se jännityspinta-alalla:

$$F_M = \sigma_M * A_S \quad (10)$$

(Airila ym. 2003, 229–230.) Ruuvin kiristäminen onnistuu joko perinteisesti vääntämällä, tai sitten venyttämällä ruuvia haluttuun kireyteen asti. Jälkimmäinen tapa on mahdollinen ainakin puristamalla ensin alustaa, ja asentamalla sitten ruuvi käsin jonka jälkeen alusta vapautetaan. Vääntämällä kiristettyihin ruuveihin kohdistuu vedon lisäksi, kierteen noususta ja kitkasta johtuen, myös vääntöjännitys. Kun tiedetään kiristysvoima, voidaan laskea kiristysmomentti. Ruuvin kiristyksen aikana siihen vaikuttaa ruuvikierteestä johtuva kitkavoima, sekä ruuvin kannan ja alustan välinen kitkavoima. Kun ensin arvioidaan kitkakerroin, voidaan laskea kierteestä johtuva kiristysvääntömomentti seuraavasta lausekkeesta:

$$M_G = \frac{1}{2} * d_2 * F_s \left( \frac{\mu_G}{\cos \frac{\alpha_n}{2}} + \tan \gamma \right) \quad (11)$$

Kaavassa 11  $F_s$  on kierteessä vaikuttava aksiaalivoima,  $\alpha_n$  on kierteen kylkikulma, ja  $\gamma$  on nousukulma. Metrisillä ISO-kierteillä kylkikulma on  $60^\circ$ , jolloin vääntömomentin yhtälö on voitu johtaa seuraavaan yksinkertaisempaan muotoon:

$$M_G = \frac{1}{2} * d_2 * F_M \left( 1,155 * \mu_G + \frac{P}{\pi d_2} \right) \quad (12)$$

(Airila ym. 2003, 179, 228.) Ruuvin kannan ja alustan välinen kitka vaikeuttaa omalta osaltaan vääntämistä. Kitkamomentti saadaan kaavasta 14, jossa  $\mu_K$  on ruuvin kannan ja alustan välinen kitkakerroin. Kitkan aiheuttaman vastamomentin laskemiseksi täytyy tietää ns.

kitkan vaikutusympyrän halkaisija  $D_{km}$ , joka on ruuvin kannan tai mutterin ( $d_K$ ) sekä ruuvi-  
reiän ( $D_B$ ) halkaisijoiden keskiarvo. Kun edellä mainitut suuret ovat selvillä, kokonaiskiristys-  
momentti on yksinkertaisesti kitkamomentin ja kiristysmomentin summa:

$$D_{km} = \frac{d_K + D_B}{2} \quad (13)$$

$$M_K = \frac{1}{2} * \mu_K * D_{km} * F_M \quad (14)$$

$$M_A = M_K + M_G \quad (15)$$

(Airila ym. 2003, 228–229.) Kun aikaisemmin on laskettu suurin sallittu kiristysjännitys, johon  
otettiin mukaan myötörajan hyödyntämissuhde, ja siitä edelleen suurin sallittu kiristysvoima,  
voidaan voiman avulla laskea leikkaus- ja vetovoiman komponentit. Jännityskomponenttien  
avulla voidaan laskea VMVEH:n mukainen redusoitu jännitys. Kun tähän lisätään myötöra-  
jan hyödyntämissuhde (Kaava 8), päästään takaisin kaavaan 9. (Airila ym. 2003, 229–231.)

Leikkausjännitys:

$$\tau = \frac{M_G}{W_P} = \frac{8 * d_2 * F_M}{\pi * d_3^3} * \left( 1,155 * \mu_G + \frac{P}{\pi d_2} \right) \quad (16)$$

Normaalijännitys:

$$\sigma = \frac{4 * F_M}{\pi * d_3^2} \quad (17)$$

Kaavassa 16  $W_P$  on ruuvin polaarinen taivutusvastus. Vertailujännityksen kaavasta voi-  
daan johtaa kiristysjännitys seuraavasti:

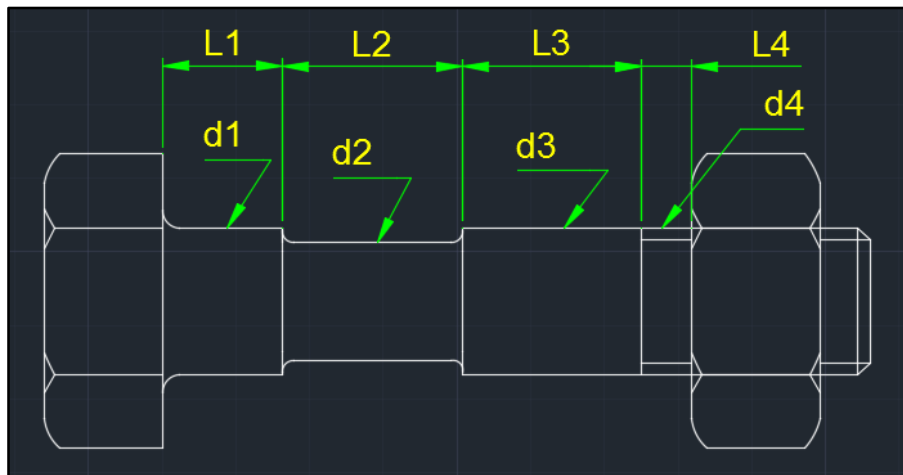
$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} \quad (18) \\ \Rightarrow v_p * R_{p0,2} &= \sigma \sqrt{(1)^2 + 3 * \left(\frac{\tau}{\sigma}\right)^2} \\ \Rightarrow \sigma &= \frac{v_p * R_{p0,2}}{\sqrt{(1)^2 + 3 * \left(\frac{\tau}{\sigma}\right)^2}} \end{aligned}$$

$$\Rightarrow \sigma_M = \frac{v_p * R_{p0,2}}{\sqrt{1 + 3 * \left[ 2 * \frac{d_2}{d_3} * \left( 1,155 * \mu_G + \frac{P}{\pi d_2} \right) \right]^2}} \quad (19)$$

(Airila ym. 2003, 229.)

## 4.2 Ruuvin ja alustan jousivakiot

Ruuviliitoksen toimivuuteen liittyy ruuvin jäykkyys. Jäykkyyttä KUVAA jousivakio, joka voidaan määrittää sekä ruuville, että alustalle, sillä molemmat osat joustavat jonkin verran. Ruuvi voidaan jakaa osiin esimerkiksi kuvan 2 mukaisesti, ja jokaiselle osalle voidaan laskea oma jousivakio. Koko ruuvin jousivakio on luonnollisesti sen osien jousivakioiden summa.



KUVA 2. Ruuvin osat

Minkä tahansa ruuvin osan (i) jousivakio, voidaan laskea kaavalla:

$$k_i = \frac{E_S * A_i}{l_i} \quad (20)$$

Jossa  $E_S$  on ruuvin kimmokerroin,  $A_i$  on laskettavan ruuvin osan pinta-ala ja  $l_i$  laskettavan osan pituus. (Airila ym. 2003, 198.) Mutterin ja ruuvin kannan jousivakiot,  $k_{GM}$  ja  $k_K$ , voidaan laskea kaavoilla:

$$\frac{1}{k_{GM}} = \frac{0,5 * d}{E_S * A_3} + \frac{0,4 * d_K}{E_S * A_i} \quad (21)$$

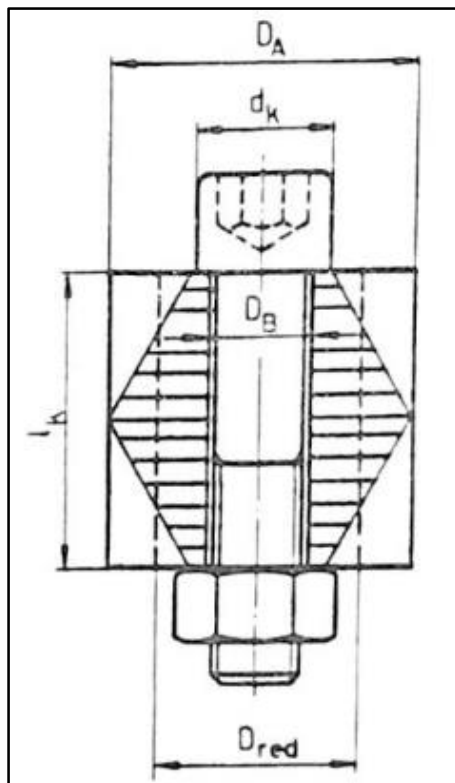
$$\frac{1}{k_K} = \frac{0,4 * d_K}{E_S * A_i} \quad (22)$$

Koko ruuvi voidaan ajatella ryhmänä sarjaan kytkettyjä jousia, joiden yhteenlaskettu jousivakio saadaan kaavasta:

$$k_S = \left( \frac{1}{k_{GM}} + \frac{1}{k_K} + \sum \frac{1}{k_i} \right)^{-1} \quad (23)$$

Alustan jousivakiota varten tarvitaan ns. redusoidun lieriön, eli korvauslieriön pinta-ala. Ruuvin ympärille kuvitellaan lieriö, jonka jäykkyys on sama kuin liitoksen osien todellinen jäykkyys. (Airila ym. 2003, 199.) Tätä lieriötä kutsutaan myös korvauslieriöksi. Korvauslieriön laskemiseen on useita tapoja, jotka riippuvat liitoksen tyypistä. Seuraavaksi käydään läpi lyhyesti tapa, jota tässä opinnäytetyössä on sovellettu. Korvauslieriön pinta-ala saadaan kaavasta:

$$A_{red} = \frac{\pi}{4} (d_K^2 - D_B^2) + \frac{\pi}{8} d_K (D_A - d_K) (x + 2)x \quad (24)$$



KUVA 3. Korvauslieriö mutteri-ruuvi-liitoksessa (mukaillen Airila ym. 2003, 200)

Jossa  $D_A$  on korvauslieriön halkaisija. Kaava on voimassa silloin kun on voimassa ehto:  $d_K \leq D_A \leq d_K + l_K$ . Kaavassa esiintyy parametri  $x$ , jonka yhtälö riippuu edellä mainitun ehdon täyttymisestä sekä siitä, onko kyseessä kierrereikä–ruuvi-, vai mutteri–ruuviliitos. (Airila ym. 2003, 199–201.) Mutteri-ruuviliitokselle parametri  $x$ :n kaava on:

$$x = \left( \frac{l_K * d_K}{(l_K + d_K)^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (25)$$

Jossa  $l_K$  on korvauslieriön korkeus. (Airila ym. 2003, 201.) Lopuksi alustan jousivakion saa laskettua seuraavalla kaavalla:

$$k_p = \frac{A_{red} * E_p}{l_K} \quad (26)$$

Jossa  $E_p$  on alustan, eli liitettyjen osien jousivakio. Jos liitetyt osat ovat eri materiaaleja, voidaan niille laskea yhteinen jousivakio:

$$E_p = 2 * \frac{E_1 * E_2}{E_1 + E_2} \quad (27)$$

(Valtanen 2013, 200.) Sekä ruuvin että alustan jousivakioita tarvitaan lopulta määrittelemään lisävoimasuhde  $\Phi$ . Kun ruuvia kuormitetaan, ruuvi venyy, ja alusta puristuu, eli voima kohdistuu siis molempiin osiin seuraavasti:

$$F_A = F_{SA} + F_{PA}$$

Jossa  $F_A$  on ruuvia kuormittava voima,  $F_{SA}$  on voiman ruuvia kuormittava osuus, ja  $F_{PA}$  on voiman alustaa kuormittava osuus. Ruuvin ja alustan kuormitusten suhde niiden jousivakioihin tuottaa yhtälön, joka on samalla liitoksen venymän muutos:

$$\Delta\delta = \frac{F_{PA}}{k_p} = \frac{F_{SA}}{k_S}$$

$$F_{SA} = \frac{1}{1 + \frac{k_p}{k_S}} * F_A = \Phi F_A$$



$$\Phi = \frac{F_{SA}}{F_A} = \frac{k_S}{k_S + k_P} \quad (28)$$

(Övermark 2013, 53, 57.) Lisävoimakerroin on siis ruuviin kohdistuvan kuormituksen suhde koko liitokseen kohdistuvasta kuormituksesta, joka on sama kuin ruuvin jousivakio jaettuna koko liitoksen jousivakiolla. Suurin sallittu ulkoinen aksiaalinen vetokuormitus yhtä ruuvia kohden on täten aikaisemmin lasketun esikiristysvoiman  $F_M$ , sekä ruuvin vetokuormituksen summa.

$$F_{\max} = F_M + \Phi F_A \quad (29)$$

(Airila ym. 2003, 197, 202, Övermark 2013, 53–54, 57.) (Huom. Liitteessä 3 käytetään kuormittavan voiman  $F_A$  tilalla merkintöjä  $R_{28}$  ja  $R_{48}$ .)

### 4.3 Ruuviryhmän vetovoimien laskenta

Ruuviryhmän ruuvien vetovoimat saadaan kaavasta 31, mutta sitä ennen on tunnettava ruuviryhmän jäyhyysmomentin arvo, jonka selvittämiseksi taas tarvitaan liitoksen neutraaliakselin paikka. Neutraaliakselin yläpuolella esiintyy vetoa, ja sen alapuolella puristusta. Neutraaliakselin paikka  $y_c$ , voidaan selvittää kaavasta 29, joka on toisen asteen yhtälö. Kun ruuvien lukumäärä on pieni, yhtälö voidaan ratkaista tavalliseen tapaan ratkaisukaavaa käyttäen. Kun ruuveja on paljon, on viimeisen termin arvon, eli kaikkien ruuvien pinta-alojen sekä niiden y-koordinaattien tulojen summan, selvittäminen työlästä. Silloin kannattaa käyttää apuna taulukkolaskentaohjelmaa (esim. Excel).

$$\frac{b * y_c^2}{2} + y_c * n * A_b - \sum_{i=1}^n (Y_i A_b) = 0 \quad (30)$$

Kaavassa  $b$  on laipan leveys,  $y_c$  neutraaliakselin y-koordinaatti,  $n$  ruuvien lukumäärä,  $A_b$  ruuvien varren ala, ja  $Y_i$  on ruuvin  $i$  y-koordinaatti. (Övermark 2013, 50.) Ruuviryhmän jäyhyysmomentin saa yhtälöstä:

$$I_x = \frac{b * y_c^3}{3} + \sum_{i=1}^n A_i * (y_i - y_c)^2 \quad (31)$$

Joka on siis jäyhyysmomentti taivutettaessa x-akselia vastaan. (Övermark 2013, 51.) Yksittäisten ruuvien vetovoimat saadaan laskemalla jokaiselle ruuville erikseen, tai mielellään käyttämällä taulukko-ohjelmaa kaikille ruuveille yhtä aikaa, kaavasta:

$$F = \frac{A_b M_B}{I_x} * (y_i - y_c) \quad (32)$$

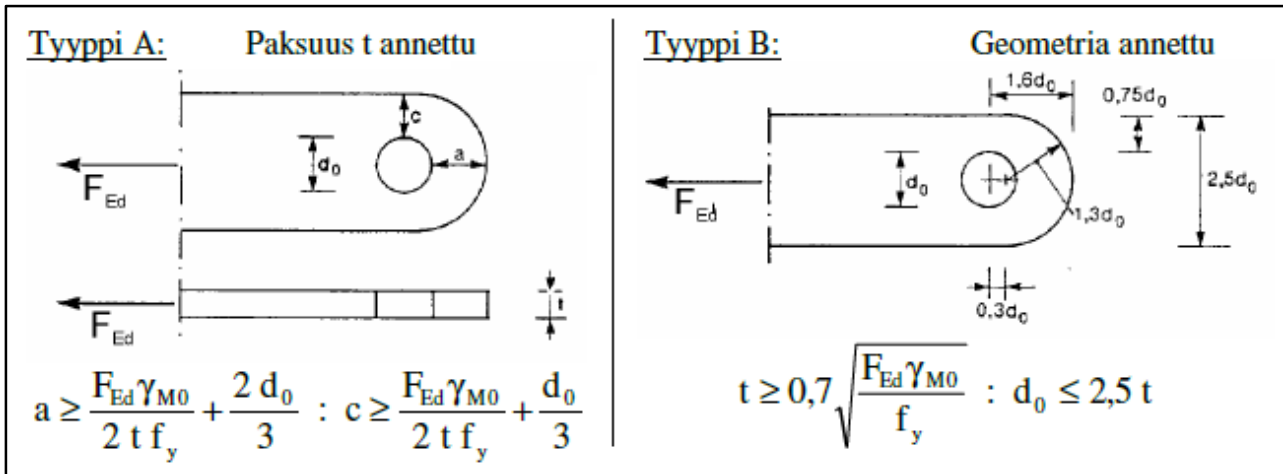
Jossa  $M_B$  on liitoksessa vaikuttava taivutusmomentti, joka on tapauskohtainen, ja selvitetävä erikseen. (Övermark 2013, 51).

#### 4.4 Esijännityksen merkitys

Kun liitokseen kohdistuu vaihtuvasuuntainen tai -suuruinen kuormitus, sitä sanotaan väsyttäväksi kuormitukseksi. Väsyttävä kuormitus aiheuttaa, yleensä jonkin epäjatkuvuuskohdan aiheuttaman jännityshuipun takia, särön, joka pikkuhiljaa kasvaa isommaksi halkeamaksi ja lopulta koko liitos murtuu. Väsymismurtuman aikaansaama jännitys, eli väsymisraja, on yleensä vain murto-osa kappaleen myötörajasta (Karhunen ym. 2012, 351; Övermark 2013, 51–56). Tällöin esimerkiksi pieni, mutta jatkuva, ruuviin kohdistuva tykytys aiheuttaa lopulta ruuvien murtumisen, kunhan se ylittää ruuvien väsymisrajan. Kun ruuvi esijännitetään esim. 100 MPa:n kireyteen, ruuvi säilyttää kireytensä, vaikka kuormitus poistettaisiin. Vaikka ruuvia nyt kuormitettaisiin ulkoisella 50 MPa:n jännityksen tuottavalla voimalla, ruuvien kireys ei muutu. Vasta kun ulkoinen kuormitus ylittää esijännityksen tason (tässä tapauksessa 100 MPa), alkaa ruuvien kireys nousta. Väsyttävässä kuormituksessa tärkein parametri on jännitysvaihtelu, eli se, mikä on suurimman ja pienimmän jännityksen välinen ero. Toisin sanoen, esijännitys ehkäisee väsyttävän kuormituksen vaikutuksia luoden puskurin, joka estää pieniä jännitysvaiheluita rikkomasta liitosta. (Övermark 2013, 51–56).

## 5 NIVELTAPIT JA KORVAKKEET

EN 1993-1-8 antaa ohjeet niveltappien ja korvakkeiden mitoitukselle. Korvakkeiden geometrian mitoitus on esitetty kuvassa 4. Olennaisinta korvakkeissa on, että reiän halkaisija ei ole liian suuri levyn vahvuuteen tai mittoihin  $a$  tai  $c$  nähden. Niveltapit suunnitellaan kestäämään niihin kohdistuva taivutusmomentti sekä kosketuspaine.



KUVA 4. Nivel tappien korvakkeiden mitoitus (mukaillen SFS 2005, 39)

Mitoituksen voi tehdä kahdella tavalla: päätetään geometria etukäteen, ja sitten lasketaan paksuus. Tai, että tunnetaan paksuus, ja lasketaan sitten muut mitat. (SFS 2005, 39.) Nivel tappien mitoitus perustuu haluttuun halkaisijaan sekä kuormitukseen. Nivel tappien paikallaan pysyminen on varmistettava, ja sauvojen on oltava riittävän suuria voimien siirtämiseksi nivel tappin keskeltä sivuille oleviin sauvoihin. (SFS 2005, 39.) Vaihde ttavien nivel tappien kosketuspaineen on täytettävä ehto:

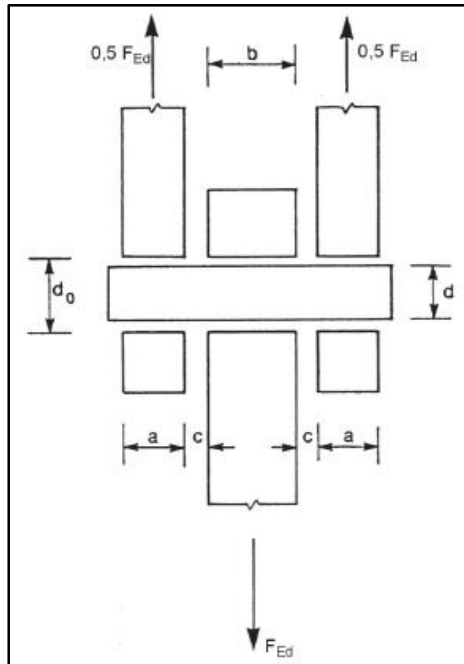
$$\sigma_{h,Rd} \leq f_{h,Rd}$$

Jossa:

$$\sigma_{h,Rd} = 0,591 \sqrt{\frac{E * F_{Ed} * (d_0 - d)}{d_0^2 * t}} \quad (33)$$

$$f_{h,Rd} = \frac{2,5 f_y}{\gamma_{M6,ser}} \quad (34)$$

Joissa  $F_{Ed}$  niveltappia kuormittava voima,  $d_0$  on niveltapin reiän halkaisija,  $d$  niveltapin halkaisija,  $t$  on rakenneosan paksuus,  $f_y$  on joko niveltapin tai levyrakenteen materiaalin myötöraja (valitaan pienempi), ja  $\gamma_{M6,ser}$  on liitoksen osavarmuuskerroin. Niveltappien leikkaus-, taivutus- ja reunapuristuskestävyyksien on oltava suurempia kuin niitä vastaavat kuormitukset.



KUVA 5. Niveltappien taivutusmomenttien laskenta (mukaillen SFS 2005, 40)

Niveltapin leikkauskestävyys viittaa siihen, kuinka hyvin niveltapin poikkipinta kestää poikittaisia leikkausvoimia silloin kun sitä painetaan tai vedetään. Leikkauskestävyys lasketaan kaavasta 34. (SFS 2005, 39.)

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 * A * f_{up}}{\gamma_{M2}} \quad (35)$$

Jossa  $A$  on niveltapin poikkipinta-ala, ja  $f_{up}$  on niveltapin materiaalin murtolujuus. Reunapuristuskestävyydellä tarkoitetaan kuinka hyvin niveltappi, tai korvakkeen reuna kestää, kun niveltappia kuormitetaan kohtisuoraan pituusakseliin nähden. (SFS 2005, 39; Backman 2008. 11.) Reunapuristus lasketaan kaavasta:

$$F_{b,Rd,ser} = \frac{0,6 * t * d * f_y}{\gamma_{M6,ser}} \quad (36)$$

Jossa  $t$  on levyosan paksuus  $d$  niveltapin halkaisija, ja  $f_y$  on pienempi arvoista niveltapin myötöraja ja levyosan myötöraja. Niveltapin taivutuskestävyys lasketaan kaavasta 36.

$$M_{Rd,ser} = \frac{0,8 * W_{el} * f_{yp}}{\gamma_{M6,ser}} \quad (37)$$

Jossa  $W_{el}$  on niveltapin kimmoteorian mukainen taivutusvastus (vrt. plastinen taivutusvastus s. 22) ja  $f_{yp}$  on niveltapin myötölujuus. (SFS 2005, 39.) Niveltappeja kuormittava taivutusmomentti saadaan yhtälöstä:

$$M_{Ed} = \frac{F_{Ed}}{8} * (b + 4c + 2a) \quad (38)$$

Jossa  $F_{Ed}$  on tappeja kuormittava voima, ja suureet  $a$ ,  $b$  ja  $c$  ovat geometrisia suureita (KUVA 5). Kun kaikki suureet ovat laskettu, tulee vielä tarkastaa yhdistetty taivutus- ja leikkausvoima kaavasta 38. (SFS 2005, 39.)

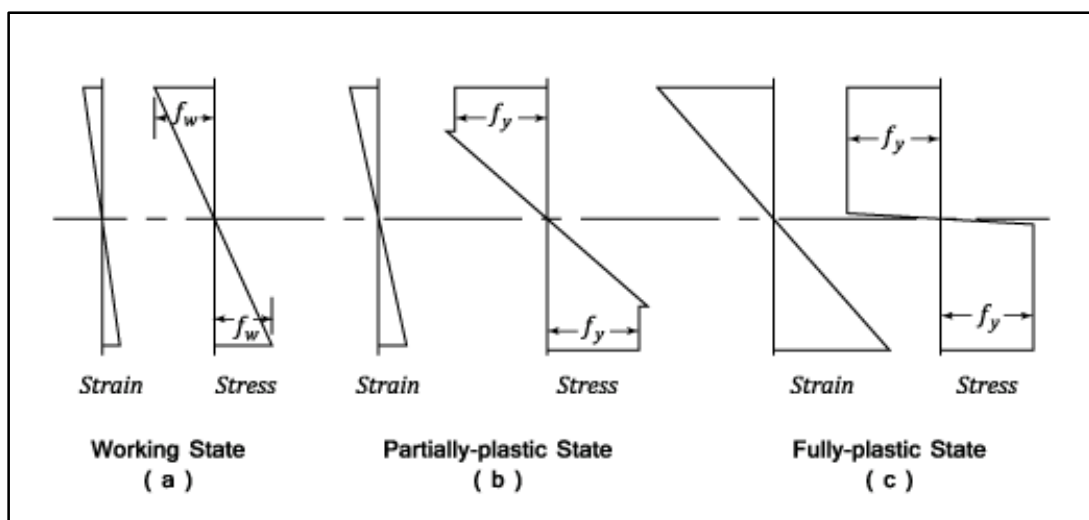
$$\left[ \frac{M_{Ed}}{M_{Rd,ser}} \right]^2 + \left[ \frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} \right]^2 \leq 1 \quad (39)$$

## 6 PALKKIEN MITOITUS

Palkkien rasituksia kuvaavaa matematiikkaa on tutkittu pitkään, ja tuloksena siitä on syntynyt niin sanottu tekninen taivutusteoria. Tämän yksinkertaisen mallin pohjalta on kehitetty eri malleja eri kuormitustapauksia varten, joissa on otettu käyttöön uusia käsitteitä, ja nämä käsitteet ovat käytössä alan standardeissa ja suunnitteluoppaissa. Seuraavassa kappaleessa selvitetään tärkeimpiä palkkien mitoitukseen liittyviä käsitteitä, jotka mainitaan standardeissa sekä Ruukin rakenneputkikäsikirjassa, ja joiden ymmärtäminen on tarpeen palkkien mitoituksessa.

### 6.1 Plastinen nivel ja rajakuorma

Kuten tunnettua, taivutettaessa palkin jännitykset kasvavat sitä mukaa kun siirrytään kauemmaksi neutraaliakselista. Niin kauan kuin myötörajaa ei ylitetä, palkit taivutusjännitykset pysyvät kimmoisella alueella. Sellaista taivutusmomenttia, jolla palkin reunajännitys saavuttaa myötörajan, kutsutaan elastiseksi rajamomentiksi. Palkilla on kuitenkin yhä kantokykyä myötörajan ylittymisen jälkeenkin. Kun taivutusmomenttia kasvatetaan, yhä suurempi osa palkin poikkipinnasta plastisoituu, kunnes poikkipinta on täysin plastisoitunut. (KUVA 6 a–c.) Kun jännitys jakauma on kuvan 6c mukainen, palkki on saavuttanut äärimmäisen kantokykynsä, eli rajakuorman, ja tätä jännitys jakaumaa vastaavaa momenttia sanotaan plastiseksi rajamomentiksi. (Karhunen ym. 2012, 148–149.)



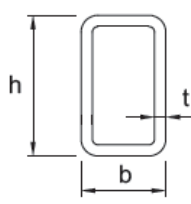
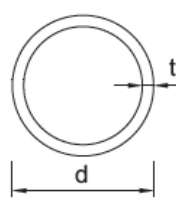
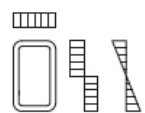
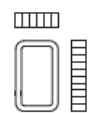
KUVA 6. Kimmoisen, kimmo-plastisen ja plastisen taivutuksen jännitys jakaumat (Codecogs)

Siihen palkin kohtaan, jossa plastinen rajamomentti saavutetaan, muodostuu plastinen nivel. Jos kuormaa lisätään, ja rakenneosan myötäessä jännitykset pääsevät jakautumaan muualle koko rakenteeseen, syntyy lisää plastisia niveliä. Lopulta koko rakenteen rajakuorma ylittyy, ja se romahtaa. Staattisesti kuormitettuja rakenteita voidaan mitoittaa laske-  
malla varmuus rajakuormaan nähden, eli rajatilamitoitusperiaatteella. (Karhunen ym. 2012, 148–151.)

## 6.2 Poikkileikkausluokat

Rakenneosat (esim. palkit) jaetaan poikkileikkausluokkiin sen mukaan, kuinka alttiita niiden osat ovat paikallisille lommahduksille (Ruukki 2012, 49.) Poikkileikkausluokkia on neljä, ja saman palkin eri osat voivat kuulua eri luokkiin. Poikkileikkausluokka määritetään tarkastelemalla puristuksessa olevien osien pituus- ja paksuussuhteita. Kuormitettaessa samaa palkkia eri tavoilla voidaan sille määrittää eri poikkileikkausluokkia riippuen kuormitustavasta (puristus, taivutus, jne.). Poikkileikkausluokkaa määritettäessä otetaan huomioon vain pal-

TAULUKKO 2. Rakenneputkien poikkileikkausluokkien rajat (mukaillen Ruukki 2012, 55)

								
Kuormitustapaus			Taivutus			Puristus <sup>a)</sup>		
								
Poikkileikkausluokka			1	2	3	1	2	3
$f_y$ (N/mm <sup>2</sup> )								
235	b/t	(laippa)	36,0	41,0	45,0	36,0	41,0	45,0
	h/t	(uuma)	75,0	86,0	127,0	36,0	41,0	45,0
275	b/t	(laippa)	33,5	38,1	41,8	33,5	38,1	41,8
	h/t	(uuma)	69,6	79,7	117,6	33,5	38,1	41,8
355	b/t	(laippa)	29,8	33,9	37,2	29,8	33,9	37,2
	h/t	(uuma)	61,6	70,5	103,9	29,8	33,9	37,2
420	b/t	(laippa)	27,7	31,4	34,4	27,7	31,4	34,4
	h/t	(uuma)	56,9	65,1	95,8	27,7	31,4	34,4
460	b/t	(laippa)	26,6	30,2	33,0	26,6	30,2	33,0
	h/t	(uuma)	54,5	62,3	91,6	26,6	30,2	33,0

kin poikki-pinnan tehollinen osa. Poikkileikkausluokissa 1,2 ja 3, koko poikki-pinta on tehollinen. Luokassa 1 poikki-pintaan voi syntyä plastinen nivel, jolloin poikki-pinta saavuttaa plastisen rajamomentin ennen lommahdusta. Luokassa 2 poikki-pinta lommahtaa ennen rajamomentin saavuttamista. Luokassa 3 poikki-pinnan lommahdus tapahtuu jo ennen kuin taivutusmomentti saavuttaa taivutuskestävyyden. Luokassa 4, vain osa poikki-pinnasta on tehollista. Lommahdus tapahtuu ennen kuin puristusjännitys saavuttaa myötölujuuden. Poikki-pinnan kestävyys lasketaan käyttämällä tehollista pinta-alaa. (Ruukki 2012, 49–50.)

Poikkileikkausluokan määrittämisen kannattaa tehdä tutkimalla ensin täyttääkö poikkileikkaus luokan 1 vaatimukset. Jos ei täytä, poikki-pintaa verrataan luokkiin 2 ja 3. Periaatteessa ne poikki-pinnat, jotka eivät kuulu luokkiin 1–3, kuuluvat automaattisesti luokkaan 4. (Ruukki 2012, 49–51.) Poikkileikkausluokan määrittämiseksi lasketaan ensin laipan ja uuman suhteet ainevahvuuteen, joita verrataan taulukosta saataviin poikkileikkausluokkien rajoihin. Lisäksi tarvitaan parametria  $\varepsilon$ , jonka arvo riippuu teräksen lujuudesta, ja joka löytyy taulukosta, tai jonka voi laskea yhtälöstä:

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{235}{f_y}} \quad (40)$$

(Ruukki 2012, 49–52.)

### 6.3 Taivutuskestävyys

Rakenneputket soveltuvat hyvin sellaisiin rakenteisiin, joissa niihin kohdistuu taivutusta useammasta suunnasta. Palkeilla, joissa on symmetrinen poikki-pinta, taivutusvastus on suurempi useammassa suunnassa, kuin esimerkiksi I-palkeilla. Ruukin putkipalkkikäsikirja esittää tavat, joilla rakenneputken kestävyys lasketaan. Seuraavaksi käydään läpi vain ne, joita tässä opinnäytetyössä on sovellettu. Kestävyyksien laskennassa käytetään suositeltavia tapauskohtaisia osavarmuuslukuja, jotka saadaan standardista EN 1993. Minkä tahansa voimasuureen mitoitusarvo ei saa ylittää vastaavaa kestävyysmitoitussarvoa. (Ruukki 2012, 76.) Esim. taivutuskestävyyden mitoitusehto on:

$$M_{Ed} < M_{c,Rd}$$



Poikkileikkausluokissa 1 ja 2 taivutuskestävyyden mitoitusarvo lasketaan kaavalla:

$$M_{c,Rd} = \frac{W_{pl} * f_y}{\gamma_{M0}} \quad (41)$$

Jossa  $W_{pl}$  on poikkipinnan plastinen taivutusvastus, ja  $\gamma_{M0}$  kestävyiden osavarmuusluku. Poikkileikkausluokassa 4 käytetään tehollisen poikkileikkauksen taivutusvastusta  $W_{eff}$ , joka on laskettava erikseen, ja jonka laskemista ei tässä esitetä. (Ruukki 2012, 76.) Reikien vaikutusta ei tarvitse ottaa huomioon vedetyssä laipassa, jos täyttyy ehto:

$$\frac{0,9 * A_{f,net} f_u}{\gamma_{M2}} \geq \frac{A_f f_y}{\gamma_{M0}}$$

Jossa  $A_{f,net}$  on vedetyn laipan nettopinta-ala, ja  $A_f$  on vedetyn laipan bruttopinta-ala. Jos ehto ei täyty, vedetyn laipan pinta-alaa pienennetään, kunnes se täyttyy. (Ruukki 2012, 78.) Rakenneputkella edellä mainitut suureet saadaan kaavoista:

$$A_f = 0,5 * [A - 2(h - 3t)t] \quad (42)$$

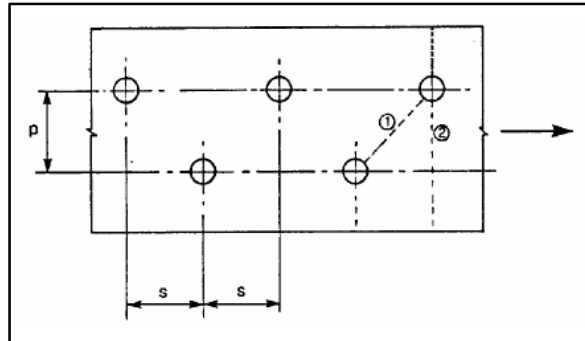
$$A_{f,net} = A - d_0 t \quad (43)$$

joissa  $A$  on poikkipinnan ala,  $h$  poikkipinnan korkeus,  $t$  putken ainevahvuus sekä  $d_0$  reiän halkaisija. Nettopinta-ala on poikkileikkauksen bruttopinta-ala vähennettynä rei'illä ja aukoilla. (Ruukki 2012, 62, 76.) Jos reiät eivät ole limitettyjä, voidaan pinta-ala määrittää vähentämällä poikkileikkauksesta reikien suurin pinta-ala missä tahansa poikkileikkauksessa. Jos reiät ovat limitettyjä, valitaan suurin arvo kahdesta seuraavasta:

- minkä tahansa poikkileikkauksen bruttopinta-ala vähennettynä rei'illä ja aukoilla
- vähennetään poikkileikkauksesta seuraavan kaavan määräämä luku:

$$t \left( n * d_0 - \sum \frac{s^2}{4 * p} \right) \quad (44)$$

Jossa  $t$  on ainevahvuus,  $n$  reikien määrä,  $d_0$  reiän halkaisija,  $s$  on kahden vierekkäisen limitetyn reiän keskiöiden välinen etäisyys sauvan akselin suunnassa ja  $p$  on kahden vierekkäisen reiän keskiön etäisyys kohtisuorassa sauvan akseliin nähden. (Ruukki 2012, 62.)



KUVA 7. Limitetyt reiät (mukaillen SFS 2005, 50)

## 6.4 Leikkauskestävyys

Leikkauskestävyyden mitoitusehto on:

$$V_{Ed} < V_{Rd}$$

Jossa  $V_{Ed}$  on leikkauskestävyyden mitoitusarvo murtorajatilassa, ja  $V_{Rd}$  on joko plastinen leikkauskestävyys  $V_{Rd}$  tai leikkauslommahduskestävyys  $V_{b,Rd}$ , riippuen siitä, ylittääkö profiili uuman hoikkuuden raja-arvon vain ei. Leikkauskestävyyden laskenta riippuu uuman hoikkuuden raja-arvosta. Raja-arvoa verrataan uuman korkeuden ja seinämän paksuuden suhteeseen. (Ruukki 2012, 98.) Jos siis toteutuu ehto:

$$\frac{h}{t} \leq \frac{72 * \epsilon}{\eta} + 3 \quad (45)$$

jossa  $\eta$  on muokkauslujittumisen huomioon ottava tekijä, lasketaan plastinen leikkauskestävyys. Rakenneputkien leikkauskestävyyttä laskettaessa ei hyödynnetä muokkauslujittumista, joten  $\eta$ :lle voi käyttää arvoa 1,0. (Ruukki 2012, 98.) Kun toteutuu ehto:

$$\frac{h}{t} > \frac{72 * \epsilon}{\eta} + 3 \quad (46)$$

lasketaan leikkauslommahduskestävyys (Ruukki 2012, 98). Plastisuusteorian mukainen leikkauskestävyys lasketaan kaavalla:

$$V_{pl,Rd} = A_v * \frac{\left(\frac{f_y}{\sqrt{3}}\right)}{\gamma_{M0}} \quad (47)$$

EN 1993-1-1:n mukaan kiinnittimien reikiä ei tarvitse ottaa huomioon leikkauskestävyyttä laskettaessa. Kuitenkin EN 1993-1-8:n mukaan reiät on otettava huomioon liitoksissa antamatta kuitenkaan ohjeita reikävähennyksen laskemiseksi. Ruukin putkipalkkikäsikirja antaa kaavan leikkauspinta-alan laskemiseksi (Kaava 47), jossa  $t$  on ainevahvuus, ja  $d_0$  on reikien halkaisija.

$$A_v = A * \frac{h}{b + h} - \sum (d_0 t) \quad (48)$$

(Ruukki 2012, 100).

## 6.5 Puristuskestävyys

Puristusvoimaa vastaan mitoitettaessa otetaan huomioon sekä poikkipinnan kestävyys tausta puristusta vastaan, että koko sauvan kestävyys nurjahdusta vastaan. Puristuksen kestävyden mitoitusarvon on oltava suurempi kuin puristuksen mitoitusarvo. Poikkileikkausluokassa 1,2 ja 3, puristuskestävyys lasketaan seuraavasti:

$$N_{Ed} \leq N_{c,Rd}$$

$$N_{c,Rd} = \frac{A * f_y}{\gamma_{M0}} \quad (49)$$

(Ruukki 2012, 63.) EN 1090:n mukaisia pidennettyjä tai ylisuuria reikiä lukuunottamatta kiinnittimen ollessa reiässä, ei reikiä tarvitse ottaa huomioon puristetussa sauvossa. Koska rakenneputken sijaitsee etäällä poikkileikkauksen painopisteestä, ne soveltuvat hyvin puristussauvoiksi. (Ruukki 2012, 63, 69.) Poikkileikkausluokka 4:n mukaisen laskennan käsittely sivuutetaan.

## 6.6 Nurjahduskestävyys

Yleisesti ottaen rakenneputkien vääntöjäykkyys on hyvä, eikä niitä täten tarvitse tarkistaa vääntönurjahduksen tai taivutusvääntönurjahduksen varalta. Nurjahdustarkastelu pääjäyhyyksakselien suhteen riittää. Poikkileikkausluokissa 1,2 ja 3, nurjahduskestävyys saadaan kaavalla 49. (Ruukki, 2012, 69.)

$$N_{b,Rd} = \frac{A * \chi * f_y}{\gamma_{M1}} \quad (50)$$

jossa  $\chi$  on nurjahduskestävyyden pienennystekijä, joka lasketaan kaavasta 53. Sen laskemiseen tarvitaan kaavoista 50–52 saatavia parametreja. Lujuusopissa symboli  $\lambda$  tarkoittaa sauvan hoikkuuslukua, joka tulee sauvan nurjahduspituuden suhteesta sen jäyhyysäteeseen  $i$ :

$$\lambda = \frac{L_n}{i}$$

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

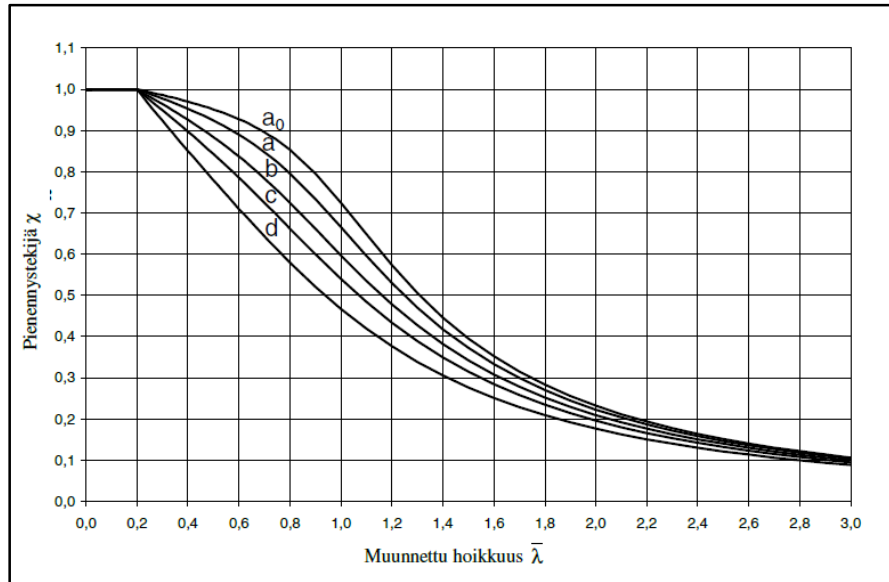
(Karhunen, 422–433.) Jossa  $I$  on sauvan jäyhyysmomentti, ja  $A$  pinta-ala. Kirjoitusteknisistä syistä tässä tekstissä symboli  $\lambda$  viittaa kuitenkin aina Ruukin rakenneputkikäsikirjassa käytettyyn muunnettuun hoikkuuteen, eikä tavallista hoikkuuslukua käytetä. Jos sauvan muunneltu hoikkuus on  $\lambda < 0,2$ , tai jos  $N_{Ed}/N_{cr} \leq 0,04$ , nurjahduskestävyyttä ei tarvitse määrittää. Poikkileikkausluokissa 1,2 ja 3 sauvan muunneltu hoikkuus on:

$$\lambda = \sqrt{\frac{A * f_y}{N_{cr}}} \quad (51)$$

(Ruukki 2012, 70.) jossa  $N_{cr}$  on sauvan kriittinen nurjahduskuorma. Poikkileikkausluokassa 4, muunneltu hoikkuus lasketaan muuten samalla tavalla, mutta pinta-alana käytetään sauvan tehollista pinta-alaa. Sauvan kriittistä nurjahduskuormaa laskiessa on otettava huomioon taivutussuunta, ja käytettävä sitä vastaavaa jäyhyysmomenttia. Kriittinen nurjahduskuorma lasketaan seuraavasta kaavasta kaikissa poikkileikkausluokissa:

$$N_{cr} = \frac{\pi^2 EI * f_y}{L_{cr}^2} \quad (52)$$

(Ruukki 2012, 70.)



KUVIO 1. Nurjahduskäyriä (mukaillen EN 1993-1-1, 64)

Sauvan nurjahduspituus voidaan määrittää Eulerin nurjahdustapausten mukaan. Käyttämällä sauvan todellista pituutta nurjahduspituutena ristikkorakenteissa, ja kehärakenteissa teoreettista nurjahduspituutta, päästään yleensä varmalle puolelle. (Ruukki 2012, 71.) Vielä tarvitaan parametri  $\phi$ , joka lasketaan kaavalla (Huom. ei pidä sekoittaa ruuvien lisävoimasuhteeseen, joka käyttää samaa symbolia.):

$$\Phi = 0,5[1 + \alpha(\lambda - 0,2) + \lambda^2] \quad (53)$$

Jossa  $\alpha$  on sovellettavan nurjahduskäyrän perusteella määräytyvä epätarkkuustekijä. Kylmämuovatuilla rakenneputkilla käytetään  $\alpha$ :n arvona 0,49, joka vastaa nurjahduskäyrää c. Varsinaiset nurjahduskäyrät näkyvät kuviossa 1. Nurjahduskäyrä valitaan poikkipinnan perusteella taulukosta, joka löytyy standardista EN 1993 1-1 (KUVIO 1). Kun sauvan muunnettu hoikkuus  $\lambda \leq 0,2$ ,  $\chi = 1,0$ . Kun  $\lambda > 0,2$ , lasketaan pienennystekijä  $\chi$  kaavalla:

$$\chi = \frac{1}{\Phi + \sqrt{\Phi^2 - \lambda^2}} \leq 1,0 \quad (54)$$

Pienennystekijä sijoitetaan nurjahduskestävyyden laskukaavaan (kaava 49). Mitoitusehdon toteutuessa palkki kestää nurjahduksen määritetyn akselin suhteen. (Ruukki 2012, 70.)

## 7 HITSIEN MITOITUS

Hitsisaumojen kestävyysvaatimukset riippuvat niiden liitostyypeistä, ja liitostyypistä riippuen kaikkia hitsejä ei välttämättä tarvitse mitoittaa. Pienahitsien mitoitusta käsitellään kappaleessa 7.2.

### 7.1 Liitostyypit

Hitsausliitokset jaetaan eri tyyppeihin niiden käyttötarkoituksen mukaan. Voimaliitoksia ovat kaikki liitokset, joiden on tarkoitus välittää voimia rakenteen osasta toiseen. Voimaliitokset mitoitetaan aina tasalujiksi, eli liitoksen on oltava vähintään yhtä vahva kuin rakenteen heikompi osa. Tällöin liitokset tehdään läpihitsatuiksi, eikä niitä tarvitse erikseen mitoittaa. (Kempfi & Niemi 1993, 16, 219.) Kiinnitysliitoksilla hitsataan yhteen rakenneosia haluttuun poikkileikkausprofiiliin muotoon. Niiden ei tarvitse olla läpihitsattuja kuin erikoistapauksissa. Ilman hitsejä rakenneosat liukuisivat vapaasti toisiinsa nähden. Kiinnitysliitokset eivät siis varsinaisesti kannu kuormaa, mutta ne pitävät rakenteen koossa. Esimerkiksi hitsatun palkin kiinnitykset mitoitetaan tiettyyn a-mittaan kestäväksi pituussuuntaisia leikkausjännityksiä, jotka ovat hitsin kannalta primaarisia jännityksiä. (Kempfi ym. 1993, 17–19.) Sideliitoksilla liitetään yhteen kaksi eri rakenneosaa siten, etteivät ne kuitenkaan kannu niiden välillä mitään rasituksia. Sideliitokset joutuvat kuitenkin väkisininkin kantamaan tiettyjä tahattomia jännityksiä, jotka voivat johtua esim. rakenneosien mittojen poikkeavuudesta. (Kempfi ym. 1993, 20).

### 7.2 Pienahitsien mitoitus

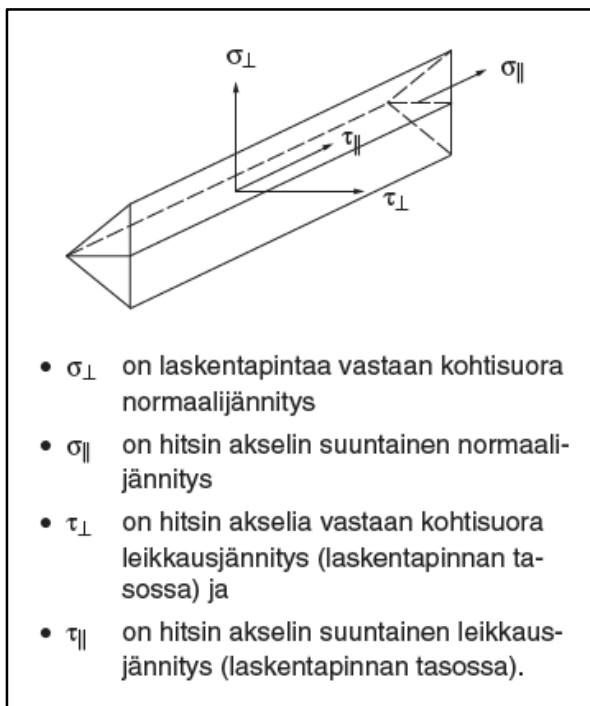
Pienahitsejä voidaan käyttää, kun liitettävien pintojen välinen kulma on 60–120°. Pienahitsit voidaan mitoittaa joko komponenttimenetelmällä tai ns. yksinkertaisella menetelmällä. Hitsiä mitoittaessa halutaan laskea hitsin laskentapaksuus, eli a-mitta. Käyttämällä hyväksi tunkeumaa, voidaan varsinainen a-mitta mitoittaa pienemmäksi, jolloin a-mitan sijaan käytetään efektiivistä a-mittaa. Jos tunkeumaa ei käytetä hyväksi, efektiivinen a-mitta (KUVA 10) on sama kuin a-mitta. (Ruukki. 2012, 197, SFS 2005, 45.) Tunkeuman hyväksikäyttö tulee kyseeseen lähinnä mekanisoidussa hitsauksessa, jolloin voidaan varmistaa hitsin tasalaa-tuisuus. (Ruukki. 2012, 198). Komponenttimenetelmässä pienahitsin jännitykset jaetaan

normaali-, ja leikkausjännityskomponentteihin (KUVA 11). Hitsin akselin suuntaista normaalijännitystä ei laskennassa oteta huomioon, sillä sen vaikutus on hyvin vähäinen muihin jännityksiin verrattuna. (Ruukki. 2012, 198, Leino 2006, 45.) Komponenttimitoituksessa on kaksi ehtoa: hitsin von Misesin vertailujännitys ei saa olla suurempi kuin heikomman materiaalin murtolujuus jaettuna korrelaatiokerroimen (myös: lujuuskerroin) ja liitoksen osavarmuusluvun (1,25) tulolla:

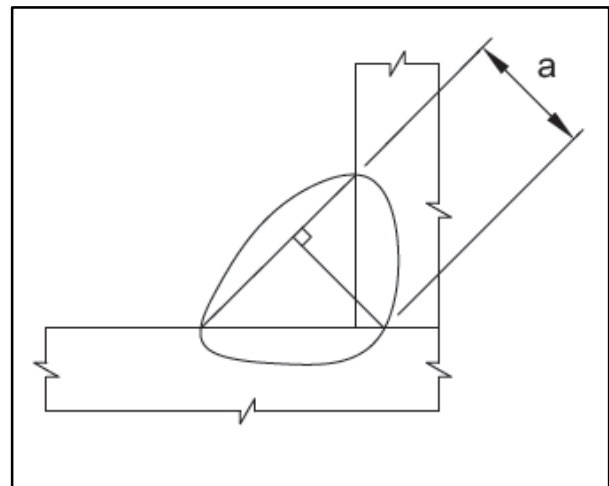
$$\sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 * (\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} \leq \frac{f_u}{\beta_w * \gamma_{M2}} \quad (55)$$

(Leino 2006, 45.) Jossa  $\sigma$  on laskentapinnalla vaikuttava normaalijännitys, ja  $\tau$  laskentapinnalla vaikuttavat leikkausjännitykset (KUVA 11),  $\beta_w$  on korrelaatiokerroin, ja  $f_u$  materiaalin murtolujuus. Normaalijännitys kohtisuoraan laskentapintaa vasten ei saa olla suurempi kuin 0,9 kertaa heikomman materiaalin murtolujuus jaettuna liitoksen osavarmuusluvulla. (Leino 2006, 45.)

$$\sigma_{\perp} \leq \frac{0,9 * f_u}{\gamma_{M2}} \quad (56)$$



KUVA 9. Pienahitsin jännityskomponentit (mukaillen Ruukki 2012, 199)



KUVA 8. Pienahitsin efektiivinen a-mitta (mukaillen SFS 2005, 45)



Korrelaatiokerroin riippuu materiaalista, EN 1993-1-8 antaa S355-teräksen korrelaatiokerroinille arvon 0,9. Hitsin normaali-, ja leikkausjännitykset saadaan laskettua kaavoista:

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{\sigma_z * t}{2 * \sqrt{2} * a} \quad (57)$$

$$\tau_{\parallel} = \frac{\tau_{yz} * t}{2 * a} \quad (58)$$

Sijoittamalla jännityskomponenttien kaavat vertailukaavaan saadaan a-mitalle kaava 58. Kuitenkin efektiivisen a-mitan on oltava vähintään 3 mm. (SFS 2005, 45.) Jotta välttyttäisiin käyttämästä korotettua työlämpötilaa, ja turvataan riittävä lämmöntuonti, Niemi antaa ”nyrk-kikaavan” a-mitan laskemiseksi (Kaava 59).

$$a = \frac{\beta_w * \gamma_{M2} * t}{2 * f_u} * \sqrt{2 * \sigma_z^2 + 3 * \tau_{yz}^2} \quad (59)$$

$$a \geq \sqrt{t} - 0,5 \quad (60)$$

(Kempfi ym. 1993, 206–207.) Yksinkertaisessa menetelmässä oletetaan hitsin kestävyys olevan sama kuin leikkauslujuus missä tahansa suunnassa. Menetelmä antaa varmallalla puolella olevan tuloksen. Laskettaessa ei tarvitse tuntea jännityskomponenttien arvoja. (Leino 2006, 47.) Ensinnäkin pienahitsin tulee täyttää ehto:

$$F_{w,Ed} \leq F_{w,Rd}$$

Jossa  $F_{w,Ed}$  on hitsiin vaikuttavan voiman mitoitusarvo, ja  $F_{w,Rd}$  hitsin kestävyys mitoitusarvo, jonka yksikkönä on N/mm. Hitsin leikkauslujuus saadaan kaavasta 60, ja kestävyys mitoitusarvo voidaan valita esim. vähintään yhtä suureksi kuin mitoitusarvo  $F_{w,Ed}$ , ja ratkaista sitten a-mitta. (SFS 2005, 47.)

$$f_{vw,d} = \frac{\left(\frac{f_u}{\sqrt{3}}\right)}{\beta_w * \gamma_{M2}} \quad (61)$$

$$F_{w,Rd} = f_{vw,d} * a \quad (62)$$

## 8 HYDRAULISYLINTERIEN MITOITUS

Hydraulisynterien mitoitus onnistuu käyttämällä hydrostaatiikan peruskaavoja. Kun tunnetaan sylintereiltä vaaditut työntövoimat, voidaan käyttää paineen ja ympyrän pinta-alan kaavoja (kaavat 62 ja 63) mitoittamaan sylinteriltä sekä männänvarrelta vaaditut halkaisijat. Sylinterin koon voi selvittää ratkaisemalla paineen kaavasta pinta-alan, ja siitä edelleen ympyrän halkaisijan seuraavasti:

$$p = \frac{F}{A} \quad (63)$$

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} \quad (64)$$

$$\Rightarrow p = \frac{F}{\left(\frac{\pi * d^2}{4}\right)} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 * F}{p * \pi}} \quad (65)$$

(Paavilainen 2009,14–15.) joissa  $p$  on paine, ja  $F$  on kuormittava voima. Sylinterin mitoittamiseksi on myös tiedettävä sylinteriltä vaadittu nostovoima, joka riippuu kuormasta sekä sylinterien määrästä. (Paavilainen 2009,14–15.) Tämä voima määritellään kriittiseksi nurjahdusvoimaksi (Kaava 65), sillä se on voima, jonka jokainen sylinteri joutuu vähintään kestämään, jotta nostaminen onnistuu. Nurjahdusvoiman laskemiseksi tarvitaan lisäksi männänvarren jäyhyysmomentti, joka on ympyräpoikkipinnan jäyhyysmomentti (Kaava 66). (Ylinen, 1969, 206; Karhunen ym. 2012, 421–422.)

$$F_{kr} = \frac{F}{n_c} \quad (66)$$

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} \quad (67)$$

Joissa  $n_c$  on sylinterien määrä, ja  $I$  jäyhyysmomentti. Sijoittamalla jäyhyysmomentin kaava nurjahdusvoiman kaavaan, voidaan johtaa kaava pienimmän mahdollisen männänvarren halkaisijan laskemiseksi. Tuloksena on siis halkaisija, joka vastaa edellä määritettyä nurjahdusvoimaa.

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 EI}{L_n^2} = \frac{\pi^2 E}{L_n^2} * \frac{\pi * d_p^4}{64} = \frac{\pi^3 * E * d_p^4}{64 * L_n^2} \quad (68)$$





$$\Rightarrow d_p = \sqrt[4]{\frac{64 * F_{kr} * L_n^2}{\pi^3 * E}} \quad (69)$$

joissa E on kimmokerroin,  $L_n$  nurjahduspituus (KUVA 12), ja  $d_p$  männänvarren halkaisija. Kun minimihalkaisija on selvillä, voidaan valita lähin standardoitu männänvarren koko. Kun koko on valittu, voidaan laskea uudelleen nurjahduskestävyys (kaava 69), ja verrata sitä kriittiseen nurjahdusvoimaan, josta saadaan tietää varmuus nurjahduksen suhteen (kaava 70).

$$F_{ur} = \frac{\pi^2 E}{L_n^2} * \frac{\pi * d^4}{64} \quad (70)$$

$$v = \frac{F_{ur}}{F_{kr}} \quad (71)$$

(Valtanen 2013, 291.)

N:o	I	II	III	IV
				
Tuenta	jäykkä - vapaa	nivel - nivel	jäykkä - nivel	jäykkä - jäykkä
$L_n$	2L	L	0,699L	0,5L

KUVA 10. Eulerin nurjahdustapauksia (Lähteenmäki)

## 9 HITSAUSPÖYDÄN KEHITYS

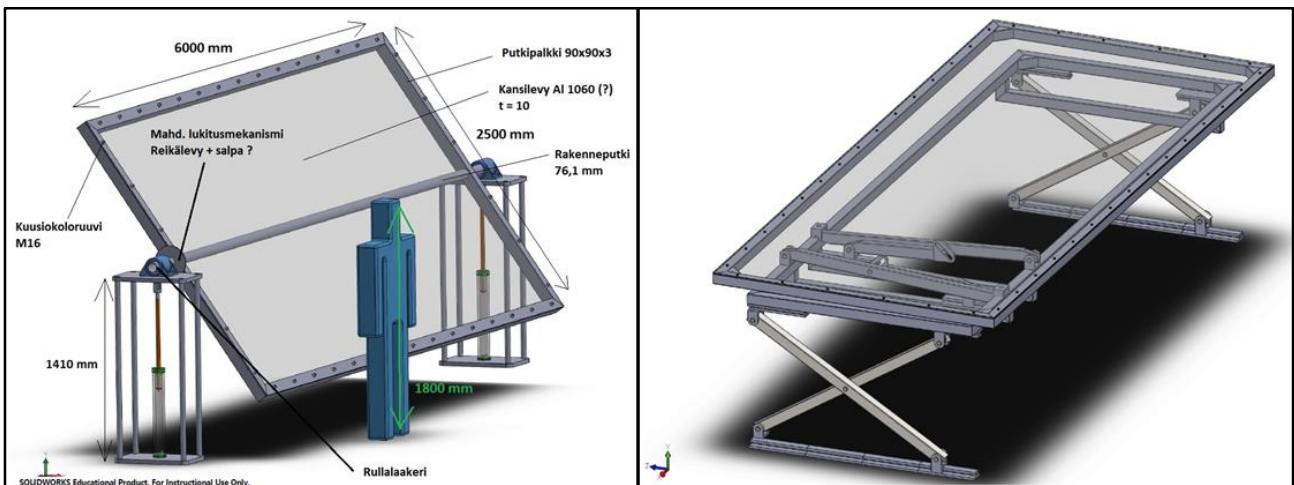
Pöydän suunnittelussa pyrittiin alusta alkaen siihen, että sen valmistus olisi periaatteessa mahdollisimman yksinkertaista. Tähän päästäisiin käyttämällä mahdollisimman paljon samanlaisia osia. Täten pöydän kannen kehä, pöydän runko sekä sen nostomekanismit rakennettaisiin kaikki käyttäen mahdollisimman paljon samaa putkipalkkiprofiilia ja -kokoja. Niveltappien tulisi olla samanvahvuisia kaikissa paikoissa sekä mahdollisesti samanpituisia. Myös ruuvien tulisi olla kaikissa paikoissa saman vahvuisia. Hydraulisylintereitä tulisi olla nostomekanismissa mielellään vain yksi mekanismia kohden, muissa paikoissa tarpeen mukaan. Pöydän materiaali oli alusta asti S355 -luokan teräs, eikä tätä päätöstä tarvinnut myöhemmin muuttaa.

Käytännön suunnittelun edetessä tuli selväksi, missä kohdin edellä mainituista periaatteista oli joustettava. Vaikka kansi ja runko rakennettaisiinkin samasta palkkiprofiilista, niihin täytyy lisätä jäykistyksiä, ja muita yksityiskohtia jotka monimutkaistavat valmistusta. Myöskään saman ruuvikoon käyttäminen kiskojen sekä kannen kiinnityksessä ei ollut järkevää, eikä ollut järkevää käyttää molemmissa paikoissa edes samaa ruuvityyppiä. Lähes kaikki niveltapit oli mahdollista saada samanvahvuisiksi. Niveltappien pituus riippui kiinnityskorvakkeiden vahvuudesta sekä kiinnitettävän osan koosta. Hydraulisylintereitä varten oli yksinkertaisesti vain varattava tilaa rakenteesta, ja lisättävä uusia rakenteita, jotta ne saataisiin mahtumaan sinne missä niitä tarvitaan.

### 9.1 Ensimmäiset luonnokset

Hitsauspöydän ensimmäisen luonnoksen tarkoituksena oli kuvitella jokin mahdollinen rakenne, joka periaatteessa toteuttaisi sille asetetut toiveet ja vaatimukset. Pöydän kansi muodostuisi neliöprofiilisista putkipalkeista rakennetusta kehikosta, johon alumiininen kansilevy kiinnitettäisiin ruuveilla. Kehikon lävitse laitetaan 76,1 mm:n rakenneputki, joka hitsataan kehikkoon kiinni. Rakenneputki toimii akselina, jonka ympäri kansi voi pyöriä. Pöydän molemmissa päissä on teräksinen kehikko, jota hydraulisylinteri nostaa. Kehikon päällä on laakeripukki, johon pöydän kannen akseli asetetaan. Näin pöydän korkeutta voitaisiin säätää, ja sitä voitaisiin kallistaa mihin kulmaan tahansa. Edellä mainitun kaltainen rakenne on käytössä joissakin roboteille tarkoitetuissa hitsauspöydissä. Tätä projektia ajatellen rakenne

olisi varsin hankala toteuttaa, mutta lopputulos olisi todennäköisesti kömpelö ja häiriöherkkä laite.



KUVA 11. Luonnokset 1 ja 2

Toisessa luonnoksessa pyrittiin keksimään parempi mekanismi pöydän nostamiseksi, mallia otettiin saksinostimista. Saksinostimet ovat yleisiä laitteita, ja hitsauspöydän kaltaisissa laitteissa on syytä pysyttäytyä tunnetuissa ja toimivissa ratkaisuissa. Pöytään tulevat nostosakset ovat yhdestä päästä kiinteästi kiinnitetty, ja toisessa päässä ne liikkuvat varta vasten koneistetuilla kiskoilla, jotka kiinnitetään pöydän runkoon sekä lattiaan. Lattiaan tulevat kiskot on oletettavasti kiinnitettävä ruuveilla. Runkoon kiinnitettävät kiskot pitäisi olla mahdollisimman helposti vaihdettavissa. Pöydän kallistaminen tapahtuisi hydraulisylintereiden avulla. Vaikka malli on tässä vaiheessa keskeneräinen, on se silti ensimmäistä luonnosta realistisempi, ja sitä voi lähteä tältä pohjalta kehittämään pidemmälle. Lopullista mallia varten kaikki luonnoksien epämääräiset kohdat oli ratkaistava.

## 9.2 Kansilevy

Pöydän kooksi oli ensimmäisissä palaverissa määrätty 6000 x 2500 mm, joka on samalla automaattisesti kansilevyn ala, kannen paksuudeksi määrättiin 10 mm. Pöydällä hitsattavat alumiiniprofiilit tullaan kiinnittämään pöytään silloittamalla, eli hitsaamalla kanteen kiinni, jolloin kansilevyn on myös oltava alumiinia. Tämän tarkemmin levyn materiaalia ei työn alussa määritetty. Alumiinilaatua on olemassa lukemattomia, ja niiden lujuusarvot vaihtelevat paljon (esimerkkinä TAULUKKO 3). Valitsin laskelmien pohjaksi kansilevyn materiaaliksi alumiinilaadun AW 1200, koska se on lujuusarvoiltaan hyvin pehmeää laatua, lähes puhdasta

alumiinia. Jos siis näin pehmeä materiaali toimii, pitäisi lähes minkä tahansa alumiinilaadun kelvata kansilevyksi.

TAULUKKO 3. Alumiinilaatujen lujuusarvoja (SFS 2016)

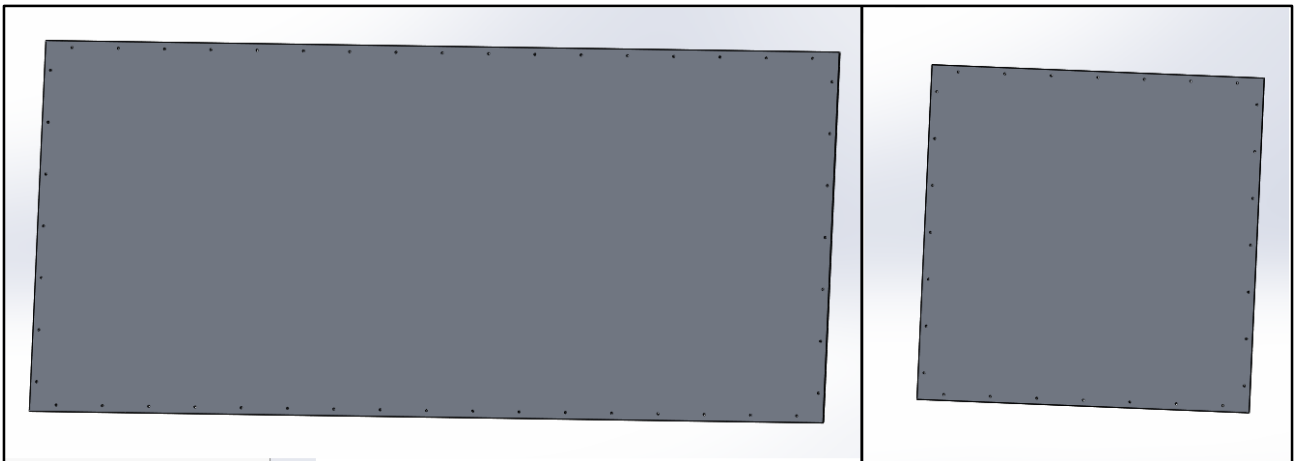
Alumiinilaatu (toimitustila 0)	AW 1050A (Al 99,5)	AW 1200 (Al 99,0)	AW 5083 (AlMg4,5Mn0,7)	
Venymisraja (Rp,0,2)	20	25	115	MPa
Murtoraja (Rm)	65	75	270	MPa
Kovuus (Brinell)	20	23	75	-

Kansilevyn kiinnittämiseen ainoa käytännöllinen ratkaisu on ruuvikiinnitys. Koska pöytää käytetään vain sisätiloissa, ei korroosion pitäisi olla ongelma, eikä näin ollen teräsruuviin käyttö alumiinin kiinnittämisessä. Pehmeänä materiaalina alumiini voi silti leikkautua, jos sitä kuormitetaan liikaa. Esimerkiksi pöydän ollessa pystyasennossa (60° kulmassa) kuorman paino painaa kansilevyä ruuveja vasten, ja mahdollinen korkea kuorma aiheuttaa kanteen momenttia, eli vetoa ylävirin ruuveihin, ja pyrkii vetämään kantta irti ruuveista. Käytännössä tarpeeksi monta ruuvia estää kantta liikkumasta, ja aluslaattojen käyttö estää kantta leikkautumasta ruuvien kantojen läviste. Ruuveiksi valikoitui lopulta M12-koon kuusioruuvit, joita tarvitaan 48 kappaletta.

Koska hitsaajat toivoivat mahdollisuutta hitsata seisten pöydän keskellä, on kansilevyiksi suunniteltu myös pienempi versio, joita voi kiinnittää kaksi pöydän molempiin päihin. Tämä jättää pöydän keskelle noin metrin levyisen aukon hitsaajille. Pöydän kannen ruuveja koskevat laskelmat on esitetty liitteessä 3. Laskelmissa on ensin arvioitu pelkästään kansilevyyden kohdistuvat kuormitukset, jotka koostuvat kannen omasta painosta, sekä 500 kg:n kuormasta, joka laskelmissa on oletettu ikään kuin pöydän keskelle hitsatuksi 1 m:n korkuiseksi laatikoksi. Tällä tavoin kuorman painopistettä saadaan hieman nostetuksi, ja sillä tavalla arvioitua mahdollinen kuorman kanteen (ja ruuveihin) aiheuttama momentti. Samalla kuorman ja kannen yhteinen massa aiheuttaa ruuveihin leikkausvoiman.

Sekä momentti että leikkausvoima laskettiin perinteisillä statiikan menetelmillä. Kitkaa ei tässä laskelmassa huomioitu. Ruuvien vetovoimat laskettiin Övermarkin diplomityöstä lainatuilla (Övermark 2013, 50–51) yhtälöillä. Aluksi laskettiin neutraaliakselin paikka ( $y_c$ ) kaavalla 29, joka on liitteessä 3 esitetty sivulla 3/2. Sen jälkeen laskettiin ruuviryhmän yhteinen

jäyhyysmomentti kaavalla 30, ja lopulta varsinaiset vetovoimat kaavalla 31. Laskenta suoritettiin Excel-ohjelmalla. Ruuvivoimat laskettiin sekä isolle, että pienelle kannelle, ja niistä suurinta käytettiin ruuvien vetovoiman mitoitusarvona. Käytännössä laskelmat osoittavat sekä veto-, että leikkausvoimien olevan mitättömiä, eikä niitä välttämättä olisi tarvinnut ottaa sen enempää huomioon. Tästä huolimatta suoritettiin tarkistuslaskut EN 1999-1-1:n mukaisesti. Tarkistuslaskuissa kävi ilmi (Liite 3/9), että kannen lävistymiskestävyys ei ollut aluksi riittävä. Tästä johtuen laskettiin uudelleen lisäten laskelmiin M12-koon aluslaatat. M12-aluslaatta on 4 mm paksu, ja halkaisijaltaan 24 mm, ja niiden lisääminen nostaa lävistymiskestävyuden hyväksyttävälle tasolle. Toisin kuin rungossa, pituussuuntaisten rakenneputkien kestävyyttä ei erikseen laskettu. Koska rungon palkit ovat raskaammin kuormitettuja, niiden kestävyyslaskennan tuloksien katsotaan pätevän myös kannen palkkeihin. Reikien vaikutus kannen palkeissa on otettu huomioon liitteen 5 kohdassa 5.3. Hitsauksesta johtuvan lämmön häivyttämiseksi voidaan kanteen hitsata kiinni jäähdytysripoja, jotka samalla jäykistävät kantta.

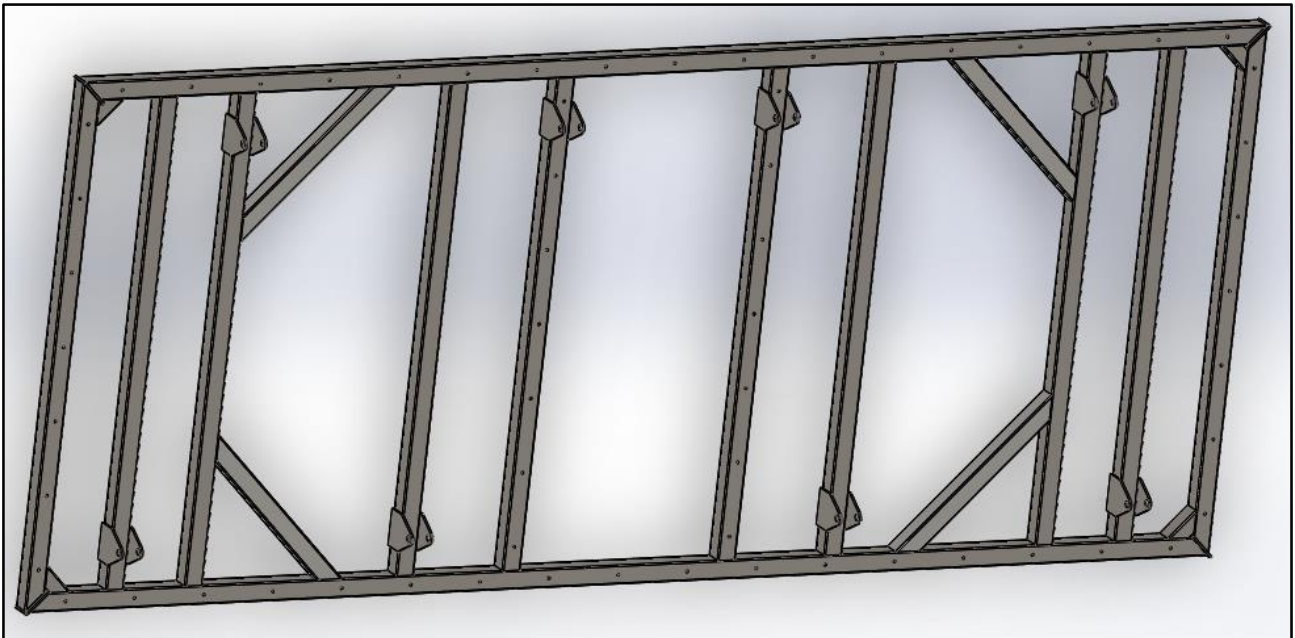


KUVA 12. Iso ja pieni kansi

### 9.3 Kansikehikko

Kansilevyä varten tarvitaan kehikko, johon se kiinnitetään. Kehikon on oltava mahdollisimman jäykkä, ja kohtuullisen kevyt. Sitä on voitava kallistaa 60°:n kulmaan molempiin suuntiin pöydän leveyden suunnassa, eikä se saa taipua liikaa. Siinä on oltava kiinnityspisteitä, joilla se kiinnitetään pöydän runkoon. Kehikko voidaan rakentaa neliöprofiiliputkista, jotka ovat symmetrisiä ja vastustavat taivutusta hyvin useassa suunnassa. Rakenneputkeksi valittiin koon 90 x 90 x 5 S355J2H Putkipalkki. Putket hitsataan kehikoksi, ja kehikkoon lisätään

jäykistyksiä lujittamaan sitä. Ruukin rakenneputkikäsikirja sisältää esimerkkejä kehärakenteen kulmien jäykistyksistä, joiden yhdistelmää rakenteessa (KUVA 13) on käytetty. Kehikon kulmiin laitetaan sekä rakenneputkesta leikattu kulmapala, että viisteiden väliin hitsattava välilevy. Solidworksilla tehty koe näyttäisi vahvistavan, että välilevyn lisääminen todella parantaa jäykkyyttä (KUVA 18). Kehikon sisälle hitsataan 8 kpl rakenneputkia pareittain, joihin kiinnitetään hitsaamalla korvakkeet. Kehikon molemmissa päissä on tukipalkkien välissä leveämpi 980 mm:n levyinen väli, johon hitsataan lisäksi yhteensä neljä 1000 mm:n pituista, viistettyä rakenneputkea tueksi. Näihin korvakkeisiin kiinnitetään rakenneputkia, jotka kannattavat kantta, ja yhdistävät sen pöydän runkoon. Kaikkein keskimmäisiin kehikon sisällä oleviin rakenneputkiin porataan reiät pienempien kansilevyjen kiinnitystä varten. Kansien väliin jää noin yhden metrin verran tilaa työskentelyä varten.



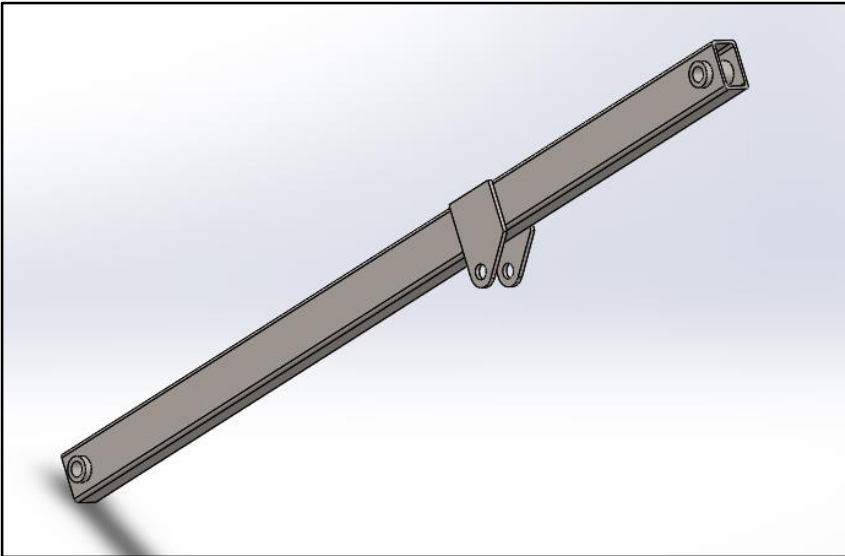
KUVA 13. Kansikehikko

#### 9.4 100 x 60 x 6,3 -rakenneputket

Aluksi kannen ja rungon välissä oli tarkoitus säästää tilaa käyttämällä kallistukseen hieman kapeampia putkia. Suunnittelun edetessä kävi selväksi, ettei tila lopu kesken ja näin ollen voitaisiin hyvin käyttää samoja 90 x 90 koon putkia myös kallistamisessa. Laskelmat osoittivat, että kapeampien putkien nurjahduskestävyys on heikommassa suunnassa riittävä, joten ei ollut syytä vaihtaa putkea (LIITE 5/7). Ruukin rakenneputkikäsikirjan taulukosta saadaan nurjahduskestävyydet eri putkille. Sen mukaan koon 90 x 90 x 5 rakenneputki kestää



398,3 kN:n nurjahdusvoiman, mikä on yli 100 kN enemmän kuin putkella 100 x 60 x 6,3, joten sitäkin voidaan halutessa käyttää. Materiaali molemmilla on S355.



KUVA 14. Kallistukseen tarvittava rakenneputki kooltaan 100 x 60 x 6,3 mm

## 9.5 Runko

Runko rakennetaan kannen tapaan koon 90 x 90 x 5 S355J2H rakenneputkesta, mutta hieman kantta pienemmäksi (5800 x 2000), jotta kansi ulottuisi hieman rungon ulkopuolelle, jolloin kallistettaessa pöydän kansi ulottuu hieman rungon alapuolelle. Täten suurempi osa kantta on työntekijöiden ulottuvilla, kannen ollessa pystyasennossa. Runkoon tehdään kulmahivistukset kannen tapaan. Kannen ja sylinterien kiinnitykset laserleikataan 10 mm:n vahvuisesta teräslevystä sekä jalaksien kiinnikkeet 15 mm:n levystä. Kaikki kiinnikkeet hitsataan pareittain omille paikoilleen. Kun kansi lasketaan alas vaaka-asentoon, sen tukipalkit lepäävät tukipalikoitten varassa, jotka leikataan 10 mm:n teräslevystä, hitsataan kokoon, ja hitsataan lopuksi kiinni kehikkoon. Nivel tappien ja kiinnikelevyjen mitoitus on esitetty liitteessä 2. Kallistussylintereitä varten tarvitaan tilaa rungon varsinaisen tason alta. Tilaa saadaan leikkaamalla ja viistämällä kaksi 255 mm:n pituista putkipalkin osaa sekä yhden, molemmista päistä viistetyn, 2000 mm:n pituisen putkipalkin, ja hitsaamalla ne rungon alle "U-muotoon". Myös näihin voidaan laittaa vahvistuslevyt, mutta FEM-analyysin mukaan se ei ole välttämätöntä. "U-muotoja" tehdään neljä kappaletta, ja niiden kylkiin hitsataan kiinni sylintereitä varten leikatut kiinnikkeet. Pöydän korkeutta säädetään saksinostintyyppisellä mekanismilla. Rungon osalta tämä vaatii yhdelle puolelle nivelkiinnikkeet, ja toiselle puolelle

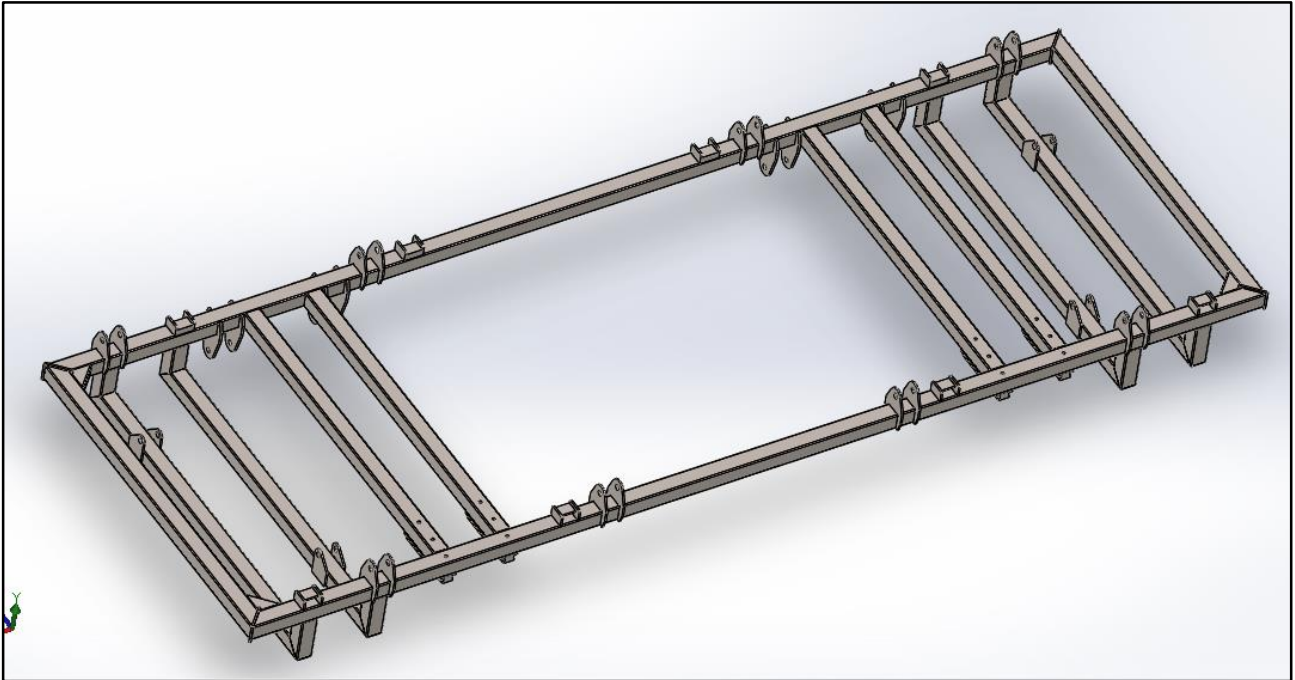
liukuvan mekanismin. Liukuvaksi mekanismiksi valittiin kiskot, jotka koneistetaan ja kiinnitetään ruuveilla runkoon kiinni. Kiskoja varten runkoon hitsataan palkit poikittain, joihin porataan kiinnitysreiät. Ruuveina käytetään M16-kuusiokoloruuveja. Ruuviliitoksen kestävyyslaskenta on esitetty liitteessä 4.

Rungon tärkeimmät osat ovat pituussuuntaiset 5800 mm:n rakenneputket, jotka kantavat suuren osan kuormaa. Ne ovat tuettuina nostomekanismien kohdalta kiskoilla ja vastapuolella tappikiinnikkeillä. Ne kantavat kaiken rungon päälle tulevan painon, eli kannen ja sen päällä olevan kuorman sekä oman painonsa. Nämä kuormat tulkittiin laskennassa kiinnittimien kohdalla vaikuttavina saman suuruisina pistekuormina, sekä koko palkin pituisena jatkuvana kuormana. Palkkien tuet eivät ole molemmilla puolilla täysin symmetriset. Laskennassa pyrittiin löytämään kumpaakin palkkia tarpeeksi lähellä oleva välimuoto, jolloin ei tarvitsisi laskea kumpaakin palkkia erikseen, sillä tukivoimien laskenta oli hyvin työlästä. Itse laskenta suoritettiin lujuusopin keinoin, ja käyttämällä ruukin rakenneputkikäsikirjan esittämiä menetelmiä. Kyseessä on neljästä kohtaa tuettu palkki, joka on lujuusopin termein hyperstaattinen, eli käytännössä ylituettu palkki. Tällaisen tehtävän ratkaisu ei onnistu perinteisin statiikan menetelmin, vaan siihen tarvitaan toinen menetelmä. Ratkaisuksi löytyi niin sanottu 3-momentin yhtälö (LIITE 5).

$$\frac{M_1 L_1}{I} + 2M_2 \left( \frac{L_1}{I} + \frac{L_2}{I} \right) + \frac{M_3 L_2}{I} = -6 \frac{A_1 x_1}{I L_1} - 6 \frac{A_2 x_2}{I L_2} + 6 \left( \frac{\Delta_2 - \Delta_1}{L_1} + \frac{\Delta_3 - \Delta_2}{L_2} \right)$$

jossa  $M$  on tukimomentti kohdassa  $n$ ,  $L$  on tukipisteiden väli,  $A$  on momenttipinnan ala,  $x$  on etäisyys tukipisteestä momenttipinnan painopisteeseen,  $I$  on jäyhyysmomentti kyseisessä palkin osassa, ja  $\Delta$  tarkoittaa tukipisteiden välisiä korkeuseroja. Tulo  $A_n x_n$  kuvaa itse asiassa kyseisen palkin osan staattista momenttia, joten joissain lähteissä sitä merkitään vain symbolilla  $S$ . (Ylinen 1969, 294.) Koska palkin tukipisteitä on neljä, mutta yhtälöstä saatavia momentteja on vain kolme, täytyi käyttää lisäksi yhteenlaskumenetelmää kaikkien momenttien lopulliseksi määrittämiseksi. Laskeminen suoritettiin siten, että palkki ja sen kuormitukset jaettiin kahteen osaan (vasen ja oikea puoli, ks. LIITE 5), 3-momentin yhtälöstä laskettiin momentit puolittain, ja laskemalla puolet yhteen saatiin lopulliset arvot. Koska sekä palkin tuet ja kuormitukset että laskennan tulokset ovat symmetrisiä, voidaan tuloksia pitää oikeina. Momenttien perusteella voidaan laskea varsinaiset tukireaktiot ja piirtää leikkausvoimakuvio

(Q-kuvio). Tukireaktioista saatiin suurimmat ja pienimmät leikkausvoimien arvot, joita tarvittiin palkin leikkauskestävyyden laskemisessa. Momenttien arvoja käytettiin taivutuskestävyyden laskennassa.

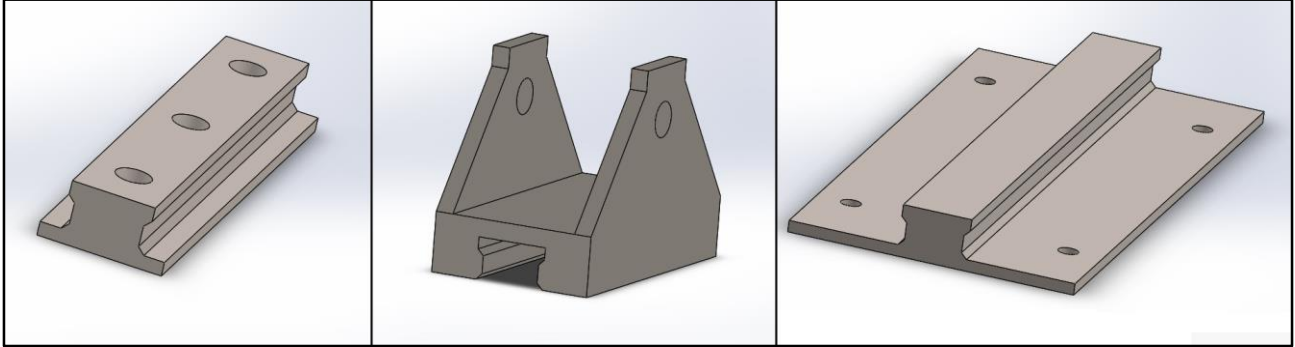


KUVA 15. Runko

## 9.6 Kiskot

Koska pöydän jalaksina käytetään saksityyppisiä jalaksia, jalat ovat yhdeltä puolelta kiinteät ja toiselta puolelta liikkuvat. Liikkuvalla puolella on tavallisesti renkaat, mutta tässä tapauksessa päädyttiin käyttämään kiskoja. Renkaat vaativat laakereiden käyttöä, ja lisäksi suojaavan kannen jonka sisällä ne voivat turvallisesti liikkua. Renkaihin verrattuna kiskot ovat yksinkertaisemmat, vähemmän herkkiä vioittumaan sekä helpot huoltaa ja vaihtaa. Kiskojen valmistus tapahtuu koneistamalla. Periaatteessa kiskot voidaan tilata miltä tahansa lähialueen konepajoista, jotka tekevät CNC-koneistusta tilaustyönä. Materiaalina käytetään S355-luokan terästä. Kiskot kiinnitetään runkoon ja lattiaan ruuveilla, jolloin ne ovat vaihdettavissa. Kiskoja tarvitaan kaksi erilaista: lattiaan kiinnitettävät sekä runkoon kiinnitettävät kiskot. Kiskoja varten tehdään niitä pitkin liukuvat vastakappaleet, joiden profiili ei salli niiden irrota kiskosta. Runkoon kiinnitettävät kiskot kiinnitetään M16-kuusiokoloruuveilla (LIITE 4). Lattiakiskoihin ei normaalikäytöllä kohdistu merkittäviä vetovoimia. Leikkausvoimia kohdistuu kiskojen ruuveihin niiden liikkuessa, mikä johtuu kiskojen kitkasta. Hyvin voidellun teräksen kitkakerroin on noin 0,15, jolloin lattiakiskojen kitkavoimat ovat noin 825 N, mikä on

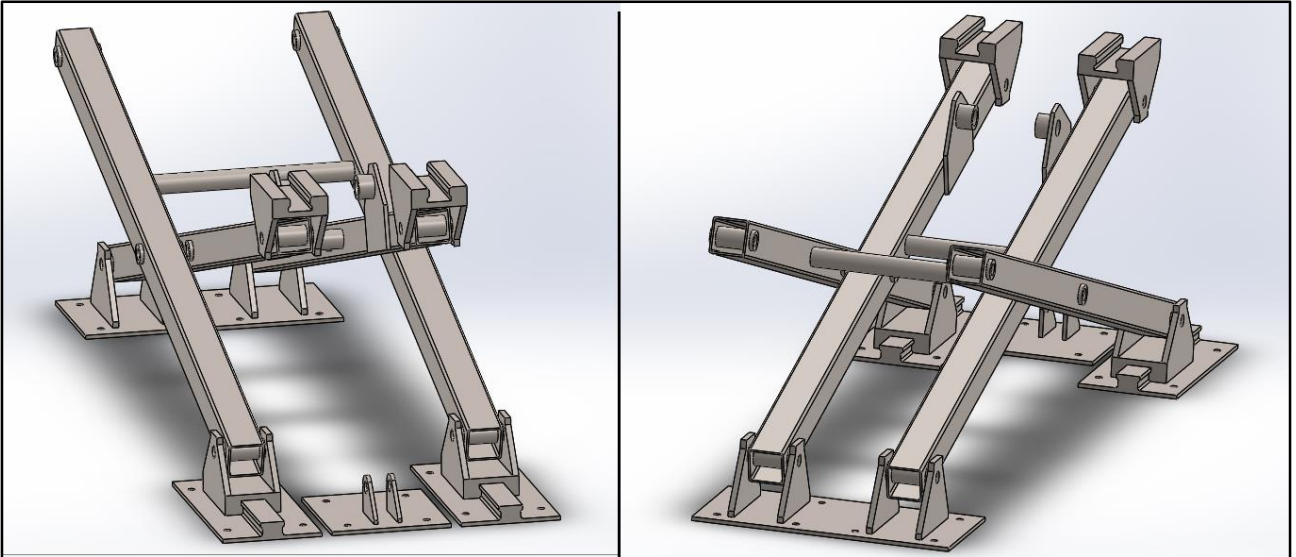
varsin vähän (LIITE 1). Jos kiskot pidetään hyvässä kunnossa käyttäen sopivaa voiteluainetta, niiden pitäisi toimia varsin hyvin. Kiskot, tai ainakin niiden kulutuspinnat, on karkaistava tahmautumisen estämiseksi. Tämä voidaan toteuttaa laserkarkaisulla. Lattiakiskot kiinnitetään käyttämällä M16-perustusruuveja jälkivalussa.



KUVA 16. Kiskot ja keskellä vastakappale (liukuri)

### 9.7 Nostomekanismi

Yksinkertainen ja samalla yleinen nostomekanismi on saksinostintyyppinen mekanismi. Mekanismi koostuu kahdesta parista 90 x 90 x 5 -koon neliöputkipalkkia, jotka yhdistetään keskeltä akselilla tai tapilla. Vakavuuden parantamiseksi palkkiparien välille hitsataan pyöreää rakenneputki tueksi. Palkit kiinnitetään runkoon ja lattiaan niveltapeilla. Kiinteän puolen lattiakiinnitys, on yksinkertainen 10–15 mm:n teräslevy, johon hitsataan kiinni niveltappikorvakkeet, ja porataan reiät ruuveja varten. Levy voidaan kiinnittää lattiaan perustusruuveilla. Vastakkaisella puolella on kiskot, jotka on valmistettava koneistamalla, ja kiinnitetään lattiaan ruuveilla. Kiskoja varten tehdään vastakappaleet, jotka liukuvat kiskoja pitkin, ja jotka kiinnitetään palkkeihin niveltapeilla. Kiskojen väliin tehdään kiinnitys yhtä tai kahta nostosylinteriä varten. Sisimpiin palkkeihin hitsataan kiinnikkeet, joissa on 40 mm:n reikä sylinterin yläpäähän tappia varten. Ennen kuin kiinnikkeet hitsataan kiinni palkkeihin, kiinnikkeisiin hitsataan holkit vähentämään tappiin kohdistuvan taivutusmomentin vaikutusta. Nostosylinteri kiinnitetään yläpäältä 40 mm: tapilla, ja alapäästä 30 mm:n tapilla. Nostomekanismi on esitetty kuvassa 17.

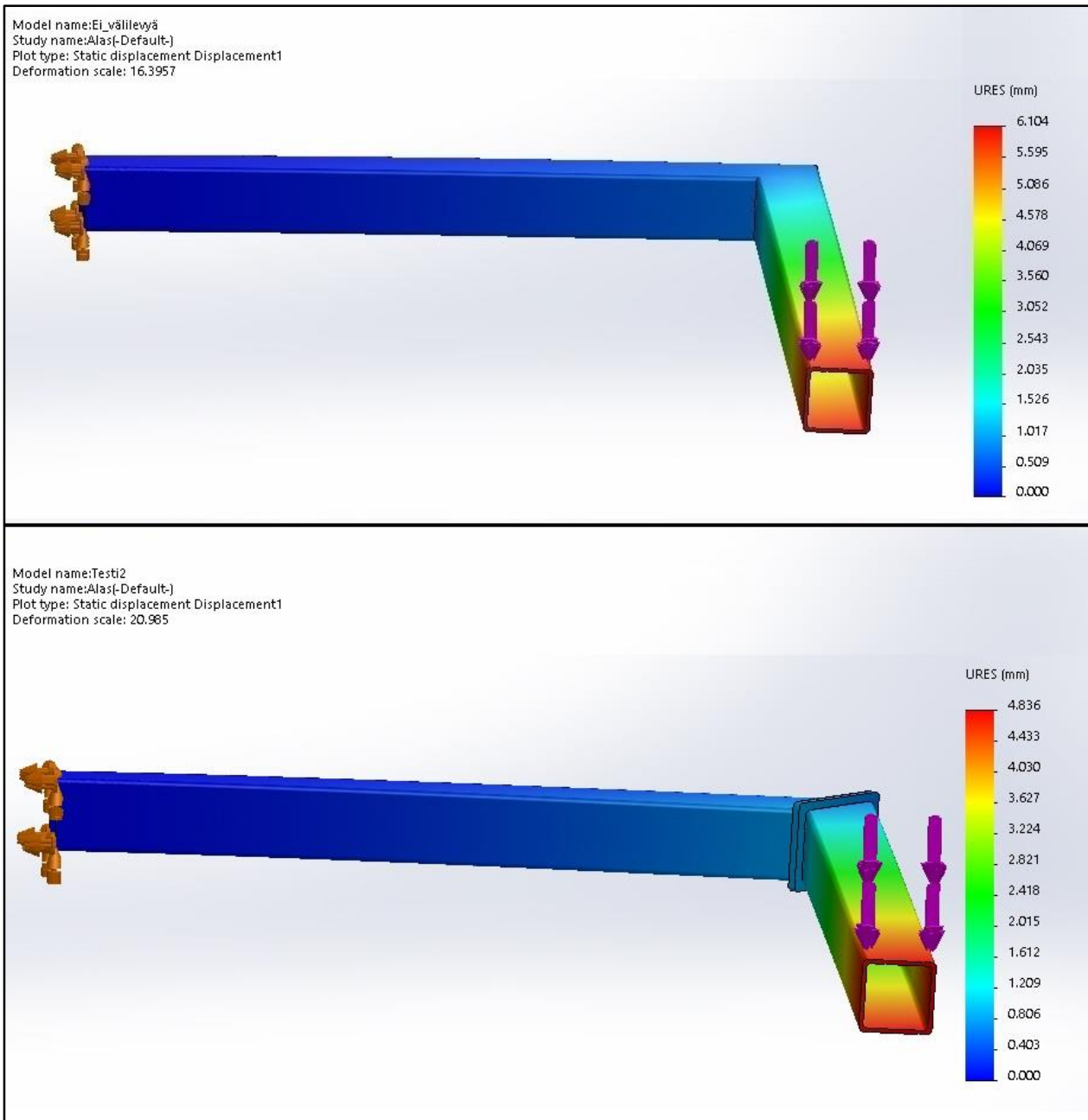


KUVA 17. Nostomekanismi

## 10 FEM-ANALYYSIT

Käsin tehtyjen laskelmien tueksi, sekä eri osien rakenteen kokeilemiseksi tehtiin useita lujuusanalyyskejä Solidworks-ohjelmalla. Tärkeitä parametreja ovat kontaktiehdot, jotka määrittelevät kosketukset pintojen tai kokonaisten osien välillä. Kontaktiehtoja on kolme: Bonded, No penetration ja Allow penetration. Bonded asettaa pinnat käyttäytymään kuin ne olisi hitsattu kiinni toisiinsa. Bonded-ehto ei anna tarkimpia tuloksia, mutta on nopeampi laskea. No penetration ehto pitää pinnat erillisinä, eikä salli niiden läpäistä toisiaan. Tämä ehto antaa tarkimmat tulokset laskennassa, mutta on paljon hitaampi laskea. Allow penetration sallii pintojen läpäisevän toisensa. Koko rakenteen analyysien laskeminen vei yhdeltä analyysiltä keskimäärin 9,5 tuntia. Kaikki lasketut jännitykset ovat Von Misesin vertailujännityksiä, eli VMVEH-jännityksiä.

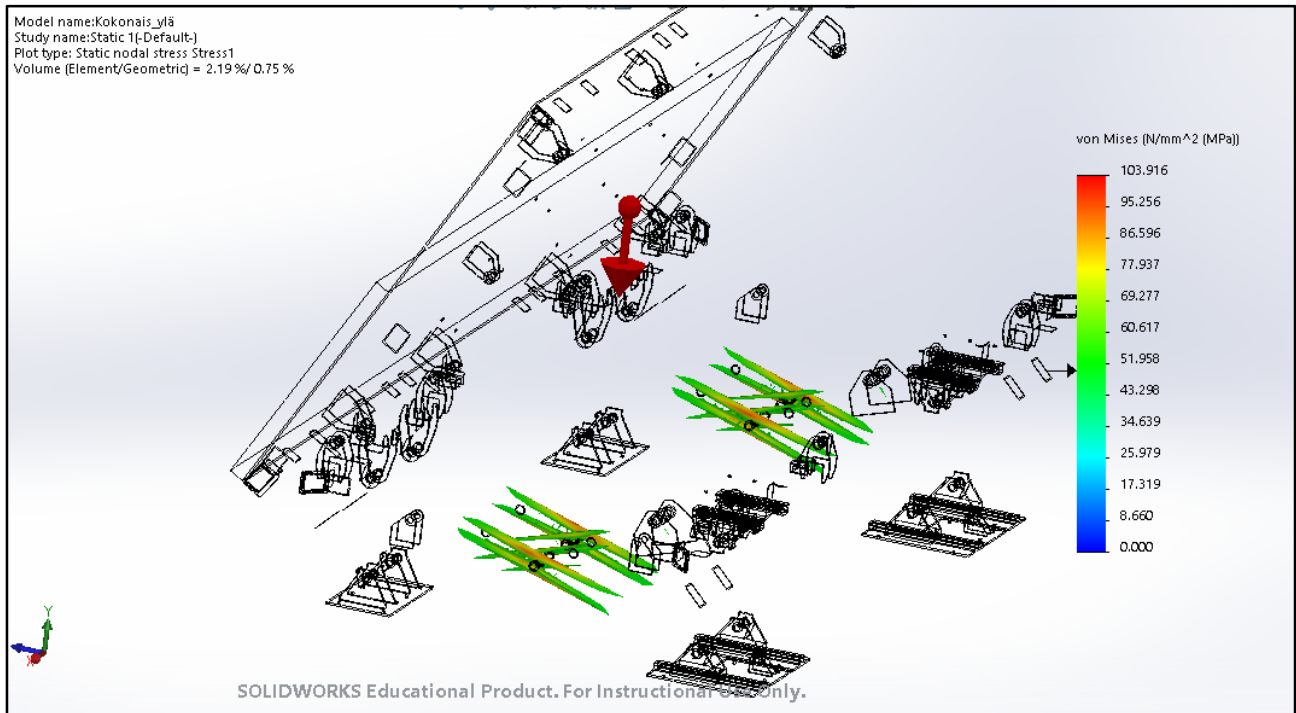
Kuvassa 18 näkyy yksinkertainen testi, jonka tarkoitus on tutkia, kuinka välilevyn lisääminen putkipalkkien nurkkaliitokseen vaikuttaa taipumaan, kun liitosta kuormitetaan kuvan esittämällä tavalla. Palkit ovat vasemmalta puolelta jäykästi kiinni, ja niitä kuormitetaan toisesta päästä 1000 N:n voimalla alaspäin. Palkit ovat viistetty liitoskohdassa 45:n asteen kulmassa molemmissa kuvissa samalla tavalla, vaikka yläkuvassa liitoskohtaa ei näe. Kontaktiehtona on käytetty ehtoa "bonded", jolloin liitos käyttäytyy hitsatun liitoksen tavoin. Yläkuvassa, jossa välilevyä ei ole, taipuma on 6,1 mm. Alakuvassa on lisätty välilevy palkkien väliin, ja samalla kiinnityksellä ja kuormituksella taipuma on noin 1,3 mm vähäisempi. Muutos ei ole suuri, mutta osoittaa silti uuden liitoksen olevan jäykempi.



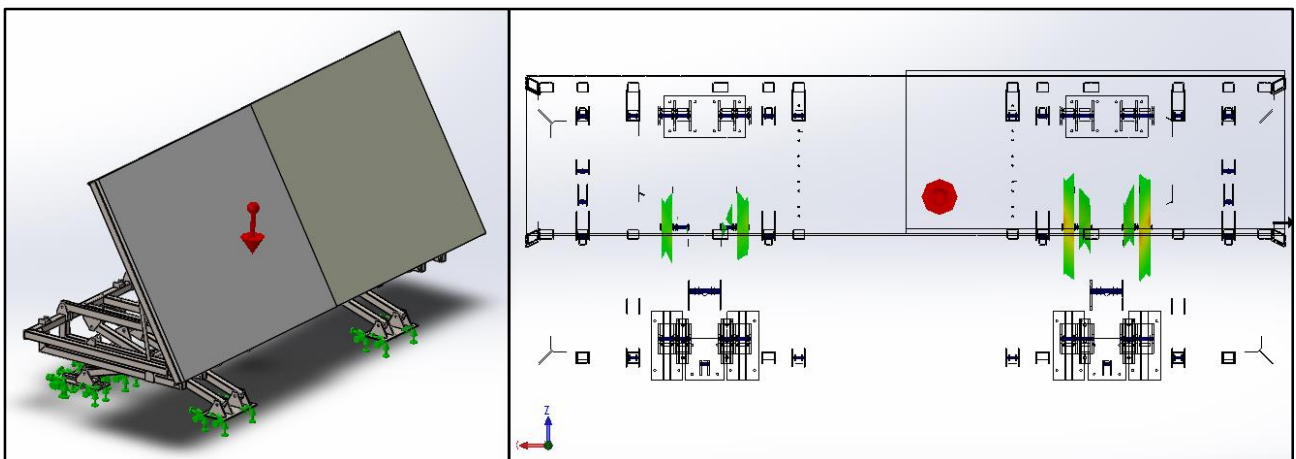
KUVA 18. 90 x 90 x 5 -palkin FEM-taivutustesti välilevyllä ja ilman

Kuvassa 19 on liitteen 1 tapaus 1:n mukainen kuormitus, jossa pöytä on nostettu yläasentoon, ja kallistettu 60:n asteen kulmassa, ja jossa kuorma on jakautunut tasaisesti pöydän puolikkaalle pituussuunnassa. Tapaus 1:stä poiketen, analyysissä on käytetty 750 kg:n kuormaa nimelliskuorman 500 kg sijasta. Kuvassa 19 näkyvät kaikki yli 50 MPa:n jännitykset. Suurimmat n. 100 MPa:n jännitykset näyttävät esiintyvän nostomekanismin palkeissa nivelen kohdalla, mikä oli odotettua, sillä kyseiset palkit kantavat koko rakenteen painon. Siitä huolimatta jännitykset eivät ole lähelläkään palkkien myötörajaa 355 MPa. joten raken-

teen voidaan olettaa kestävän. Kuvassa 20 on 500 kg:n paino jakautunut kannen puolikkaalle sen leveyden suunnassa. Näkyvissä ovat yli 50 MPa:n jännitykset, jotka näkyvät nostosaksien palkeissa. Suurimmat jännitykset ovat n. 106 MPa:n suuruisia. Kuvassa näkyy myös kuormituksen aiheuttama taipuma, tai lähinnä koko rakenteen joustamisesta aiheutuva painuma, joka on 9,3 mm. Vaikka kyseessä olisi pelkän kannen taipuma, olisi se silti selvästi hyväksyttävissä rajoissa.



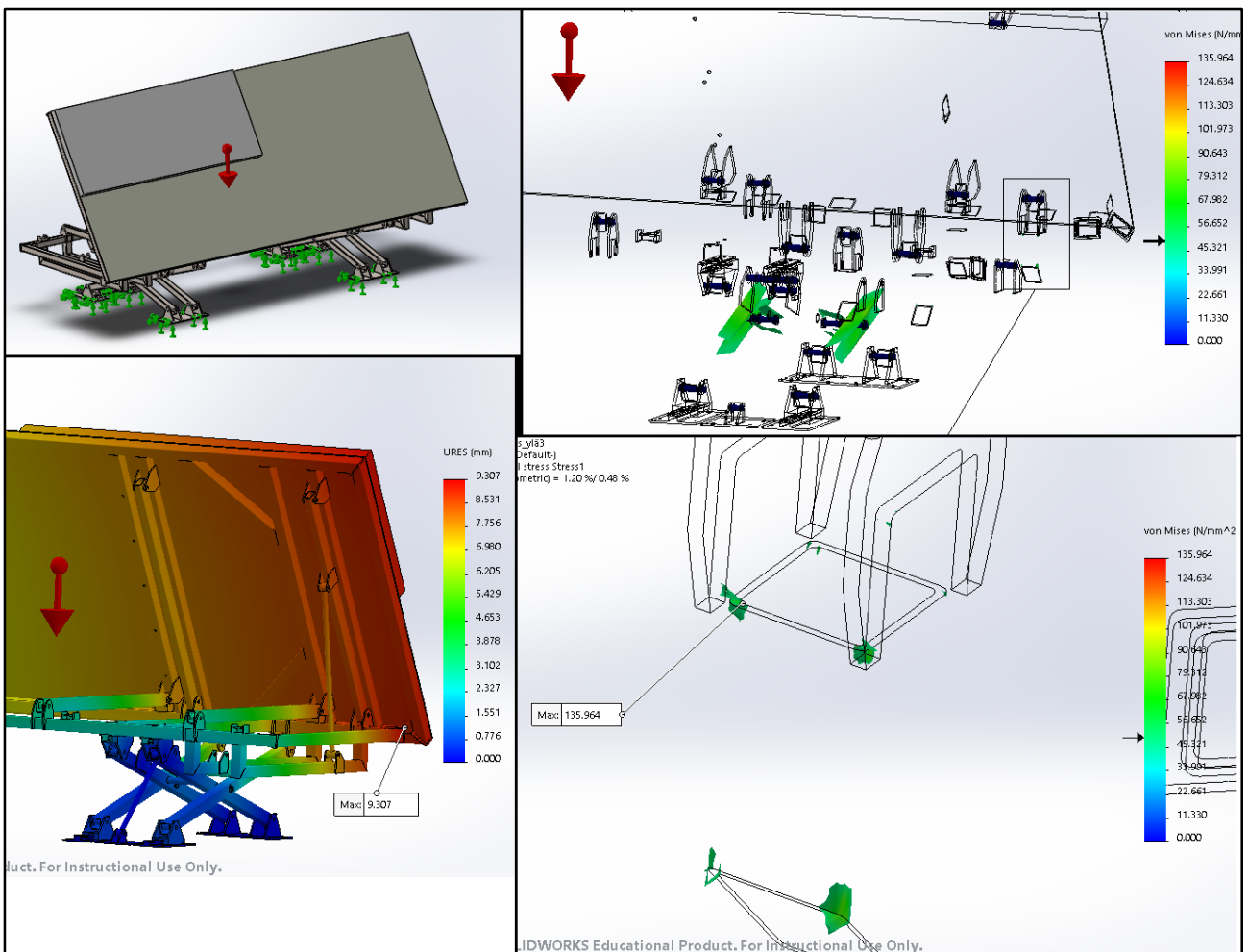
KUVA 19. Yli 50 MPa:n jännitykset, kun kuorma on jakautunut kannen pituussuunnassa



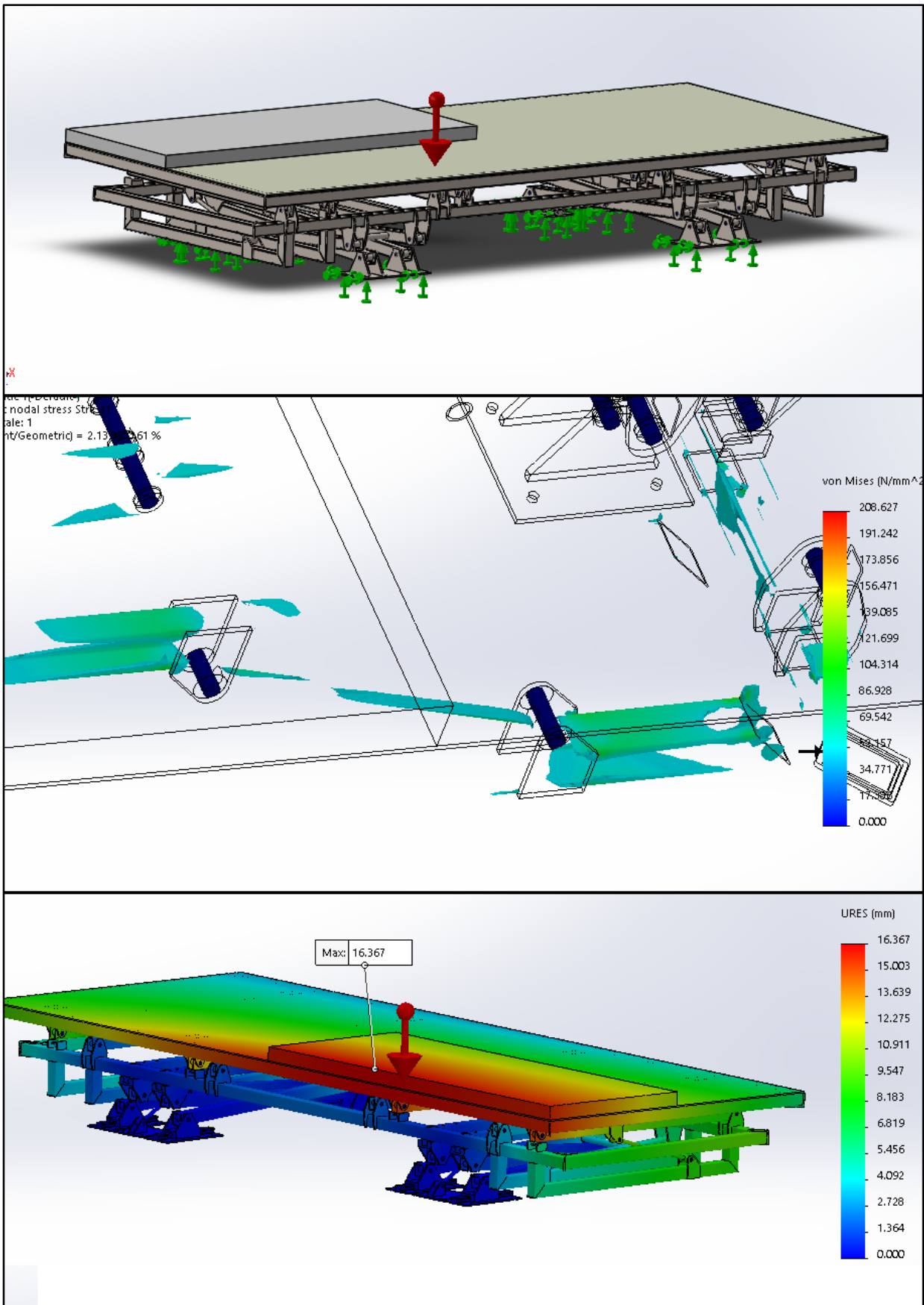
KUVA 20. Yli 50 MPa:n jännitykset, kun nimelliskuorma on jakautunut kannen leveyden suunnassa



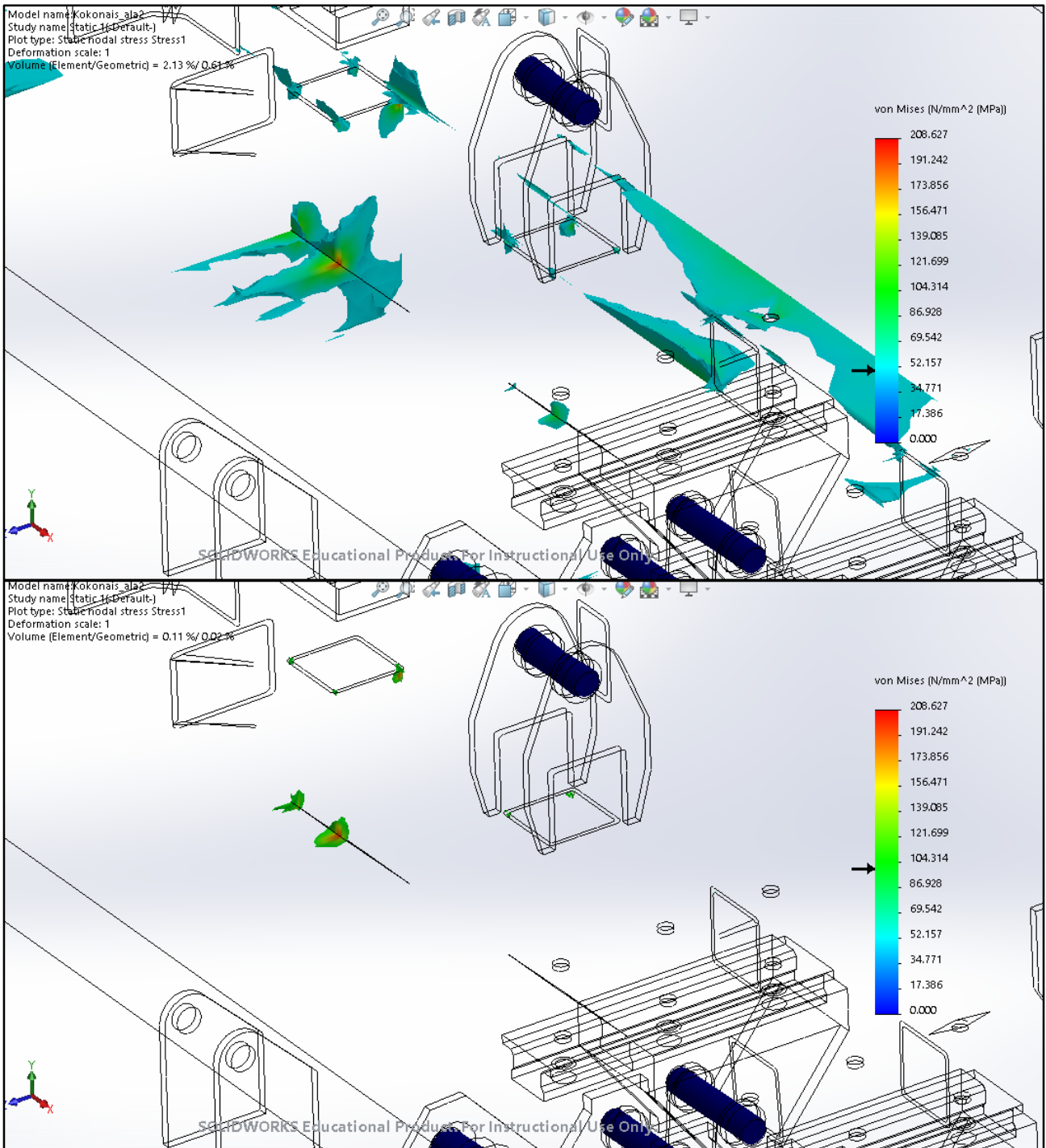
Kuvassa 21 on kuviteltu huonoin mahdollinen asento pöydälle, jossa nimelliskuorma on ja-  
kautunut kannen neljännekselle, ja kansi nostettu 60:n asteen yläasentoon. Pöytää on py-  
rity kuormittamaan epätasaisesti heikkouksien löytämiseksi. Suurimmat jännityspiikit löyty-  
vät kallistussylinterin kannatinpalkin liitoskohdasta. Jännitykset ovat lähes pistemäisiä, ei-  
vätkä suuruudeltaan lähelläkään materiaalin (S355) myötörajaa. Kuvissa 22 ja 23 näkyy  
sama tilanne, kun pöytä on laskettu ala-asentoon, ja kansi on 1° kulmassa simuloiden sitä  
hetkeä, kun kantta on juuri alettu kallistaa. Yli 50 MPa: jännityksiä esiintyy laajemmalla alu-  
eella, mutta yli 100 MPa:n ei enää juuri näy kuin terävissä nurkissa, samankaltaisissa pai-  
koissa kuin kuvassa 21, mutta vastakkaisella puolella. Rakenteen taipuma on 16,4 mm,  
mikä ei aiheuttane ongelmia.



KUVA 21. Yli 50 MPa:n jännitykset ja taipuma, kun nimelliskuorma on keskittynyt pöydän  
kannen neljännekselle

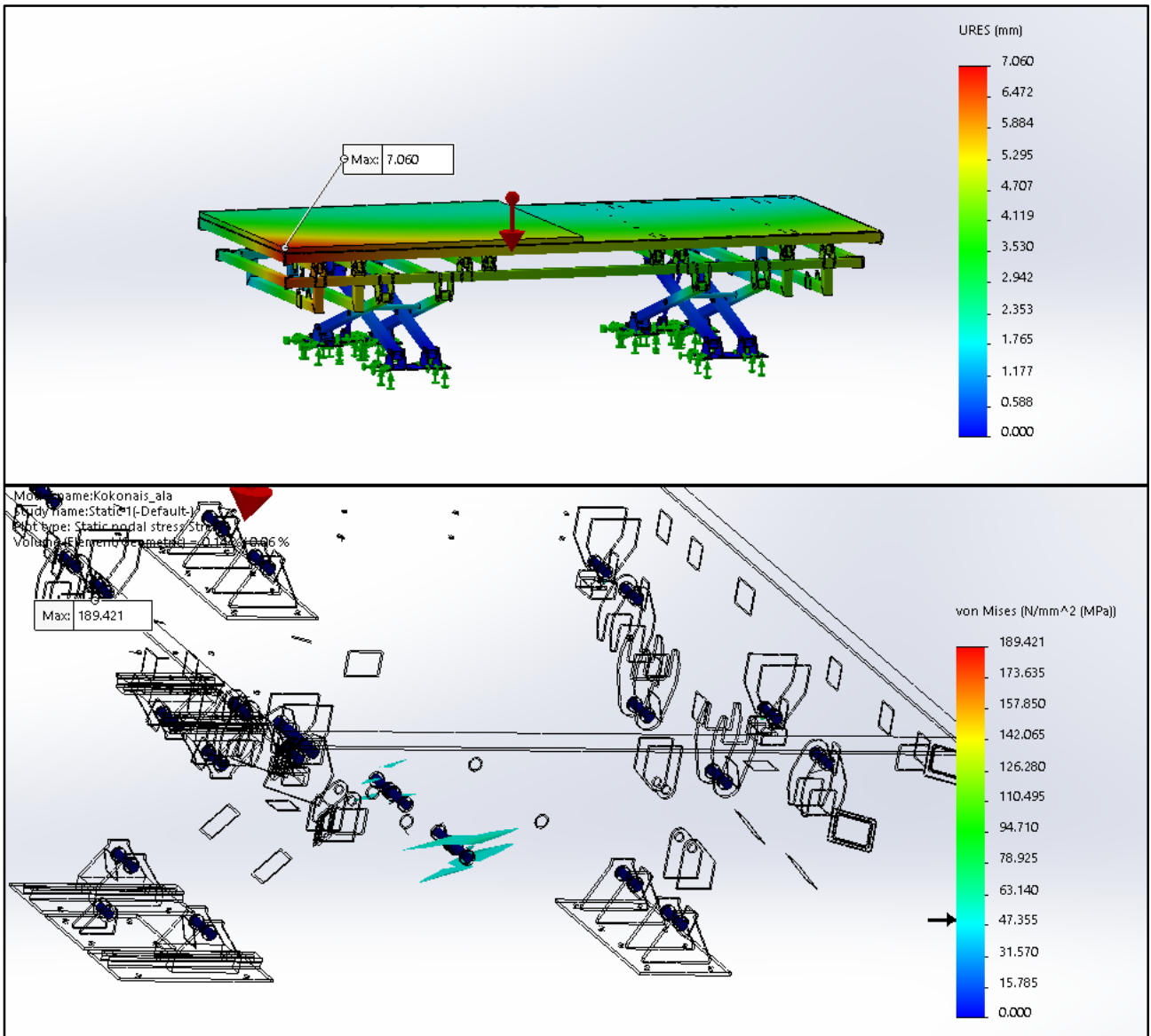


KUVA 22. Yli 50 MPa:n jännitykset ja taipuma, kun nimelliskuorma on jakautunut pöydän neljännekselle kallistuksen alkaessa



KUVA 23. Yli 50 MPa:n (yläkuva), ja yli 100 MPa:n (alakuva) jännitykset liitoksien kulmissa, kun pöytä on ala-asennossa

Kuvassa 24 oleva analyysi vastaa liitteen 1 tapaus 3:a, jossa kuorma on jakautunut kannen puolikkaalle sen leveyden suunnassa. Kansi on vaakasuorassa, ja tuettuna rungon palkkitekien päällä, eivätkä kallistussylinterit kannata sitä. Tapaus 3:n mukaisesti analyysissä on käytetty nimelliskuormaa, eli 500 kg. Eräitä pistemäisiä jännityksiä lukuun ottamatta, tällä kuormituksella jännitykset ovat kaikista vähäisimpiä, ja tasaisimmin jakaantuneita.



KUVA 24. Kannen taipuma, ja yli 50 MPa:n jännitykset, kun nimelliskuorma on jakautunut tason puolikkaalle leveyden suunnassa

## 11 STANDARDIN SFS-EN 1570-1 TULKINTA & SOVELTAMINEN

Standardi EN 1570 määrittelee turvallisuusvaatimukset sellaisille nostopöydille, joilla on enintään kaksi kiinteää pysähdystasoa. Tässä työssä suunniteltu hitsauspöytä tulkitaan nostopöydäksi, ja sen nostosylinterien ala-, ja yläasennot tulkitaan sen kahdeksi kiinteäksi pysähdystasoksi. Nostopöytä ei myöskään saa ohittaa pysähdystasoja. (SFS 2014, 5.) Hitsauspöytä ei voi ohittaa ainakaan ylempää pysähdystasoa, sillä sen korkeuden määrittelee nostosylinterin iskunpituus. Alemmaksi pysähdystasoksi katsotaan se, kun pöytä lepää maata vasten olevien tukien varassa, nostosylinterit sisäänvedettyinä. Täten hitsauspöytä ei kykene ohittamaan pysähdystasojaan. Standardit EN 1570-2 ja EN 1570-3 määrittävät suurimmaksi nostonopeudeksi 0,15 m/s. (SFS 2014, 5.) Standardissa EN 1570-1 tällaista rajoitusta ei ole. Nostonopeus on täysin riippuvainen pöydässä käytetystä hydraulijärjestelmästä, jota tässä työssä ei suunniteltu. Tästä huolimatta on suositeltavaa, että hitsauspöydän nostonopeus ei ylitä tuota tasoa. Hitsauspöytää ei ole tarkoitettu henkilöiden nostamiseen. (SFS 2014)

### 11.1 Laskelmat

Standardin kohdan 5.1.2.2 mukaan laskettaessa sallittujen jännitysten menetelmällä, nostopöydän minkään osan jännitys ei saa olla yli 0,66 kertaa käytetyn materiaalin myötöraja, tai 0,5 kertaa käytetyn materiaalin murtoraja. Hitsauspöydän materiaaliksi on valittu S355J2H, jonka myötöraja on 355 MPa. Vaikka laskemisessa on käytetty osavarmuuslukumenetelmää, eivät mitkään jännitykset ylitä standardin määrittelemiä tasoja. Laskennassa on otettu huomioon pöydän kannen asennot, kuorman sijainnit kannen päällä, pöydän asento korkeussuunnassa ja niistä aiheutuvat staattiset voimat. Dynaamisia voimia (kuten tuuli tai värinä) pöytään ei katsota kohdistuvan. Tästä huolimatta liitteen 1 laskelmissa (sekä välillisesti niihin liittyvissä laskelmissa) on käytetty standardin taulukon 2, nostoluokan 3 määrittämää dynaamista kerrointa, jonka arvo on 1,2 (liitteissä käytetään symbolia K). (SFS 2014, 17–19.) Kohdassa 5.1.2.7 standardi esittää seuraavia vaatimuksia:

- se voi nostaa vähintään puolet nimelliskuormasta, joka on jakautunut nostotason puolikkaalle pituussuunnassa tai pidemmän sivun suunnassa.
- se voi nostaa vähintään yhden kolmasosan nimelliskuormasta, joka on jakautunut nostotason puolikkaalle leveysuunnassa tai lyhyemmän sivun suunnassa. (SFS 2014, 17.) (Katso myös liite 1, kohdat 1,2 ja 1,3)

Liitteen 1 laskelmien sekä FEM-analyysien perusteella rakenne täyttää nuo vaatimukset. Nostotason taipuma ei saa ylittää arvoa joka on, kohdan 5.1.2.7.1 b mukaan, 1 % nostotason pituudesta. Täten suurimmat sallitut taipumat pöydälle ovat pituussuunnassa 60 mm, ja leveysuunnassa 25 mm. FEM-analyysien perusteella taipumat eivät milloinkaan ylitä näitä arvoja. Pöydän vakavuus on laskettava jakamalla kaikkien vakavuutta lisäävien momenttien summa kaikkien kaatavien momenttien summalla. Tästä saatavan varmuusluvun on oltava vähintään 1,3. Vakavuuslaskennassa nimelliskuorma jaetaan alueelle, joka on kooltaan puolet pöydät pituudesta kerrottuna puolet pöydän leveydestä, eli  $\frac{1}{4}$  kannen alasta. (SFS 2014, 18–19.) Tätä laskentaa vastaa kuvassa 22 esitetty tilanne. Myös liitteen 1 tapaus 1, jossa kuorma on asetettu tavalla, joka aiheuttaa suurimman mahdollisen kaatumismomentin pöytään, pyrkii varmistamaan pöydän vakavuuden. Näiden laskelmien perusteella, ja ottaen huomioon pöydän lattiakiinnityksen, on pöydän kaatuminen erittäin epätodennäköistä.

## 11.2 Suojaukset

Suurin osa nostopöytien turvallistamistoimenpiteistä liittyy pöydän käyttövoimaan (esim. hydraulijärjestelmään) tai ohjausjärjestelmään. Koska edellä mainittuja ei tässä työssä suunnitella, ei niihin voida ottaa kantaa. Täten rajoitutaan yleiseen mekaaniseen turvallisuuden tarkasteluun. Hitsauspöytä on käytännössä manipuloitava työpiste, joten pääsyä sen luokse ei varsinaisesti voida rajoittaa (kuten esim. seinäkkeillä). Yleisiä turvaetäisyyksiä voidaan silti määrätä. EN 1570-1:n kohta 5.2.1 antaa vähimmäisetäisyyksiä koneen liikkuvien osien ja henkilöiden ruumiinosien välille (SFS 2014, 20.):

- sormille	25 mm
- varpaille	50 mm
- käsille	100 mm
- käsivarsille ja suljetuille käsille	120 mm
- jalkaterille	120 mm
- vartalolle	500 mm

Koneen käyttäjiä voidaan suojata määräämällä laitteen ympärille yli 500 mm vähimmäisetäisyys, jota lähemmäs ei saa mennä laitetta liikuttaessa, jolloin edellä esitettyjen vaatimus-

ten tulisi täyttyä. Turvaetäisyys voidaan asettaa pidemmäksi, jos tarve vaatii. Hitsauspöydälle voidaan asettaa minimietäisyys 800 mm silloin, kun pöytää nostetaan tai lasketaan, ja lisäksi määrätään, ettei pöydän pidemmän sivun läheisyydessä saa oleskella kummallakaan puolella laisinkaan pöytää kallistettaessa (KUVA 26 ja 27). Myöskään pöydän keskellä olevassa tilassa ei saa oleskella, kun pöytää liikutetaan millään tavalla. Hitsauspöydän ympäristö käsitetään tässä standardin EN 1570 määrittämäksi rajoitetuksi alueeksi. (SFS 2014, 9.) Hitsauspöydällä ei nosteta henkilöitä, eikä sen päällä saa olla sitä liikutettaessa, jolloin kaiteita ei tarvita.

Kiskoon (KUVA 28) on tehty puskuriosa, jolla estetään pöydän jalaksia liukumasta irti kiskosta, jos pöytää nostetaan liikaa. Periaatteessa hydraulisynterin iskunpituuden loppuessa nosto pysähtyy automaattisesti, mutta tämä riippuu siitä, millaisia sylintereitä lopulta käytetään. Vaihtoehtoisesti kiskoa voidaan pidentää, mutta silloin joudutaan lisäämään ruuvien määrää, ja poraamaan lisää reikiä. EN 1570 kohta 5.2.15 vaatii nostopöytään asennettavan tukilaitteen, joka sallii huoltotöiden tekemisen pöydän tason alla. (SFS 2014, 34.) Tässä vaiheessa hitsauspöytään ei ole suunniteltu vastaavaa laitetta. Koska mitään ohjausjärjestelmää ei tässä vaiheessa ole suunniteltu, tyydytään toteamaan, että huoltotöitä varten pöytä on laskettava ala-asentoon, jossa pöydän saksikiinnikkeiden tukipinnat koskettavat. Suunnitellessa pöydän hydraulijärjestelmää, on tarpeen tutkia pöydän turvallisuutta syvällisemmin. Lopullisen turvallisuuden takaamiseksi voidaan käyttää erilaisia antureita, kuten valo- tai magneettiantureita, tai rajakytkimiä (KUVA 29) sekä valoverhoja, joilla pöytää estetään liikkumasta vaarallisella tavalla.

### 11.3 Merkinnät

Hitsauspöytään on kiinnitettävä kaikille kannen sekä rungon sivuille standardin EN 1570 liitteen F kuvatunnukset 1,2 ja 3, sekä seuraava teksti vähintään 15 mm korkuisin kirjaimin: "ÄLÄ MENE TASON ALLE ELLEI SE OLE MEKAANISESTI TUETTU". (SFS 2014, 50, 62.) Liitteen F mukaiset kuvatunnukset on esitetty kuvassa 25.



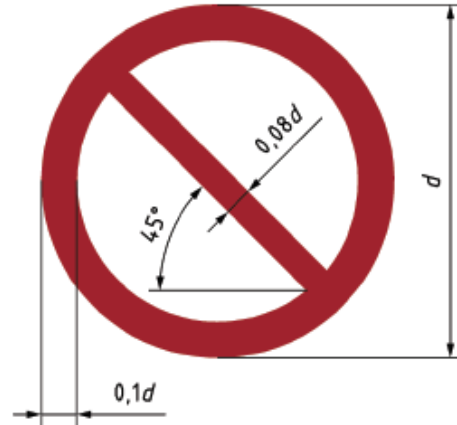
Kuva F.1 Varoitusmerkintä - Älä laita käsiä tai jalkoja nostotason alle (ks. kohta 7.2.4)



Kuva F.2 Varoitusmerkintä - Älä mene tason alle (ks. kohta 7.2.1)



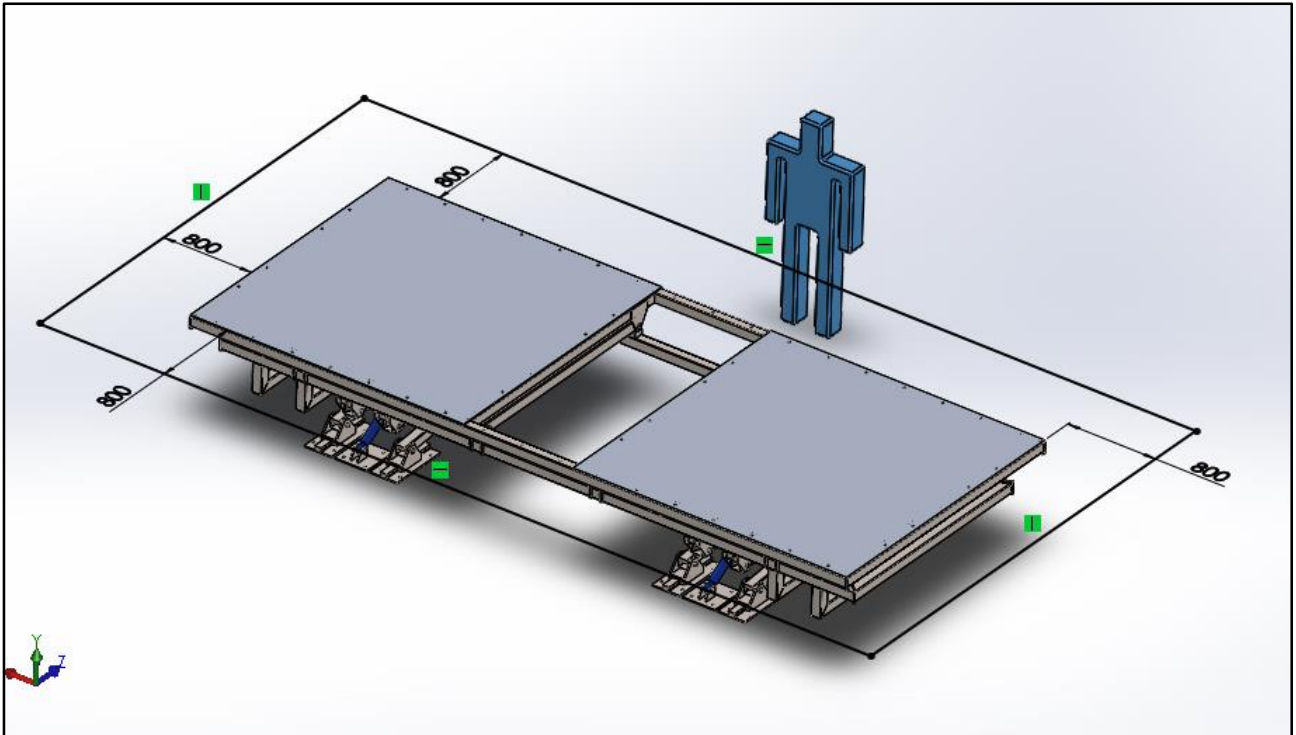
Kuva F.3 Varoitusmerkintä - Henkilökuljetus kielletty (ks. kohta 7.2.5)



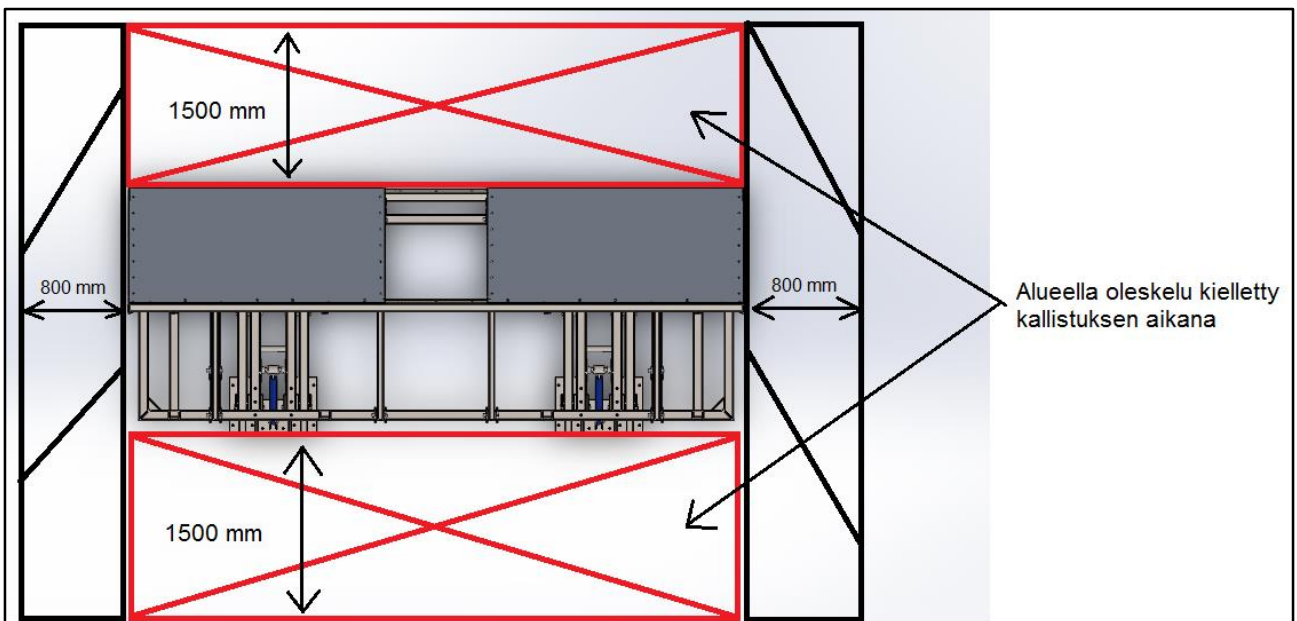
Kuva F.4 Varoitusmerkinnän mitoitus

Kuva 25. Nostopöydän varoitusmerkinnät (mukaillen SFS 2014, 62)

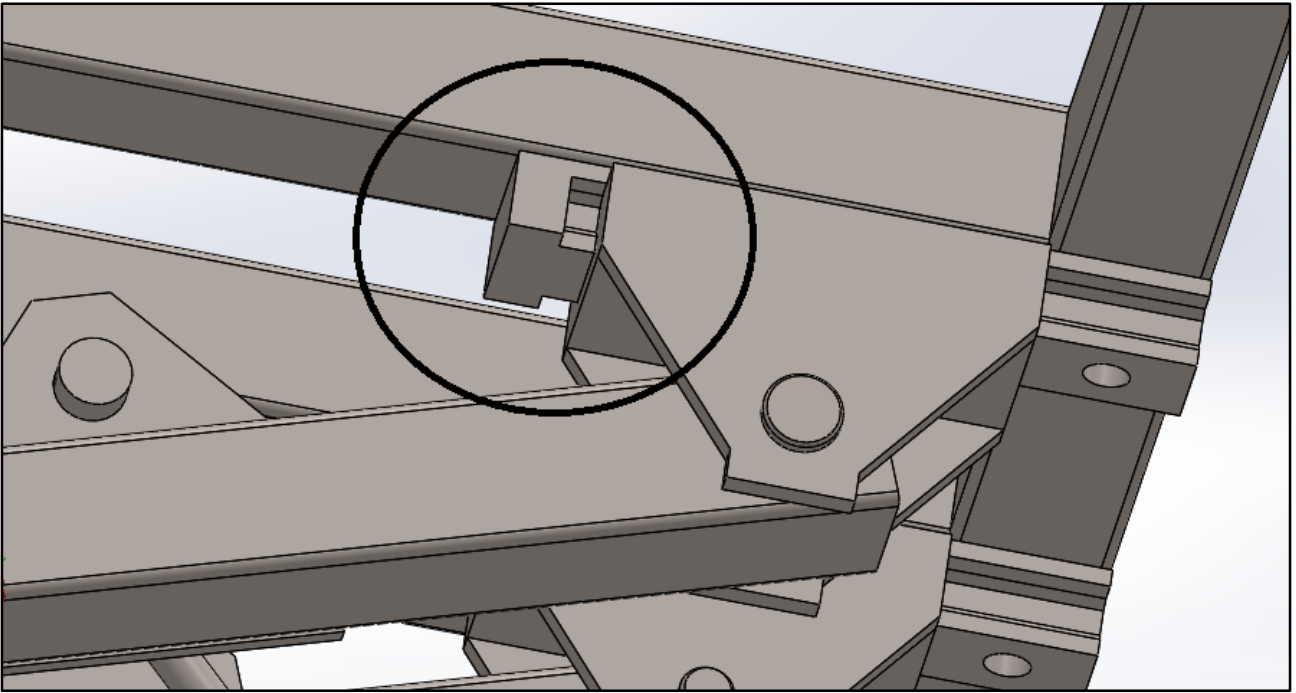




KUVA 26. Turvaetäisyys pöydästä nostaessa ja laskiessa, 800 mm



KUVA 27. Turvaetäisyydet kallistuksen aikana, päädyissä pätevät tavalliset turvaetäisyydet



KUVA 28. Liukuajan pysäyttäminen

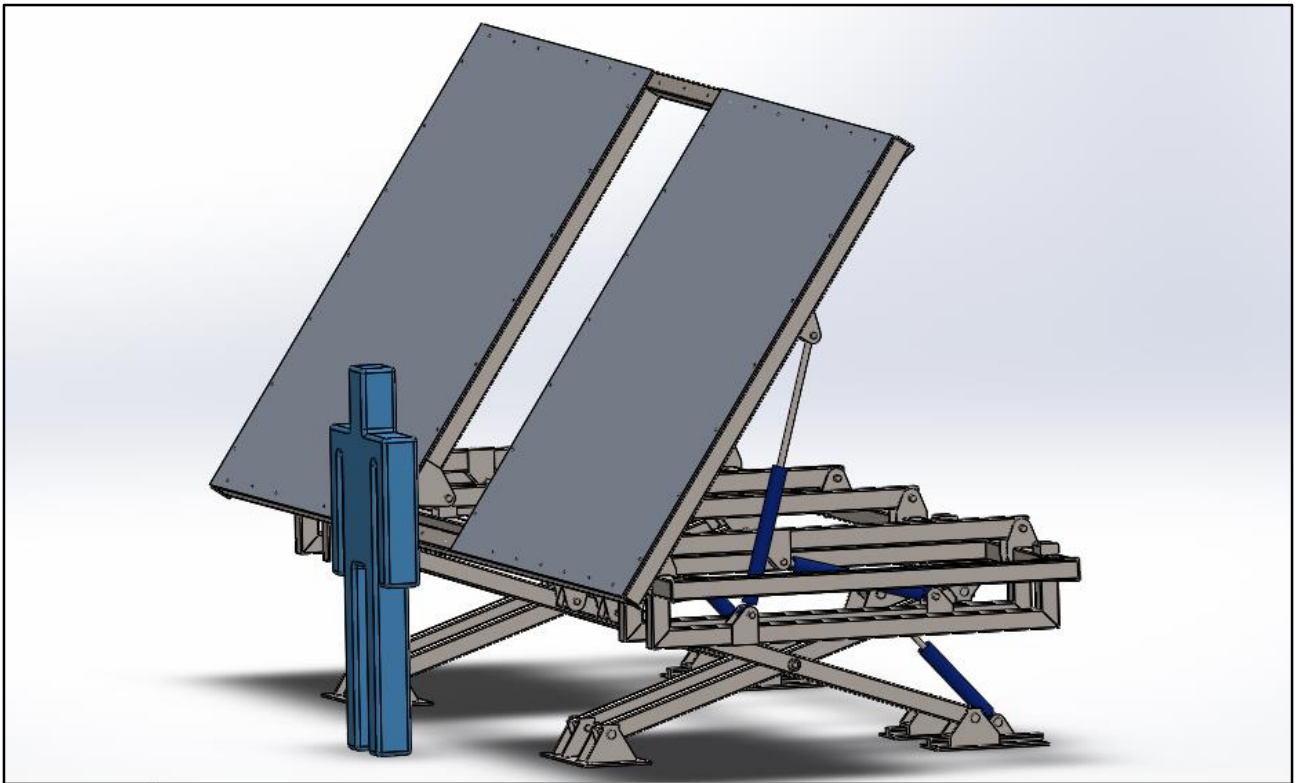


KUVA 29. Eri valmistajien valoverhoja, antureita ja rajakytkimiä (Farnell element14)

## 12 KUVIA LOPULLISESTA RAKENTEESTA

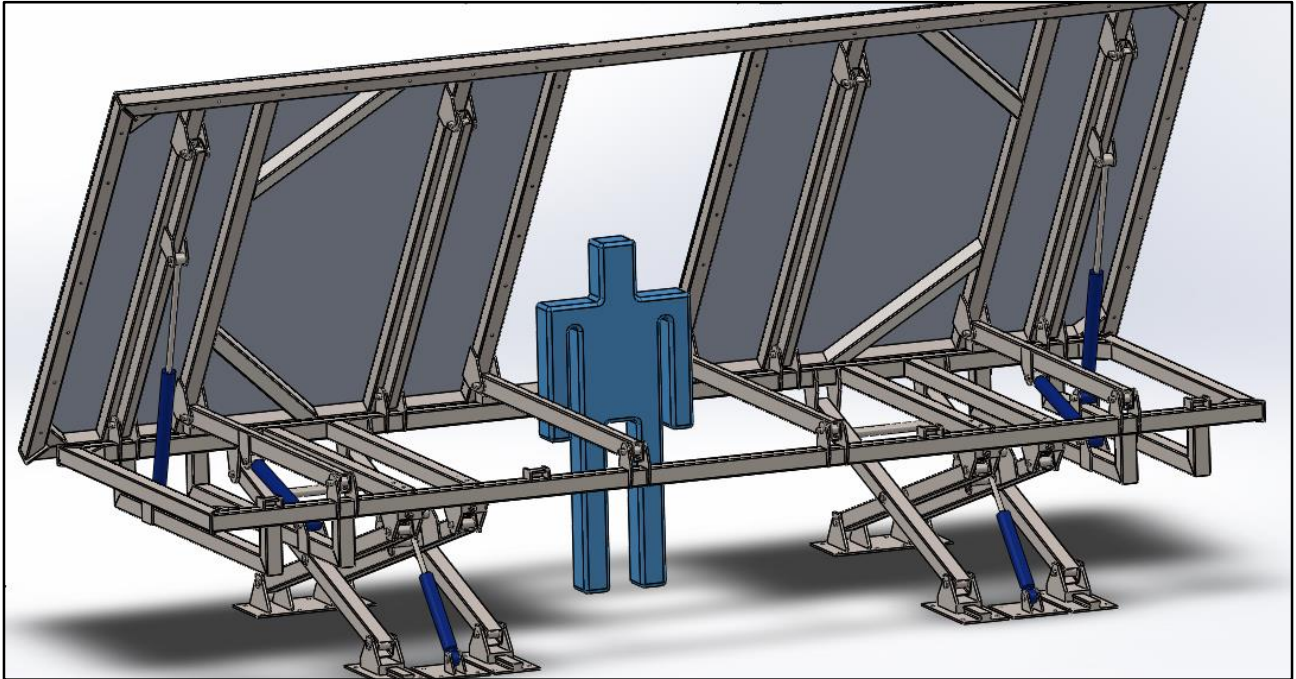
Lopuksi vielä kuvia havainnollistamaan suunnittelun tuloksia. Kaikissa kuvissa pöytä on kuvattu pienet kannet kiinnitettyinä havainnollistamaan mahdollisuutta työskentelyyn pöydän keskellä. Kuvissa näkyvät sylinterit vastaavat kooltaan liitteessä 8 laskettuja mittoja. Kuviin ei ole lisätty ruuveja. Kaikissa kuvissa on lisäksi ihmisukko mittakaavan havainnollistamisen vuoksi. Pöydän dimensiot ovat siis 6 x 2,5 metriä, ja hahmon korkeus on 1,8 metriä.

Kuvassa 30 pöytä on yläasennossa, ja kansi on kallistettuna ääriasentoon (60°).



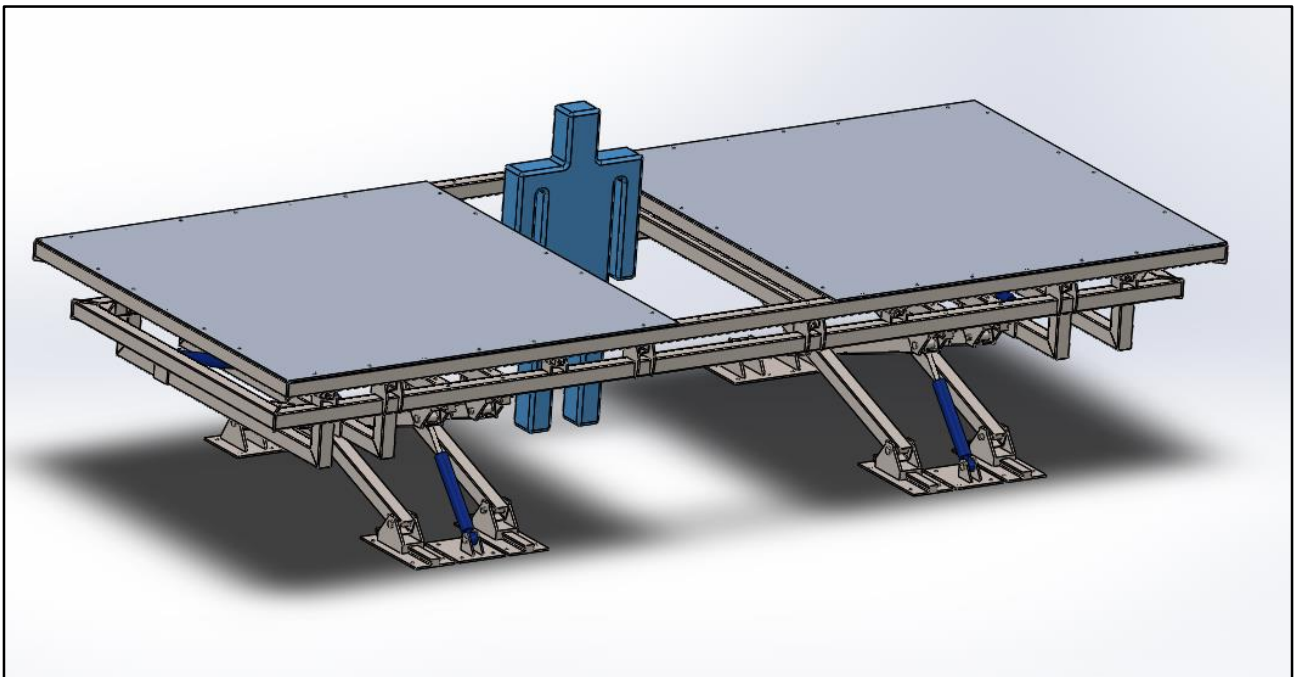
KUVA 30. Hitsauspöytä yläasennossa ja kansi täysin kallistettuna

Kuvassa 31 on kuvattu pöydän sisäpuoli, kansi edelleen 60:n asteen kulmassa.



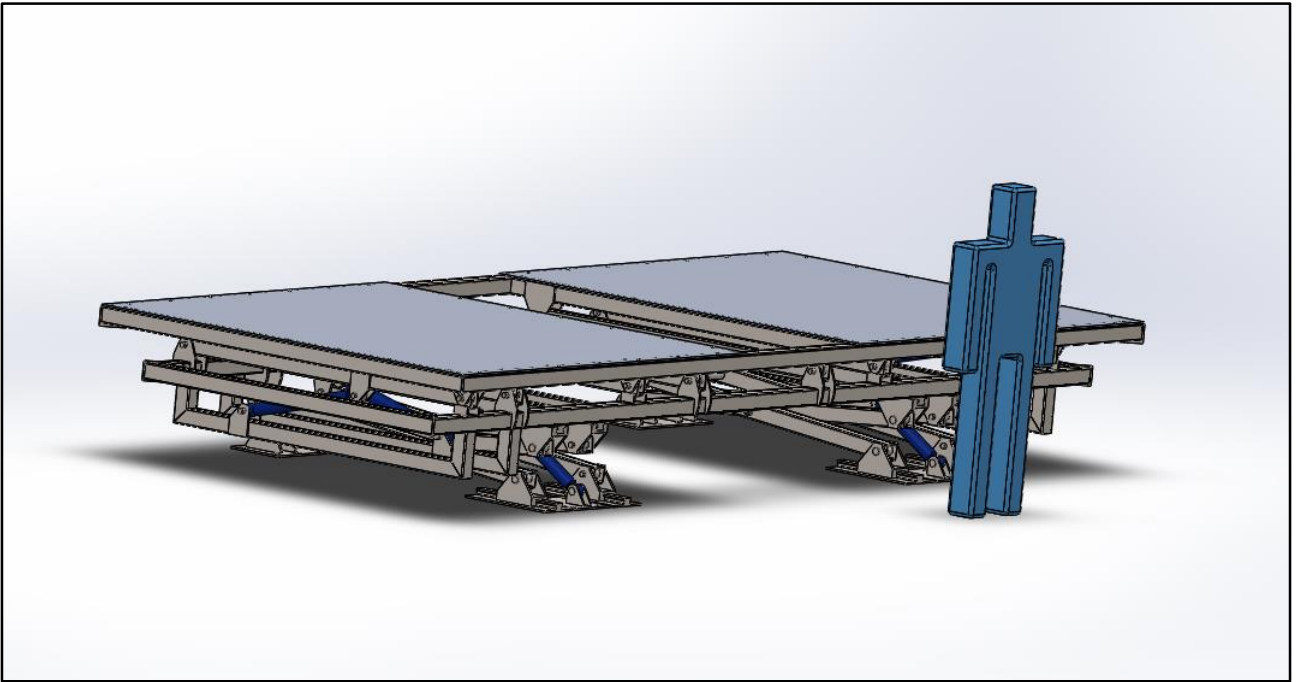
KUVA 31. Kannen sisäpuoli

Kuvassa 32 pöytä on yläasennossa ja kansi vaakasuorassa, ja ukko seisoo pöydän keskellä.



KUVA 32. Pöytä yläasennossa, kansi alhaalla

Lopuksi vielä pöytä alimmassa mahdollisessa asennossa.



KUVA 33. Pöytä ala-asennossa, kansi alhaalla

## 13 POHDINTA

Lopputuloksena on pöytä, jonka korkeus ala-asennossa on 820 mm ja yläasennossa 1 235 mm. Sen kannen voi kallistaa kumpaankin suuntaan maksimissaan 60:n asteen kulmaan. Käyttövoimaksi on suunniteltu hydraulisylinterit, joita tarvitaan nostamiseen kaksi kappaletta, ja kallistamiseen neljä kappaletta. Pöytä kestää ainakin 500 kg:n kuorman, todennäköisesti enemmänkin. Tosin alkuperäinen vaatimus oli vain 200 kg. Yksi tärkeimpiä syitä tämän työn tilaamiselle oli tarve parantaa hitsaustyön ergonomiaa. Valmis pöytä mahdollistaisi sen jo olemassa olollaan. Periaatteessa tavoite on näiltä osin saavutettu. Hydraulijärjestelmää ei suunniteltu, eikä koneturvallisuutta varmistettu täysin. Tämä johtuu osaksi siitä, että hydraulijärjestelmän suunnittelu olisi vaatinut työtä arviolta toisen kokonaisen opinnäytetyön verran, ja toisaalta siitä, että hitsauspöydän turvallistaminen liittyy suurelta osin kyseiseen hydraulijärjestelmään, eikä siihen pelkästään mekaanisen suunnittelun puitteissa voitu ottaa laajalti kantaa.

Suunnittelu tehtiin oman ymmärryksen mukaan käyttäen Eurokoodeja 3 ja 9, Ruukin rakenneputkikäsikirjaa, standardia EN 1570, koneenosien suunnittelukirjaa, VTT:n tutkimusraporttia staattisesti kuormitettujen hitsausliitosten suunnittelusta sekä Solidworks-suunnitteluohjelmaa. Koska Solidworks on itselleni melko uusi ohjelma, sen toimintojen opetteluun meni paljon aikaa. Myös standardien tutkiminen ja soveltuvien standardien löytäminen vei oman aikansa. Laskelmien tekeminen sekä FEM:llä, että käsin vei todella paljon aikaa, ja laskelmia jouduttiin tekemään paljon enemmän kuin aluksi ajattelin. Halusin kuitenkin tehdä työn virallisten normien mukaan, tai ainakin mahdollisimman lähelle sitä. Konedirektiivin mukaan kyseessä on puolivalmiste. Konedirektiivi määrittelee puolivalmisteen seuraavasti:

puolivalmisteella tarkoitetaan yhdistelmää, joka on melkein kuin kone, mutta joka ei sellaisenaan pysty suorittamaan erityistä toimintoa. Voimansiirtojärjestelmä on puolivalmiste. Puolivalmiste on ainoastaan tarkoitettu liitettäväksi toisiin koneisiin tai muihin puolivalmisteisiin tai laitteisiin tai koottavaksi niiden kanssa siten, että muodostuu sellainen kone, johon sovelletaan tätä direktiiviä. (Konedirektiivi 9.6.2006/42/EY, § 2.)

Hitsauspöytä ei nykyisessä muodossaan kykene suorittamaan mitään toimintoa, vaan siihen tarvitaan liitettäväksi voimansiirtokone, toinen puolivalmiste, jotta sitä voidaan pitää valmiina koneena. Täten hitsauspöytä on puolivalmiste, ja siten siis keskeneräinen. Tällä hetkellä

pöytää voi pitää hyvänä pohjana jatkosuunnittelulle. Näiden suunnitelmien perusteella voitaisiin ehkä rakentaa prototyyppi, jolla testattaisiin rakenteen osien jäykkyyttä. Valmiin ohjausjärjestelmän kanssa olisi suhteellisen vaivatonta tehdä pöydälle oma turvajärjestelmä esim. valoverhon avulla. Riittävän kestävällä rakenteella sekä valoverhoin ja rajakytkimin varustettuna pöytä voisi hyvinkin olla toimiva apuväline hitsauksessa.

Lopuksi vielä asia joka opinnäytetyössä jäi käsittelemättä, eli hitsauslämmön johtaminen pois kansilevystä. Tämä voitaisiin tehdä hitsaamalla kanteen kiinni jäähdytysripoja. Ripojen tehokkuutta voitaisiin testata valmistamalla koekansia eri ripaprofiileilla sekä vertailukappale ilman ripoja, ja suorittamalla niillä koehitsauksia. Lämmön poistumista voitaisiin mitata lämpökameralla. Kokeissa voitaisiin myös käyttää tuuletinta puhaltamaan ilmaa kannen alapuolelle, ja selvittää samalla kuinka paljon ilmavirta vaikuttaa lämmönjohtumiseen.

## LÄHTEET

Airila, M., Ekman, K., Hautala, P., Kivioja, S., Kleimola, M., Martikka, H., Miettinen, J., Niemi, E., Ranta, A., Rinkinen, J., Salonen, P., Verho, A., Vilenius, M., Välimaa, V. 2003. Koneen osien suunnittelu. 4. painos. Porvoo: WSOY.

Backman, J. 2008. Teräsrakenteisten siteiden liitokset. Tampereen Ammattikorkeakoulu. Rakennustekniikka. Insinööriyö.

Codecogs. Plastic Theory of Bending. 2011. Saatavissa: <http://www.codecogs.com/library/engineering/materials/plastic-theory-of-bending.php>. Viitattu 25.11.2017.

Farnell element14. Saatavissa: [www.farnell.com](http://www.farnell.com). Viitattu 1.12.2017.

Grönlund, E. 1987. Alumiinin ja sen seosten hitsaus. Helsinki: Metalliteollisuuden Kustannus Oy.

Havas, T., Hiitelä, E., Hultin, S., Matilainen, J., Parviainen, M. 2010. Ohutlevytuotteiden suunnittelijan käsikirja. Helsinki: Teknologiainfo Teknova Oy.

Koivisto, K., Laitinen, E., Niinimäki, M., Tiainen, T., Tiilikka, P., Tuomikoski, J. 2014. Kone-tekniikan materiaalioppi. 14. painos. Helsinki: Edita.

Karhunen, J., Lassila, V., Pyy, S., Ranta, A., Räsänen, S., Saikkonen, M., Suosara, E. 2012. Lujusoppi. 10. muuttumaton painos. Helsinki: Otatieto.

Leino, T. 2006. Staattisesti kuormitettujen hitsausliitosten suunnittelu. VTT.

Lukkari, J. 2001. Alumiinit ja niiden hitsaus. Helsinki: Metalliteollisuuden kustannus Oy.

Lähteenmäki, M. PDF-dokumentti. Saatavissa: [http://personal.inet.fi/koti/mlahteen/arkistot/luj2\\_pdf/nurja\\_k.pdf](http://personal.inet.fi/koti/mlahteen/arkistot/luj2_pdf/nurja_k.pdf)

Oy Kewatec Aluboot Ab. Saatavissa: [www.kewatec.fi](http://www.kewatec.fi). Viitattu 5.5.2017.



Valtanen, E. 2012. Tekniikan taulukkokirja. 19. painos. Mikkeli: Genesis-Kirjat Oy.

Valtanen, E. 2013. Matemaattisia kaavoja ja taulukoita. Mikkeli: Genesis-Kirjat Oy.

Paavilainen, H. 2009. Hydraulikka 1. Helsinki. Metropolia Ammattikorkeakoulu. PDF-dokumentti. Saatavissa: <https://wiki.metropolia.fi/download/attachments/12158203/luentomoniste.pdf>

SFS 4495. Metrinen ISO-Kierre. Perusprofiili. 1980. Helsinki: Suomen standardoimisliitto SFS.

SFS-EN 1993-1-8. Eurokoodi 3. Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 1-8: Liitosten mitoitus. 2005. Helsinki: Suomen standardoimisliitto SFS.

SFS-EN 1999-1-1. Eurokoodi 9. Alumiinirakenteiden suunnittelu. Osa 1-1: Rakenteita koskevat yleiset säännöt. 2005. Helsinki: Suomen standardoimisliitto SFS.

SFS-EN 1570-1. Nostopöytiä koskevat turvallisuusvaatimukset. Osa 1: Nostopöydät joilla on enintään kaksi kiinteää pysähdystasoa. 2014. Helsinki: Suomen standardoimisliitto SFS.

Ylinen, A. Kimmo- ja lujuusoppi 1. 1969. Porvoo, Helsinki: WSOY.

Övermark, J. 2013. Traktoriin kiinnitettävän telaketjupalustan suunnittelu. Tampereen teknillinen yliopisto. Konetekniikan koulutusohjelma. Diplomityö.

Euroopan Parlamentin ja Neuvoston Direktiivi 9.6.2006/42/EY Saatavissa: <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CELEX:32006L0042:FI:PDF>

## **LIITTEET**

### **LIITE 1: KUORMITUSTAPAUKSET**

- 1.1 Tapaus 1: Kaatuminen**
  - 1.1.1 Kitkavoimat 1**
- 1.2 Tapaus 2**
  - 1.2.1 Kitkavoimat 2**
- 1.3 Tapaus 3**

### **LIITE 2: NIVELTAPIT JA KORVAKKEET**

- 2.1 Taulukkoarvot ja ehdot**
- 2.2 Nivel tappien kestävyys**
- 2.3 Nivel tappien taivutusmomentit**
- 2.4 Tarkistukset**
- 2.5 Korvakkeet**
- 2.6 Saksien nivel tappien leikkausvoimat**

### **LIITE 3: KANNEN RUUVIT**

- 3.1 Leikkausvoimat**
- 3.2 Arvioidut nimelliskuormasta aiheutuvat ruuvien vetovoimat**
  - 3.2.1 Iso kansi**
  - 3.2.2 Pieni kansi**
- 3.3 Ruuvien vetokestävyys**
- 3.4 Ruuvien mitoitusarvot Eurokoodi 9 EN 1999 1-1:n mukaan**
- 3.5 Tarkistukset**

### **LIITE 4: RUNGON KISKOJEN RUUVIT**

- 4.1 Ruuvien vetokestävyys**
- 4.2 Ruuvien mitoitusarvot Eurokoodi 3 EN 1993 1-8:n mukaan**
- 4.3 Tarkistukset**

### **LIITE 5: PALKIT**

- 5.1 Neliöprofiilipalkki 90x90x5**
  - 5.1.1 Puoli 1**
  - 5.1.2 Puoli 2**
  - 5.1.3 Q-kuvio**
  - 5.1.4 Taivutuskestävyys**
  - 5.1.5 Leikkauskestävyys**
- 5.2 Suorakaideprofiilipalkki 100x60x6,3**
  - 5.2.1 Nurjahduskestävyys**
  - 5.2.2 Puristuskestävyys**
- 5.3 Reikien vaikutus kansikehikon palkeissa (6000 mm)**
- 5.4 Nurjahduskestävyys 90x90x5 2000 mm palkille (taulukosta)**

### **LIITE 6: VÄSYMISTARKASTELUT**

- 6.1 Pienahitsit päätylevyihin**
- 6.2 Sylintereiden kiinnikkeet**
- 6.3 Ristikoiden nurkkaliitokset & päät**
  - 6.3.1 Jäykistykset**
  - 6.3.2 Päät**

## **LIITE 7: HITS AUSLIITOKSET**

**7.1 Ei voimaliitokset eurokoodi EN 1993-1-8:n mukaan**

## **LIITE 8: HYDRAULISYLINTERIT**

**8.1 Nostosylinterit**

**8.2 Kallistussylinterit**

## LIITE 1: KUORMITUSTAPAUKSET

### 1.1 Tapaus 1: Kaatuminen

$$m_{pp} = 240 \text{ kg} \quad m_k = 963,5 \text{ kg}$$

$$m_p = 500 \text{ kg} \quad m_r = 542,3 \text{ kg}$$

$$m_N = 562,6 \text{ kg} \quad \mu_D = 0,15$$

$$K = 1,2$$

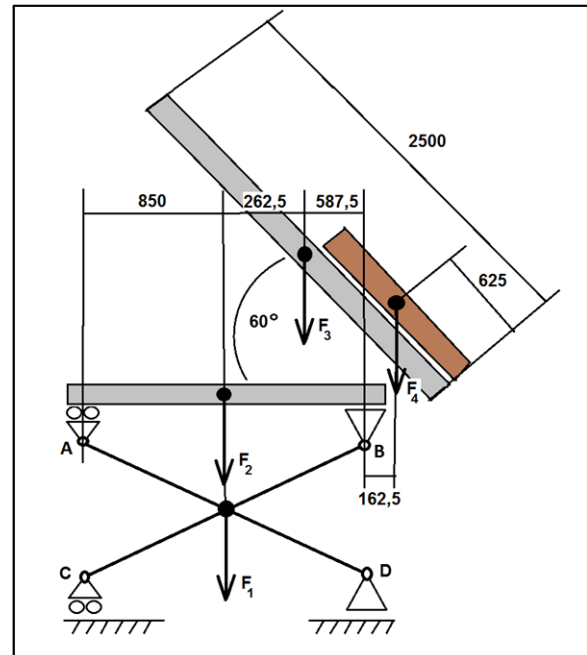
Kuormittavat voimat:

$$F_1 = m_N * g * K = 6\,623 \text{ N}$$

$$F_2 = (m_r + \frac{m_{pp}}{2}) * g * K = 7\,796,6 \text{ N}$$

$$F_3 = (m_k + \frac{m_{pp}}{2}) * g * K = 12\,755 \text{ N}$$

$$F_4 = m_p * g * K = 5\,886 \text{ N}$$



Tukireaktiot kohdissa C ja D:

$$\sim M_D = 1,7 * C - 0,85 * F_1 - 0,85 * F_2 - 0,5875 * F_3 + 0,1625 * F_4 = 0$$

$$C = \frac{0,85 * F_1 + 0,85 * F_2 + 0,5875 * F_3 - 0,1625 * F_4}{1,7} \approx 11\,055,1 \text{ N}$$

$$\sim M_C = 0,85 * F_1 + 0,85 * F_2 + 1,1125 * F_3 - 1,7 * D + 1,8625 * F_4 = 0$$

$$D = \frac{0,85 * F_1 + 0,85 * F_2 + 1,1125 * F_3 + 1,8625 * F_4}{1,7} \approx 22\,005,5 \text{ N}$$

Tarkistus:  $F_1 + F_2 + F_3 + F_4 = C + D = 33\,060,6 \text{ N}$ , OK.

Momentti pisteen D kohdalla ilman tuki C:tä:

$$\sim M_D = -18\,793,7 \text{ Nm}$$

Vakavuuden varmuuskerroin: (EN 1570-1 kohta 5.1.3.1 sekä 5.1.3.3)

$$\frac{0,85F_1 + 0,85F_2 + 0,5875F_3}{0,1625F_4} = 20,65 \geq 1,3, \text{ OK}$$

Tämän perusteella laite pyrkii kallistumaan kuvan mukaan pisteen D suhteen vasemmalle. Kaatumisvaaraa ei pitäisi olla.

Tukireaktiot kohdissa A ja B:

$$\sim M_A = 0,85 * F_2 + 1,1125 * F_3 - 1,7 * B + 1,8625 * F_4 = 0$$

$$B = \frac{0,85 * F_2 + 1,1125 * F_3 + 1,8625 * F_4}{1,7} \approx 18\,693,9 \text{ N}$$

$$\Rightarrow A \approx 7\,743,7 \text{ N}$$

Tarkistus:  $F_2 + F_3 + F_4 = A + B \approx 26\,437,6 \text{ N}$ , OK

### 1.1.1 Kitkavoimat 1

Kiskojen kitkavoimat B-puolella:

$$N_B = \frac{B}{4} \approx 4\,673,5 \text{ N}$$

$$F_{\mu B} = N_B * \mu_D \approx 701 \text{ N}$$

Suurimmat normaali- ja kitkavoimat maan tasossa:

$$N_D = \frac{D}{4} \approx 5\,501 \text{ N}$$

$$F_{\mu D} = N_D * \mu_D \approx 825 \text{ N}$$

Kuvassa kiskot sijaitsevat vastakkaisella puolella, mutta tilanne voitaneen yleistää kummalle puolelle tahansa.

## 1.2 Tapaus 2

Kun puolet nimelliskuormasta on jakautunut nostotason puolikkaalle pituussuunnassa tai pidemmän sivun suunnassa. Tässä tapauksessa lasketaan varmuuden vuoksi koko nimelliskuormalla. (EN 1570-1 kohta 5.1.3.1)

$$K = 1,2$$

$$F_1 = (m_{pp} + m_k + m_r) * g * K = 20\,551,2 \text{ N}$$

$$F_2 = m_p * g * K = 5\,886 \text{ N}$$

Tukireaktiot kohdissa A ja B:

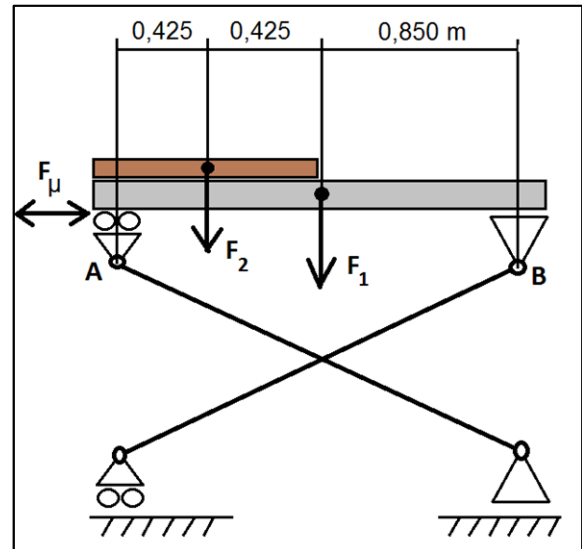
$$\sim M_A = 0,425 * F_1 + 0,85 * F_2 - 1,7 * B = 0$$

$$B = \frac{0,425 * F_2 + 0,85 * F_1}{1,7} \approx 11\,747,1 \text{ N}$$

$$\sim M_B = 1,7 * A - 1,275 * F_2 - 0,85 * F_1 = 0$$

$$A = \frac{1,275 * F_2 + 0,85 * F_1}{1,7} \approx 14\,690,1 \text{ N}$$

$$\text{Tarkistus: } F_2 + F_1 = A + B \approx 26\,437,2 \text{ N, OK.}$$



### 1.2.1 Kitkavoimat 2

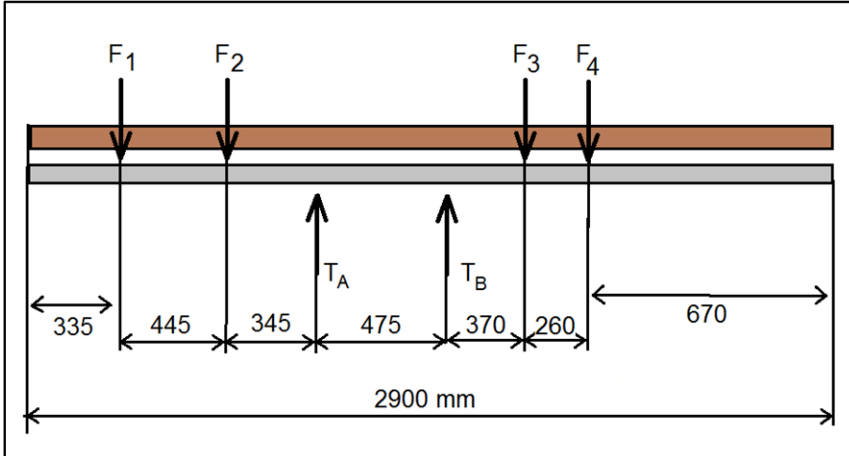
Kitkavoimat yhtä kiskoä kohden:

$$N_A = \frac{A}{4} \approx 3\,672,5 \text{ N}$$

$$F_{\mu A} = N_A * \mu_D \approx 550,9 \text{ N}$$

### 1.3 Tapaus 3

Kun kolmasosa nimelliskuormasta on jakautunut nostotason puolikkaalle leveysuunnassa tai lyhyemmän sivun suunnassa (EN 1570-1 kohta 5.1.3.1). Lasketaan varmuuden vuoksi koko nimelliskuormalla:



Kaikki voimat oletetaan saman suuruisiksi:

$$F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = \left( \frac{m_k + m_r + m_{pp}}{8} + \frac{m_p}{4} \right) * g * K = 4040,5 \text{ N}$$

Tukireaktiot kohdissa A ja B:

$$\sim M_A = -0,79 * F_1 - 0,345 * F_2 - 0,475 * T_B + 0,845 * F_3 + 1,105 * F_4 = 0$$

$$T_B = \frac{-0,79 * F_1 - 0,345 * F_2 + 0,845 * F_3 + 1,105 * F_4}{0,475} \approx 6\,932,6 \text{ N}$$

$$\sim M_B = -1,265 * F_1 - 0,82 * F_2 + 0,475 * T_A + 0,37 * F_3 + 0,63 * F_4 = 0$$

$$T_A = \frac{1,265 * F_1 + 0,82 * F_2 - 0,37 * F_3 - 0,63 * F_4}{0,475} \approx 9\,229,3 \text{ N}$$

Tarkistus:  $T_A + T_B = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 \approx 16\,162 \text{ N}$ , OK.

Normaalivoimat:

$$\text{A-puoli} = \frac{T_A}{2} = 4\,614,6 \text{ N}$$

$$\text{B-puoli} = \frac{T_B}{2} = 3\,466,3 \text{ N}$$

2:lla jakaminen johtuu siitä, että molemmilla puolilla on itse asiassa kaksi tukipistettä: kiinteä nivel sekä vastakkaisella puolella kisko.

Suuremman voiman kitka:

$$F_{\mu A} = N_A * \mu_D \approx 692,2 \text{ N}$$

**Rungon kiskoihin kohdistuva kitka suurimmillaan:  $F_{\mu \max} = 701 \text{ N}$**

Ruuvikiinnitysluokka Eurokoodi 3:n mukaan:

Kiskoihin ei laskelmien perusteella kohdistu lainkaan vetoa, sen sijaan kiskojen välinen kitkavoima aiheuttaa kiskojen kiinnitysruuveihin leikkausvoiman => Kiinnitysluokka B.



## LIITE 2: NIVELTAPIT JA KORVAKKEET

### 2.1 Taulukkoarvot ja ehdot

$t_1 = 10$	$t_2 = 15$	$f_{up} = 510 \text{ MPa}$
$\gamma_{M2} = 1,25$	$\gamma_{M0} = 1,0$	$f_y = 355 \text{ MPa}$
$\gamma_{M6,ser} = 1,0$	$K = 1,2$	$f_{yp} = 355 \text{ MPa}$

Kosketuspaineen on täytettävä ehto:  $\sigma_{h,Rd} \leq f_{h,Rd}$

Jossa:

$$\sigma_{h,Rd} = 0,591 \sqrt{\frac{E * F_{Ed,ser} * (d_{0t} - d_t)}{d_t^2 * t}}$$

$$f_{h,Rd} = \frac{2,5f_y}{\gamma_{M6,ser}} = 887,5 \text{ MPa}$$

$$A = \frac{\pi d_t^2}{4}$$

$$W_{el} = \frac{\pi d_t^3}{32}$$

### 2.2 Nivel tappien kestävyys

Leikkauskestävyys:

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 * A * f_{up}}{\gamma_{M2}}$$

Kun  $d_t = 30$

$$F_{v,Rd} = 173 \text{ kN}$$

Kun  $d_t = 40$

$$F_{v,Rd} = 307,6 \text{ kN}$$

Reunapuristuskestävyys:

$$F_{b,Rd,ser} = \frac{0,6 * t * d_t * f_y}{\gamma_{M6,ser}}$$

Kun  $t = 10$

$$F_{b,Rd,ser} = 63,9 \text{ kN}$$

Kun  $t = 15$

$$F_{b,Rd,ser} = 95,85 \text{ kN}$$

Isolla tapilla, eli kun  $t = 10$ ,  $d_t = 40$

$$F_{b,Rd,ser} = 85,2 \text{ kN}$$

Taivutuskestävyys:

$$M_{Rd,ser} = \frac{0,8 * W_{el} * f_{yp}}{\gamma_{M6,ser}}$$

Kun  $d_t = 30$

$$M_{Rd,ser} = 752,8 \text{ Nm}$$

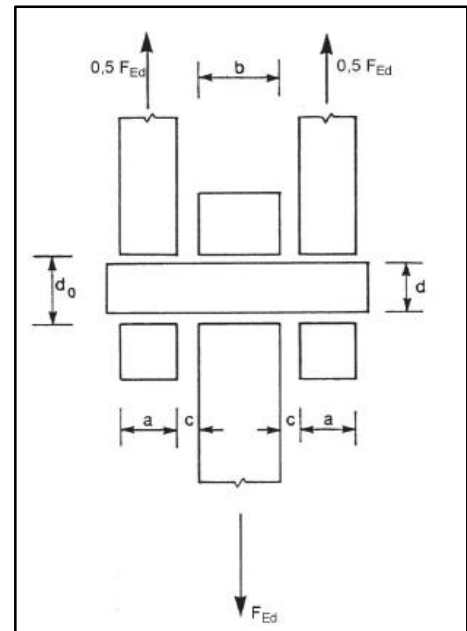
Kun  $d_t = 40$

$$M_{Rd,ser} = 1\,784 \text{ Nm}$$

### 2.3 Niveltappien taivutusmomentit

Momentti saadaan yhtälöstä

$$M_{Ed} = \frac{F_{Ed}}{8} * (b + 4c + 2a)$$



#### Saksikiinnike ja runkokiinnike

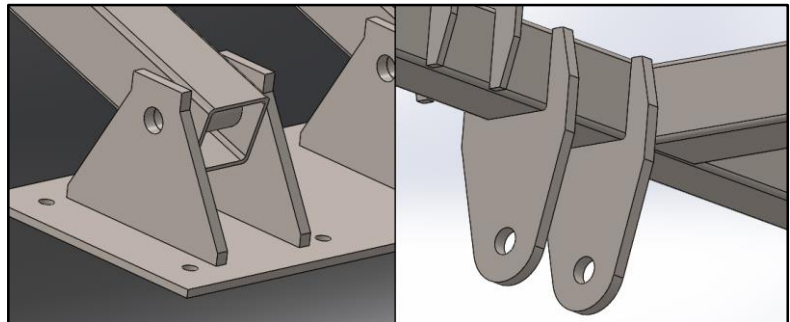
$$a = 15 \text{ mm}$$

$$b = 110 \text{ mm}$$

$$c = 1 \text{ mm}$$

$$F_{Ed} = \frac{N_D}{4} = 5\,501 \text{ N}$$

$$M_{Ed} = 99 \text{ Nm}$$



#### Putkipalkki 100x60 (Päädyt)

$$a = 10 \text{ mm}$$

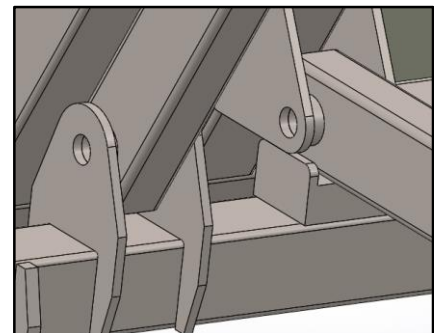
$$b = 90 \text{ mm}$$

$$c = 1 \text{ mm}$$

$$n = 4$$

$$F_{Ed} = \frac{(m_K + m_p + \frac{m_{pp}}{2}) * g * K}{n} = 4\,660 \text{ N}$$

$$M_{Ed} = 66,4 \text{ Nm}$$



**Sakset**

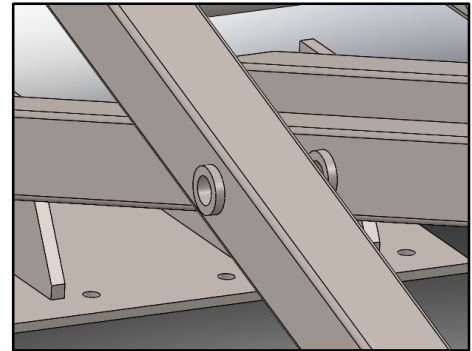
$$a = 110 \text{ mm}$$

$$b = 1 \text{ mm}$$

$$c = 1 \text{ mm}$$

$$F_{Ed} = 12\,459,5 \text{ N (Kohta 2.6)}$$

$$M_{Ed} = 350,4 \text{ Nm}$$

**Nostosylinteri (lattia)**

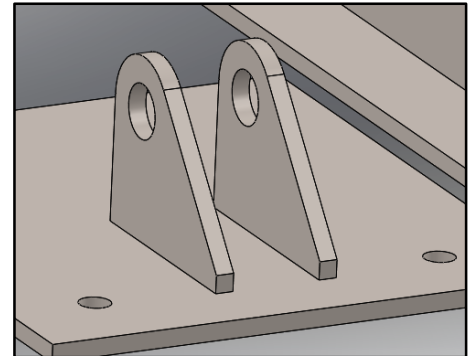
$$a = 10 \text{ mm}$$

$$b = 50 \text{ mm}$$

$$c = 1 \text{ mm}$$

$$F_{Ed} = F_{kr} \times K = 34\,468,8 \text{ N}$$

$$M_{Ed} = 318,8 \text{ Nm}$$

**Nostosylinteri (ojentaja)**

$$a = 10 \text{ mm}$$

$$b = 160 \text{ mm}$$

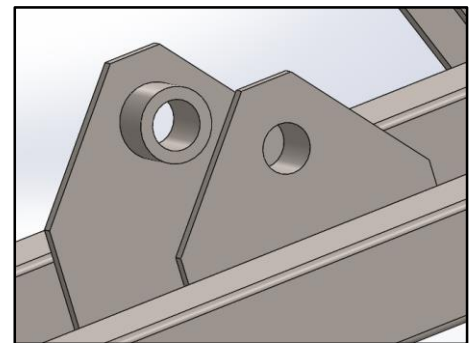
$$c = 1 \text{ mm}$$

$$F_{Ed} = F_{kr} \times K = 34\,468,8 \text{ N}$$

$$M_{Ed} = 792,8 \text{ Nm}$$

Taivutuskestävyys liian pieni!

=> valitaan niveltapin halkaisijaksi  $d = 40$

**Kallistussylinteri (ala)**

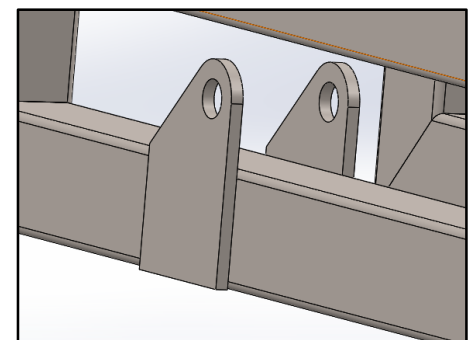
$$a = 10 \text{ mm}$$

$$b = 90 \text{ mm}$$

$$c = 1 \text{ mm}$$

$$F_{Ed} = \frac{R_{ala}}{2} = 29\,675 \text{ N}$$

$$M_{Ed} = 422,8 \text{ Nm}$$



**Kallistussylinteri (ylä)**

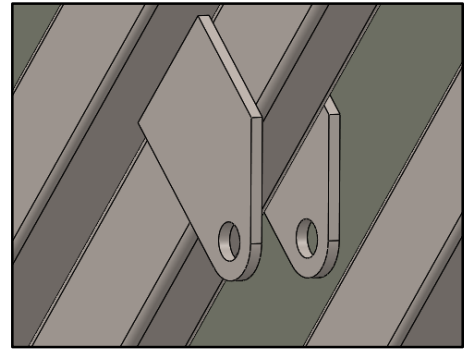
$$a = 10 \text{ mm}$$

$$b = 60 \text{ mm}$$

$$c = 1 \text{ mm}$$

$$F_{Ed} = \frac{R_{ala}}{2} = 29\,675 \text{ N}$$

$$M_{Ed} = 311,6 \text{ Nm}$$

**2.4 Tarkistukset**

Yhd. taivutus & leikkaus sekä reunapuristustarkistus:

$$\text{Oltava: } \left[ \frac{M_{Ed}}{M_{Rd,ser}} \right]^2 + \left[ \frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} \right]^2 \leq 1$$

$$\text{sekä: } F_{b,Rd,ser} \geq F_{b,Ed,ser}$$

$$F_{b,Ed,ser} = 34\,468,8 \text{ N} \approx 34,5 \text{ kN} \text{ (Suurin tappeja rasittavista voimista)}$$

Kun  $d_t = 30$ :

$$\left[ \frac{422,8 \text{ Nm}}{752,8 \text{ Nm}} \right]^2 + \left[ \frac{34,5 \text{ kN}}{173 \text{ kN}} \right]^2 = 0,355$$

$$F_{b,Rd,ser} = 63,9 \text{ kN} \geq F_{b,Ed,ser}$$

Kun  $d_t = 40$ :

$$\left[ \frac{792,8 \text{ Nm}}{1\,784 \text{ Nm}} \right]^2 + \left[ \frac{34,5 \text{ kN}}{307,6 \text{ kN}} \right]^2 = 0,210$$

$$F_{b,Rd,ser} = 95,85 \text{ kN} \geq F_{b,Ed,ser}$$

Lopuksi vielä ehto:  $\sigma_{h,Rd} \leq f_{h,Rd}$

$$t = 10 \qquad F_{Ed,ser} = 34\,468,8 \text{ N}$$

$$\sigma_{h,Rd} = 0,591 \sqrt{\frac{E * F_{Ed,ser} * (d_{0t} - d_t)}{d_2^t * t}}$$

$$f_{h,Rd} = \frac{2,5f_y}{\gamma_{M6,ser}} = 887,5 \text{ MPa}$$

Kun  $d_t = 30$ ,  $d_{0t} \approx 31$

$\sigma_{h,Rd} = 530$  MPa

Kun  $d_t = 40$ ,  $d_{0t} \approx 41$

$\sigma_{h,Rd} = 397,5$  MPa

Kun  $d_t = 30$ ,  $t = 15$

$\sigma_{h,Rd} = 432$  MPa

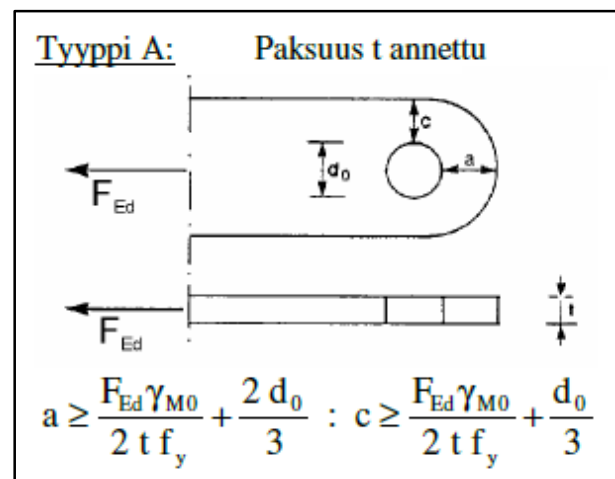
Jolloin kaikki niveltapit kestävät.

## 2.5 Korvakkeet

Käytetään tyyppin A menetelmää  
(EN 1993-1-8):

$$a \geq \frac{F_{Ed} * \gamma_{M0}}{2 * t * f_y} + \frac{2d_0}{3}$$

$$c \geq \frac{F_{Ed} * \gamma_{M0}}{2 * t * f_y} + \frac{d_0}{3}$$



### Saksikiinnike ja runkokiinnike

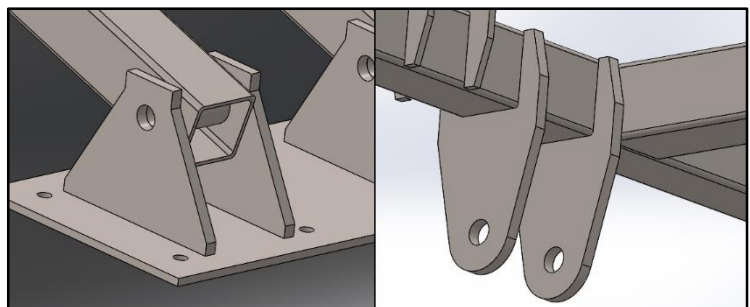
$t = 15$

$d_0 = 30$

$F_{Ed} = 0,5 * 5\,501$  N

$a \geq 20,3$  mm

$c \geq 10,3$  mm



### Putkipalkki 100x60 (Päädyt)

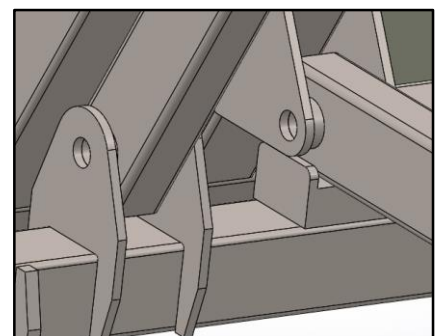
$t = 10$

$d_0 = 30$

$F_{Ed} = 0,5 * 4\,660$  N

$a \geq 20,3$  mm

$c \geq 10,3$  mm



**Nostosylinteri (lattia)**

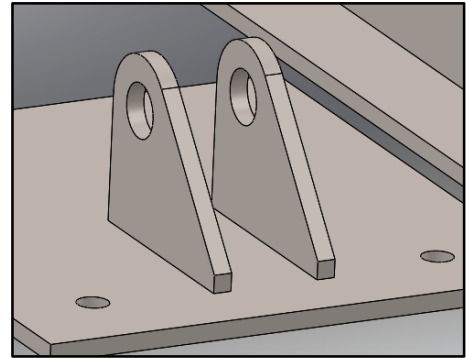
$$t = 15$$

$$d_0 = 30$$

$$F_{Ed} = 0,5 \times 34\,468,8 \text{ N}$$

$$a \geq 21,6 \text{ mm}$$

$$c \geq 11,6 \text{ mm}$$

**Nostosylinteri (ojentaja)**

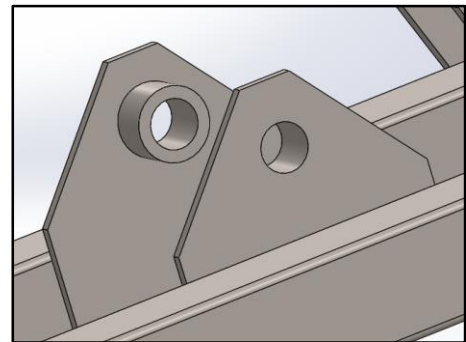
$$t = 10$$

$$d_0 = 40$$

$$F_{Ed} = 0,5 \times 34\,468,8 \text{ N}$$

$$a \geq 29 \text{ mm}$$

$$c \geq 15,7 \text{ mm}$$

**Kallistussylinteri (ala & ylä)**

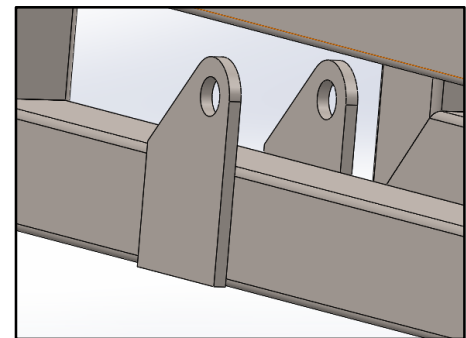
$$t = 10$$

$$d_0 = 30$$

$$F_{Ed} = 0,5 \times 29\,675 \text{ N}$$

$$a \geq 22,1 \text{ mm}$$

$$c \geq 12,1 \text{ mm}$$



## 2.6 Saksien niveltappien leikkausvoimat

niveltappien/palkkiparien lukumäärä

$$n = 4$$

palkin massa

$$m = 28,5 \text{ kg}$$

voima pisteessä A

A

voima pisteessä B

B

$$F_1 = \frac{B}{n} = 4\,673,5 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{A}{n} = 1\,935,5 \text{ N}$$

Kulma:

$$\varphi = \sin^{-1} \frac{520}{1743} = 17,36^\circ$$

Leikkausvoimat:

$$Q_p = m_p * g * \cos \varphi = 266,8 \text{ N}$$

$$Q_1 = F_1 * \cos \varphi = 4\,460,6 \text{ N}$$

$$Q_2 = F_2 * \cos \varphi = 1\,847,3 \text{ N}$$

Niveltappin voimat:

$$\begin{aligned} \curvearrow N_1 &= -0,926Q_p + 0,926T_1 - 1,838Q_1 \\ &= 0 \end{aligned}$$

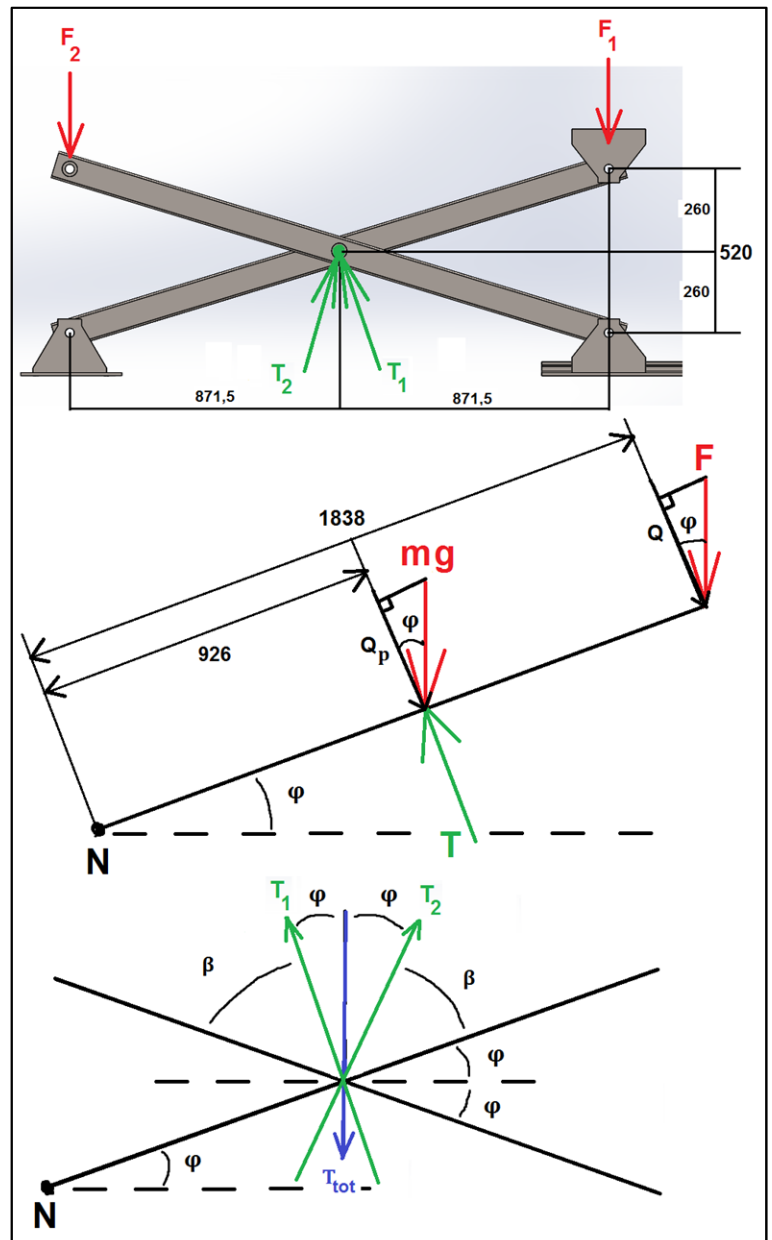
$$T_1 = \frac{0,926Q_p + 1,838Q_1}{0,926} = 9\,120,6 \text{ N}$$

$$\curvearrow N_2 = 1,838Q_2 + 0,926Q_p - 0,926T_2 = 0$$

$$T_2 = \frac{0,926Q_p + 1,838Q_2}{0,926} = 3\,933,5 \text{ N}$$

$$\beta = 55,28^\circ$$

$$T_{\text{tot}} = (T_1 + T_2) * \cos 17,36 = 12\,459,5 \text{ N}$$



## LIITE 3: KANNEN RUUVIT

### 3.1 Leikkausvoimat

Ruuvityyppi: EN 4014 Kuusioruuvi M12, vakiokierre.

Lujuusluokka: 8.8, Ruuvien pituus: 120 mm, kierteitetty osuus: 36 mm

Taulukkoarvoja:

$d = 12 \text{ mm}$	$d_2 = 10,863 \text{ mm}$	$d_3 = 9,853 \text{ mm}$
$d_k = 16,63 \text{ mm}$	$d_0 = 13,5 \text{ mm}$	$A_s = 84,3 \text{ mm}^2$
$R_m = 800 \text{ MPa}$	$R_{p0,2} = 640 \text{ MPa}$	$E_{Fe} = 210 \text{ GPa}$
$E_{Al} = 70 \text{ GPa}$	$P = 1,75 \text{ mm}$	

Kannen ruuvien leikkausvoima:

Laskettu tilanteessa, jossa kanteen kohdistuva momentti on suurimmillaan.

Kun leikkausvoima vaikuttaa tasaisesti kaikkiin ruuveihin:

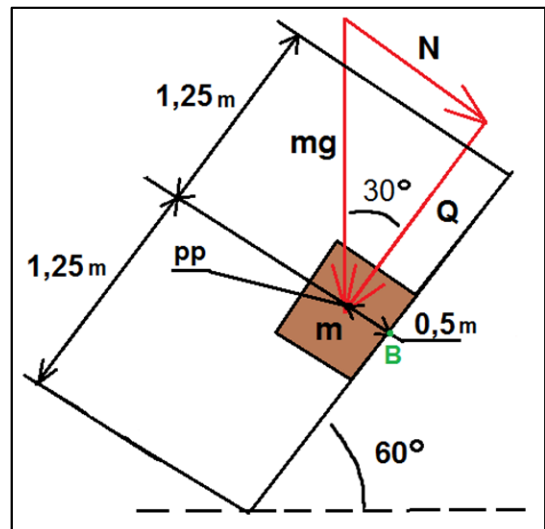
$$m_p = 500 \text{ kg} \quad n_{r1} = 48$$

$$m_k = 405 \text{ kg} \quad n_{r2} = 28$$

$$F = (m_k + m_p)g = 8878 \text{ N}$$

$$Q = \cos 30^\circ * F = 7\,688,6 \text{ N}$$

$$F_Q = \frac{Q}{n_{r1}} = 160,2 \text{ N}$$



Kun käytössä on pienempi kansilevy nimelliskuormalla:

$$m_{1/3} = \frac{m_k}{6000} * 2345 = 158,3 \text{ kg}$$

$$F_{1/3} = (m_{1/3} + m_p)g = 6\,457,8 \text{ N}$$

$$Q_{1/3} = \cos 30^\circ * F_{1/3} = 5\,592,6 \text{ N}$$

$$F_Q = \frac{Q_{1/3}}{n_{r2}} = 199,7 \text{ N} = F_{v,Ed}$$



## 3.2 Arvioidut nimelliskuormasta aiheutuvat ruuvien vetovoimat

### 3.2.1 Iso kansi

$$M_B = \cos 30 \cdot m_p g \cdot 0,5m = 2\,123,9 \text{ Nm}$$

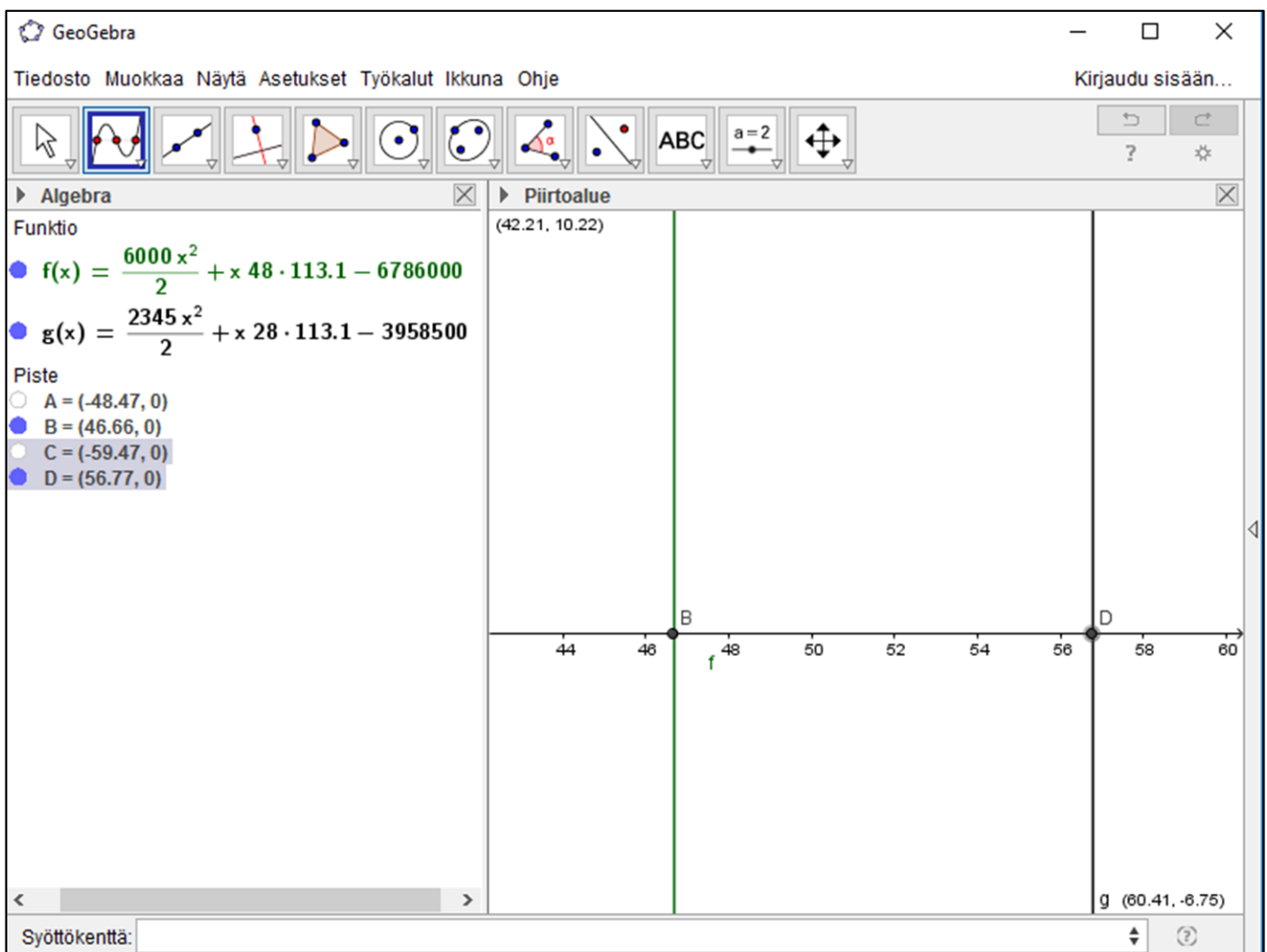
Solidworks antaa momentiksi: 2 163,7 Nm

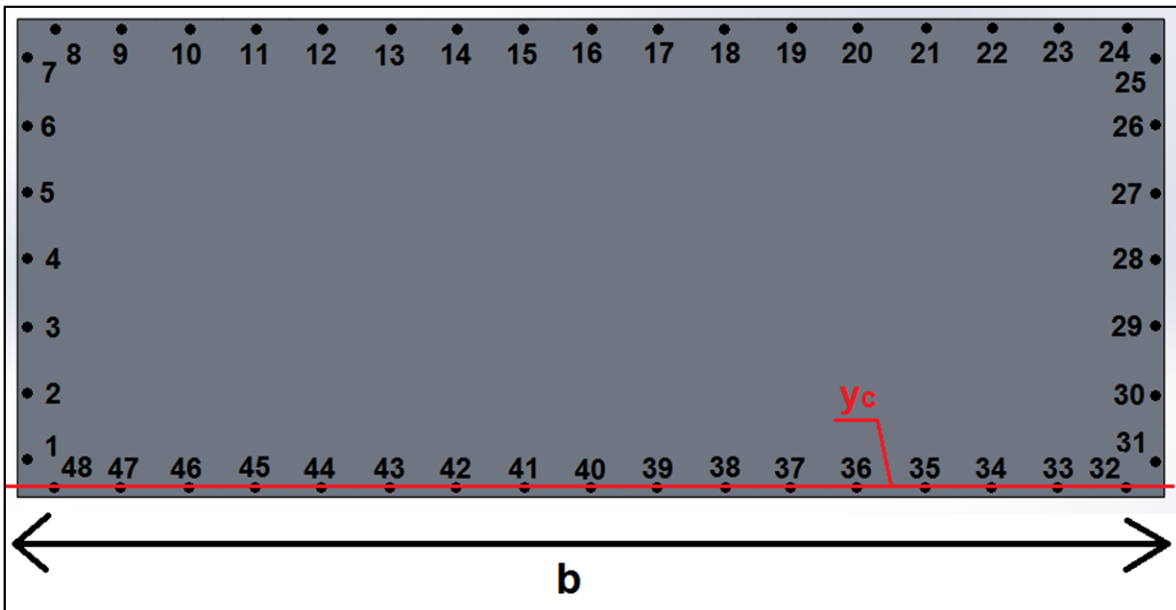
Koko kannella, kun  $n = 48$ :

$$b = 6000 \text{ mm}$$

Neutraaliakselin paikka:

$$\frac{b \cdot y_c^2}{2} + y_c \cdot n \cdot A_b - \sum_{i=1}^n (Y_i A_b) = 0$$





$$y_c = 46,66 \text{ mm}$$

Ruuviryhmän jäyhyysmomentti:

$$I_x = \frac{b \cdot y_c^3}{3} + \sum_{i=1}^n A_i \cdot (y_i - y_c)^2$$

$$I_x = 14\,423\,704\,918 \text{ mm}^4$$

Yksittäisten ruuvien vetovoimat:

$$F = \frac{A_b M_B}{I_x} \cdot (y_i - y_c)$$

Suurin yksittäinen vetovoima on:  $R_{48} = 40,86 \text{ N}$

Ruuveihin 32–48 kohdistuu puristusta.

Nro	F	24	40,86
		25	38,23
1	2,60	26	32,29
2	8,54	27	26,35
3	14,48	28	20,42
4	20,42	29	14,48
5	26,35	30	8,54
6	32,29	31	2,60
7	38,23	32	-0,03
8	40,86	33	-0,03
9	40,86	34	-0,03
10	40,86	35	-0,03
11	40,86	36	-0,03
12	40,86	37	-0,03
13	40,86	38	-0,03
14	40,86	39	-0,03
15	40,86	40	-0,03
16	40,86	41	-0,03
17	40,86	42	-0,03
18	40,86	43	-0,03
19	40,86	44	-0,03
20	40,86	45	-0,03
21	40,86	46	-0,03
22	40,86	47	-0,03
23	40,86	48	-0,03

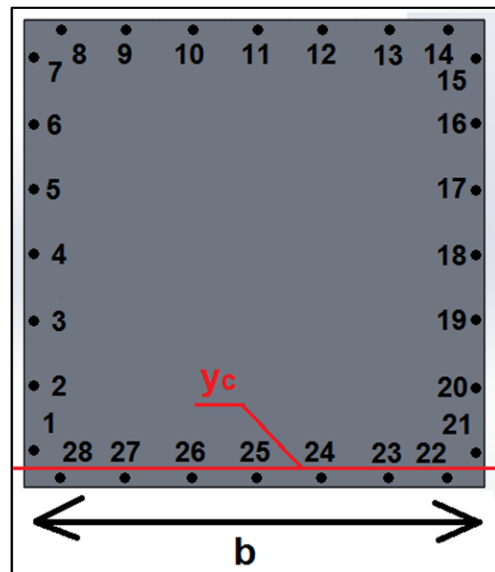
### 3.2.2 Pieni kansi

Pienemmällä kannella laskettuna:

$$b = 2\,500 \text{ mm}$$

$$y_c = 56,77 \text{ mm}$$

$$I_x = 7\,726\,899\,270 \text{ mm}^4$$



Nro	F
1	4,54
2	15,62
3	26,71
4	37,79
5	48,87
6	59,96
7	71,04
8	75,95
9	75,95
10	75,95
11	75,95
12	75,95
13	75,95

14	75,95
15	71,04
16	59,96
17	48,87
18	37,79
19	26,71
20	15,62
21	4,54
22	-0,37
23	-0,37
24	-0,37
25	-0,37
26	-0,37
27	-0,37
28	-0,37

Suurin yksittäinen vetovoima: **R<sub>28</sub> = 75,95 N**

Ruuveihin 22–28 kohdistuu puristusta.

Ruuvikiinnitysluokat Eurokoodi 3:n mukaan:

Kannen ruuveihin kohdistuvat leikkaus- ja vetovoimat ovat tämän perusteella melko pieniä. Molempia silti esiintyy, täten => Kiinnitysluokka B, E.

### 3.3 Ruuvien vetokestävyys

Ruuvien varren ala:

$$A_b = \frac{\pi d^2}{4} = 113,1 \text{ mm}^2$$

Myötörajan hyödyntämssuhde:

$$v_p = \frac{\sigma_M}{R_e} = 0,9$$

$$R_e = 640 \text{ MPa}$$

$$0,9 * R_e = 576 \text{ MPa}$$

Suurin sallittu kiristysjännitys:

$$d_2 = 10,863 \text{ mm}$$

$$d_3 = 9,853 \text{ mm}$$

$$A_s = 84,3 \text{ mm}^2$$

$$d_K = 16,63 \text{ mm}$$

$$d_0 = 13,5 \text{ mm}$$

$$P = 1,75 \text{ mm}$$

$$R_m = 800 \text{ MPa}$$

$$E_{Fe} = 210 \text{ GPa}$$

$$\mu_G = 0,15$$

$$\sigma_M(\mu_G) = \frac{v_p * R_e}{\sqrt{1 + 3 * \left[ 2 * \frac{d_2}{d_3} * \left( 1,155 * \mu_G + \frac{P}{\pi d_2} \right) \right]^2}}$$

$$\sigma_M(0,15) = 437,2 \text{ MPa}$$

Asennuksen aikainen suurin aksiaalinen kiristysvoima:

$$F_{max} = R_e * A_s = 53\,952 \text{ N}$$

$$F_{sp}(0,15) = 36\,856 \text{ N}$$

$$\alpha_A = \frac{F_{sp}(0,15)}{F_{max}} = 0,683$$

$$F_M = \alpha_A * F_{max} = 36\,856 \text{ N}$$

Kiristysmomentti:

Ensin lasketaan kitkan vaikutusympyrän halkaisija  $D_{km}$ :

jossa  $D_B = d_0$

$$D_{km} = \frac{d_K + D_B}{2} = 15,06 \text{ mm}$$

Kierteestä johtuva vääntömomentti:

$$\mu_G = 0,15$$

$$\mu_K = 0,14$$

$$M_G = \frac{1}{2} * d_2 * F_M \left( 1,155 * \mu_G + \frac{P}{\pi d_2} \right) = 44,9 \text{ Nm}$$

Ruuvien kannan ja alustan välinen kitkamomentti:

$$M_K = \frac{1}{2} * \mu_K * D_{km} * F_M = 38,8 \text{ Nm}$$

Kokonaismomentti:

$$M_A = M_K + M_G = 83,7 \text{ Nm}$$

Leikkaus- ja normaalijännitys:

$$\tau = \frac{8 * d_2 * F_M}{\pi * d_3^3} * \left( 1,155 * \mu_G + \frac{P}{\pi d_2} \right) = 239,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{4 * F_M}{\pi * d_3^2} = 482,9 \text{ MPa}$$

Ruuvien jousivakio:

$$E_S = 210 \text{ GPa}$$

$$A_b = 113,1 \text{ mm}^2$$

$$A_3 = 76,2 \text{ mm}^2$$

$$l_b = 84 \text{ mm}$$

$$d_K = 16,63 \text{ mm}$$

$$k_b = \frac{E_S * A_b}{l_b} = 282\,750 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Mutterin jousivakio:

$$\frac{1}{k_{GM}} = \frac{0,5 * d}{E_S * A_3} + \frac{0,4 * d_K}{E_S * A_b}$$

$$k_{GM} = 1\,526\,658 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Ruuvien kannan jousivakio:

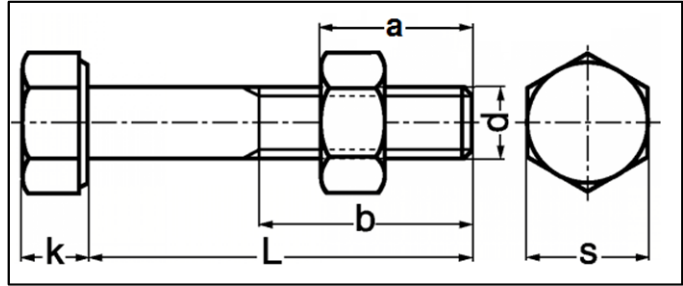
$$\frac{1}{k_K} = \frac{0,4 * d_K}{E_S * A_b}$$

$$k_K = 3\,570\,505 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Lisäksi vielä mutterin ja ruuvin kannan väliin jäävän kierteitetyn osan jousivakio:

Jossa:  $l_i = b - a = 16 \text{ mm}$

$$k_Y = \frac{A_3 * E_S}{l_i} = 1\,000\,125 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$



Koko ruuvin yhteenlaskettu jousivakio:

$$k_S = \left( \frac{1}{k_{GM}} + \frac{1}{k_K} + \frac{1}{k_i} + \frac{1}{k_Y} \right)^{-1} = 182\,760 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Parametri x mutteri-ruuvi liitoksille sekä korvauslieriön pinta-ala:

$d_K = 16,63 \text{ mm}$        $D_A = 50 \text{ mm}$

$l_K = 100 \text{ mm}$

ehto:  $d_K \leq D_A \leq d_K + l_K$

$$x = \sqrt[3]{\frac{l_K * d_K}{(l_K + d_K)^2}} = 0,873$$

$$A_{\text{red}} = \frac{\pi}{4} (d_K^2 - D_B^2) + \frac{\pi}{8} d_K (D_A - d_K) (x + 2) * x$$

$$A_{\text{red}} = 620,6 \text{ mm}^2$$

Alustan jousivakio:

$E_{Al} = 70 \text{ GPa}$        $E_{Fe} = 210 \text{ GPa}$

$$E_p = 2 * \frac{E_{Al} * E_{Fe}}{E_{Al} + E_{Fe}} = 105 \text{ GPa}$$

$$k_p = \frac{A_{\text{red}} * E_p}{l_K} = 651\,630 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Lisävoimasuhde:

$$\Phi = \frac{k_S}{k_S + k_p} = 0,219$$

Suurin sallittu ulkoinen aksiaalinen vetokuormitus yhtä ruuvia kohden:

$$F_M = 36\,856 \text{ N}$$

$$F_{t,Ed} = \Phi * R_{28} + F_M = 36\,873 \text{ N}$$

### 3.4 Ruuvien mitoitusarvot Eurokoodi 9 EN 1999 1-1:n mukaan

Kannen ruuveja rasittaa pieniä, mutta silti olemassa olevia, veto- ja leikkausjännityksiä. Koska kantta voidaan kallistaa kahteen suuntaan, kohdistuu ruuveihin vaihtuvasuuntaisia jännityksiä. Eurokoodi 9 toteaa kohdassa 8.3, että liitoksissa, joihin kohdistuu vaihtuvasuuntaisia kuormituksia, on käytettävä esijännitettyjä ruuveja. Tästä johtuen, ruuvit lasketaan ruuvi kiinnitysluokkien B ja E mukaan.

Leikkauskestävyys:

$$\alpha_v = 0,6 \quad f_{ub} = 800 \text{ MPa}$$

$$A_b = 113,1 \text{ mm}^2 \quad \gamma_{M2} = 1,25$$

$$F_{v,Rd} = \frac{\alpha_v * f_{ub} * A_b}{\gamma_{M2}} = 43\,430,4 \text{ N}$$

Liukumiskestävyuden mitoitusarvo:

$$k_s = 1 \text{ (taulukosta 3.6)}$$

$$n_L = 4$$

$$\mu = 0,27 \text{ (taulukosta 8.6)}$$

$$\gamma_{Ms,ser} = 1,1 \text{ (taulukosta 8.1)}$$

$$F_{s,Rd,ser} = \frac{n_L \mu (F_{p,C} - 0,8 F_{t,Ed})}{\gamma_{Ms,ser}}$$

$$F_{p,C} = 0,7 * f_{ub} * A_S = 47\,208 \text{ N}$$

$$F_{s,Rd,ser} = 30\,296,3 \text{ N}$$

Reunapuristuskestävyys:

$$d = 12 \text{ mm} \quad e_1 = 45 \text{ mm} \quad e_2 = 45 \text{ mm}$$

$$f_u = 75 \text{ MPa} \quad d_{or} = 13,5 \text{ mm} \quad p_2 = 350 \text{ mm}$$

$$f_{ub} = 800 \text{ MPa} \quad p_1 = 350 \text{ mm}$$

$$\gamma_{M2} = 1,25 \quad t = 10 \text{ mm}$$

$$F_{b,Rd} = \frac{k_1 * \alpha_b * f_u * d * t}{\gamma_{M2}}$$

$$\alpha_b = \min \left\{ \alpha_d; \frac{f_{ub}}{f_u}; 1,0 \right\}$$

$$\frac{f_{ub}}{f_u} = 10,7$$

siirrettävän voiman suunnassa:

$$\text{- levyn pään ruuveille: } \alpha_d = \frac{e_1}{3d_{or}} = 1,11$$

$$\text{- muille kuin pään ruuveille: } \alpha_d = \frac{p_1}{3d_{or}} - \frac{1}{4} = 8,40$$

$$\alpha_b = 1,0$$

kohtisuorassa siirrettävään voimaan nähden:

$$\text{- reunarivin ruuveille: } k_1 = \min \left\{ 2,8 * \frac{e_2}{d_{or}} - 1,7; 2,5 \right\} = \min\{7,6; 2,5\}$$

$$\text{- muille kuin pään ruuveille: } k_1 = \min \left\{ 1,4 * \frac{p_2}{d_{or}} - 1,7; 2,5 \right\} = \min\{42,4; 2,5\}$$

$$k_1 = 2,5$$

$$F_{b,Rd} = 18\,000 \text{ N}$$

Vetokestävyys:

$$k_2 = 0,9 \quad f_{ub} = 800 \text{ MPa}$$

$$\gamma_{M2} = 1,25 \quad A_s = 84,264 \text{ mm}^2$$

$$F_{t,Rd} = \frac{k_2 * f_{ub} * A_s}{\gamma_{M2}} = 48\,536 \text{ N}$$

Lävistymiskestävyys:

$$f_u = 75 \text{ MPa} \quad d_m = 18 \text{ mm}$$

$$t_p = 10 \text{ mm} \quad \gamma_{M2} = 1,25$$

$$B_{p,Rd} = \frac{0,6 * \pi * d_m * t_p * f_u}{\gamma_{M2}} = 20\,357 \text{ N}$$

Kun käytetään aluslaattaa (M12) jossa:  $t_A = 4 \text{ mm}$   $d_m = 24 \text{ mm}$

$$B_{p,Rd} = \frac{0,6 * \pi * d_m * (t_p + t_A) * f_u}{\gamma_{M2}} = 38\,000,1 \text{ N}$$



Kannen palamurtuminen:

$$f_u = 75 \text{ MPa} \quad A_{nt} = 252\,000 \text{ mm}^2 \quad \gamma_{M1} = 1,1$$

$$f_o = 25 \text{ MPa} \quad A_{nv} = 207\,000 \text{ mm}^2 \quad \gamma_{M2} = 1,25$$

Isommalla kannella:

$$A_{nt} = 252\,000 \text{ mm}^2$$

$$A_{nv} = 207\,000 \text{ mm}^2$$

$$V_{\text{eff},1,\text{Rd}} = \frac{f_u * A_{nt}}{\gamma_{M2}} + \frac{f_o * A_{nv}}{\sqrt{3} * \gamma_{M1}} \approx 17,84 \text{ MN}$$

Pienemmällä kannella:

$$A_{nt} = 87\,525 \text{ mm}^2$$

$$A_{nv} = 207\,000 \text{ mm}^2$$

$$V_{\text{eff},1,\text{Rd}} \approx 7,97 \text{ MN}$$

### 3.5 Tarkistukset

$$\gamma_{M1} = 1,1 \quad \gamma_{M2} = 1,25 \quad A_{\text{net}} = 84,3 \text{ mm}^2$$

$$f_u = 800 \text{ MPa} \quad f_o = 640 \text{ MPa}$$

Plastisuusteorian mukainen poikkileikkauskestävyys murtorajatilassa:

$$N_{\text{net,Rd}} = \frac{0,9 * A_{\text{net}} * f_u}{\gamma_{M2}} = 48\,556,8 \text{ N}$$

$$N_{\text{net,Rd,ser}} = \frac{A_{\text{net}} * f_o}{\gamma_{M1}} = 49\,047,3 \text{ N}$$

Kiinnitysluokka B:

$$\frac{F_{v,\text{Ed,ser}}}{F_{s,\text{Rd,ser}}} = \frac{199,7 \text{ N}}{34\,333,1 \text{ N}} \ll 1$$

$$\frac{F_{v,\text{Ed}}}{F_{v,\text{Rd}}} = \frac{199,7 \text{ N}}{43\,430,4 \text{ N}} \ll 1$$

$$\frac{F_{v,\text{Ed}}}{F_{b,\text{Rd}}} = \frac{199,7 \text{ N}}{18\,000 \text{ N}} \ll 1$$

$$\frac{\sum F_{v,\text{Ed}}}{N_{\text{net,Rd}}} = \frac{48 * 199,7 \text{ N}}{48\,556,8 \text{ N}} < 1$$

Kiinnitysluokka E:

$$\frac{F_{t,\text{Ed}}}{F_{t,\text{Rd}}} = \frac{36\,873 \text{ N}}{48\,536 \text{ N}} < 1$$

$$\frac{F_{t,\text{Ed}}}{F_{p,\text{Rd}}} = \frac{36\,873 \text{ N}}{38\,000,1 \text{ N}} < 1$$

$$\frac{\sum F_{v,Ed,ser}}{N_{net,Rd,ser}} = \frac{48 \cdot 199,7 \text{ N}}{49\,047,3 \text{ N}} < 1$$

Yhdistetty leikkaus ja veto:

$$\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} + \frac{F_{t,Ed}}{1,4F_{t,Ed}} = 0,720 < 1$$

Kaikki ovat alle 1, kaikki OK.

## LIITE 4: RUNGON KISKOJEN RUUVIT

### 4.1 Ruuvien vetokestävyys

Ruuvityyppi: DIN 912, Kuusiokoloruuvi M16, vakiokierre.

Lujuusluokka: 8.8, Ruuvin pituus: 160 mm, kierteitetty osuus: 44 mm

Ruuvikiinnitysluokka B

Taulukkoarvoja:

$d = 16 \text{ mm}$	$d_2 = 14,701 \text{ mm}$	$d_3 = 13,546 \text{ mm}$
$d_k = 24 \text{ mm}$	$d_{or} = 17,5 \text{ mm}$	$A_s = 157 \text{ mm}^2$
$R_m = 800 \text{ MPa}$	$R_{p0,2} = 640 \text{ MPa}$	$E_{Fe} = 210 \text{ GPa}$
$P = 2 \text{ mm}$	$A_b = 201 \text{ mm}^2$	

Ruuvin varren ala:

$$A_b = \frac{\pi d^2}{4} = 201,1 \text{ mm}^2$$

Myötörajan hyödyntämssuhde:

$$v_p = 0,9$$

$$0,9 * R_e = 576 \text{ MPa}$$

Ruuvin vetojännitys asennuksen jälkeen:

$$\sigma_M(\mu_G) = \frac{v_p * R_{p0,2}}{\sqrt{1 + 3 * \left[ 2 * \frac{d_2}{d_3} * \left( 1,155 * \mu_G + \frac{P}{\pi d_2} \right) \right]^2}}$$

$$\sigma_M(0,10) = 494,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_M(0,15) = 446,7 \text{ MPa}$$

Asennuksen aikainen suurin aksiaalinen kiristysvoima:

$$F_{max} = R_e * A_s = 100\,480 \text{ N}$$

$$F_{sp}(0,1) = \sigma_M * A_s = 77\,652 \text{ N}$$

$$F_{sp}(0,15) = 70\,132 \text{ N}$$

$$\alpha_A = \frac{F_{sp}(0,1)}{F_{max}} = 0,773$$

$$\alpha_A = \frac{F_{sp}(0,15)}{F_{max}} = 0,698$$

$$F_M = \frac{0,773 + 0,698}{2} * F_{max} = 73\,903 \text{ N}$$

Kiristysmomentti:

Ensin lasketaan kitkan vaikutusympyrän halkaisija  $D_{km}$ :

jossa  $D_B = d_{or}$

$$D_{km} = \frac{d_K + D_B}{2} = 20,75 \text{ mm}$$

Kierteestä johtuva vääntömomentti:

$$M_G = \frac{1}{2} * d_2 * F_M \left( 1,155 * \mu_G + \frac{P}{\pi d_2} \right) = 118 \text{ Nm}$$

Ruuvien kannan ja alustan välinen kitkamomentti:

$$M_K = \frac{1}{2} * \mu_K * D_{km} * F_M = 107,6 \text{ Nm}$$

Kokonaismomentti:

$$M_A = M_K + M_G = 225,6 \text{ Nm}$$

Leikkaus- ja normaalijännitys:

$$\tau = \frac{8 * d_2 * F_M}{\pi * d_3^3} * \left( 1,155 * \mu_G + \frac{P}{\pi d_2} \right) = 241,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{4 * F_M}{\pi d_3^2} = 514,2 \text{ MPa}$$

Ruuvien jousivakio:

$$E_S = 210 \text{ GPa} \quad A_b = 201 \text{ mm}^2 \quad d_K = 24 \text{ mm}$$

$$l_b = 116 \text{ mm} \quad A_3 = 144 \text{ mm}^2$$

Lieriömäisen osan jousivakio:

$$k_b = \frac{E_S * A_b}{l_b} = 363\,879 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Mutterin jousivakio:

$$\frac{1}{k_{GM}} = \frac{0,5 * d}{E_S * A_3} + \frac{0,4 * d_K}{E_S * A_b}$$

$$k_{GM} = 2\,032\,584 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

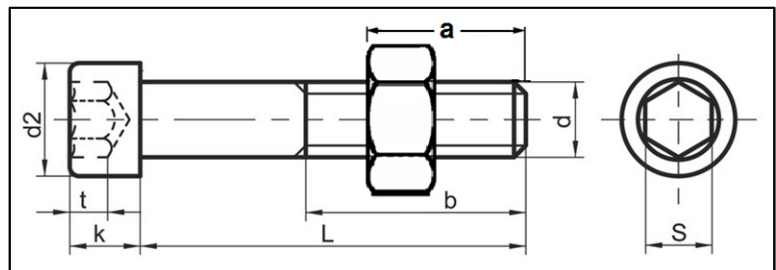
Ruuvien kannan jousivakio:

$$\frac{1}{k_K} = \frac{0,4 * d_K}{E_S * A_b}$$

$$k_K = 4\,396\,875 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Lisäksi vielä mutterin ja ruuvien kannan väliin jäävän kierteitetyn osan jousivakio:

Jossa:  $l_i = b - a = 24 \text{ mm}$



$$k_Y = \frac{E_S * A_3}{l_i} = 1\,260\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Koko ruuvien yhteenlaskettu jousivakio:

$$k_S = \left( \frac{1}{k_{GM}} + \frac{1}{k_K} + \frac{1}{k_i} + \frac{1}{k_Y} \right)^{-1} = 234\,674 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Parametri x mutteri-ruuvi liitoksille sekä korvauslieriön pinta-ala:

$$d_K = 24 \text{ mm} \quad D_A = 57,4 \text{ mm}$$

$$l_K = 32,4$$

ehto:  $D_A = d_K + l_K$

$$x = \sqrt[3]{\frac{l_K * d_K}{(l_K + d_K)^2}} = 0,663$$

Alustan jousivakio:

$$E_{Fe} = 210 \text{ GPa}$$

$$A_{red} = \frac{\pi}{4}(d_K^2 - D_B^2) + \frac{\pi}{8}d_K(D_A - d_K)(x + 2) * x$$

$$A_{red} = 1\,249 \text{ mm}^2$$

$$k_p = \frac{A_{red} * E_p}{l_K} = 8\,095\,370 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Lisävoimasuhde:

$$\Phi = \frac{k_S}{k_S + k_p} = 0,028$$

Ulkoinen aksiaalinen vetokuormitus:

(Vettoa pitäisi esiintyä vain hetkittäin pöydän nykiessä)

$$F_V = 73\,903 \text{ N}$$

Varmuusluku = 1,5

$$F_A = \frac{F_V}{1 - \Phi} = 76\,032 \text{ N}$$

$$F_{max} = \frac{F_A}{1,5} = 50\,688 \text{ N}$$

## 4.2 Ruuvien mitoitussarvot Eurokoodi 3 EN 1993 1-8:n mukaan

Leikkauskestävyys:

$$\alpha_v = 0,6 \qquad f_{ub} = 800 \text{ MPa}$$

$$A_S = 157 \text{ mm}^2 \qquad \gamma_{M2} = 1,25$$

$$F_{v,Rd} = \frac{\alpha_v * f_{ub} * A_S}{\gamma_{M2}} = 60\,288 \text{ N}$$

Liukumiskestävyysmitoitussarvo:

$$k_s = 1 \text{ (taulukosta 3,6)} \quad n_L = 4$$

$$\mu = 0,2 \quad \gamma_{M3,ser} = 1,1$$

$$F_{s,Rd,ser} = \frac{k_s * n_L * \mu}{\gamma_{M3,ser}} * F_{p,C}$$

$$F_{p,C} = 0,7 * f_{ub} * A_S = 87\,920 \text{ N}$$

$$F_{s,Rd,ser} = 63\,942 \text{ N}$$

Reunapuristuskestävyys:

$$d_r = 16 \text{ mm} \quad d_{or} = 17,5 \text{ mm} \quad e_1 = 45 \text{ mm}$$

$$f_u = 510 \text{ MPa} \quad p_1 = 130 \text{ mm} \quad e_2 = 45 \text{ mm}$$

$$f_{ub} = 800 \text{ MPa} \quad t = 28,4 \text{ mm}$$

$$\gamma_{M2} = 1,25$$

$$F_{b,Rd} = \frac{k_1 * a_b * f_u * d_r * t}{\gamma_{M2}}$$

$$a_b = \min \left\{ \alpha_d; \frac{f_{ub}}{f_u}; 1,0 \right\}$$

$$\frac{f_{ub}}{f_u} = 1,57$$

siirrettävän voiman suunnassa:

$$\text{- levyn pään ruuveille: } \alpha_d = \frac{e_1}{3d_{or}} = 0,86$$

$$\text{- muille kuin pään ruuveille: } \alpha_d = \frac{p_1}{3d_{or}} - \frac{1}{4} = 2,22$$

$$a_b = 0,86$$

kohtisuorassa siirrettävään voimaan nähden:

$$\text{- reunarivin ruuveille: } k_1 = \min \left\{ 2,8 * \frac{e_2}{d_{or}} - 1,7; 2,5 \right\} = \min \{5,5; 2,5\}$$

$$k_1 = 2,5$$

$$F_{b,Rd} = 398\,600 \text{ N}$$

### 4.3 Tarkistukset

$$n_r = 3$$

$$F_{\mu\max} = 701 \text{ N}$$

Leikkausvoima ruuvia kohden:

$$F_{v,Ed,ser} = \frac{F_{\mu\max}}{n_r} = 233,7 \text{ N}$$

Kiinnitysluokka B:

$$\frac{F_{v,Ed,ser}}{F_{s,Rd,ser}} = \frac{233,7 \text{ N}}{63\,942 \text{ N}} \ll 1$$

$$\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} = \frac{584,2 \text{ N}}{32\,572,8 \text{ N}} \ll 1$$

$$\frac{F_{v,Ed}}{F_{b,Rd}} = \frac{584,2 \text{ N}}{398\,600 \text{ N}} \ll 1$$

Kaikki ovat alle 1, täten kaikki OK.

### Lattiakiinnitykset

Perustusruuveihin ei kohdistu merkittäviä leikkausvoimia eikä vetovoimia, joten perustusruuveina käytetään M16-kierretankoa tai perustusruuveja.



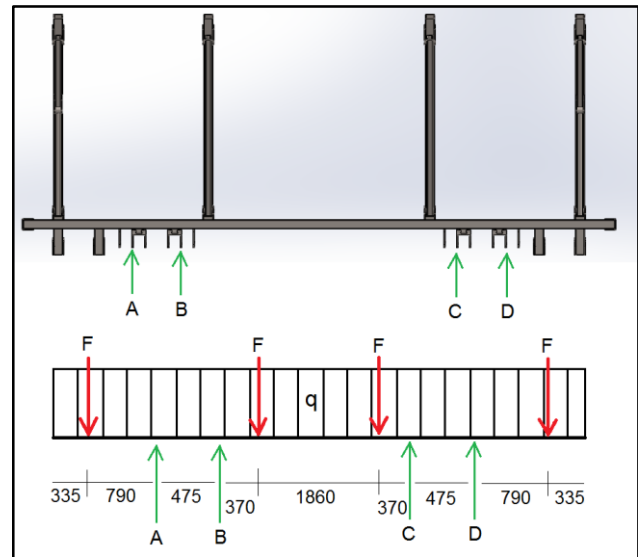
## LIITE 5: PALKIT

### 5.1 Neliöprofiilipalkki 90x90x5800

$$t = 5 \quad q = 126,8 \text{ N/m}$$

$$L = 5800 \quad b = 90$$

$$h = 90 \quad F = 3\,883,5 \text{ N}$$



Palkin momentit 3-momentin yhtälöllä sekä yhteenlaskumenetelmällä:

3-momentin yhtälö:

$$\frac{M_1 L_1}{I} + 2M_2 \left( \frac{L_1}{I} + \frac{L_2}{I} \right) + \frac{M_3 L_2}{I} = -6 \frac{A_1 x_1}{I L_1} - 6 \frac{A_2 x_2}{I L_2} + 6 \left( \frac{\Delta_2 - \Delta_1}{L_1} + 6 \frac{\Delta_3 - \Delta_2}{L_2} \right)$$

Jossa:  $\Delta = 0$ , ja  $I = \text{vakio}$ , jolloin:

$$M_1 L_1 + 2M_2 (L_1 + L_2) + M_3 L_2 = -6 \frac{A_1 x_1}{L_1} - 6 \frac{A_2 x_2}{L_2}$$

Laskeminen suoritetaan jakamalla kuormitukset ensin kahdelle "puolelle", laskemalla kuormitustapaukset (Puolet) erikseen, ja summaamalla saadut momentit yhteen.

#### 5.1.1 Oikea puoli

$$\curvearrow M_A = 0$$

$$\curvearrow M_D = -F * 0,79 - \frac{qL}{2} = -3\,139,3 \text{ Nm}$$

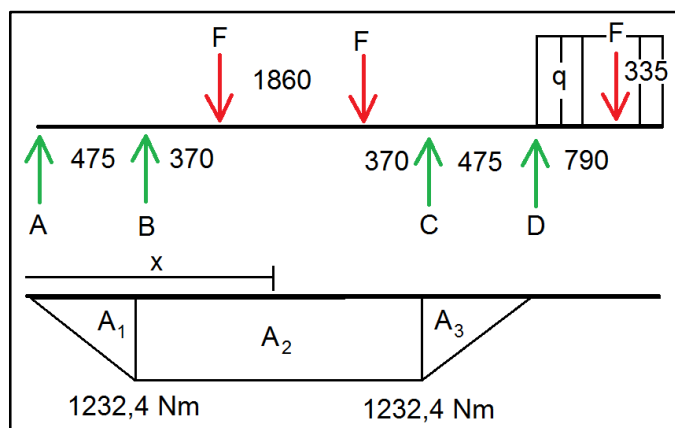
$$A_1 = \frac{1}{2} * 1232,4 * 0,37$$

$$A_2 = 1232,4 * 2,6$$

$$A_3 = \frac{1}{2} * 1232,4 * 0,37$$

$$A_{\text{tot}} = A_1 + A_2 + A_3$$

$$x = 1,3$$



Väli A-B-C:

$$0 + 2M_B * (0,475 + 2,6) + M_C * 2,6 = -0 - 6 \frac{A_{tot} * x}{2,6}$$

$$6,15M_B + 2,6M_C = -1374 \quad (\text{Yhtälö 1})$$

Väli B-C-D:

$$2,6 * M_B + 2M_C * (2,6 + 0,475) + 0,475 * M_D = -6 \frac{A_{tot} * x}{2,6} - 0$$

$$2,6M_B + 6,15M_C + 0,475M_D = -1374$$

$$2,6M_B + 6,15M_C = 117,2 \quad (\text{Yhtälö 2.})$$

$$\curvearrow M_B = \frac{117,2 - 6,15M_C}{2,6}$$

Sijoitetaan  $M_B$  yhtälöön 1

$$2,6 \frac{117,2 - 6,15M_C}{2,6} + 6,15M_C = -1374$$

$$-11,95M_C = -1651,2$$

$$\curvearrow M_C = 138,2 \text{ Nm}$$

Ratkaistaan  $M_B$  yhtälöstä 2:

$$\curvearrow M_B = \frac{117,2 - 6,15 * 138,2}{2,6} = -281,84 \text{ Nm}$$

### 5.1.2 Vasen puoli

$$\curvearrow M_A = -3\,139,3 \text{ Nm}$$

$$A_1 = \frac{2}{3} * 7,53 * 0,2375 * 2$$

$$A_2 = \frac{2}{3} * 41,2 * 1,3 * 2$$

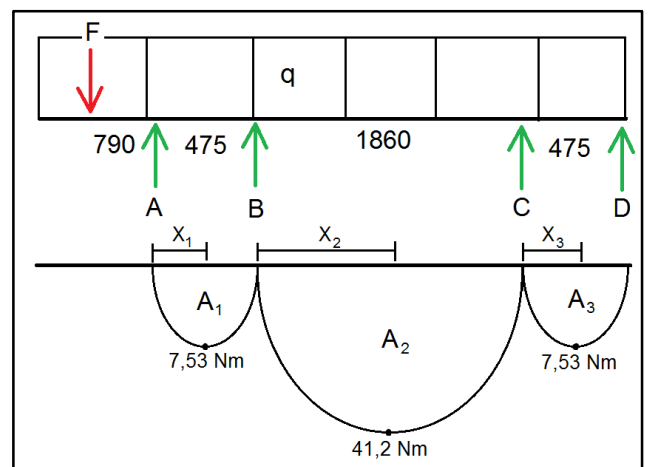
$$A_3 = \frac{2}{3} * 7,53 * 0,2375 * 2$$

$$\curvearrow M_D = 0$$

$$x_1 = 0,2375$$

$$x_1 = 1,3$$

$$x_1 = 0,2375$$



Väli A-B-C:

$$M_A * 0,475 + 2M_B * (0,475 + 2,6) + M_C * 2,6 = -6 \frac{A_1 x_1}{0,475} - 6 \frac{A_2 x_2}{2,6}$$

$$-1491,2 + 6,15M_B * 2,6M_C = -221,4$$

$$6,15M_B + 2,6M_C = 1269,8 \quad (\text{Yhtälö 1.})$$

Väli B-C-D:

$$2,6M_B + 2M_C * (2,6 + 0,475) + 0 = -6 \frac{A_2 x_2}{2,6} - 6 \frac{A_3 x_3}{0,475}$$

$$2,6M_B + 6,15M_C = -221,4 \quad (\text{Yhtälö 2.})$$

$$\hookrightarrow M_B = \frac{-221,4 - 6,15M_C}{2,6}$$

Sijoitetaan  $M_B$  yhtälöön 1

$$6,15 \frac{-221,4 - 6,15M_C}{2,6} + 2,6M_C = 1269,8$$

$$-11,95M_C = 1793,5$$

$$\hookrightarrow M_C = -150,1 \text{ Nm}$$

Ratkaistaan  $M_B$  yhtälöstä 2:

$$\hookrightarrow M_B = \frac{-221,4 - (-923,2)}{2,6} = 269,9 \text{ Nm}$$

Momenttien summat:

$$M_{A_{\text{tot}}} = 0 - 3\,139,3 = -3\,139,3 \text{ Nm}$$

$$M_{B_{\text{tot}}} = 269,9 - 281,8 = -11,9 \text{ Nm}$$

$$M_{C_{\text{tot}}} = 138,2 - 150,1 = -11,9 \text{ Nm}$$

$$M_{D_{\text{tot}}} = 0 - 3\,139,3 = -3\,139,3 \text{ Nm}$$

Tukireaktiot:

$$q = 126,8 \text{ N/m}$$

$$F_1 = 0,475 * q = 60,23 \text{ N}$$

$$F_2 = 1,125 * q = 142,65 \text{ N}$$

$$F_3 = 3\,883,5 \text{ N}$$

$$\curvearrowright M_B = F_3 * 1,1265 + F_2 * 1,037 - A_y * 0,475 + F_1 * 0,2375 - 11,9 \text{ Nm} - 3\,139,3 \text{ Nm} = 0$$

$$A_y = \frac{F_3 * 1,1265 + F_2 * 1,037 + F_1 * 0,2375 - 11,9 - 3\,139,3}{0,475} = 4\,049,8 \text{ N}$$

$$\Rightarrow B_{yAB} = 36,58 \text{ N}$$

$$F = 3\,883,5 \text{ N}$$

$$F_q = 2,6 * 126,8 = 329,68 \text{ N}$$

$$\curvearrowright M_{CyBC} = 11,9 \text{ Nm} + 2,23 * F + 1,3 * F_q + 0,37 * F - 11,9 \text{ Nm} - 2,6B_{yBC} = 0$$

$$B_{yBC} = \frac{2,23 * F + 1,3 * F_q + 0,37 * F}{0,475} = 4\,048,3 \text{ N}$$

$$\Rightarrow C_{yBC} = 4\,048,3 \text{ N}$$

Tuki B ja C

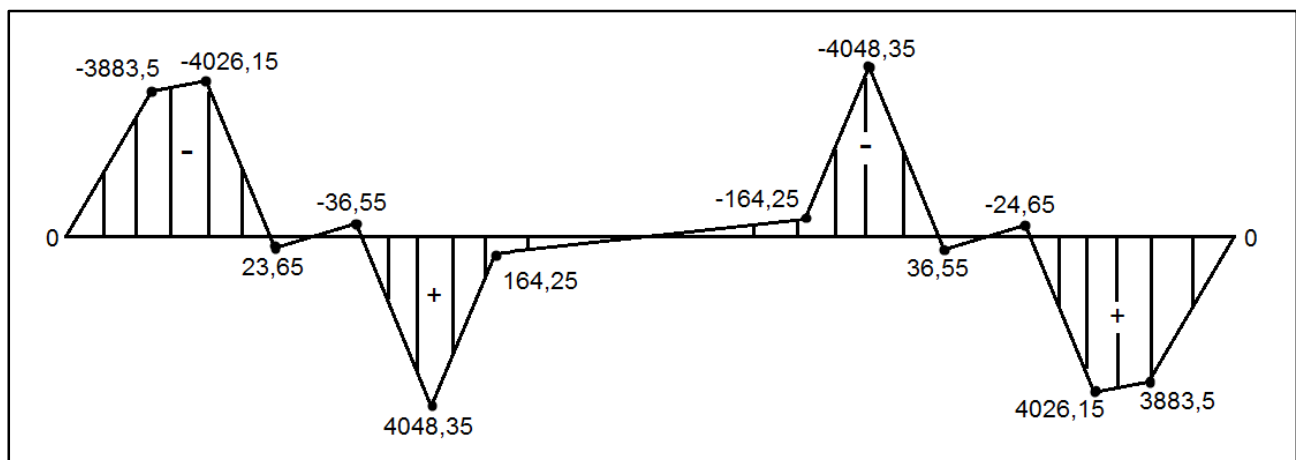
Koska palkki ja sen kuormitus ovat symmetrisiä, niin:

$$B_y = B_{yAB} + B_{yBC} = 4\,084,9 \text{ N}$$

$$C_y = B_y \quad A_y = D_y$$

$$A_y + B_y + C_y + D_y = qL + F + F + F + F = 16\,269 \text{ N, OK}$$

### 5.1.3 Q-kuvio



$$Q_{\max} = 4\,048,35 \text{ N}$$

### 5.1.4 Taivutuskestävyys

$$M_{Ed} = 3\,139,3 \text{ Nm}$$

$$W_{pl} = 51\,410 \text{ mm}^3$$

Poikkileikkausluokka:

$$\frac{h}{t} = \frac{b}{t} = \frac{90}{5} = 18 < 29,8$$

⇒ Poikkileikkausluokka 1

$$M_{c,Rd} = \frac{W_{pl} * f_y}{\gamma_{M0}} = 17\,906,2 \text{ Nm}$$

$$\frac{M_{Ed}}{M_{c,Rd}} < 1,0, \text{ OK}$$

Palkki kestää taivutuksen

### 5.1.5 Leikkauskestävyys

$$V_{Ed} = Q_{max} = 4048,35 \text{ N}$$

$$\eta = 1 \qquad \varepsilon = 0,8136$$

$$A = 1636 \text{ mm}^2 \qquad h = 90 \qquad t = 5$$

$$\frac{h}{t} = 18 \qquad \frac{72 * \varepsilon}{\eta} = 61,58$$

18 < 61,58, Lasketaan plastinen leikkauskestävyys

$$A_V = A * \frac{h}{b + h} = 818 \text{ mm}^2$$

$$V_{pl,Rd} = A_V * \frac{\left(\frac{f_y}{\sqrt{3}}\right)}{\gamma_{M0}} = 167657 \text{ N}$$

$$\frac{V_{Ed}}{V_{pl,Rd}} \ll 1, \text{ OK}$$

Palkki kestää leikkausvoiman

## 5.2 Palkki 100x60x6,3

### 5.2.1 Nurjahduskestävyys

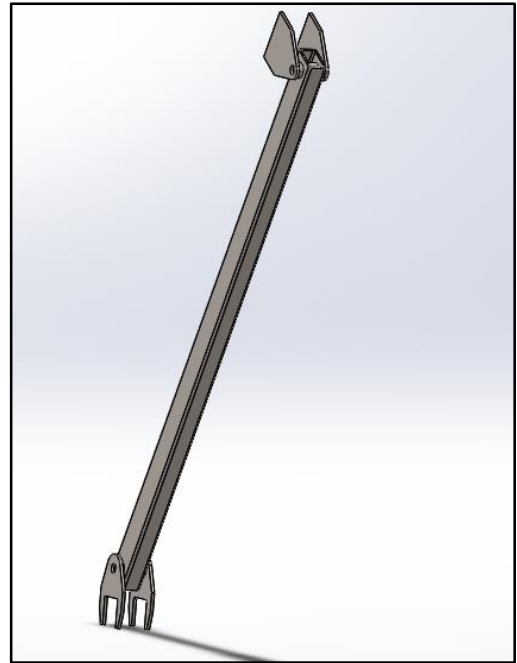
$$\begin{aligned}
 f_y &= 355 \text{ MPa} & A &= 1721 \text{ mm}^2 \\
 L_{cr} &= 2000 & I_y &= 90,91 \times 10^4 \text{ mm}^4 \\
 \alpha &= 0,49 & \gamma_{M0} &= 1,0 \\
 \gamma_{M1} &= 1,0 & N_{Ed} &= 3883,5 \text{ N (Kohta 5.1)}
 \end{aligned}$$

Poikkileikkausluokka:

$$\frac{b}{t} = \frac{60}{6,3} = 9,52 < 27,7$$

$$\frac{h}{t} = \frac{100}{6,3} = 15,87 < 27,7$$

=> Poikkileikkausluokka 1.



Poikkileikkausluokissa 1, 2, 3, koko poikkileikkaus on tehollinen, joten tehollista poikkileikkausta ei tarvitse laskea.

$$N_{c,Rd} = \frac{A * f_y}{\gamma_{M0}} = 610\,955 \text{ N}$$

Kriittinen nurjahduskuorma:

$$N_{cr} = \frac{\pi^2 EI * f_y}{L_{cr}^2} = 471\,054 \text{ N}$$

$$\lambda = \sqrt{\frac{A * f_y}{N_{cr}}} = 1,1389 > 0,2$$

$$\Phi = 0,5[1 + \alpha(\lambda - 0,2) + \lambda^2] = 1,378$$

$$\chi = \frac{1}{\Phi + \sqrt{\Phi^2 - \lambda^2}} = 0,464 \leq 1,0$$

$$N_{b,Rd} = \frac{A * \chi * f_y}{\gamma_{M1}} = 282\,483 \text{ N}$$

$$\frac{N_{Ed}}{N_{b,Rd}} \ll 1, \text{ Joten palkki kestä } \text{nurjahduksen}$$

### 5.2.2 Puristuskestävyys

$$\Psi = 1 \quad k_{\sigma} = 4$$

Tehollinen pinta-ala:

$$b' = h - 3t = 81,1 \text{ mm}$$

$$0,5 + \sqrt{0,085 - 0,055\Psi} = 0,673$$

$$\lambda_p = \frac{\frac{b'}{t}}{28,4 * \varepsilon * \sqrt{k_{\sigma}}} = 0,278 < 0,673$$

Jolloin:  $\rho = 1$

$$h_{\text{eff}} = \rho * b' = 81,1 \text{ mm}$$

$$h_{\text{non,eff}} = (1 - \rho)b = 0$$

$$A_{\text{non,eff}} = 2 * h_{\text{non,eff}} * t = 0$$

$$A_{\text{eff}} = A - A_{\text{non,eff}} = 1\,721 \text{ mm}^2 = A, \text{ koska palkki kuuluu PL 1}$$

$$N_{\text{c,Rd}} = \frac{A_{\text{eff}} * f_y}{\gamma_{M0}} = 610\,955 \text{ N}$$

$$\frac{N_{\text{Ed}}}{N_{\text{c,Rd}}} \ll 1$$

Kestävyys OK.

### 5.3 Reikien vaikutus kansikehikon palkeissa (6000 mm)

$$A_f = 0,5 * [A - 2(h - 3t)t] = 443 \text{ mm}^2$$

$$A_{f,\text{net}} = A - d_0 t = 1\,568,5 \text{ mm}^2$$

Ehto:

$$\frac{0,9 * A_{f,\text{net}} f_u}{\gamma_{M2}} \geq \frac{A_f f_y}{\gamma_{M0}}$$

575 953 > 157 265, OK, eli ei vaikutusta.

### 5.4 Nurjahduskestävyys 90x90x5 2000 mm palkille (Ruukin rakenneputkikäsikirjan taulukosta 11.2.1)

Jos halutaan käyttää neliöprofiilipalkkia suorakaidepalkin sijasta:

$$L = 2000 \text{ mm}$$

$$N_{\text{b,Rd}} = 398,3 \text{ kN}$$

**LIITE 6: VÄSYMISTARKASTELUT****6.1 Pienahitsit päätylevyihin**

Väsymisluokka 36

$$\Delta\sigma_L = 0,405 \Delta\sigma_C = 14,36 \text{ MPa}$$

$$k_1 = 1,5$$

$$A_1 = 1636 \text{ mm}^2$$

$$F = 27\,695 \text{ N}$$

$$\Delta\sigma = \frac{k_1 * F}{A_1} = 25,4 \text{ MPa}$$

Ehto:

$$\gamma_{Ff} * \Delta\sigma \leq 1,5 * f_y$$

$$25,4 < 532,5$$

$$N = 50000$$

$$\Delta\sigma_R = \sqrt[5]{\frac{\Delta\sigma_C^5 * 2 * 10^6}{N}} = 75,3 \text{ MPa}$$

$$\frac{\gamma_{Ff} * \Delta\sigma}{\left(\frac{\Delta\sigma_R}{\gamma_{Mf}}\right)} = 0,455 < 1$$

Kestävyys OK.

**6.2 Sylintereiden kiinnikkeet**

Väsymisluokka 80

$$\Delta\tau_C = 80 \text{ MPa}$$

Alempi väsymisraja:

$$\Delta\tau_L = 0,457 \Delta\tau_C = 36,56 \text{ MPa}$$

FEM-analyysin mukaan, alemman väsymisrajan ylittäviä jännityksiä ei esiinny kyseisissä liitoksissa, joten tarkastelua ei tarvita.



## 6.3 Ristikoiden nurkkaliitokset & päät

### 6.3.1 Jäykistykset

$$\frac{t_o}{t_i} = 1$$

=> Väsymisluokka 36

Alempi väsymisraja:

$$\Delta\sigma_L = 0,405 \Delta\sigma_C = 14,36 \text{ MPa}$$

FEM-analyysin mukaan, alemman väsymisrajan ylittäviä jännityksiä ei esiinny kyseisissä liitoksissa, joten tarkastelua ei tarvita.

### 6.3.2 Päät

Väsymisluokka 50

Alempi väsymisraja:

$$\Delta\sigma_L = 0,405 \Delta\sigma_C = 20,25 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma_i = 136 \text{ MPa}$$

$n_i = 3650$  (kerran päivässä, 10 vuoden ajan)

$$\Delta\sigma_{E,2} = \sqrt[3]{\frac{\sum(n_i * \Delta\sigma_i^3)}{2 * 10^6}}$$

$$\Delta\sigma_{E,2} = 16,6 \text{ MPa}$$

Ehto:

$$\frac{\gamma_{Ff} * \Delta\sigma_{E,2}}{\left(\frac{\Delta\sigma_C}{\gamma_{Mf}}\right)} = 0,4482 \leq 1$$

Kestävyys OK.

**LIITE 7: HITS AUSLIITOKSET****7.1 Ei voimaliitokset eurokoodi EN 1993-1-8:n mukaan**

$$\gamma_{M2} = 1,25 \quad \beta_w = 0,9$$

$$t = 5 \text{ mm}$$

Ehdot:

$$a_{\text{eff}} \geq 3 \text{ mm} \quad \sqrt{t} - 0,5 \leq a$$

$$\text{Ehto 1: } \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 * (\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} \leq \frac{f_u}{\beta_w * \gamma_{M2}}$$

$$\text{Ehto 2: } \sigma_{\perp} \leq \frac{0,9 * f_u}{\gamma_{M2}}$$

Jännityskomponentit (FEM:stä):

$$\sigma_{\text{von mises}} = 136 \text{ MPa}$$

$$\sigma_z = 96,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{yz} = 79,1 \text{ MPa}$$

$$a = \frac{\beta_w * \gamma_{M2} * t}{2 * f_u} * \sqrt{2 * \sigma_z^2 + 3 * \tau_{yz}^2} = 1,07 \text{ mm}$$

$$\sqrt{t} - 0,5 = 1,74 \text{ mm} \leq 3 \text{ mm}$$

Käytännössä a-mitta ei voi olla alle 3 mm, joten asetetaan a-mitaksi:

$$a = 3 \text{ mm}$$

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{\sigma_z * t}{2 * \sqrt{2} * a} = 56,86 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\parallel} = \frac{\tau_{yz} * t}{2 * a} = 65,92 \text{ MPa}$$

Ehto 1:

$$\sqrt{56,86^2 + 3 * (56,86^2 + 65,92^2)} \leq \frac{510}{0,9 * 1,25}$$

$$161,15 \text{ MPa} \leq 453,3 \text{ MPa, OK}$$

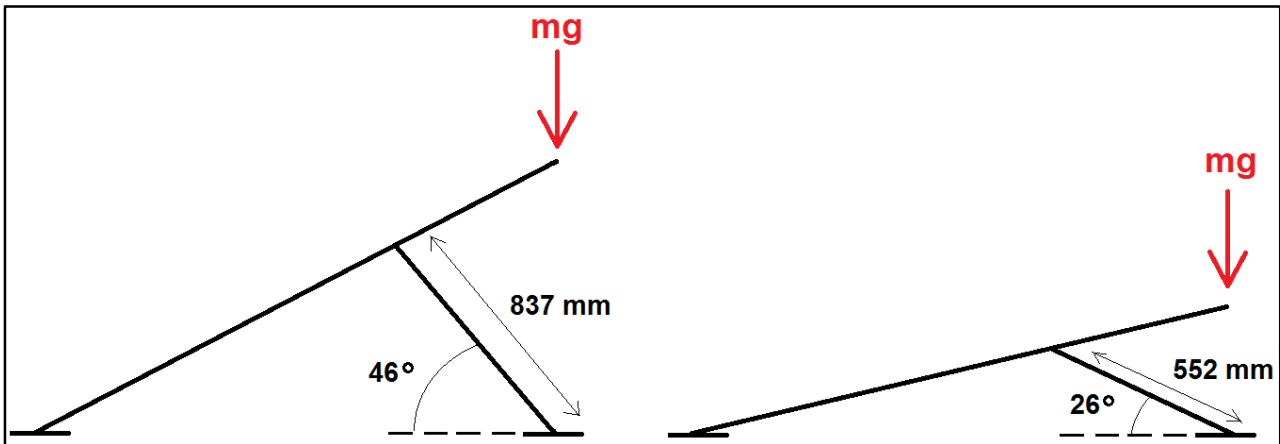
Ehto 2:

$$56,86 \leq \frac{0,9 * 510}{1,25}$$

56,86 MPa ≤ 367,2 MPa, OK

Kaikkiin liitoksiin, jotka eivät ole voimaliitoksia käytetään edellä laskettua a-mittaa.

Voimaliitokset tehdään tasalujiksi.

**LIITE 8: HYDRAULISYLINTERIT****8.1 Nostosylinterit**

Sylinterien ääriasennot:

$$L_{\min} = 552 \text{ mm}$$

$$L_{\max} = 837 \text{ mm}$$

$$\varphi_{\min} = 26^\circ$$

$$\varphi_{\max} = 46^\circ$$

Sylinterin työntövoimat:

Arvioitu nostettava massa: kansi, runko, 100x60-palkit, nimelliskuorma, puolet nostomekanismin massasta sekä niveltappien arvioitu massa.

$$m_{pp} = 240 \text{ kg}$$

$$m_k = 963,5 \text{ kg}$$

$$m_p = 500 \text{ kg}$$

$$m_r = 542,3 \text{ kg}$$

$$m_N = 562,6 \text{ kg}$$

$$m = m_{pp} + m_k + m_p + m_r + \frac{m_N}{2} + 40 \text{ kg} = 2\,567,1 \text{ kg}$$

$$R = \frac{mg}{\sin \varphi}$$

(Kaikki luvut tästä eteenpäin on pyöristetty ylöspäin)

Ala-asennossa:

$$R_{\text{ala}} = \frac{mg}{\sin 26} = 57\,448 \text{ N}$$

Yläasennossa:

$$R_{\text{ylä}} = \frac{mg}{\sin 46} = 35\,009 \text{ N}$$

**Männän halkaisija:**

$$D_c = \sqrt{\frac{4 * R_{\text{ala}}}{n_c * p * \pi}}$$

2 sylinteriä/100 bar

$$D_c = 61 \text{ mm}$$

4 sylinteriä/100 bar

$$D_c = 43 \text{ mm}$$

2 sylinteriä/150 bar

$$D_c = 50 \text{ mm}$$

4 sylinteriä/150 bar

$$D_c = 35 \text{ mm}$$

**Nurjahdusvoima:**

$$F_{\text{kr}} = \frac{R_{\text{ala}}}{n_c}$$

2 sylinteriä:

$$F_{\text{kr}} = 28\,724 \text{ N}$$

4 sylinteriä:

$$F_{\text{kr}} = 14\,362 \text{ N}$$

**Männänvarren vähimmäishalkaisija:**

Euler 2 =>  $L_n = L$

$$L_n = 837 \text{ mm}$$

$$E = 210 \text{ GPa}$$

$$I = \frac{\pi * d_p^4}{64}$$

$$F_{\text{kr}} = \frac{\pi^2 EI}{L_n^2} = \frac{\pi^2 E}{L_n^2} * \frac{\pi * d_p^4}{64} = \frac{\pi^3 * E * d_p^4}{64 * L_n^2}$$

$$\Rightarrow d_p = \sqrt[4]{\frac{64 * F_{\text{kr}} * L_n^2}{\pi^3 * E}}$$

kun 2 sylinteriä

$$d_p = 21,1 \text{ mm}$$

kun 4 sylinteriä

$$d_p = 18 \text{ mm}$$

Valitaan seuraavat mitat sylintereille sekä männän varsille eri paineissa:

**kun 2 sylinteriä:**

**kun 4 sylinteriä:**

Männänvarsi

$$d_p = 25 \text{ mm}$$

$$d_p = 20 \text{ mm}$$

Sylinteri

100 bar

$$D_c = 70 \text{ mm}$$

$$D_c = 50 \text{ mm}$$

150 bar

$$D_c = 60 \text{ mm}$$

$$D_c = 40 \text{ mm}$$

**Varmuus nurjahduksen suhteen:**

$$d_1 = 25 \text{ mm}$$

$$d_2 = 20 \text{ mm}$$

$$n_1 = 2$$

$$n_2 = 4$$

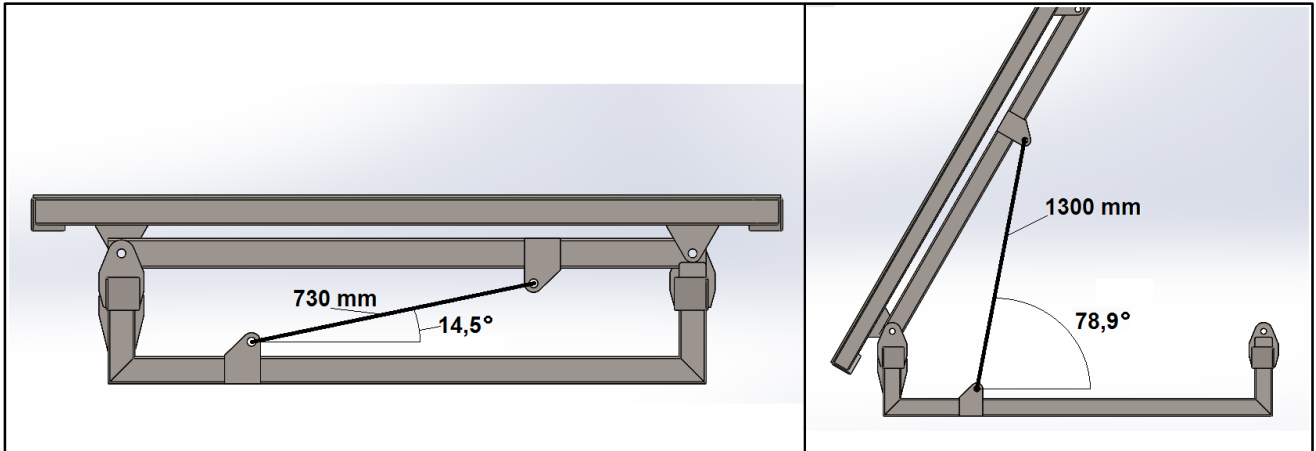
$$F_1 = \frac{\pi^2 E}{L_n^2} * \frac{\pi * d_1^4}{64} = 56\,728 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{\pi^2 E}{L_n^2} * \frac{\pi * d_2^4}{64} = 23\,235,8 \text{ N}$$

$$v_1 = \frac{F_{ur} * n_1}{R_{ala}} = 1,97$$

$$v_2 = \frac{F_{ur} * n_2}{R_{ala}} = 1,62$$

## 8.2 Kallistussylinterit



Sylinterin ääriasennot:

$$L_{\min} = 730 \text{ mm}$$

$$L_{\max} = 1300 \text{ mm}$$

$$\varphi_{\min} = 14,5^\circ$$

$$\varphi_{\max} = 78,9^\circ$$

Sylinterin työntövoimat:

Arvioitu nostettava massa: kansi, 100x60-palkit, sekä nimelliskuorma.

$$m_{pp} = 240 \text{ kg}$$

$$m_k = 963,5 \text{ kg}$$

$$m_p = 500 \text{ kg}$$

$$m_r = 542,3 \text{ kg}$$

$$m_N = 562,6 \text{ kg}$$

$$K = 1,2$$

$$m = \frac{m_{pp}}{2} + \frac{m_k}{1,5} + m_p * K = 1\,514,8 \text{ kg}$$

$$R = \frac{mg}{\sin \alpha}$$

(Kaikki luvut tästä eteenpäin on pyöristetty ylöspäin)

Ala-asennossa:

$$R_{\text{ala}} = \frac{mg}{\sin 14,5} = 59\,350 \text{ N}$$

Yläasennossa:

$$R_{\text{ylä}} = \frac{mg}{\sin 78,9} = 15\,143 \text{ N}$$

---

**Männän halkaisija:**

$$D_c = \sqrt{\frac{4 * R_{ala}}{n_c * p * \pi}}$$

2 sylinteriä/100 bar

$$D_c = 62 \text{ mm}$$

2 sylinteriä/150 bar

$$D_c = 51 \text{ mm}$$

---

**Nurjahdusvoima:**

$$F_{kr} = \frac{R_{ala}}{n_c} = 29\,675 \text{ N}$$

---

**Männänvarren vähimmäishalkaisija:**Euler 2 =>  $L_n = L$ 

$$L_n = 1300 \text{ mm}$$

$$E = 210 \text{ GPa}$$

$$I = \frac{\pi * d_p^4}{64}$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 EI}{L_n^2} = \frac{\pi^2 E}{L_n^2} * \frac{\pi * d_p^4}{64} = \frac{\pi^3 * E * d_p^4}{64 * L_n^2}$$

$$\Rightarrow d_p = \sqrt[4]{\frac{64 * F_{kr} * L_n^2}{\pi^3 * E}} = 26,5 \text{ mm}$$

Valitaan seuraavat mitat sylintereille sekä männän varsille eri paineissa:

---

Männänvarsi

$$d_p = 30 \text{ mm}$$

---

Sylinteri100 bar

$$D_c = 70 \text{ mm}$$

150 bar

$$D_c = 60 \text{ mm}$$

Varmuus nurjahduksen suhteen:

$$d_p = 30 \text{ mm}$$

$$n_c = 2$$



$$F_{ur} = \frac{\pi^2 E}{L_n^2} * \frac{\pi * d^4}{64} = 48\,763 \text{ N}$$

$$v_1 = \frac{F_{ur} * n_C}{R_{ala}} = 1,62$$