Tampereen yliopisto

Henri Moilanen

METSÄKONEEN KULJETUSSIDONNAN MALLINTAMINEN

Tekniikan ja luonnontieteiden tiedekunta
Kandidaatintyö
Huhtikuu 2019

TIIVISTELMÄ

Henri Moilanen: Metsäkoneen kuljetussidonnan mallintaminen
Tampereen yliopisto
Kandidaatintyö, 26 sivua, 0 liitesivua
Huhtikuu 2018
Konetekniikan kandidaatin tutkinto-ohjelma
Pääaine: Kone ja tuotantotekniikka
Tarkastaja: Yliopisto-opettaja Ilari Laine

Tämän kandidaatintyön ensisijaisena tavoitteena oli selvittää metsäkoneeseen lavettikuljetuksen aikana kohdistuvien sidontavoimien suuruus ja niiden jakautuminen koneen eri sidontapisteisiin. Työn toissijaisena tavoitteena oli määrittää kuinka Ponsse Ergo -harvesterin runko ja sidontapisteet käyttäytyvät ISO 15818 standardin määrittämien kuormitusten alla.

Tutkimuskysymyksiin pyrittiin vastaamaan käyttämällä elementtimenetelmään perustuvaa ANSYS -lujuuslaskentaohjelmaa kuormitusskenaarioiden mallintamiseen. Työssä käydään yksityiskohtaisesti läpi laskentamallin valmistelu, käytetyt laskentaparametrit sekä laskentaskenaariot tuloksineen.

Työn avulla saatujen tulosten perusteella pyritään helpottamaan metsäkoneiden sidontapisteiden ja sidontatapojen suunnittelua, sekä kehittämään metsäkoneiden käytön turvallisuutta ja kokonaistuottavuutta.

Avainsanat: ANSYS, FEM, Metsäkone, Kuljetus, Sidontapiste, Kuormansidonta

Tämän julkaisun alkuperäisyys on tarkastettu Turnitin OriginalityCheck –ohjelmalla.

SISÄLLYSLUETTELO

1. JOHDANTO 1
2. ONGELMAN MÄÄRITTELY 2
2.1 Säädökset 2
2.2 Metsäkoneiden siirrot 2
2.3 Sidontapisteisiin kohdistuvat kuormitukset 5
2.4 Vaatimukset ISO 15818 standardien mukaan 5
2.5 Sidontavoiminen mallintaminen 6
3. FEM-LASKENTA 7
3.1 Mallin valmistelu 7
3.2 Mallin tuenta ja kuormitukset 8
3.3 Elementtiverkon parametrit 9
3.4 Laskentaparametrit 10
4. TULOKSET 12
4.1 Hätäjarrutus 12
4.1.1 Alkuperäiset sidontapisteet 13
4.1.2 Tarkastuslaskenta 14
4.1.3 Sidonta vahvistettuihin sidontapisteisiin 15
4.1.4 Yhteenveto hätäjarrutusskenaarioista 16
4.2 Kaarreajo 16
4.2.1 Alkuperäiset sidontapisteet 16
4.2.2 Vahvistetut sidontapisteet 18
4.2.3 Yhteenveto kaarreajoskenaarioista 19
4.3 Kiihdytys 19
4.3.1 Alkuperäiset sidontapisteet 19
4.3.2 Vahvistetut sidontapisteet 20
4.4 Yhteenveto laskennasta 21
5. YHTEENVETO 23
LÄHTEET 24

1. JOHDANTO

Metsäkoneiden siirtokuljetukset työmaiden välillä suoritetaan pääasiassa metsäkoneen kuljetusautoa käyttäen. Siirtokustannusten osuus koko puunkorjuun kustannuksista on merkittävä, sillä siirron aikana metsäkone ei tuota omistajalleen tulovirtaa. (Väätäinen, et al 2006) Näiden kustannusten minimoimiseksi ja siten metsäkoneen tuottavuuden maksimoimiseksi metsäkone on pystyttävä sitomaan siirtokuljetusta varten ilman ylimääräisiä sidontavälineitä ja työvaiheita. Jotta sidonta voidaan toteuttaa turvallisesti ja tehokkaasti, on tunnettava sekä kuljetuksesta aiheutuvat kuormitukset, että metsäkoneen sidontapisteiden ja muiden rakenteiden käyttäytyminen kuormitusten alaisena.

Tässä kandidaatintyössä tarkastellaan Ponsse Ergo -harvesterin maantiekuljetuksesta aiheutuvia sidontavoimia ISO 15818 -standardin mukaan, sekä tutkitaan niiden vaikutuksia koneen rakenteisiin ANSYS -lujuuslaskentaohjelman avulla. Laskennasta saatujen tulosten avulla pyritään selvittämään, miten metsäkone voidaan sitoa kuljetusajoneuvoon mahdollisimman tehokkaasti mutta turvallisesti.

Toisessa luvussa käsitellään metsäkoneiden sidontapisteiden suunnitteluun vaikuttavia säädöksiä, standardeja ja käytännön tekijöitä. Luvussa 3 kuvataan laskentamallin valmistelun vaiheet, laskentaparametrit sekä laskentaskenaariot. Luvussa 4 esitetään eri laskentaskenaarioiden tuottamat tulokset, sekä arvioidaan niitä. Luvussa 5 on yhteenveto työstä. Yhteenvedon yhteydessä arvioidaan myös, miten työn kautta saatuja tuloksia voidaan käyttää hyödyksi koneiden sidonnan käytön suunnittelussa.

2. ONGELMAN MÄÄRITTELY

Metsäkoneiden sidontapisteiden mitoitusta ja suunnittelua ohjaavat kansainväliset sitovat säädökset, kuten EU:n konedirektiivi, tekniset standardit ja koneen käyttäjän eli asiakkaan käytännön tarpeet. Tässä luvussa tutustutaan tarkemmin sidontapisteiden suunnitteluun vaikuttaviin tekijöihin säädösten, standardien ja käytännöllisten tekijöiden osalta.

2.1 Säädökset

EU:n konedirektiivi määrittelee sitovasti koneenrakennukseen ja erityisesti käyttöturvallisuuteen liittyviä vaatimuksia. Työn aiheeseen liittyen EU:n konedirektiivi määrää, että kaikissa laitteissa on oltava riittävät sidontapisteet kuljetusta varten. Konedirektiivi ei kuitenkaan ota suoraan kantaa esimerkiksi sidontapisteiden riittävyyteen vaikuttaviin tekijöihin, kuten määrään tai testikuormituksiin. (Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2006/42/EY)

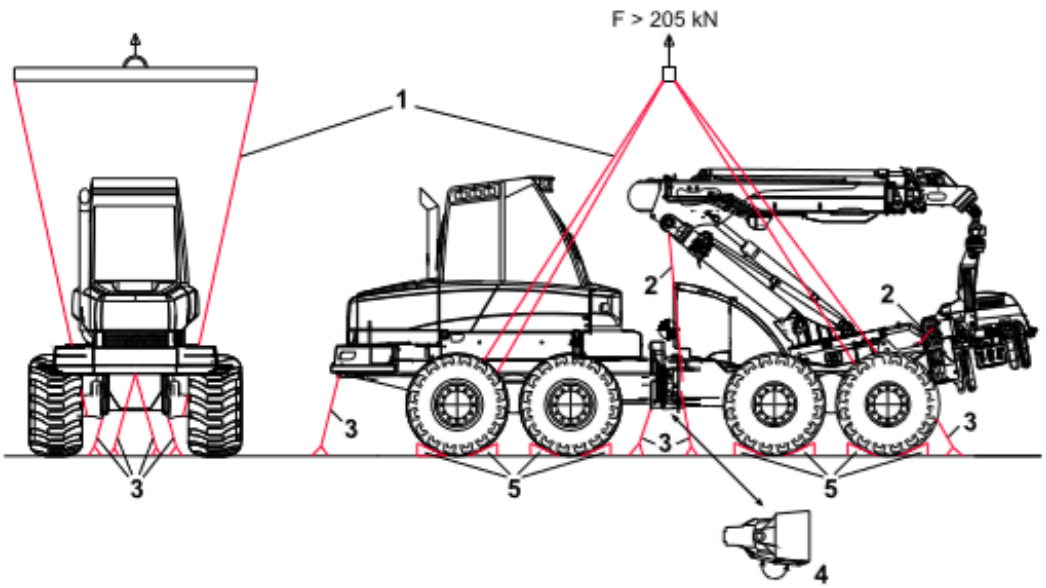
Tekniset standardit antavat konedirektiiviä tarkempia ei-sitovia ohjenuoria koneensuunnitteluun. Vaikka standardien noudattaminen itsessään ei ole lainsäädännön puolesta velvoittavaa, standardien mukainen koneen rakentaminen kertoo kuitenkin hyvien suunnitteluperiaatteiden noudattamisesta. (Haapaniemi 2013) Koneiden sidontapisteiden suunnittelun pohjana käytetään yleisesti ISO 15818 -standardia (2017), joka määrittelee työkoneiden sidonta- ja nostopisteiden suunnittelussa käytettävät testikiihtyvyydet sekä kestokriteerit.

2.2 Metsäkoneiden siirrot

Metsäkoneita kuljetetaan elinkaarensa aikana lukuisia kertoja koneen käytön ja toimituksen aikana lavetilla, junakuljetuksilla sekä laivarahtina. Kuljetusten ajaksi kone sidotaan kiinni kuljetusvälineeseen erillisten sidontavälineiden, kuten ketjujen, sidontaliinojen ja koukkujen, avulla. Kuvassa 1 on esitetty Ponsse Ergo AF ennen sidontaa tyypillisen metsäkonelavetin päällä.

Kuva 1. *Ponsse Ergo AF -harvesteri kuormattuna kuljetusautolle.*

Arviolta 70 % metsäkoneiden työmaalta toiselle tapahtuvista siirroista tehdään metsäkoneen kuljetusautoa käyttäen. Tämän lisäksi metsäkoneille suoritetaan muita siirtoajoja esimerkiksi koneen omistajan varikon ja koneen valmistajan huoltotilojen välillä. Metsäkoneen seisottaminen niin kuljetusten aikana kuin kuljetuksia odotettaessa on koneen omistajan kannalta hukka-aikaa, jolloin metsäkone ei tuota yrittäjälle tulovirtaa. Onkin arvioitu, että metsäkoneiden siirtokustannusten osuus puunkorjuun kokonaiskustannuksista on 6–10 %, ilman että laskelmassa huomioidaan metsäkoneen kuljettajan palkkakustannuksia. (Väätäinen et al 2006) Siirtoihin kuluneen ajan ja kustannusten minimoimiseksi ja siten metsäkoneen tuottavuuden maksimoimiseksi siirtoja varten tehtävät kuljetusvarmistukset on pystyttävä toteuttamaan turvallisesti ja nopeasti ilman ylimääräisiä työvaiheita. Kuvassa 2 on esitetty Ponsse Ergo -harvesterin käyttöohjeen mukainen ohjeistus kuljetussidontaa varten.



Kuva 2. *Ponsse Ergo -harvesterin kuljetussidontaohje (Ponsse Oyj 2019c).*

Harvinaisempia kuljetusmuotoja, kuten juna- ja merikuljetuksia, käytetään lähinnä metsäkoneen valmistajalta asiakkaalle tapahtuvan toimituksen yhteydessä, joten niiden merkitys koneen elinkaaren aikaisiin kustannuksiin ja kokonaistehokkuuteen on pieni. Näitä kuljetusmuotoja varten metsäkone on mahdollista sitoa tavanomaista useammilla sidontavälineillä, kuten lukuisilla kuormaliinoilla ja rengaskiiloilla (Nurminen Logistics 2019). Silloin koneen primääristen sidontapisteiden ei tarvitse yksin kestää näistä kuljetusmuodoista aiheutuvia kuormituksia, ja täten ne jätetään työn rajauksen ulkopuolelle. Kuvassa 3 on esitetty metsäkoneen sidonta merikuljetusta varten. Kuvasta nähdään, kuinka metsäkone on sidottu lukuisten kuormaliinojen avulla laivaan vedettävälle alustalle.

Kuva 3. *Metsäkone sidottuna laivakuljetusta varten (Geodis Freight Forwarding Finland 2017).*

Työn käytännön ongelmana on tarkastella Ponsse Ergo -harvesterin sidontapisteiden ja rungon lujuutta sekä aiheutuneita sidontavoimia, kun harvesteria kuljetetaan metsäkoneen kuljetusautolla. Lisäksi pyritään löytämään koneen loppukäyttäjälle nopein ja helpoin turvallinen tapa sitoa kone kuljetuksia varten.

2.3 Sidontapisteisiin kohdistuvat kuormitukset

Turvallisen koneensuunnittelun lähtökohtana on tuntea eri tilanteet, joissa konetta voidaan käyttää, sekä erilaiset skenaariot, joille kone voi altistua. Koska sidontapisteiden tehtävänä on välittää voimia kuljettavan ajoneuvon ja kuljetettavan kuorman välillä, näiden kuljettamisesta aiheutuvien kiihtyvyyksien ja siten voimien tunteminen on tärkeää.

Metsäkoneen sidontapisteisiin kohdistuu kuljetuksen aikana sekä staattisia että dynaamisia kuormia. Staattisia kuormia ovat esimerkiksi kiinnityslaitteiden kiristämisestä aiheutuvat kuormaan jatkuvasti kohdistuvat voimat. Dynaamiset kuormat aiheutuvat metsäkonetta kuljettavan ajoneuvon, kuten rekan, junan tai laivan liikehdinnästä, esimerkiksi kiihdytyksistä, jarrutuksista, käännöksistä sekä näiden yhdistelmistä.

2.4 Vaatimukset ISO 15818 -standardien mukaan

Metsäkoneiden sidontapisteiden suunnittelua ohjaa ISO 15818 -standardi, joka määrittelee sidontapisteiden mitoittamiseen käytettävät kiihtyvyydet. Laskennan lähtökohtana käytetään eri kuljetusmuodoille määritettyjä kiihtyvyyskertoimia, jotka kuvaavat kussakin kuljetusmuodossa kuhunkin suuntaan kohdistuvia gravitaatiokiihtyvyyden kertolukuja.

ISO 15818 -standardi (2017) esittää kuljetusten aikana esiintyvien kiihtyvyyksien sidonnan mitoituksessa käytettäviksi arvoiksi taulukossa 1 esitettyjä arvoja.

Taulukko 1. *Kiihtyvyyskertoimet maantiekuljetukselle. (ISO 15818 2017 s. 12)*

Securing in	Acceleration coefficients		
	C_x longitudinally	C_y transversely	C_z vertically down
longitudinal direction	0,8	—	1,0
transverse direction	—	0,5	1,0

Standardissa esitettyjen pituus- ja poikittaissuuntaisten kiihtyvyyskertoimien oletetaan sisältävät myös kaikki pituus- ja poikittaissuuntaisten kiihtyvyyksien kombinaatiot, jolloin sidonnan mitoitusta tehtäessä voidaan toteuttaa kolmea skenaariota hyödyntäen: kiihtyvyys eteenpäin, kiihtyvyys taaksepäin ja poikittaissuuntainen kiihtyvyys. (ISO 15818 2017)

Sidontapisteiden kestoa tarkastellaan kahdella kriteerillä. Sidontapisteen on kestettävä määritetty kiihtyvyyskerroin varmuuskertoimella 1,25 kerrottuna. Edellä mainittu kiihtyvyys ei saa aiheuttaa sidontapisteisiin tai muihin rakenteisiin pysyvää muodonmuutosta, eli jännitykset rakenteissa eivät saa ylittää materiaalin myötörajaa. Lisäksi sidontapisteisiin tai muihinkaan rakenteisiin ei saa syntyä murtumia tai muita rakennetta heikentäviä vaurioita, kun kuormaan kohdistetaan kiihtyvyys, joka on 2,0-kertainen standardin kiihtyvyyskertoimeen nähden. Pysyvän muodonmuutoksen aiheutuminen rakenteisiin on kuitenkin tässä tapauksessa sallittua. (ISO 15818 2017)

2.5 Sidontavoiminen mallintaminen

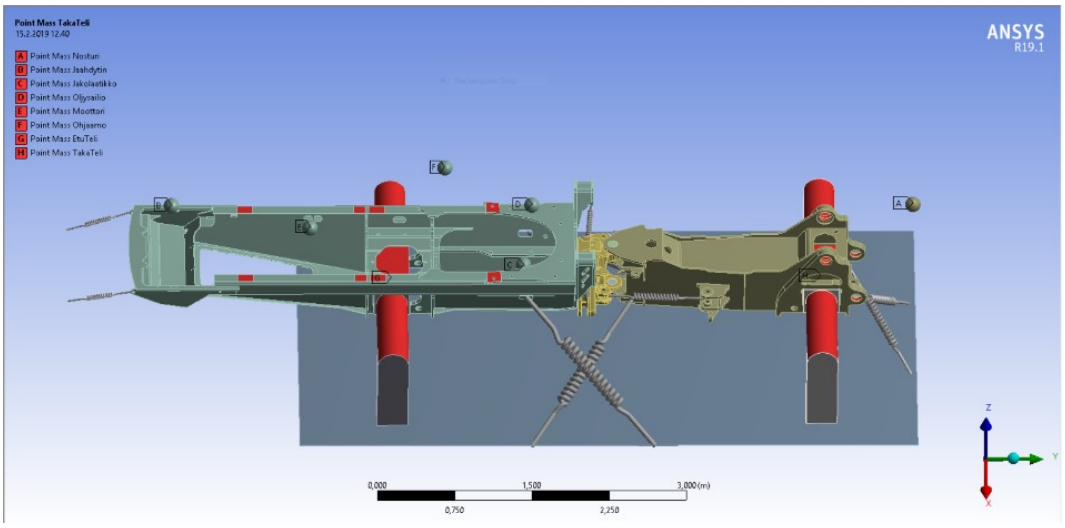
Useasta rungosta koostuva metsäkone ei käyttäydy jäykän kappaleen tavoin. Sen riittävä sidonta vaatii siis useamman tuennan käyttöä, kuin jäykän kappaleen tasapainoehto vaatisi. Tällöin päädytään hyperstaattiseen tuentatilanteeseen. Hyperstaattisen tuennan takia kuhunkin sidontapisteeseen vaikuttavat voimat riippuvat suuresti metsäkoneen rungon ja muiden komponenttien muodonmuutoksista ja joustoista, jolloin sidontavoimien selvittäminen analyyttisiä menetelmiä käyttäen on hankalaa. (Salmi & Pajunen 2010) Luvussa 3 Käsitellään sidontavoiminen selvittämistä ANSYS-laskentaohjelmiston avulla. Simuloitujen kuormitusskenaarioiden mukaisia sidontavoimia käytetään myöhemmin apuna sidontapisteitä suunniteltaessa.

3. FEM-LASKENTA

Työssä sidontavoimien selvittämiseen käytetään elementtimenetelmään perustuvan ANSYS-lujuuslaskentaohjelmistoa. Laskennan tarkoituksena on vertailla eri sidontaratkaisuja sekä selvittää kuhunkin sidontapisteeseen kohdistuvat voimat eri kuormitusskenaarioissa ja eri sidontatavoilla. Sidontavoimien lisäksi laskennalla saadaan tietoa sidontavoimien vaikutuksista koneen sidontapisteisiin sekä muihin koneen rakenteisiin. Lähtökohtana sidontaratkaisuille käytetään Ponsse Ergo -harvesterin olemassa olevia sidontapisteitä.

3.1 Mallin valmistelu

Tietokannasta saatavat CAD-mallit ja kokoonpanot kuvaavat koneen valmistuksen kannalta oleellisia piirteitä. Lujuusanalyysiä varten malleista on koottava laskentaan soveltuva mallikokonaisuus, jossa lujuusnäkökulmasta turhat piirteet, kuten pienet yksityiskohdat ja rungosta ulkonevat rakenteet, on poistettu. (Bolek 2018) Esimerkiksi lukuisista levyosista koostuva harvesterin runko on mallinnettu yhdeksi kappaleeksi, jossa levyt on liitetty toisiinsa. Koneen painavien komponenttien, kuten ohjaamon, nosturin ja voimasiirron, massat on otettu huomioon laskennassa käyttäen komponenttien massakeskipisteen paikoitettuja ja oikeisiin kiinnityspisteisiin sidottuja irtomassoja Irtomassojen sijainnit on esitetty kuvassa 4.



Kuva 4. *Mallin geometria, sidonta sekä pistemassat.*

Irtomassojen käyttäytymistavaksi valittiin deformable, joka vapaasti suomennettuna tarkoittaa muovautuvaa, jotta ne eivät jäykistä mallin rakennetta epärealistisesti (ANSYS 2015). Taulukossa 2 on esitetty laskennassa käytetyt pistemassoilla kuvatut komponentit sekä niiden painot.

Taulukko 2. *Koneen mallissa käytetyt irtomassat.*

Nimike	Massa (kg)
Jäähdytin	400
Moottori ja voimansiirto	2 000
Ohjaamo	1 200
Jakolaatikko	300
Öljysäiliö	600
Etutelin lisämassa ja telat	4 550
Takatelin lisämassa ja telat	4 550
Nosturi ja hakkuupää	4 300

Sidontavoimien ollessa suoraan verrannollisia sidottavan kappaleen massaan simuloitavan mallin on kuvattava tarkasteltavan konemallin painavinta mahdollista konfiguraatiota. Tämä konfiguraatio sisältää painavimman koneeseen saatavilla olevan H8-hakkuupään, joka on varustettu lisävarusteena saatavalla latvasahalla. Hakkupään paino on 1 450 kg (Ponsse Oyj 2019b). Koneen nosturiksi on konfiguroitu 2 700 kg painava 8,6 m ulottumalla varustettu C44+-nosturi. Lisäksi telien lisämassojen painoon on lisätty mahdollisesti käytettävien telojen massa 2 000 kg per teli (Euroket, 2019). Laskennassa käytettävän mallin kokonaispaino on noin 26 000 kg, Ponsse Ergo -harvesterin tyypillisen kokonaispainon ollessa vain 21 500 kg (Ponsse Oyj 2019a).

3.2 Mallin tuenta ja kuormitukset

Lavettiin sidottuna metsäkoneeseen ja sen sidontapisteisiin kohdistuvat kuormitukset koostuvat satunnaisista suunnanmuutoksista, kiihdytyksistä, jarrutuksista sekä tien epätasaisuuksista aiheutuvista voimista. Näiden summittaisten voimien vaikutusten mallintaminen sellaisenaan on vaikeaa. Lujuusanalyysiä tehtäessä odotettavat kuormitukset jaetaan erillisiin kuormitustapauksiin, jotka voivat sisältää yksittäisiä tai yhdistettyjä kuormitustapauksia. Kaikki erilliset standardin kuvaamat kuormitustapaukset simuloidaan ja lopputulokset arvioidaan erikseen. Näin muodostetaan kattava kokonaiskuva mallinnettavan kappaleen suorituskyvystä todellisessa käytössä. (SFS 12195-1 2011)

Metsäkoneen rungoista koottu malli on tuettu renkaita ja teliä simuloivien palkkien varaan. Renkaiden ja lavetin pintaa kuvaavan pinnan välissä on kitkallinen kontakti. Koneen ja lavetin välinen kitkakerroin vaihtelee voimakkaasti niin koneen varustuksen kuin ympäristötekijöiden vaikutuksesta. Metsäkone voi olla varustettuna pelkillä renkailla, jolloin lavetin pintaa vasten oleva materiaali on kumi. Yleisesti kuitenkin käytössä on joko

ketjut tai telat, kuten kuvan 1 esittämässä koneessa. Ympäristötekijöiden vaikutuksesta lavetin pinta voi olla märkä tai jäinen, jolloin kitkakerroin on huomattavasti kuivaa pintaa pienempi. Mahdollisimman vaikeaa sidontatilannetta mallinnettaessa kitkakertoimen arvoksi on valittu 0,2.

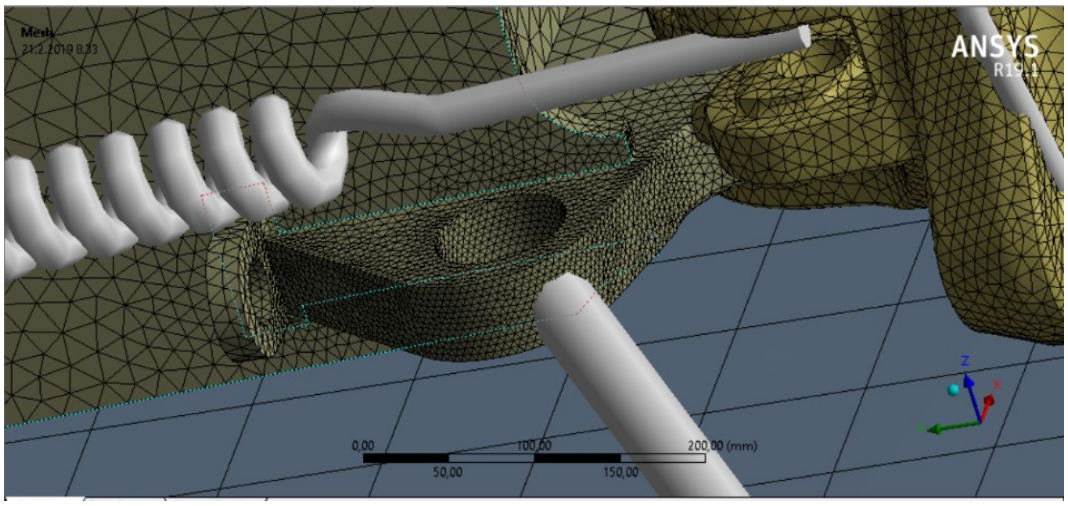
Telit on yhdistetty jäykästi koneen runkoon pulttien vaikutusalueelta. Koneen runkolukon ja ohjauksen sylinterit on laskentamallissa korvattu lineaarisilla jousilla. Keskinivelen kiertolaakerin laakeripinnat on yhdistetty keskiniveleen ja runkoon pulttien vaikutusalueilta bonded-kontaktilla. Kiertolaakerin laakeripinnat on yhdistetty toisiinsa siten, että kaikki vapausasteet liikkeen suhteen on lukittu ja vain Y akselin ympäri, eli mallin globaalin koordinaatiston pituussuuntaan, tapahtuva kierto on sallittu. Tällä idealisoidaan laakerin käyttäytymistä. (Ponsse Oyj 2018)

Vaaditun kuormankantokyvyn omaavan sidontaketjun muodonmuutosten oletetaan pysyvän elastisella alueella, jolloin sitä voidaan mallintaa lineaarisella jousella. Ketjut on yhdistetty toisesta päästä koneen runkoon ja toisesta kuvitteellisen lavetin sidontapisteeseen. Lavetin sidontapisteen sijaintia kuvataan koordinaattipisteenä. (Madenci & Guven 2015)

3.3 Elementtiverkon parametrit

ANSYS käyttää laskennassaan elementtimenetelmää, jota varten se muodostaa annettujen parametrien perusteella mallille elementtiverkon. Vastaavaan tapaan kuin mallia tehdessä, verkon tiheys ja sitä myötä laskennan tarkkuus määräytyy kullakin mallin alueella laskentatarkkuuden tärkeyden mukaan. Koneen suurissa kokonaisuuksissa ja jäykissä kappaleissa käytetään harvempaa verkkoa, eli maksimissaan 30 mm kokoisia tetraedrielementtejä.

Sidontapisteissä ja niiden lähiympäristössä vertailujännitysten arvioinnin avuksi on määritetty paikallisia tarkennuksia elementtiverkkoon. Elementtiverkon tarkennukset koostuvat maksimissaan 5 mm kokoisista elementeistä. Kuvassa 5 on esitetty tihennetty elementtiverkko sidontapisteen alueella.



Kuva 5. *Tihennetty elementtiverkko sidontapisteen alueella.*

Läpikäytävän skenaariomäärän ollessa pieni elementtiverkon optimointi päätettiin nopeamman laskenta-ajan saavuttamiseksi jättää suorittamatta ja käyttää tiheää elementtiverkkoa.

3.4 Laskentaparametrit

Skenaarioiden laskenta toteutetaan käyttämällä ISO 15818 -standardin (2017) määrittämää 1,25-kertaista kiihtyvyyskerrointa. Laskennoilla on tarkoitus varmistaa, että rakenteen muodonmuutokset pysyvät kussakin tapauksessa standardin määrittelemissä rajoissa. Pienemmällä 1,25-kertaisella kiihtyvyyskertoimella laskettaessa rakenteisiin ei saa syntyä pysyvää muodonmuutosta eli materiaali ei saa plastisoitua. Standardi määrittelee myös korkeamman 2,0-kertaisen kiihtyvyyskertoimen, joka kuvaa yksittäisiä erikoistilanteita, joita sidonnan ja koneen rungon on kestettävä. Näissä erikoistilanteissa standardi sallii plastisen muodonmuutoksen sidontapisteissä ja niitä ympäröivissä rakenteissa, kunhan murtumilta ja muilta selkeiltä heikentymiltä vältytään. Laskenta 2,0-kertaista kiihtyvyyskerrointa käyttäen jätetään kuitenkin suorittamatta, sillä laskennan pääasiallisena tarkoituksena on selvittää sidontavoimat ja niiden jakautuminen eri sidontapisteille.

Sidontapisteiden mitoituksessa käytettävät erilliset kuormitustapaukset määritellään selkeästi ISO 15818 -standardissa (2017). Standardin määrittelemät kuormitustapaukset ovat pitkittäis- ja poikittaissuuntainen kiihtyvyys kullekin kuljetustavalle ominaisilla kiihtyvyyskertoimilla. Taulukossa 3 on esitetty kussakin laskentaskenaariossa käytetyt kiihtyvyydet komponenteittain varmuuskertoimella 1,25 kerrottuna. Laskennassa kuormittava kiihtyvyys ja painovoima kohdistuvat todenmukaisesti koneen komponentteihin niiden massan ja sijainnin mukaan.

Taulukko 3. *Lujuustarkastelussa käytetyt perusskenaariot.*

Kuormitusskenaario	Pituussuuntainen kiihtyvyys (m/s^2)	Sivusuuntainen kiihtyvyys(m/s^2)
Hätäjarrutus	9,81	0,0
Kaarreajo	0,0	6,15
Kiihdytys	6,15	0,0

Laskentaa varten koneen komponenttien materiaaliksi on määritetty teräs, jonka kimmokerroin on 200 GPa ja tiheys 7 850 kg/m^3 (ThyssenKrupp 2018).. Laskennassa käytetään lineaarista materiaalimallia epälineaarisen materiaalimallin sijasta, sillä 1,25-kertaisilla kiihtyvyyskertoimilla simuloidessa sidontapisteeseen ei saa tapahtua plastista muodonmuutosta (ISO 15818 2017).. Todellisen koneen rakenteissa käytetään S355 terästä, jonka myötöraja on 355 MPa S355 (ThyssenKrupp 2018). Tätä suuremmat jännitystasot mallissa johtavat sidontaskenaarion hylkäämiseen, eikä täten tarkka tieto plastisoituneen kappaleen muodonmuutoksesta ole tarpeen (ISO 15818 2017).

Jokainen laskentaskenaario laskettiin ajallisesti kahdessa aika-askelessa, jotka olivat edelleen jaettu laskentaohjelman toimesta tarpeen mukaan useampaan aliaskeleeseen. Ensimmäisen aika-askeleen aikana malliin kohdistettiin painovoiman vaikutus eli mallin globaalin koordinaatiston z-akselin suuntainen 9,81 m/s^2 -suuruinen kiihtyvyys. Seuraavalla aika-askelella malliin kohdistettiin kunkin skenaarion mukaiset pituus- ja poikittaissuuntaiset kiihtyvyydet. Kuormitukset kohdistettiin malliin eri aika-askelten aikana tasaisesti kasvavaa kuormitusramppia käyttäen, jotta iteroitu laskentatulos suppenisi helpommin (Barrett 2014).

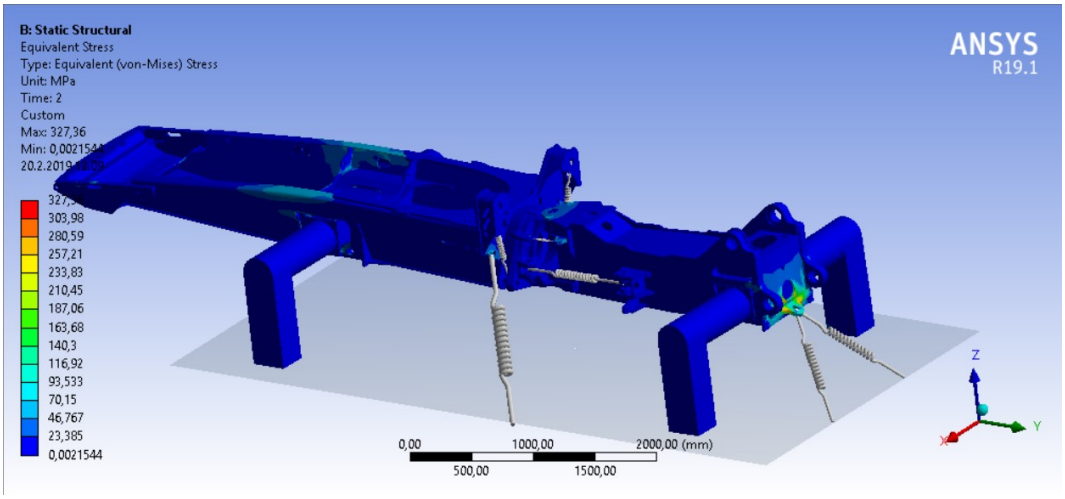
4. TULOKSET

Tässä luvussa esitellään eri kuormitusskenaarioiden tulokset sidontavoimien ja vertailujännitysten osalta. Tulosten perusteella arvioidaan koneen alkuperäisten sidontapisteiden kestoa aiemmassa luvussa kuvatuissa skenaarioissa, sekä esitetään vaihtoehtoisia sidontaratkaisuja.

4.1 Hätäjarrutus

Kuljetuksen aikaisten skenaarioiden läpikäyminen aloitettiin hätäjarrutustilanteesta. Hätäjarrutustilanteessa koneeseen kohdistuu suuruudeltaan suurin kiihtyvyyskerroin ja täten tilanteen arvioitiin olevan sidontapisteiden keston kannalta vaativin skenaario.

Sidontavoimia hätäjarrutuksen aikana simuloitiin kohdistamalla malliin varmuuskertoimella kerrottu kiihtyvyyskertoimen mukainen 9,81 m/s^2 kiihtyvyys y-askelin positiiviseen suuntaan. Simulaation ajaksi mallissa pidettiin aktiivisena kuvan 6 esittämät jouset.



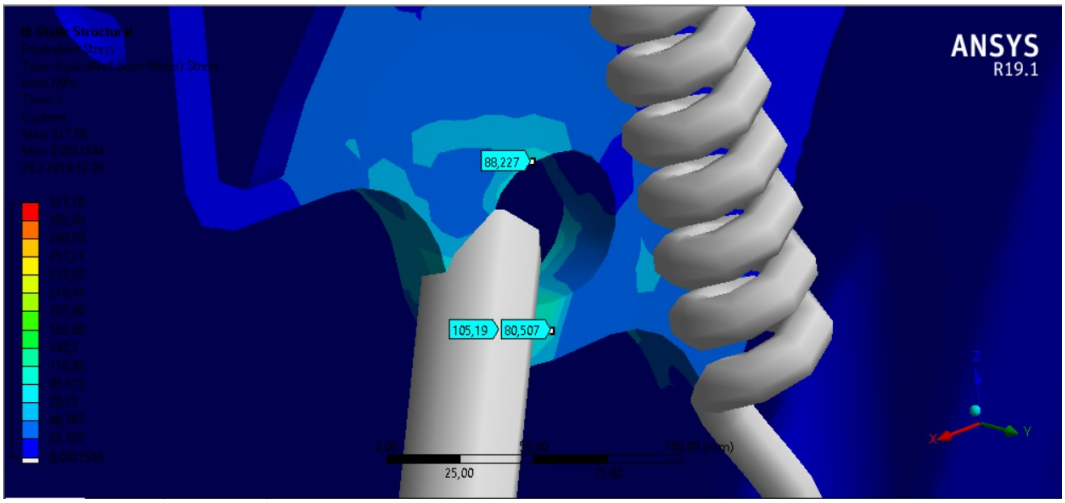
Kuva 6. *Sidonta ja vertailujännitystasot hätäjarrutuksen aikana.*

Muut jouset deaktivoitiin, sillä laskentaohjelman jousikomponentit toimivat sekä veto- että puristusjousina, jolloin muiden jousien puristumisesta aiheutuvat tukivoimat olisivat vääristäneet tuloksia merkittävästi.

4.1.1 Alkuperäiset sidontapisteet

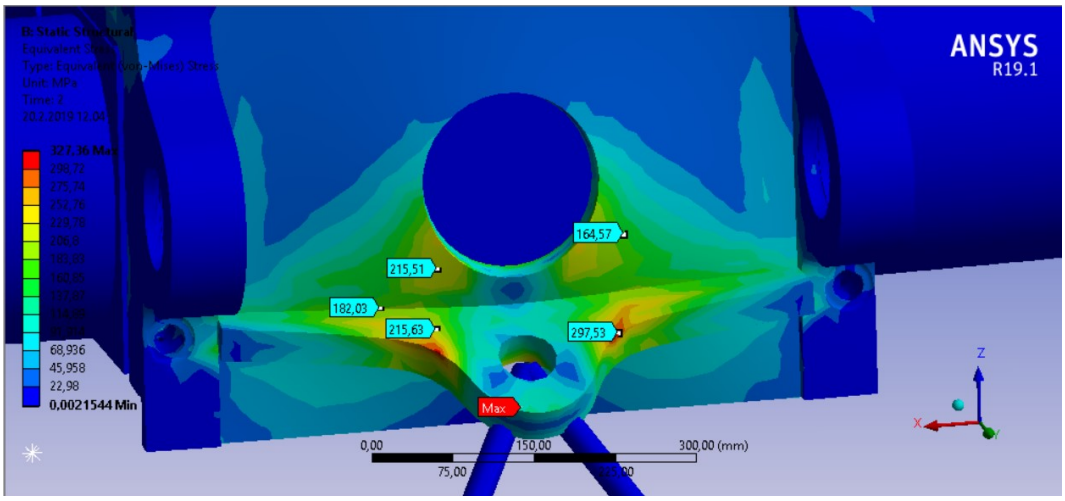
Sidonnan tarkastelu aloitettiin tarkastelemalla sidontavoimia ja vertailujännityksiä, kun kone on sidottu alkuperäisten sidontapisteiden avulla. Tuloksista nähdään, että koneen takaosaan sidottuihin jousiin kohdistuu noin 80 kN suuruinen vetokuormitus. Koneen kylkiin sidottujen jousien ollessa selkeästi vähemmän kuormitettuja vetokuormituksen ollessa vain 50 kN ja 53 kN. Tuloksista huomataan, että sidontavoimat eivät jakaudu tasaisesti eri kohdissa sijaitsevien sidontapisteiden välillä taakse sijoitettujen sidontapisteiden kantaessa selkeästi suurimman kuorman. Kuvassa 6 on esitetty sidontatilanne, kun sidonta on toteutettu alkuperäisiä sidontapisteitä käyttäen.

Kuvassa 7 esitetään keskinivelen ympäristöön sijoitettujen sidontapisteiden Von Misesin vertailujännitykset. Tuloksista huomataan, että vertailujännitykset pysyvät alhaisella tasolla, jännitysten saavuttaessa maksimissaan noin 105 MPa:n arvon sidontapisteen välittömässä läheisyydessä.



Kuva 7. *Jännitystasot keskinivelen sidontapisteessä hätäjarrutuksen aikana.*

Takarungon sidontapisteen ympäristössä jännitykset ovat huomattavasti suuremmat kuin eturungossa. Von Misesin vertailujännitykset sidontapisteen alueella on esitetty kuvassa 8.

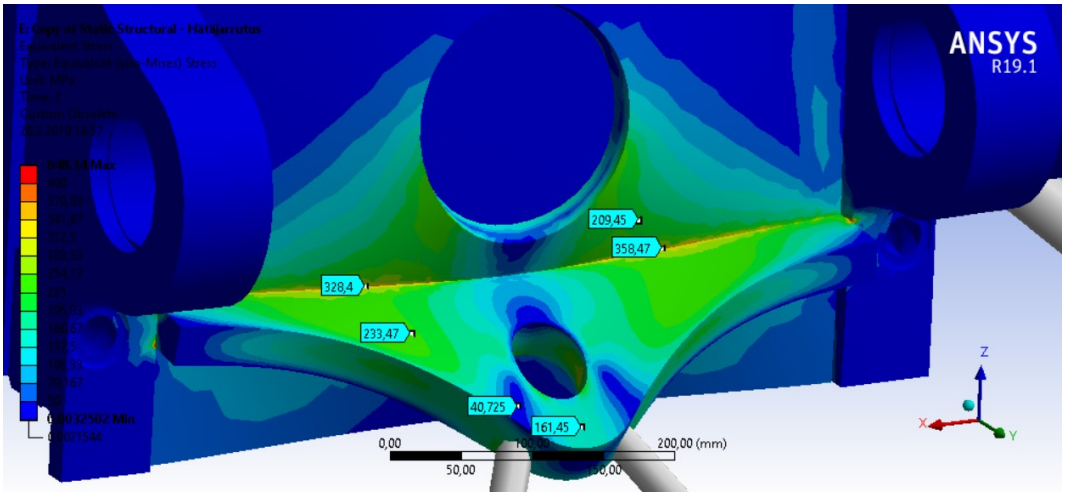


Kuva 8. *Jännitystasot takapään sidontapisteissä hätäjarrutuksen aikana.*

Sidontapisteen molemmin puolin olevat pyöreät muodot ovat kappaleen jännitetyimmät alueet vertailujännityksen noustessa noin 300 MPa:n tasolle. Sidontalaitteiden mallinnustavasta johtuen jännitykset aivan sidontasilmukan ympärillä eivät kuvaa todellista sidontatilannetta vetokuormituksen kohdistuessa koko reiän koko pintaan todenmukaisen kapean kontaktin sijasta. Vertailujännitysten ollessa korkealla tasolla silmukan ympärillä tarkemman analyysin suorittaminen on tarpeen.

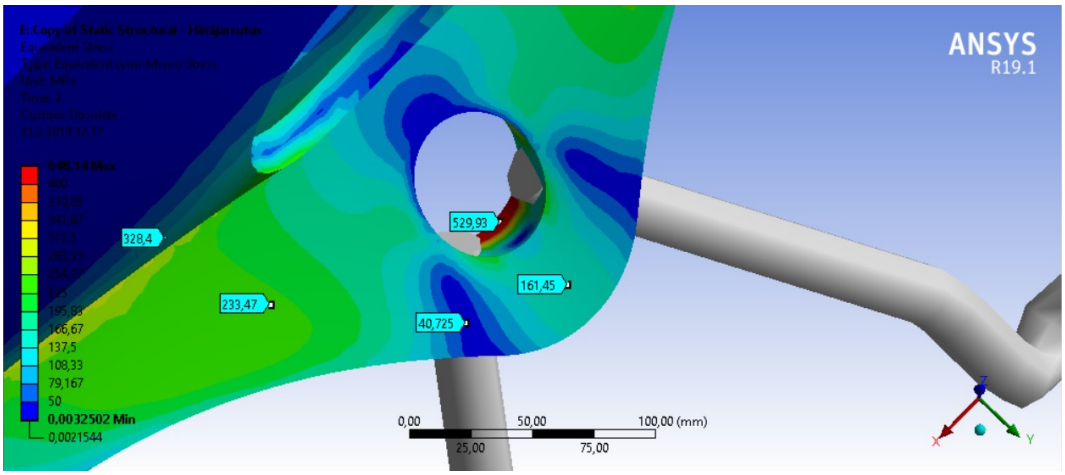
4.1.2 Tarkastuslaskenta

Tarkempaa analyysia varten kunkin sidontalaitteen sidontavoiman vaikutusalue rajattiin sidontalaitteen ja korvakkeen kontaktipinnan kokoiseksi jokaiselle sidontalaitteelle. Lisäksi sidontakorvakkeen alueelle määritettiin hienompi 5 mm elementtikoolla luotu laskentaverkko tarkempien tulosten saamiseksi. Kuvassa 9 esitetään jännityksen takarungon sidontapisteen alueella.



Kuva 9. *Jännitystasot tarkennetulla laskentatavalla.*

Tarkastuslaskennassa vertailujännitykset nousivat odotetusti koko sidontakorvakkeen alueella sidontavoimien kohdistuessa rajatummalle alueelle. Kuvan 10 kuvaamalla alueella vertailujännitykset nousivat yli materiaalin 355 MPa myötörajan, joten sidontapiste ei kuvatulla sidontatavalla täytä ISO 15818 -standardin vaatimuksia.

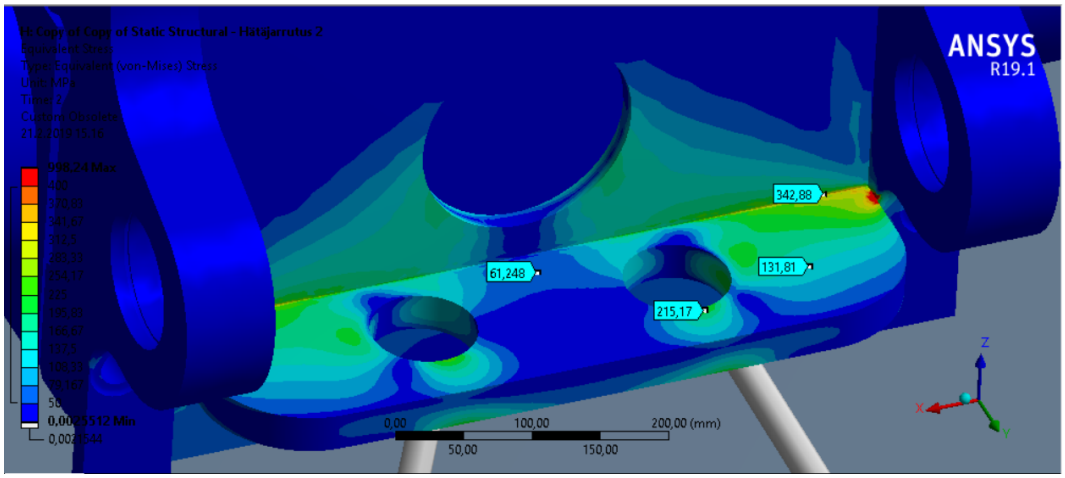


Kuva 10. *Vertailujännityksen maksimi sidontakorvakkeessa.*

Jotta standardin mukainen sidonta voidaan toteuttaa kuvatulla sidontalaitemäärällä, sidontapistettä täytyy vahvistaa tai sen muotoa muuttaa.

4.1.3 Sidonta vahvistettuihin sidontapisteisiin

Aiemman skenaarion tulosten perusteella koneen takapään sidontapistettä muokattiin vastaamaan standardin vaatimuksia käytetyssä sidontaskenaariossa. Tulosten perusteella sidontapisteen muodon muutos ei vaikuta sidontavoimiin. Kuvassa 11 on esitetty vertailujännitykset muokatussa sidontapisteessä. Luomalla kummallekin sidontalaitteelle oma sidontareikä jännitykset korvakkeessa saadaan laskemaan alle materiaalin myötörajan.



Kuva 11. *Muokattu takapään sidontapiste.*

Terävästä kulmasta aiheutuva jännityspiikki korvakkeen ja rungon kulmassa jätetään huomioimatta, sillä se esiintyy kahden äärettömän terävällä reunalla kuvatun levyn liitoskohdassa. Todellisuudessa alueella on hitsaussauma joka pyöristää levyjen liitoskohtaa ja siten alentaa jännityksiä tarkastellulla alueella.

4.1.4 Yhteenveto hätäjarrutusskenaarioista

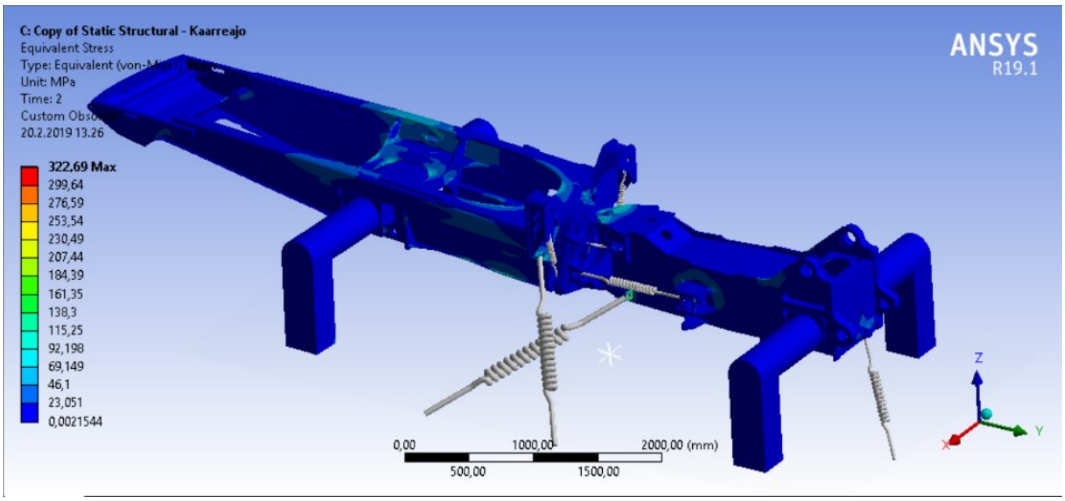
Koneen takarungon alkuperäinen sidontapiste ei vastaa ISO 15818 -standardin vaatimuksia kuvatussa sidontaskenaariossa, sillä sidontapisteeseen syntyy pysyvää muodonmuutosta 1,25-kertaisella kiihtyvyyskertoimella suoritetussa simulaatiossa. Edellisessä kappaleessa esitetty muunnettu sidontapiste osoittaa, että pienillä muutoksilla sidontapisteestä on mahdollista tehdä riittävä myös simuloidussa skenaariossa.

4.2 Kaarreajo

Kaarreajon aikana kuormaan kohdistuu kaarteen sädettä kohti kohdistuva normaalivoima ja siitä seuraava kiihtyvyys, jonka maksimiarvoksi standardi arvioi 4,9 m/s^2. Laskenta suoritettiin ensin koneen ollessa sidottuna alkuperäisistä sidontapisteistä, jonka jälkeen tarkasteltiin kuinka sidontapisteen vahvistus vaikuttaa tilanteeseen. Kuvassa 12 on esitetty kaarreajoskenaarion aikana laskentaan käytetyt sidontapisteet.

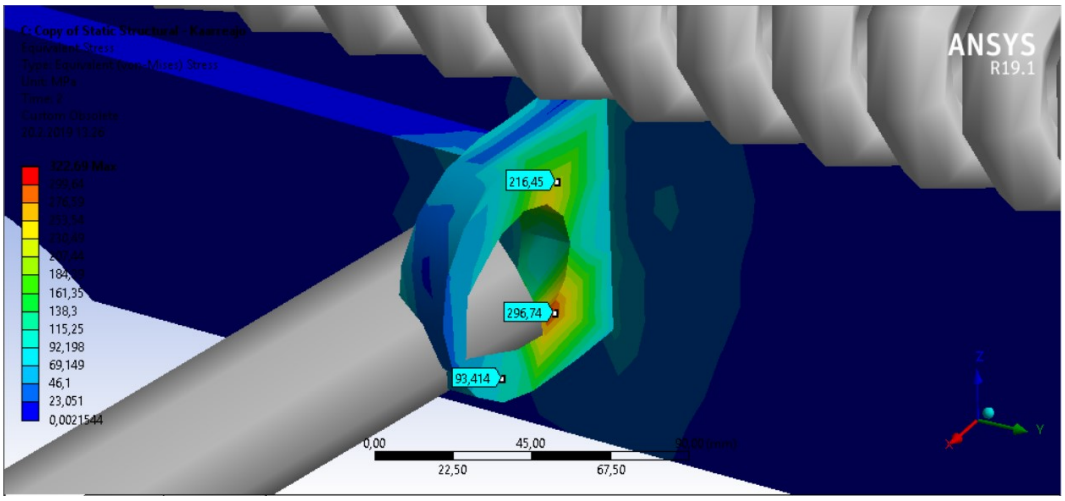
4.2.1 Alkuperäiset sidontapisteet

Ensimmäisessä skenaariossa kone on sidottu edestä, kahdesta pisteestä keskinivelen molemmin puolin sekä koneen perästä koneen alkuperäisiä sidontapisteitä hyödyntäen. Malliin on jätetty aktiiviseksi kaarreajon aikana vetokuormitetut sidontalaitteet kuvan 12 mukaisesti.



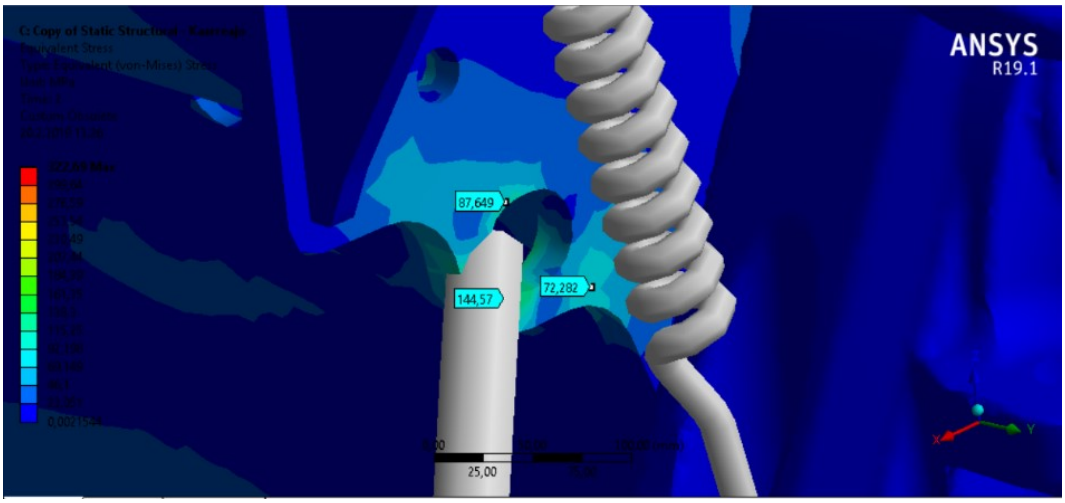
Kuva 12. *Sidonta ja vertailujännitystasot täysin sidotussa sivuttaisheilahdussimulaatiossa.*

Laskennan tuloksista nähdään, että koneen takapään sidontapisteeseen kohdistuu vain noin 25 kN sidontavoima. Vertailujännitykset pysyvät takapään sidontapisteessä matalalla tasolla. Keskinivelen takapuolen sidontapisteeseen kohdistuva sidontavoima on tulosten mukaan noin 52 kN. Sidontapisteeseen muodostuu korkeita jännitystasoja, joiden maksimiarvot ovat noin 300 MPa. Kuvasta 13 nähdään vertailujännitykset sidontapisteessä.



Kuva 13. *Jännitykset takapään sidontapisteessä täysin sidotun sivuttaisheilahduksen aikana.*

Kuvassa 14 on esitetty vertailujännitykset keskinivelen etupuolella sijaitsevan sidontapisteen ympäristössä. Sidontapisteeseen kohdistuu noin 68 kN suuruinen sidontavoima. Vertailujännitykset sidontapisteen alueella pysyvät alle 150 MPa:n tasolla, eikä sidontapisteen keston suhteen täten ole huolta.

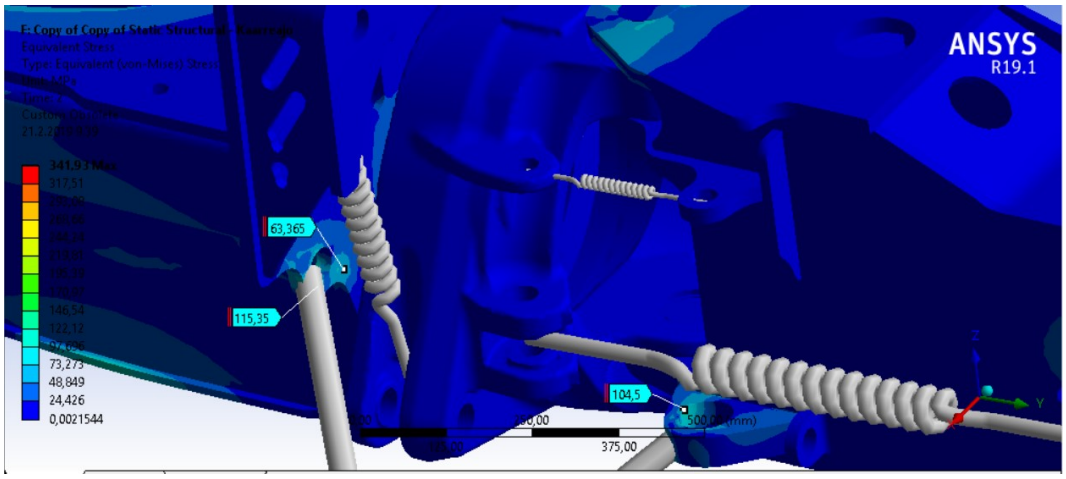


Kuva 14. *Vertailujännitykset keskinivelen etupuolen sidontapisteessä.*

Kaarreajon aikana sidontavoimat pysyvät maltillisella tasolla. Kuvassa 13 esitetyn keskinivelen takapuolen sidontapisteen jännitystasot nousevat niin korkealle tasolle, että alueen tarkempi tarkastelu olisi tarpeen. Sidontapiste todettiin kuitenkin luvussa 4.4 esitetyssä kiihdytysskenaariossa riittämättömäksi, joten sille ei suoritettu erikseen tarkastuslaskentaa.

4.2.2 Vahvistetut sidontapisteet

Keskinivelen takapuolen sidontapisteiden havaittiin seuraavan kappaleen kuormitusskenaariossa riittämättömiksi. Tästä syystä edellisessä skenaariossa tarkempaa tarkastelua vaativaksi todettu keskinivelen takapuolen sidontapisteelle ei suoriteta erillistä laskentaa. Tämän sijasta kaarreajo skenaario toteutettiin kiihdytys skenaarion tulosten perusteella ideoitua vahvempaa sidontapistettä hyödyntäen. Kuvassa 15 on esitetty vertailujännitykset keskinivelen ympäristössä käytettäessä vahvistettua sidontapistettä mallin sidontaan.



Kuva 15. *Vertailujännitykset keskinivelen ympäristössä käytettäessä vahvistettua sidontapistettä.*

Tuloksista nähdään, että vertailujännitykset pysyvät matalalla tasolla kaikkialla mallissa.

4.2.3 Yhteenveto kaarreajoskenaarioista

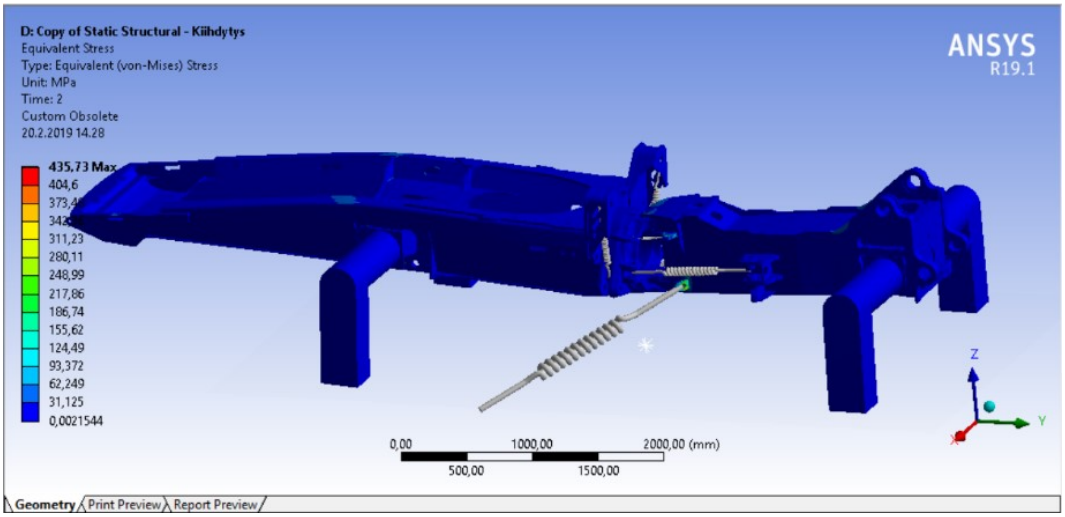
Alkuperäisten sidontapisteiden riittävyyden varmistaminen vaatisi tarkempaa uusintalaskentaa, mutta koska keskinivelen takarungon puoleinen sidontapiste ei täyttänyt seuraavassa kappaleessa esitetyssä skenaariossa standardin vaatimuksia, jätettiin tarkastuslaskenta toteuttamatta. Sen sijaan uusintalaskenta toteutettiin käyttäen vahvistettua sidontapistettä, joka osoittautui varmuudella kestäväksi ratkaisuksi.

4.3 Kiihdytys

Kiihdytyksen aikana koneeseen kohdistuu standardin mukaan maksimissaan varmuuskerrottu 6,15 m/s^2 -suuruinen pituussuuntainen kiihtyvyys. Kiihdytysskenaariota varten mallissa on aktiivisena kuvan 16 mukaiset jouset.

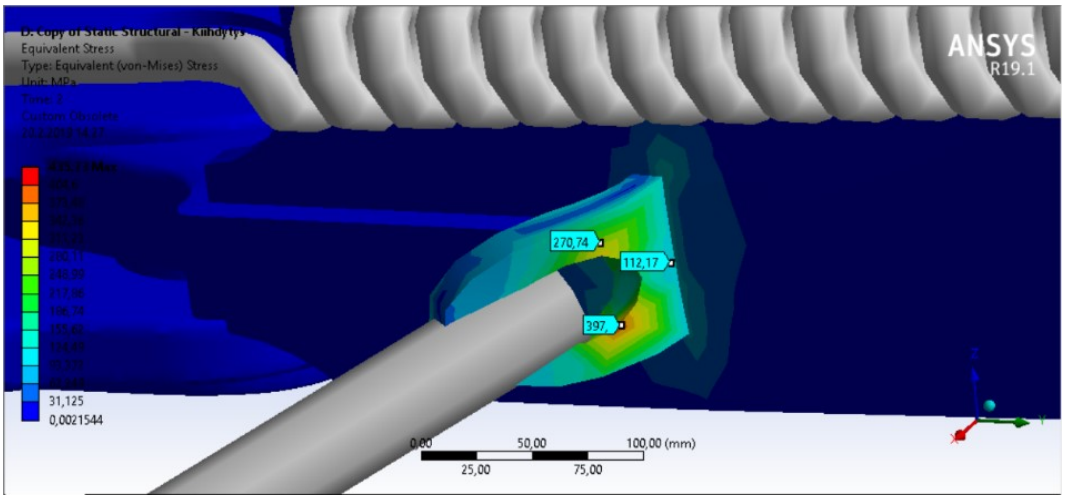
4.3.1 Alkuperäiset sidontapisteet

Ensimmäisenä sidonnan tarkastelussa käytettiin koneen takarungon alueella sijaitsevia sidontapisteitä kuvan 16 mukaisesti. Laskennan tuloksista nähdään sidontavoimien olevan 72,4 kN ja 68,2 kN. Ero sidontavoimissa selittyy keskinivelen kuljetustuen aiheuttamasta tuesta koneen toisella puolella.



Kuva 16. *Sidonta ja vertailujännitykset kiihdytystilanteessa.*

Kuvasta 17 nähdään vertailujännitykset sidontapisteessä kiihdytyksen aikana.

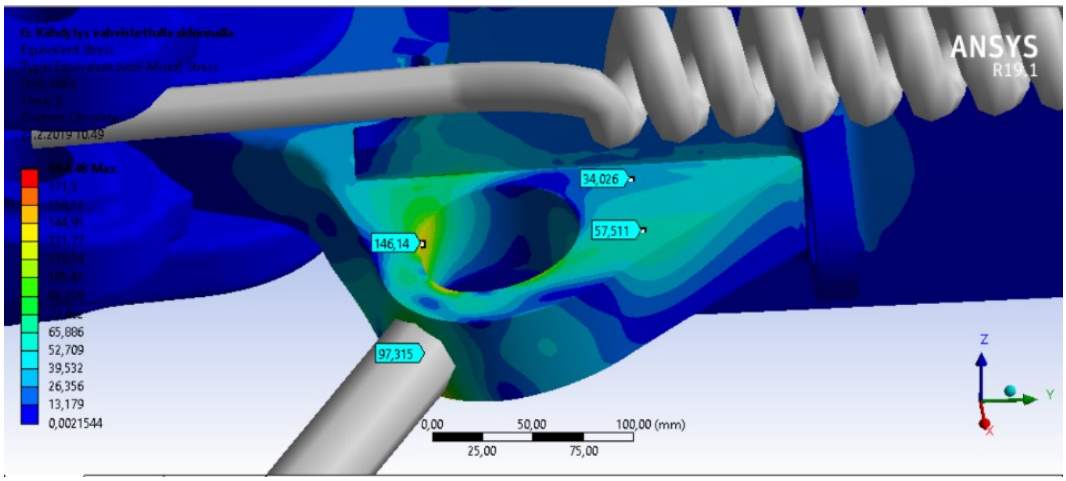


Kuva 17. *Jännitystasot keskinivelen ja kuljetustuen korvakkeen alueella.*

Vertailujännitykset sidontapisteen tietyillä alueilla ylittävät materiaalin myötörajan, joten sidontatapa ei täytä ISO 15818 -standardin vaatimuksia. Tuloksissa havaittuja sidontavoimia voidaan pitää kohtuullisina, joten sidonta on järkevästi toteutettavissa kuvatulla määrällä sidontalaitteita.

4.3.2 Vahvistetut sidontapisteet

Edellisen skenaarion laskennasta saatujen tulosten perusteella kokeiltiin sidontaa keskinivelen vahvempaa levyä muokkaamalla valmistettuihin sidontapisteisiin. Sidontavoimat kasvoivat odotetusti hieman sidontalaitteiden ja koneen rungon välisen kulman kasvaessa sidontapisteen siirtyessä lähemmäksi koneen keskiniveltä. Sidontavoimat olivat tulosten perusteella 74 kN ja 78 kN. Kuvassa 18 on esitetty vertailujännitykset vahvistetussa sidontapisteessä.



Kuva 18: *Jännitystasot vahvistetussa sidontapisteessä.*

Jännitykset pysyvät alkuperäisiin sidontapisteisiin verrattuna alhaisella tasolla maksimijännityksen ollessa noin 150 MPa. Vahvemmat sidontapisteet täyttävät ISO 15818- standardin, sillä 1,25-kertaisella kiihtyvyyskertoimella kuormitettuna sidontapisteisiin tai niiden ympäristöön ei synny plastista muodonmuutosta.

4.4 Yhteenveto laskennasta

Alkuperäiset sidontapisteet eivät täytä standardin vaatimuksia toteutetun skenaarion perusteella. Tehdyssä lujuustarkastelussa kuvataan vaikeinta tunnistettua sidontatilannetta, jota ei todennäköisesti tule vastaan tosielämässä.

Simuloidun koneen paino on noin 26 000 kg Ponsse Ergo -harvesterin tyypillisen kokonaispainon ollessa vain noin 21 000 kg. Tämän lisäksi koneen oletetaan olevan liukkaalla sileäpintaisella lavetilla, joka ei tarjoa fyysisiä esteitä koneen liikkeille, kuten esimerkiksi kuvan 1 metsäkoneenkuljetusauton lavetti. Tällöin sidontalaitteet ottavat vastaan kaiken kuormituksen. Lisäksi kuljettavan ajoneuvon voidaan olettaa kykenevän standardin esittämiin kiihtyvyyksiin pitävällä pinnalla, kuten kuivalla asfaltilla. Asfaltin ollessa kuiva lavetin pintakin on todennäköisesti kuiva ja sula jäästä, jolloin lavetin ja koneen välinen kitkakerroin olisi huomattavasti oletettua korkeampi. Korkeampi kitkakerroin lisää koneen ja lavetin välistä kitkavoimaa, joka siten vähentää kiihtyvyyksistä aiheutuvia sidontavoimia. Taulukossa 3 on koottuna suurimmat kuhunkin sidontalaitteeseen kaikissa skenaarioissa kohdistuneet sidontavoimat.

Taulukko 3. *Suurimmat havaitut sidontavoimat.*

Kuormitusskenaario	Sidotalaite A (kN)	Sidontalaite B (kN)	Sidontalaite C (kN)
Hätäjarrutus	53	0,0	79
Kaarreajo	68	62	25
Kiihdytys	0,0	78	0,0

Taulukon tietoja voidaan käyttää apuna määrittäessä, millaisille kuormituksille kunkin sidontalaitteen täytyy olla luokiteltu. Taulukosta 3 nähdään, että 80 kN kuormitukselle luokitellut sidontalaitteet soveltuvat tuloksien perusteella koneen sidontaan maantiekuljetusta varten. Ottamalla huomioon aiemmin esitetyt tulosta varmentavat oletukset 80 kN kuormitukselle luokiteltuja sidontalaitteita voidaan pitää suurella varmuudella riittävinä metsäkoneiden sidontaan.

Laskennan tulosten perusteella on varsin helppoa tehdä suuntaa-antavia päätelmiä metsäkoneeseen kuljetuksista aiheutuvista sidontavoimista. Saatuja tuloksisia voidaan käyttää, siten lähtökohtana muiden metsäkonemallien sidontapisteiden suunnittelussa.

5. YHTEENVETO

Tuon tarkoituksena oli selvittää metsäkoneen maantiekuljetuksesta aiheutuvien sidontavoimien suuruudet, niiden jakautuminen sekä niiden vaikutukset koneen rakenteisiin. Tutkimusongelma pyrittiin ratkaisemaan simuloimalla ISO 15818 -standardiin pohjautuvia kuormitusskenaarioita ANSYS -lujuuslaskentaohjelman avulla.

Laskennassa käytetty malli vaikeimmaksi mahdolliseksi arvioitua sidontatilannetta. Mallinnettu kone on määritetty vastaamaan painavinta mahdollista Ponsse Ergo -harvesteria. Mallia vastaava harvesteri olisi varusteltu painavilla lisävarusteilla, kuten suurimmalla mallisarjaan saatavalla hakkuupäällä sekä leveillä teloilla. Harvesterin kuljetuksessa oletettiin käytettävän pinnaltaan tasaista lavettia, joka ei tarjoa fyysisiä esteitä, joita vasten kone voisi nojata kuormitettuna. Tällöin sidontalaitteet ottivat vastaan kaiken sidontavoiman. Lavetin pinnan oletettiin myös ympäristöoloista kuten vedestä tai jäästä johtuen liukas. Tällöin metsäkoneen ja lavetin välinen kitkakerroin on pieni, jolloin siitä aiheutuva kitkavoima on pieni verrattuna muihin sidontavoimiin. Lavettia kuljettavan ajoneuvon oletettiin ympäristöoloista huolimatta kykenevän ISO 15818 -standardissa kuvattuihin kiihtyvyyksiin. Edellä mainitut sidontatilannetta vaikeuttavat laskentaoletukset antavat lasketuille tuloksille suuren varmuuskertoimen.

Mallin tuennassa käytettiin olemassa olevaan sidontaohjeistukseen verrattuna yksinkertaistettua sidontatapaa. Laskennan tulosten perusteella kuvatun koneen alkuperäisten sidontapisteiden kesto ei vastaa ISO 15818 -standardin vaatimuksia. Sidontatilanne oli kuitenkin lähtöoletusten puolesta epärealistisen vaikea. Esimerkiksi laskentamallissa käytetyn koneen kokonaispaino oli 26 000 kg Ponsse Ergo -harvesterin tyypillisen kokonaispainon ollessa vain noin 21 000 kg. On myös syytä uskoa, että konetta kuljettava ajoneuvo ei pysty standardin mukaisiin kiihtyvyyksiin kuvatuissa matalan kitkan ympäristöoloissa. Sidontatavan soveltuvuutta todelliseen kuljetustilanteeseen on siten vaikeaa arvioida pelkästään laskettujen tulosten perusteella.

Työstä saatua tietoa sidontavoimien suuruudesta ja jakaumasta voidaan käyttää apuna uusien sidontapisteiden ja sidontatapojen suunnittelussa sekä metsäkoneen turvallisen käytön ohjeistamisessa. Työssä kuvattua laskentatapaa on myös mahdollista soveltaa muun tyyppisten koneiden ja rakenteiden kuljetussidonnan tutkimiseen.

LÄHTEET

ANSYS, 2015. *Rice University.*
Saatavissa:
https://www.clear.rice.edu/mech517/WB16/lectures_trainee/Mechanical_Intro_16.0_L06_RemoteBC.pdf. Viitattu 16.2.2019.

Barrett, P. 2014. *CAE Associates.*
Saatavissa: https://caeai.com/blog/stress-analysis-convergence-tips-dummies.
Viitattu 16.2.2019.

Bolek, D. 2018. *Simplification methods for reducing computational effort in mechanical analysis,* Opinnäytetyö, Lappeenranta: Saimaa University of Applied SciencesFaculty of Technology.

Euroket, 2019. *Metsäkonetelat.*
Saatavissa: https://www.euroket.fi/metsakonetelat/. Viitattu 18.2.2019.

Geodis Freight Forwarding Finland, 2017, *Ponsse Oyj kuvat 4*.

Haapaniemi, H. 2013. Turvallisuuslainsäädännön huomioiminen metsäkoneen suunnittelussa. CE-merkinnän, Opinnäytetyö, *Thesus.*

ISO 15818, 2017. *Earth-moving machinery. Lifting and tying-down attachment points. Performance requirements,* International Organization for Standardization.

Konedirektiivi, 2006. *Konedirektiivi 2006/42/EY,* Euroopan unioni.

Madenci, E. & Guven, I. 2015. *Fundamentals of ANSYS,* Boston: Springer.

Nurminen Logistics, 2019. *Referenssit Ponsse.*
Saatavissa: https://www.nurminenlogistics.fi/Referenssit/Ponsse/. Viitattu 19.2.2019.

Ponsse Oyj, 2018. *Ergo – Telikotelon muutoksen lujuustarkastelu,* Vieremä.

Ponsse Oyj, 2019a. *Harvesterit.*
Saatavissa: https://www.ponsse.com/fi/tuotteet/harvesterit. Viitattu 18.2.2019.

Ponsse Oyj, 2019b. *Harvesteripäät.*
Saatavissa: https://www.ponsse.com/fi/tuotteet/harvesteripaeaet. Viitattu 18.2.2019.

Ponsse Oyj, 2019c. *Ponsse Ergo 8w Owners Manual,* Vieremä: Ponsse Oyj.

Salmi, T. & Pajunen, S, 2010. *Lujuusopin perusteet.* Toinen painos, Tampere: Pressus Oy.

SFS 12195-1, 2011. *Maantieajoneuvon kuormanvarmistus. Turvallisuus. Osa 1: Kiinnitysvoimien laskenta,* Helsinki: Suomen standardoimisliitto.

ThyssenKrupp, 2018. *S355JR / J0 / J2.*
Saatavissa: https://www.thyssenkrupp-steel.com/media/content_1/publikationen/precision_steel/produktinformationen_1/baustahl/thyssenkrupp_s355jr_product_information_precision_steel_en.pdf.
Viitattu 21.2.2019.

Väätäinen, K., Asikainen, A. & Sikanen, L, 2006. *Metsäkoneiden siirtokustannusten laskenta ja merkitys puunkorjuun kustannuksissa,* Joensuu: Metsäntutkimuslaitos.