



LEIKKUUPUIMURIN TUOTEKEHITYS

Viljasäiliön kansi

Petteri Krannila

Opinnäytetyö
Joulukuu 2014
Auto ja kuljetustekniikka
Auto- ja työkonetekniikka

TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Auto- ja kuljetustekniikka
Auto- ja työkonetekniikka

PETTERI KRANNILA:
Leikkuupuimurin tuotekehitys
Viljasäiliön kansi

Opinnäytetyö 87 sivua, joista liitteitä 16 sivua
Joulukuu 2014

Opinnäytetyö keskittyy leikkuupuimurin tuotekehitykseen, jossa suunnittelun kohteena on puimurin viljasäiliön kansi. Työssä suunnitellaan mekanismi, joka avaa viljasäiliön kannen pysty-asentoon, jolloin kannet toimivat viljasäiliön tilavuutta kasvattavina lisälaitoina. Opinnäytetyö tehdään Sampo-Rosenlew Oy nimiselle yritykselle, joka on keskisuuri maataloustyökonepaja Porissa. Yrityksen päätuotteita ovat maataloudessa käytössä olevat korkealaatuiset leikkuupuimurit, sekä metsänhoidossa ja -hakuissa käytettävät harvesterit ja ajokoneet.

Suunnittelun tavoitteena on mallintaa valmis kokoonpano viljasäiliön kannesta ja sen mekanismista. Työssä esitetään viljan aiheuttamia vaatimuksia tulevalle tuotteelle ja lasketaan viljan aiheuttamat kuormitukset rakenteeseen. Rakenteiden lujuudet ja materiaalit suunnitellaan näiden kuormitusten pohjalta. Työssä tutustutaan erilaisiin liitos tyypeihin ja tukirakenteisiin, sekä tarkastellaan niiden lujuuksia. Opinnäytetyössä perehdytään suunnittelun lisäksi myös leikkuupuimurien rakenteeseen, käyttöolosuhteisiin ja niiden toimintaan. Opinnäytetyön 3D-mallinnus tapahtuu Autodesk Inventor ohjelmalla, FEM-mallinnukseen käytetään edellämainitun ohjelman lisäksi ANSYS-ohjelmistoa, joka mahdollistaa entistä tarkemmat laskelmat. Matematiikassa käsin laskennan apuna käytetään Mathcad-ohjelmaa.

Valmis kokoonpano on mitoitettu sopimaan COMIA C4 ja C6 puimurimalleihin. Kokoonpano on mahdollista muokata käytettäväksi myös suuremmissa leikkuupuimurimalleissa. Rakenne ja mekanismi on mahdollista asentaa suoraan minkä tahansa edellä mainitun koneen runkoon, eikä viljasäiliötä tai koneen runkoa tarvitse tätä varten erikseen muokata. Työn aihe on rajattu kanteen, mekanismin, kokoonpanon ja materiaalien suunnitteluun. Tästä johtuen opinnäytetyö on raaka versio uudesta viljasäiliön kannesta, jonka rakenteen yksityiskohtiin ja viimeistelyyn paneudutaan vasta, kun kokoonpano pääsee tuotantoon.

Asiasanat: tuotekehitys, leikkuupuimuri

ABSTRACT

Tampere University of Applied Sciences
Degree Programme in Automotive and Transport Engineering
Option of Automobile and Industrial Vehicle Engineering

PETTERI KRANNILA:
Combine harvester product development
Grain tank cover

Bachelor's thesis 87 pages, appendices 16 pages
December 2014

The thesis focuses on the product development of a combine harvester. The main goal is to develop a new grain tank cover. Work is to design a mechanism which raises the covers up when the decks increase the volume of the grain tank. The thesis is made for a company called Sampo-Rosenlew Oy which is a medium-sized agricultural machine workshop in Pori. The main products of the company is agricultural use, high-quality combine harvesters and in forestry used harvesters and forwarders.

The design objective is to model the complete composition of the grain tank cover, and its mechanism. The work presents requirements of the new product and calculations of the loads caused by the grain load. Strength of the structure and the materials are designed on the basis of these loads. This work examines a variety of connection types, and support structures, as well as examine their strengths. This thesis focuses on the design, but also combines, construction, operation conditions and their activities. The 3D modeling of the thesis is done in Autodesk Inventor software, the FEM modeling is also carried out in the same program. In addition, used ANSYS software, which allows for more precise calculations. Mathcad program is used to assist in mathematical calculations.

A completed assembly is sized to fit COMIA C4 and C6 of the combine models. Configuration is possible to modify for use in larger models of the same combine harvester. Structure and mechanism can be mounted directly on any of the above mentioned machine frame, and there is no need to edit the grain tank or the machine body for this purpose. The subject is limited to the grain tank cover, mechanism, assembly and materials engineering. As a result, the thesis is a raw version of the new grain tank cover, the details of construction and finishing focuses only after the assembly's production.

Key words: product development, combine harvester

SISÄLLYS

1	JOHDANTO	6
2	YRITYS	7
	2.1 Toimiala.....	7
	2.2 Tuotteet.....	7
	2.3 Opinnäytetyö.....	10
3	TEORIA.....	11
	3.1 Leikkuupuimurin käyttö	11
	3.2 Leikkuupuimurin tekniikka	12
	3.3 Käyttö-olosuhteet	13
4	TUOTEKEHITYS.....	14
	4.1 Vaatimukset	14
	4.2 Ideointi.....	15
	4.3 Luonnostelu	17
5	SUUNNITTELU	21
	5.1 Runko	21
	5.2 Mekanismin kulmien laskenta	22
	5.3 Laitojen muodostama tilavuus	23
	5.4 Viljakuorman massa.....	25
	5.5 Viljan kuorma	28
	5.5.1 Sivulaitoihin	28
	5.5.2 Päätylaitoihin.....	32
	5.5.3 Mittaus	32
	5.6 Mitoituksen varmuus.....	35
	5.7 Kylkisauvan mitoitus.....	37
	5.8 Nivelten pulttiliitokset.....	38
	5.9 Akselin taipuma	40
	5.10Päätylaitojen tuenta	41
	5.10.1 Ketju.....	42
	5.10.2 Vaijeri	43
	5.11 Päätysauvojen mitoitus.....	46
	5.12 Akselin hitsiliitokset.....	48
	5.13 Akselin laakerointi	51
	5.14 Kulmat	52
6	FEM-laskenta	55
	6.1 Lujuushypoteesi	55
	6.2 Sivulaidat.....	56

6.3	Päätylaidat	58
6.4	Laitojen materiaali	60
6.5	Akseli	61
6.6	Sivulaidan pulttiliitos	63
7	SUUNNITTELUN TULOS	67
8	POHDINTA	69
	LÄHTEET	70
	LIITTEET	71
	Liite 1. Kulmien laskenta.....	71
	Liite 2. Laitojen kattama tilavuus.....	73
	Liite 3. Viljan kuorma	74
	Liite 4. Varmuuskerroin	80
	Liite 5. Akselin taipuma	81
	Liite 6. T-liitos kaksoispienahitsein	83
	Liite 7. Kulmapressut	85
	Liite 8. Pienahitsin kestävyuden tarkastelutyylit ohjeen B 7 mukaan.....	86
	Liite 9. ISO-vakiokierteisten ruuvien halkaisijoita	87

1 JOHDANTO

Opinnäytetyössä suunnitellaan leikkuupuimuriin uusi viljasäiliön kansi. Uusi kansi ei tule suljettuna muuttamaan leikkuupuimurin ulkonäköä, mutta avattuna kansi nostaa viljasäiliön korkeutta ja kasvattaa näin säiliön tilavuutta. Työhön sisältyy itse kansien, kannen tukirakenteen sekä kantta avaavan mekanismin suunnittelu.

Suunnittelussa pyritään ottamaan huomioon mekanismin mahdollisimman yksinkertainen rakenne, tehokas materiaalien optimointi, kokoonpanon mahdollisimman helppo jälkiasennettavuus sekä leikkuupuimurin puintitehokkuuden parantaminen. Kannesta tulee oma moduulinsa, joka on mahdollista asentaa minkä tahansa koneen runkoon ilman rungon muokkausta. Opinnäytetyössä ei kuitenkaan esitetä kaikkia kokoonpanon osa-alueita, suunnittelun vaiheita ja tuloksia työn laajuuden vuoksi.

Suunnitteluussa käytetään Autodesk Inventor suunnitteluohjelmistoa 3D- ja FEM-mallinnukseen. Tämän lisäksi osien FEM-mallinnuksessa käytetään ANSYS CAE-ohjelmistoa. Kannen geometrian, lujuuslaskennan ja suunnittelun laskuissa apuna käytetään Mathcad-laskentaohjelmistoa.

Suunnittelu tehdään yhteistyössä Sampo-Rosenlew Oy nimisen yrityksen kanssa. Opinnäytetyön tekeminen kyseisessä yrityksessä tuli mahdolliseksi, koska olin aiempien opiskeluvuosien aikana työskennellyt yrityksessä. Yrityksen tuotteet, tuotantotavat ja niiden tekniikka oli tullut siis tutuksi vuosien varrella, mikä helpotti opinnäytetyön käynnistämistä. Työn aihe rajattiin kanteen sekä kannen rungon, mekanismin, kokoonpanon ja materiaalien suunnitteluun. Suunnittelu toteutetaan siten, että mekanismin suunnittelua on helppo jatkaa myöhemmin ja systeemiin on mahdollista lisätä kääntyvä täyttöruuvi, joka on olennainen osa puimurin viljasäiliön lisälaitojen kokonaisuutta. Opinnäytetyössä esitettyyn teoriaan pohjautuvat laskut esitetään suurimmaksi osaksi lopussa esitettävissä liitteissä, tilansäästön ja työn selkeyden säilyttämisen vuoksi.

2 YRITYS

2.1 Toimiala

Sampo-Rosenlew Oy on keskisuuri työkonepaja, joka sijaitsee Länsi-Suomessa, Satakunnassa. Vanha tehdasalue, jota on myöhemmin laajennettu ja uudistettu sijaitsee aivan Porin keskustan läheisyydessä. Sampo-Rosenlew perheyritys on perustettu vuonna 1991 Timo Prihtin toimesta hänen ostettuaan Rosenlewin liiketoiminnan. Teollinen toiminta Porissa on alkanut kuitenkin jo vuonna 1853 Oy W. Rosenlew Ab perheyrityksen muodossa. Tuolloin yrityksen toiminta keskittyi saha- ja pakkausmateriaalin valmistukseen, jonka jälkeen yrityksen toimiala on vaihtunut useaan kertaan mm. kodinkoneiden valmistuksesta teollisuuspesukoneiden valmistukseen. Teollisuuspesukoneiden valmistus on lopetettu vasta myöhemmin 2000-luvulla. Sampo-Rosenlew Oy työllistää Porissa noin 450 henkilöä ja yhtiön vuotuinen liikevaihto on vajaa 100 miljoonaa euroa.

2.2 Tuotteet

Yrityksen päätuotteita ovat Porissa valmistettavat, maataloudessa käytettävät leikkuupuimurit ja metsätyökoneina käytettävät harvesterit sekä ajokoneet. Yrityksellä on kaksi muutakin toimipistettä, joista toinen sijaitsee aivan Porin läheisyydessä Nakkilassa sekä toinen Keski-Suomessa Jyväskylässä. Nakkilan toimipisteessä valmistetaan erilaisia metallirakenteita teollisuuden tarpeisiin. Jyväskylässä sijaitseva Sampo-Hydraulics valmistaa hydraulikkakomponentteja, mm. hydraulikkapumppuja sekä –rotaattoreita maailmanlaajuiseen vientiin saakka.

Porissa valmistettavat COMIA-leikkuupuumurit ovat melko uusi tuotesarja, jonka valmistus on aloitettu vuonna 2012. Opinnäytetyöni tuotekehitys keskittyy juuri kyseiseen leikkuupuumurisarjaan. Seuraavassa on kuva kyseisen malliston C8-leikkuupuumurimallista (Kuva 1).



Kuva 1. COMIA (www.sampo-rosenlew.fi)

Toinen erittäin suosittu, edelleen tuotannossa oleva leikkuupuumurimalli on Classic-sarja, jota valmistetaan myös Porissa mallin suuren kysynnän vuoksi. Classic leikkuupuumurit perustuvat vanhempaan 2000-sarjan Sampo-leikkuupuumureihin niin ulkonäöltään kuin tekniikaltaankin. Sampo-Rosenlew aloitti myös vuonna 2013 yhteistyön maailman suurimman maa- ja metsätalouskonevalmistajan John Deeren kanssa. Tämän seurauksena Porissa on aloitettu Sampon COMIA-sarjan isoihin leikkuupuumurimalleihin pohjautuvan John Deere W440, sekä pienempiin malleihin pohjautuvan W330 (Kuva 2) puimurien valmistus, joita John Deere markkinoi Länsi-Eurooppaan.



Kuva 2. W440 (www.deere.de)

Tämän lisäksi Porin yksikössä valmistetaan kolmea eri kokoluokan harvesterimallia. Kokoluokat kattavat niin ensiharvennukset kuin päätehakkuutkin. Alla olevassa kuvassa (Kuva 3) on uusi harvesterimalli HR46. Näiden lisäksi, uusimpana julkaisuna on esitelty ensimmäinen kuormatraktori FR28, joka täydentää yrityksen metsätyökonevalikoimaa.



Kuva 3. HR46 (www.sampo-rosenlew.fi)

2.3 Opinnäytetyö

Inspiraatio tämän opinnäytetyöaiheen eteenpäin viemiseksi lähti kesätöiden aikana, COMIA-linjalla työskentelyni aikana. Viljasäiliön korokelaitojen suunnittelu oli houkutteleva työn aihe, sillä kyseessä oli täysin uuden lisäosan rakentaminen ja työssä sai käyttää monipuolisesti opiskeluaikana opittuja taitoja. Oman innoituksensa työn aloittamiseksi antoi suurempien konevalmistajien toimesta valmistetut vastaavat korokelaidat. Kuvassa (Kuva 4) on esimerkkinä maatalouskonevalmistaja Claasin ratkaisu viljasäiliön kannesta.



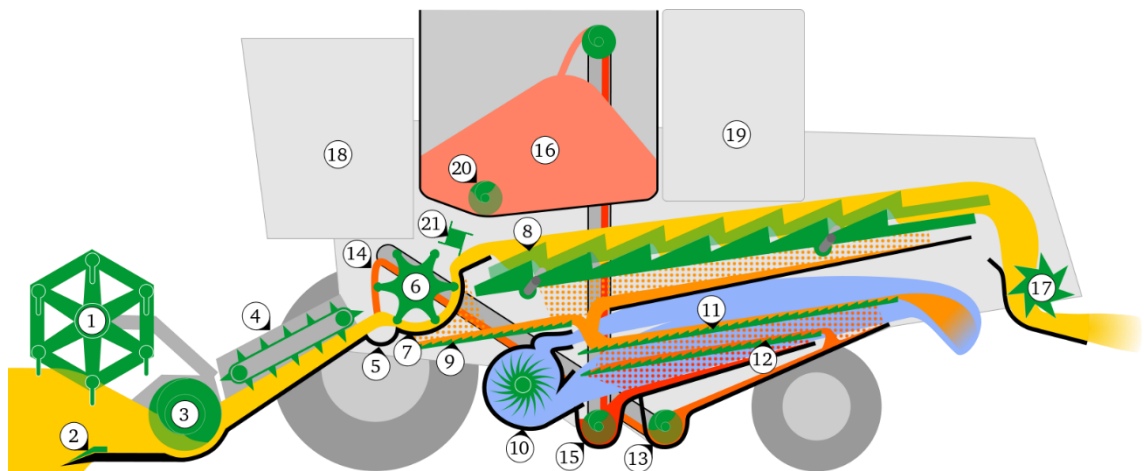
Kuva 4. CLAAS-leikkuupuimuri (www.carsbase.com)

Aukeavalla viljasäiliön kannella saadaan monia hyötyjä. Viljasäiliön tyhjennuskertojen välinen aikaväli pitenee suuremman tilavuuden ansiosta, jolloin kokonaisuudessaan tyhjennuskerrat harventuvat. Tämän avulla päästään lähemmäs suurten kokoluokkien puimureiden ominaisuuksia, kasvattamatta itse konekokoja tarpeettoman suureksi. Konekoon kasvaminen ei usein ole edes toivottavaa Suomen viljelyolosuhteissa, koska peltojen koot ovat pieniä ja pellolta toiselle tehtäviä koneen siirtoja voidaan joutua tekemään päivän aikana useita. Tämän lisäksi pelto- ja maanteitä, sekä isoja valtaojia ylittävät sillat saattavat olla hyvinkin kevytrakenteisia, jotka eivät kestä suurten työkoneiden painoa.

3 TEORIA

3.1 Leikkuupuimurin käyttö

Leikkuupuimuri on maatalouskone, jota käytetään sadonkorjuuajana viljelykasvien siementen puimiseen. Puimurilla erotetaan siemenet viljakasvin muista osista, kuten oljista ja ruumenista. Oljet ovat osa viljelykasvin vartta ja ruumen taas käsittää viljelykasvista irtoavat muut osat kuten akanat, lehdet ja muut pienet osaset. Yleisten suomalaisten viljelykasvien kuten ohran, kauran, vehnän ja rukiin lisäksi leikkuupuimurilla voidaan puida myös muita erikoiskasveja kuten hernettä, soijapapua, erilaisia ölykasveja kuten rypsiä tai vaikkapa maissia. Seuraavaan kuvaan (Kuva 5) on numeroitu leikkuupuimurin sisällä sijaitsevat puintikoneiston eri osat.

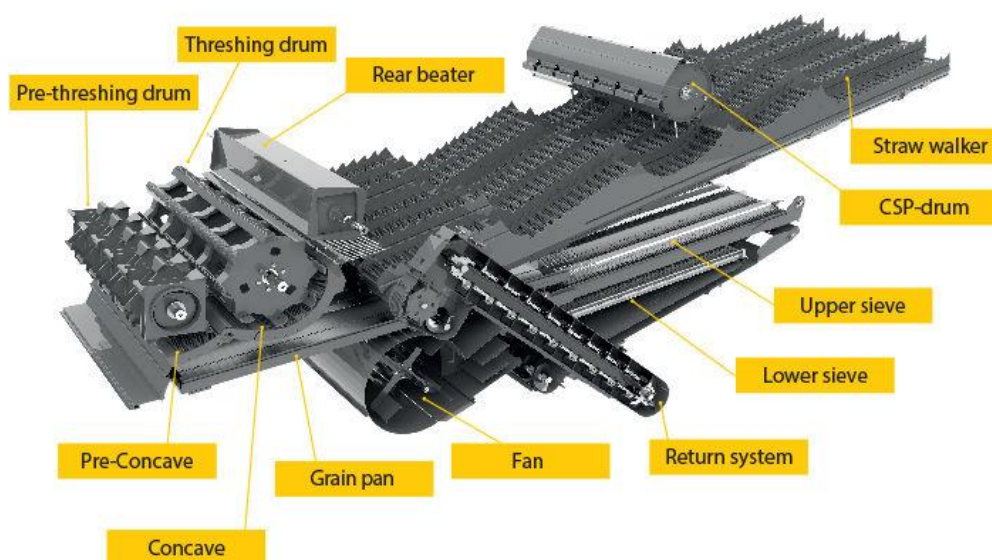


Kuva 5. Leikkuupuimurin rakenne (<http://fi.wikipedia.org/>)

Kuvassa (Kuva 5) on numeroituna puimurin eri rakenteet seuraavasti: 1. Laonnostokela, 2. Leikkuuterä, 3. Syöttöruuvi, 4. Syöttökuljetin, 5. Kiviloukku, 6. Puintikela, 7. Varstasilta, 8. Kohlimet, 9. Viettopinta, 10. Lietso, 11. Yläseula, 12. Jyväseula, 13. Rajaiskierukka, 14. Rajaiselevaattori, 15. Jyväkierukka, 16. Viljasäiliö, 17. Silppuri, 18. Ohjaamo, 19. Moottori, 20. Tyhjennysruuvi, 21. Olkikela.

3.2 Leikkuupuurin tekniikka

Puurin etu-osassa sijaitsevan leikkuupöydän tehtävä on viljan varren leikkaaminen ja viljan kuljettaminen eteenpäin. Leikkuupöydässä pyörivä laonnostokela avustaa viljan syötössä leikkuupöydän syöttöruuville, joka kokoaa ja syöttää viljan edelleen syöttökuljettimelle. Tämän jälkeen vilja syötetään puintikelalle, joka hieroo katkaistua viljaa varstasiltaa vasten. Puintikelalla tapahtuvassa viljan puinnissa siemenet irtoavat kasvin muista osasista ja päätyvät varstasilan läpi seulaston päälle kuljetettavaksi. Puintikelan takana sijaitseva olkikela avustaa olkien eteenpäin siirrossä. Kelalta ulos tuleva olki jatkaa matkaansa kohlimien päällä kohti puurin takaosaa. Kohlimet ovat porrastettuja kaukaloita, jotka tekevät edestakaista liikettä pituussuunnassa koneen sisällä, jolloin olki liikkuu helposti taaksepäin. Kohlimet erottavat oljista vielä loput jyvät, jotka eivät irronneet oljista puintikelalla. Kuljetuksen päätteeksi oljet tippuvat puurin takaosassa sijaitsevaan silppuriin, joka katkoo oljet pienemmiksi pätkiksi, minkä avulla puitu kasviaines levittyy peltoon paremmin ja helpottaa tulevaa pellon muokkaamista.



Kuva 6. Puintikoneisto (www.sampo-rosenlew.fi)

pre-threshing drum = esipuintikela	fan = lietso
threshing drum = puintikela	return system = rajaiskuljetin
rear beater = olkikela	lower sieve = alaseula
pre-concave = esi-varstasilta	upper sieve = yläseula
concave = varstasilta	CSP-drum = pöyhinrumpu
grain pan = heittokuljetin	straw walker = kohlin

Puintikelalta irronnut vilja jatkaa niin ikään matkaansa kohlimien alapuolella seulojen päällä, mitkä kuljettavat viljaa samalla periaatteella eteenpäin kuin kohlimetkin. Lietso on suuri puhallin puimurin pohjassa, minkä puhaltama ilmavirta johdetaan seulojen lävitse. Tämän ilmavirran avulla seulojen päällä kuljetettavasta viljasta erotellaan pienet ja keveät kasvin osat eli ruumenet. Ruumenet puhalletaan ulos puimurin takaosasta silppurin alle.

Valmis seulottu vilja siirretään puimurin pohjalta elevaattorin avulla ylös viljasäiliöön, josta vilja siirretään edelleen tyhjennystorvea pitkin traktorin perävaunuun. Vilja jonka puinti on jäänyt kesken kuljetetaan rajaiselevaattorin avulla uudestaan takaisin puintikelalle, jolloin vilja kulkee koneiston läpi uudelleen ja erottuu sekä puhdistuu paremmin.

3.3 Käyttö-olosuhteet

Leikkuupuimurin käyttö Suomessa sijoittuu yleensä syksyyn, elo–syyskuun vaihteeseen. Muissa maissa kasvukauden ollessa pidempi käyttö voi olla jopa ympärivuotista. Pääsääntöisesti puimurin käyttö sijoittuu kuitenkin lämpimiin ajanjaksoihin, jolloin vilja tulee eli valmistuu. Kylmiä käyttöolosuhteita ei siis juurikaan ole.

Yleensä sato päästään puimaan poutasäällä, mikä on myös viljelijöiden kannalta toivottavaa, alhaisen viljan kosteuden vuoksi. Runsassateisina vuosina viljaa voidaan kuitenkin joutua puimaan hyvin märkänä, ja hetkellisesti jopa tihkusateessa. Tällaisina vuosina pellot saattavat vettyä hyvinkin märäksi, mikä vaatii puimurin ajo-ominaisuuksilta enemmän. Märät pellot ovat upottavia, jolloin huomion kohteeksi nouseekin koneen paino, renkaiden kantavuus märässä maassa sekä vetävien renkaiden lukumäärä. Koneen painoon oleellisesti vaikuttaa viljasäiliön tilavuus ja siellä kuljetettavan viljan määrä. COMIA-leikkuupuimurin paino on mallista riippuen 8 tonnin poremmin puolin. Puimuriin on saatavilla 3.7–5.2 m³ suuruinen viljasäiliö, jolloin koneen paino voi nousta helposti yli 12 tonniin, kun säiliö ajetaan täyteen viljaa. Painavalla kuormalla pellon kantavuus saattaa pettää ja vierintävästus voi kasvaa hyvinkin suureksi. Nämä kaikki ajettavuuteen vaikuttavat ominaisuudet pitää ottaa huomioon suunniteltaessa suurempaa viljasäiliön tilavuutta.

4 TUOTEKEHITYS

4.1 Vaatimukset

Kehitettävälle tuotteelle asetettiin heti aluksi muutamia vaatimuksia joiden mukaan tuotekehitystä alettiin toteuttaa. Seuraavassa käydään hieman tarkemmin läpi muutamia seikkoja, joita pitää suunnittelun edetessä ottaa huomioon.

Lisälaidoista tulee oma moduulinsa, joka on mahdollista asentaa jokaiseen tuotantolinjalta tulevaan valmiiseen viljasäiliöön. Tällöin viljasäiliön valmistukseen runkolinjalla ei tarvitse puuttua, eikä viljasäiliöstä tarvita useaa erilaista versiota vaan lisälaidat sopivat jokaiseen koneeseen. Rakenne on oltava mahdollista nostaa lähes valmiina kokonaisuutena tuotantolinjalla viljasäiliön rungon päälle, jossa kokoonpano tapahtuu pulttiliitoksin. Valmiiksi koottu moduuli ja pulttiliitoksin tehtävä asennus mahdollistaa nopean loppukokoonpanon. Lisäksi pulttiliitokset ovat edullisia toteuttaa.

Valmiissa tuotteessa tulee olla mahdollisimman vähän erillisiä osia ja liikkuvan mekanismin on oltava mahdollisimman yksinkertainen. Tällöin tuotteen raaka-aine-, valmistus- ja asennuskustannukset tulevat säilymään mahdollisimman alhaisina. Näin tuote voidaan päättää rakentaa, eikä lisävaruste tule vaikuttamaan leikkuupuimurin tuotantokuluihin liikaa. Hetkellisen pohdinnan tuloksena päädyttiin vaatimukseen, jonka mukaan viljasäiliöön ei saa viedä hydraulikkaa mahdollisten öljyvuotojen vuoksi. Koska viljasäiliöön varastoitava vilja päätyy elintarvikkeeksi, sen joukossa ei saa olla yhtään öljyä. Aukeavan mekanismin käyttö viljasäiliössä pitää siis toteuttaa sähköisesti, pneumaattisesti tai muilla vaihtoehtoisilla tavoilla. Jos mekanismia käytetään viljasäiliön ulkopuolelta, voidaan liike toteuttaa hydraulikalla, koska mahdolliset öljyvuodot ei tällöin päädy viljan sekaan.

Kansi ei saa haitata puimurin käyttöä sateisissa olosuhteissa, jolloin tavoitteena on pitää vilja säiliön sisällä ja vesi säiliön ulkopuolella. Tämä tarkoittaa sitä, että viljasäiliön kannen tulisi olla vesitiivis. Koneen käyttö pitää olla mahdollista riippumatta siitä, onko kansi avattuna vai suljettuna. Tämä mahdollistaa puinnin jatkamisen äkillisen sadekuuron sattuessa ilman, että vesi sataa suoraan koneen viljasäiliöön.

4.2 Ideointi

Tuotekehitys aloitettiin ideoinnilla ja karkealla luonnostelulla paperille ennen varsinaisen suunnittelun aloittamista. Tietynlainen hahmotelma ja idea tulevasta tuotteesta oli kehittynyt ajatuksen tasolla jo kesätöiden ohessa. Seuraavassa osiossa on esitetty muutamia hahmotelmia ja kerrottu vaihtoehtoisista ratkaisuista tulevan kannen rakenteeksi.

Suunnittelun ja ideoinnin apuna käytin muiden leikkuupuimurivalmistajien aiempia ratkaisuja samankaltaisista tuotteista. Vastaavanlaisia avautuvia viljasäiliön lisälaitoja oli toteutettu isompien maatalouskonevalmistajien toimesta suuriin koneisiin, mutta näin pieneen kokoluokkaan vastaavaa tuotetta ei ollut tehty. Opinnäytetyöhön liittyen käytiin vierailemassa mm. Tampereen konemessuilla, jossa päästiin tutkimaan konevalmistajien uusimpia leikkuupuimurimalleja, sekä hakemaan inspiraatiota tuotekehitykseen. Messuilta tallentui matkaan muutamia kuvia, joita käydään seuraavaksi läpi.

Seuraavassa kuvassa (Kuva 7) on valmistaja John Deeren ratkaisu, jossa on käytetty jokaiselle reunalle omaa laitaa avaavaa akselia. Akselit on sijoitettu jokaiselle viljasäiliön reunalle erikseen ja avaavia vipuja on runsaasti. Laitoihin on lisätty rakennetta vahvistavia profiileja ja kulmat on valmistettu mustasta pressusta.



Kuva 7. John Deere-puimurin viljasäiliö (<http://farminindustrynews.com>)

Case:n valmistamissa leikkuupuimureissa on käytetty yhtä akselia, joka avaa ainoastaan päätylaidat, sekä nostaa täyttöruuvien yläasentoon puinnin ajaksi (Kuva 8). Tässä tapauksessa sivulaitoja avaa erillinen mekanismi, joka sijaitsee viljasäiliön ulkopuolella.



Kuva 8. CASE:n viljasäiliö

Eräessä John Deeren leikkuupuimurimallissa täyttöruuviin on kiinnitetty kannen avaava lineaarimoottori, joka nostaa täyttöruuvien ylä-asentoon (Kuva 9). Tästä täyttöruuvista on edelleen johdettu erilliset sauvat sivulaitoihin, joiden avulla laidat saadaan aukeamaan samanaikaisesti täyttöruuvien kanssa.



Kuva 9. John Deeren viljasäiliö

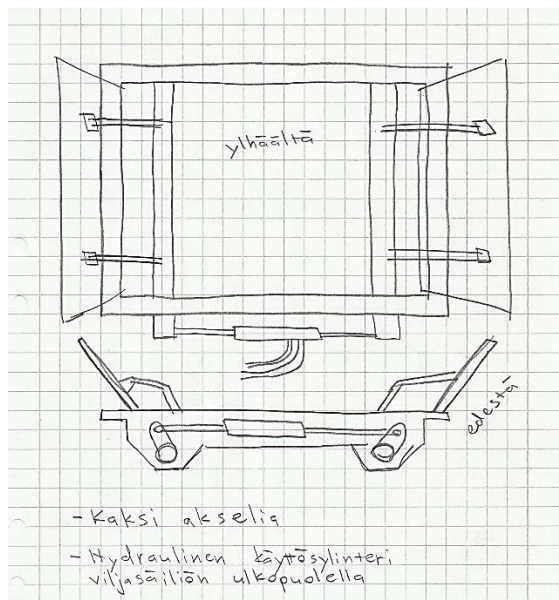
Konevalmistaja New Holland on käyttänyt omassa versiossaan pelkästään jäykkiä peltilaitoja (Kuva 10), jolloin tilavuus jää pienemmäksi, koska laidat eivät avaudu puimurin leveyttä laajemmalle alalle. Laitojen kulmiin ei tässä tapauksessa tarvitse kuitenkaan suunnitella omia pressuja tai laitoja, koska laidat jäävät lähes pystyasentoon. Opinnäytetyössä suunniteltavat laidat tulevat kuitenkin avautumaan enemmän, jolloin lisälaitojen tilavuutta voidaan kasvattaa enemmän verrattuna New Hollandin laitoihin.



Kuva 10. New Holland-leikkuupuimuri (<http://agriculture.newholland.com>)

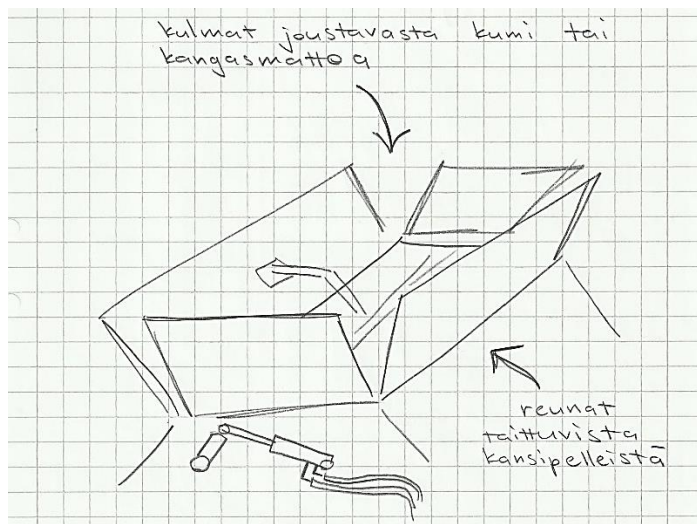
4.3 Luonnostelu

Kannet tulevat kattamaan koko viljasäiliön siten, että kiinni ollessaan kannet ovat vaakasuorassa tasossa, ja eivät siten vaikuta koneen ulkonäköön. Toisin sanoen puimurista ei päälle päin erota onko säiliössä olemassa avautuvaa lisälaitaominaisuutta vai ei. Kannet peittävät säiliön aukon puoliksi, jolloin laitojen ollessa auki, lisälaidat ovat samalla korkeudella molemmin puolin. Kansia avaava käyttölaite mietittiin aluksi olevan hydraulisylinteri, jonka voima oltaisiin välitetty säiliön sisään läpivientilaakereilla. Tällöin mahdolliset öljyvuodot jäisivät säiliön ulkopuolelle. Suunnitelma sisältää kaksi laittoa avaavaa akselia säiliön molemmilla reunoilla, joiden päihin hydraulisylinteri tulee kytkettäväksi. Seuraavassa kuvassa (Kuva 11) periaate mekanismin toiminnasta ja kannetta kattavista laidoista.



Kuva 11. Luonnos 1

Koska sivuille tulevat laidat olisivat varsinaiset kansielementit, voisi etu- ja takalaita olla terästakenteen sijasta vahvaa pressua tai kangasta. Jos laidat tehtäisiin pressusta tai kankaasta, ne pitäisi vahvistaa muotoa ylläpitävillä tukirakenteilla. Tämän takia pressusta valmistettavat laidat kuitenkin evättiin, koska teräsrakenteiset etu- ja takalaidat pitävät jäykän ja kantavan muotonsa paremmin, ilman suurempia tukirakenteita.



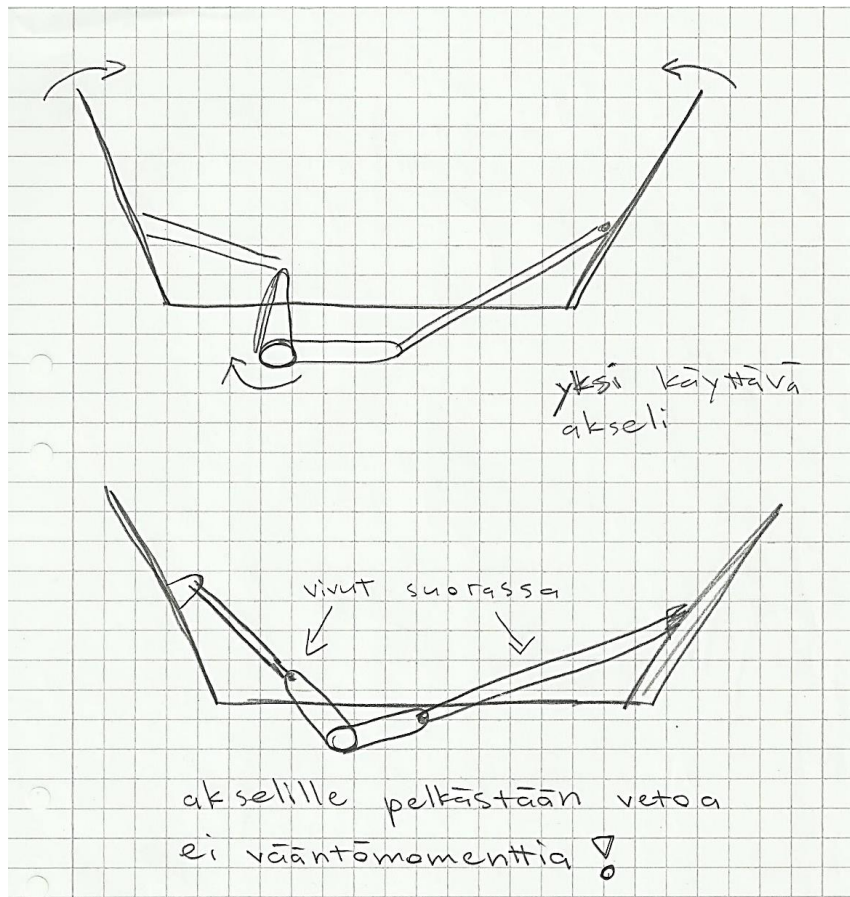
Kuva 12. Luonnos 2

Sen sijaan laitojen kulmat päätettiin valmistaa vahvasta pressu- tai kangasmateriaalista (Kuva 12). Vaihtoehto on kulmiin parempi, sillä pellistä valmistettujen kulmien liikkuvuus ja kääntyvyys on vaikeampi varmistaa. Kulmiin jäävä pinta-ala on myös melko pieni, jolloin kangas tai pressu kestää kuorman paremmin niissä, ja pitää myös muotonsa paremmin. Maatalouskonevalmistaja Case on esimerkiksi käyttänyt vastaavaa ratkaisua täyttämään kulmat (Kuva 13).



Kuva 13. Viljasäiliön lisälaitojen kulma

Jotkin valmistajat ovat rakentaneet jokaiselle laidalle oman kääntyvän akselin, joka avaa kyseisen laidan. Ratkaisu tuntuu kuitenkin kovin monimutkaiselta, ja vaatii koneen rakennuksessa useampaa valmistettavaa osaa, jolloin myös valmistamisen hinta nousee. Toteutusta päätettiin viedä eteenpäin ratkaisulla, jossa kääntyviä akseleita mekaniikassa olisi vain yksi, joka avaisi kaikki sivulaidat yhtä aikaa. Kuten kuvasta (Kuva 14) voi huomata, ideana tässä on myös se, ettei akseliin nyt kohdistu yhtään vääntömomenttia vaikka laidat ottaisivat kuormitusta vastaan. Akselin liike päätettiin tässä tapauksessa toteuttaa säiliön sisään sijoitettavalla sähkömoottorilla, koska sähköjohtojen vieminen säiliön läheisyyteen on paljon helpompaa ja edullisempaa kuin esimerkiksi hydraulikkaletkujen vetäminen samaan kohteeseen. Etu- ja takalaidat tässä tapauksessa valmistettaisiin myös teräslevyistä ja kulmat pressusta.



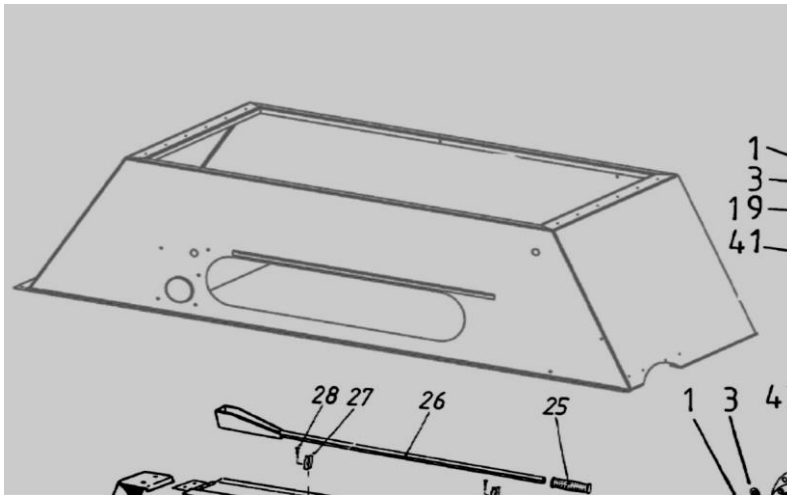
Kuva 14. Luonnos 3

Tämä luonnos jäi parhaimmaksi ja päätettiin viedä suunnitteluvaiheeseen, josko se olisi mahdollista valmistaa toimivaksi kokonaisuudeksi. Muut tähän mennessä valmistetut luonnokset hylättiin. Valitun luonnoksen etuja muihin hahmotelmiin verrattuna oli mm. kokoonpanossa asennettavien osien pienempi lukumäärä, käyttövoiman helpompi asennus sähköisellä lineaarimoottorilla, laitojen jäykät rakenteet ja kulmapressujen joustavat ominaisuudet.

5 SUUNNITTELU

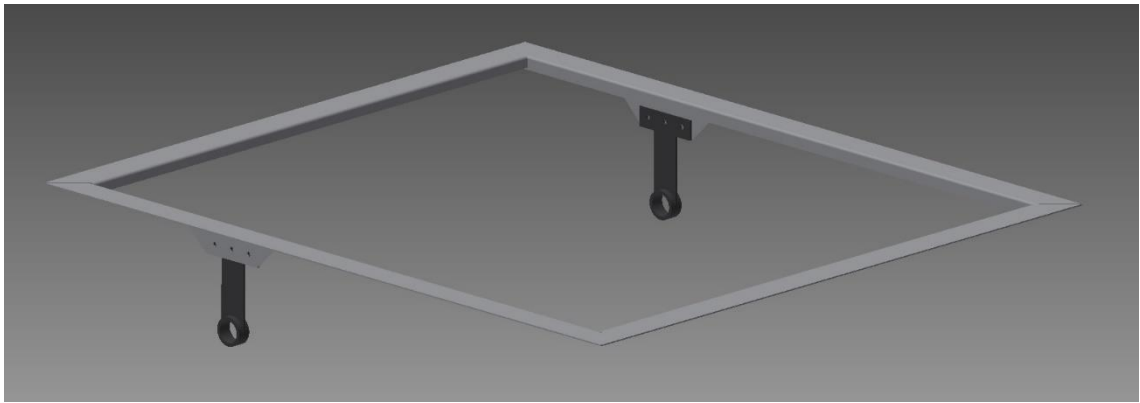
5.1 Runko

Suunnittelu lähti liikkeelle rungon suunnittelusta. Kannen runko on ainut kokoonpanon osa, josta rakenne kiinnitetään viljasäiliön runkoon kiinni. Runko suunnitellaan ensimmäiseksi, koska kannet tullaan mitoittamaan rungon mittoihin sopiviksi. Viljasäiliön rungon mitat määräävät hyvin pitkälle kannen rungon mitat, koska suunnittelemme uuden kannen asennettavaksi suoraan vanhan kannen tilalle. Vanha viljasäiliön kansi on kiinnitetty pulttiliitoksin viljasäiliön rungon päällä sijaitsevaan tasomaiseen reunoja ympäröivään laippaan (Kuva 15), joten uuden kannen kiinnitys kannatta tehdä samalla tavalla kannen valmiisiin liitospintoihin.



Kuva 15. Viljasäiliön ylä-osa (Varaosaluettelo COMIA 2014)

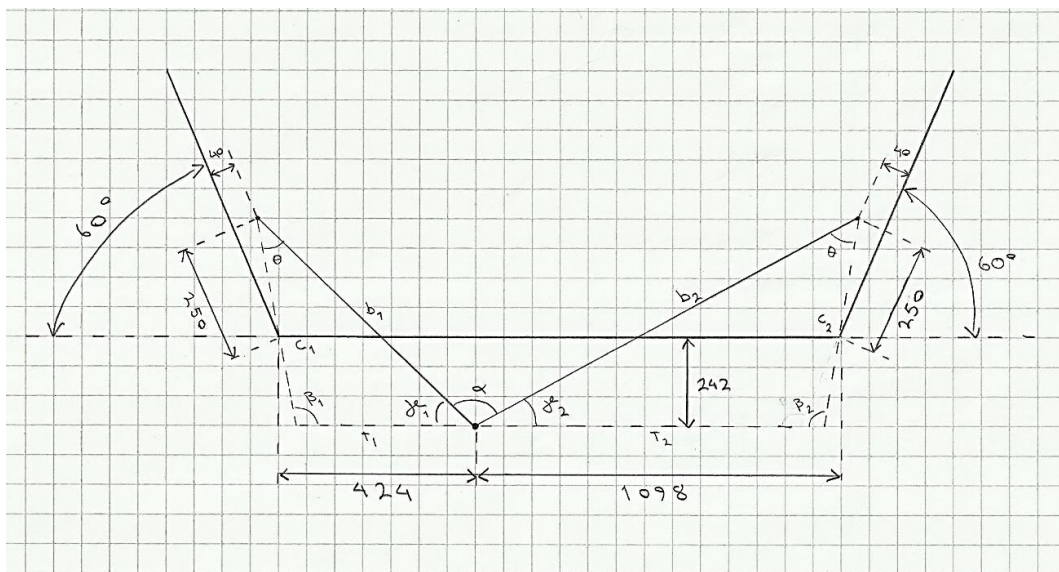
Rungon kehikko valmistetaan neljästä rakenneteräslevystä valmistetusta osasta. Rungon valmistuksen eri vaiheita ovat levyn leikkaus oikeisiin mittoihin, eri osien taittaminen sekä osien yhteen hitsaus. Jokaiseen sivuun tehdään yksi taitos, joka kääntyy alaspäin viljasäiliön sisälle. Taitoksen avulla kannen runkoon kiinnitetään akselia kannattelevat rakenteet. Taitoksen sisäreunaan kiinnitetään myös etumaisen ja takamaisen laidan saranat, jolloin päätylaitojen on mahdollista laskeutua tarvittavan alas kansia suljettaessa. Sivulaitojen saranat kiinnitetään rungon päälle, jolloin molempien sivujen kannet jäävät päätylaitojen yläpuolelle näkyväksi osaksi, kun kannet ovat suljettuina. Rungon taitettavat osat hitsataan kulmista yhteen. Akselia kannattelevat tuet kiinnitetään pulttiliitoksin taitettaviin rungon osiin kiinni, jolloin akselin asennus on helpompaa ja liitos on mahdollista avata koska tahansa (Kuva 16).



Kuva 16. Kannen runko

5.2 Mekanismin kulmien laskenta

Sivulaitojen kaltevuuskulmaksi vaakatasoon nähden asetettiin 60° astetta. Kulmien mitoitukseen vaikutti koneen yläosan muotoilu. Koneen yläosan 60° asteen kavennuksen jatkeeksi sopii vastaavassa kulmassa aukenevat lisälaidat. Mitoitukseen vaikutti myös viljasta aiheutuva kuorma sivulaitoihin. Mitä enemmän laitoja levitetään sitä pienemmiksi kulmat θ_1 ja θ_2 muodostuvat, kuten kuvasta (Kuva 17) nähdään. Tällöin vipuihin b_1 ja b_2 kohdistuvat normaalivoimat kasvavat, joten valittu kulma on hyvä kompromissi vipuihin kohdistuvan normaalivoiman ja laitojen muodostaman tilavuuden suhteen.



Kuva 17. Mekanismin kulmien laskenta

Suunnittelusta geometriasta tiedettiin kuvassa (Kuva 17) esitetyt lähtötiedot. Näiden tietojen avulla voitiin laskea molemmille sivuille tuntemat pituudet t , c ja b , sekä kulmat β , θ ja γ . Tämän jälkeen saatiin tietoon tarvittava kulma α , jonka avulla voidaan mitoittaa vipuvarsiens välinen kulma mekanismia käyttävään akseliin. Kulma α on tärkeä mitoittaa kuvan esittämällä tavalla, koska tällöin akseliin ei kohdistu vääntömomenttia laidoista. Kulman α laskenta onnistui trigonometrialla, jossa käytettiin sini-, cosini- ja pythagoran lausetta (Kaava 1-3). Laskut löytyvät liitteistä (Liite 1).

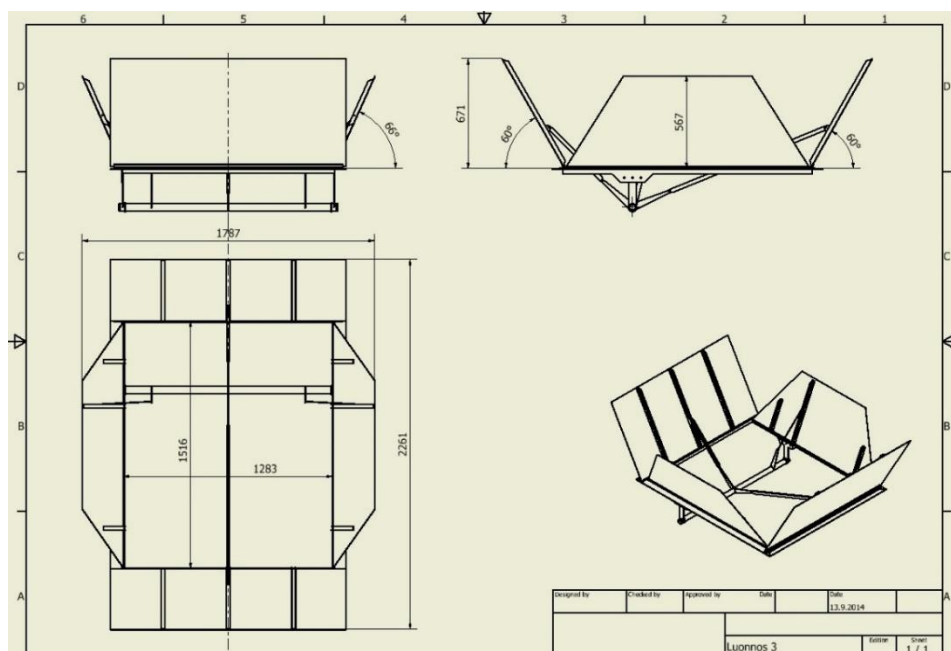
$$c^2 = a^2 + b^2 \quad (1)$$

$$c^2 = a^2 + b^2 - 2 * a * b * \cos \gamma \quad (2)$$

$$\frac{a}{\sin \alpha} = \frac{b}{\sin \beta} = \frac{c}{\sin \gamma} = 2 * R \quad (3)$$

5.3 Laitojen muodostama tilavuus

Kun laitojen kulmat oli mitoitettu ja ensimmäinen karkea malli kansista oli piirretty valmiiksi, laskettiin viljasäiliön kannen kantama viljatilavuus. Tässä otamme huomioon vain kannesta ylöspäin olevan tilavuuden, koska viljasäiliön sisällä oleva tilavuus ei vaikuta kanteen kohdistuvaan kuormaan. Tilavuuden laskut löytyvät myös liitteistä (Liite 2).



Kuva 18. Luonnos: laitojen mitat

Lasketaan ensin kannen muodostaman keskiosan tilavuus V_1 .

$$V_1 = 1283 \text{ mm} * 1516 \text{ mm} * 567 \text{ mm} \approx 1,103 \text{ m}^3$$

Tämän jälkeen sivulaitojen 60° kulmista aiheutuvat tilavuudet reunoissa V_2 .

$$V_2 = \frac{(567 \text{ mm} * 567 \text{ mm} * \tan(30^\circ) * 1283 \text{ mm})}{2} = 0,119 \text{ m}^3$$

Päätylaitojen kulmista aiheutuva vastaava tilavuus on:

$$V_3 = \frac{\tan(24^\circ) * 567 \text{ mm} * 567 \text{ mm} * 2261 \text{ mm}}{2} \approx 0,162 \text{ m}^3$$

Ylimääräistä kuormaa on mahdollista täyttää vielä viljasäiliön laitojen yläpuolelle. Voidaan olettaa, että vilja pysyy pyramidin muotoisessa kasassa, joka ulottuu laitojen reunojen yläpuolelle. Oletetaan muodostuvan pyramidin tahkon olevan korkeintaan noin 30° asteen kulmassa vaakatasoon nähden. Näin pienessä kulmassa viljakuorma voi säilyttää vielä melko hyvin muotonsa pienissä heilahduksissa, eikä lähde valumaan alas. Pyramidin tilavuuden kaavaa hyväksi käyttäen tilavuudeksi saadaan siis:

$$V_4 = \frac{1}{3} * A * h \quad (4)$$

$$V_4 = \frac{1}{3} * 2261 \text{ mm} * 1787 \text{ mm} * \tan(30^\circ) * \frac{1787 \text{ mm}}{2} \approx 0,695 \text{ m}^3$$

Kun kaikki tilavuudet summataan, saadaan kokonaistilavuudeksi:

$$V_{kok} = V_1 + 2 * V_2 + 2 * V_3 + V_4 \quad (5)$$

$$V_{kok} \approx 1,103 \text{ m}^3 + 2 * 0,119 \text{ m}^3 + 2 * 0,162 \text{ m}^3 + 0,695 \text{ m}^3 \approx 2,359 \text{ m}^3$$

Laitojen muodostamaksi tilavuudeksi saadaan lähes kaksi ja puoli kuutiota. Tämä on huomattava lisäys pelkän viljasäiliön kantamaan viljatilavuuteen verrattuna.

Saatavilla olevat viljasäiliön tilavuudet ovat tällä hetkellä mallista riippuen joko 3.7, 4.2 tai 5.2 kuutiota. Jos suunniteltavat lisälaidat rakennetaan esimerkiksi 4.2 kuution viljasäiliön yhteyteen, säiliön tilavuus kasvaisi tällöin noin 56 %.

5.4 Viljakuorman massa

Viljakuormasta aiheutuvan massan ja laitoihin kohdistuvan kuormituksen suuruutta laskettaessa on tiedettävä viljan massan suhde sen tilavuuteen, eli viljan tiheys. Tätä varten selvitettiin eri viljelykasvien tiheyden arvoja. Viljojen tiheyden arvot Suomessa ilmoitetaan yleensä SI-yksiköissä hehtolitrainoina (kg/hl). Alle on koottu (Taulukko 1) yleisimmin suomessa viljeltyjen viljasiementien hehtolitrainot eri vuosina. Taulukossa ilmoitettu hehtolitraino on kyseisen vuoden keskiarvo. Arvot on koottu Eviran julkaisemasta vuosittaisesta raportista: Kotimaisen viljasadon laatuseuranta 2012.

Taulukko 1. Viljalajikkeiden hehtolitrainoja (kg/hl)

Satovuosi	Ruis	Rehuohra	Mallasohra	Kevätvehnä	Syysvehnä	Kaura
1992	76,9	67,4		82	82,3	56,9
1993	74,9	66		80,2	79,8	56,6
1994	75,8	67,7		81,7	80,3	55,5
1995	76,2	67	71,8	82,3	81	58,1
1996	73,8	64,7	70,6	80,8	78,9	58,2
1997	75,6	62,1	64,3	79,1	79,6	55,7
1998	70,6	58,7	63,7	74,1	75,5	54,6
1999	76,6	65,1	69,1	81,2	82	55,2
2000	74,5	61,4	66,2	78,2	80,7	54,9
2001	75,1	63,8	68,5	81,5	81,3	56,2
2002	75,3	61,9	65,1	77,9	81,4	54,4
2003	73,7	61,6	66,9	79,7	78,8	54,9
2004	73	61,1	66,2	76,7	77,3	55,1
2005	75	63,6	67,1	80,2	78,9	55,1
2006	77,3	67,4	70,9	82,6	80,9	55,9
2007	76,4	63,8	67,9	79,6	81,2	56,1
2008	75	63,9	67,5	77,3	80,5	56,4
2009	75	65,3	68,6	81,1	80,3	55,7
2010	76,3	62,4	66,7	80,6	78,8	53
2011	76,2	61,4	64,4	80,7	80,2	55,2
2012	77,1	63,6	69	80,6	81	57,9

Toiseen taulukkoon (Taulukko 2) on koottu harvemmin suomessa viljeltävien kasvien, mutta ulkomailla hyvinkin tavallisten viljelykasvien hehtolitrainoja. Painot on koottu Missourin yliopiston sivuilla, jossa painot on ilmoitettu ensin yksiköissä paunaa/vakka, joka on vanha viljan tilavuusmitta, mutta on edelleen yleisesti käytössä mm. Yhdysvalloissa. Painot on muutettu taulukkoon SI-järjestelmän yksiköihin, kilogrammaa/hehtolitra.

Taulukko 2. Erikoiskasvien hehtolitrainoja

Lajike	Paino (lb/bu)	Paino (kg/hl)
Maissi	56	72,16
Apila	60	77,32
Puuvilla	32	41,24
Pellava	60	77,32
Timotei	45	57,99
Hirssi	50	64,43
Rapsi	60	77,32
Sorgum	50	64,43
Soijapapu	60	77,32
Auringonkukka	32	41,24

Hehtolitrainot on mitattu valmiiksi kuivatusta viljasta joiden kosteus on yleisesti ottaen alle 14,5. Viljan kosteus puintihetkellä on yleensä huomattavasti korkeampi, joka tarkoittaa sitä, että viljan hehtolitraino on pienempi. Pienempi hehtolitraino johtuu jyvän isommasta koosta, koska se sisältää puintihetkellä enemmän vettä. Kun jyvät kuivuvat niiden koko pienenee kosteuden poistuessa jyvistä. Tällöin samaan tilavuuteen mahtuu isompi määrä kuivaa viljaa, kuin kosteaa viljaa, minkä takia myös hehtolitraino on suurempi kuivalla viljalla. Seuraavassa on koottuna alimmat ja korkeimmat viljan puintikosteudet kullekin lajikkeelle vuonna 2012 (Taulukko 3).

Taulukko 3. Puintikosteudet

	Ruis	Rehuohra	Mallasohra	Kevätvehnä	Syysvehnä	Kaura
Puinti-kosteus vuonna 2012 (%)	17–36	15–35	15–33	18–40	18–28	16–35

Kuten taulukoista (Taulukko 1–2) nähdään, painavin viljelykasvi suomessa on useimmiten ollut vehnä, jonka keskiarvopaino on parhaimmillaan ollut noin 82 kg/hl. Erikoiskasvien joukosta painavimmiksi lajikkeiksi nousee apila 72,16 kg/hl, pellava 77,32 kg/hl, rapsi 77,32 kg/hl ja soijapapu 77,32 kg/hl. Nämä lajikkeet ovat kuitenkin kevyempiä kuin vehnä. Mitoitetaan säiliön kansi siis vehnän hehtolitrainon mukaan. Koska 82 kg/hl on keskiarvo parhaista satopainoista, niin se ei ota kantaa parhaimpaan puituun viljapainoon. Tämän takia nostetaan lukemaa vielä hieman korkeammaksi noin 90 kg/hl, jolloin kannen pitäisi kestää parhaimpienkin satovuosien painot. Taulukosta (Taulukko 3) nähdään myös, että alhaisimmat puintikosteudet eri lajikkeilla on yleensä noin 15 prosenttia, joten puitavan viljan hehtolitraino on yleisesti ottaen aina pienempi kuin taulukosta luetut arvot. Viljan painonmuutosta eri kosteusprosentteilla ei siis tarvitse ottaa tässä tapauksessa huomioon.

Kun tiedetään painavin puitava viljalajike ja lisälaitojen aiheuttama lisätilavuus viljasäiliössä, voidaan laskea kuinka suuren painonlisäyksen lisälaitojen kantama kuorma suurimmillaan aiheuttaa paimurin kokonaispainoon.

$$m = \rho * V \quad (6)$$

$$900 \frac{kg}{m^3} * 2,359 m^3 \approx 2100 kg$$

5.5 Viljan kuorma

Ennen materiaalien valintaa ja lujuuslaskentaa piti selvittää leikkuupuimurilla puitavan viljan aiheuttama kuormitus kannen laitoihin ja edelleen avaavaan mekanismiin. Koska leikkuupuimurilla puitavia viljelykasveja on lukuisia, mitoitamme kannen kestämään lajkkeet joilla on suurin hehtolitraino. Toisin sanoen kansi suunnitellaan kestämään painavimmat puitavat viljalajikkeet. Tällöin kansi pystyy luonnollisesti kantamaan kaikki kevyempienkin lajikkeiden aiheuttamat kuormat. Lasketaan ensin miten vilja kuormittaa laitoja, jos viljan oletetaan käyttäytyvän ja kuormittavan laitoja nesteen tapaan. Tässä käytetään hyväksi hydrostaattisen paineen lauseketta. Tämän lisäksi mitataan käytännön järjestelyiden avulla, miten suuren voiman vilja todellisuudessa aiheuttaa laitaan. Mittausten avulla pyritään selvittämään viljan aiheuttaman kuormituksen suuruusluokkaa ja selvittämään miten viljan kuormitus olisi paras mallintaa.

5.5.1 Sivulaitoihin

Lasketaan kuinka suuren sivulaitaa kääntävän momentin viljan kuorma aiheuttaa, kun lisälaidat kannattelevat suurinta mahdollista tilavuutta viljaa, jota systeemiin mahtuu. Määritellään ensin viljan aiheuttaman paineen määrä sivulaitaan. Koska viljan aiheuttamaa painetta ei voi kovin helposti mitata, päätettiin yksinkertaistaa laskentaa olettamalla viljan käyttäytyvän nesteen tapaan. Oletetaan tässä vaiheessa, että varmuus kannen mekanismin kestävyteen kasvaa, koska vilja kannattelee omaa painoaan paremmin eikä leviä yhtä helposti koko tilavuuteen kuin nesteet. Tämän perusteella vilja ei siis kuormittaisi laitoja yhtä paljoa kuin neste. Lasketaan ensimmäiseksi paineen suuruus. Hydrostaattinen paine syvyydellä h on:

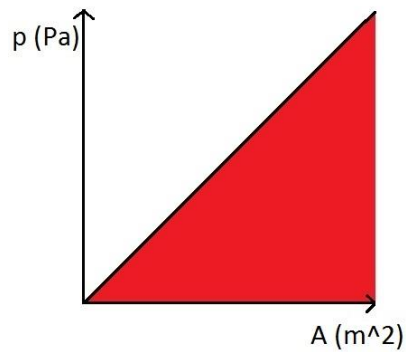
$$p = \rho * h * g \quad (7)$$

Jossa p on hydrostaattinen paine, ρ on nesteen tiheys, h on syvyys ja g maan putoamiskiihtyvyys.

Laitoihin kohdistuva kokonaisvoima saadaan laskettua paineen määritelmästä. Jossa p on viljan aiheuttama paine syvyydellä h , F on voima ja A on laidan pinta-ala, johon paine vaikuttaa.

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

Hydrostaattinen paine kasvaa, mitä syvemmälle alaspäin nesteen pinnasta (tässä tapauksessa viljan huipun pinnasta) mennään. Koska paine ja pinta-ala kasvavat lineaarisesti mitä syvemmälle mennään, voidaan voiman arvo laskea myös graafista integrointia hyväksi käyttäen paine–pinta-ala –kuvaajasta (Kuvio 1).

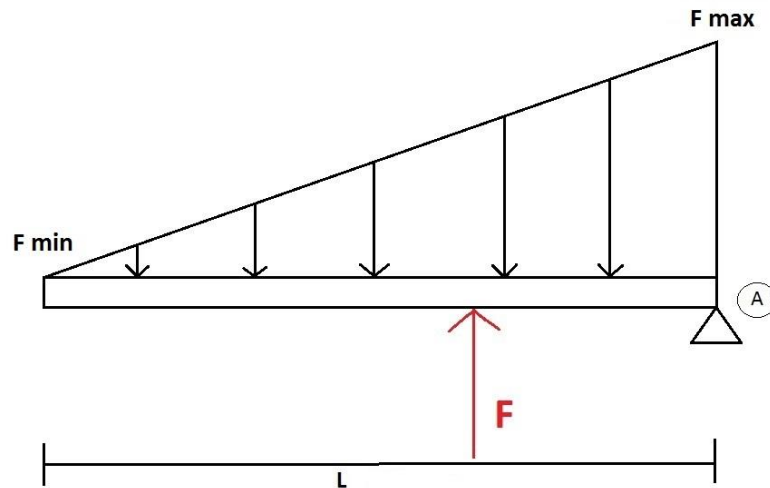


Kuvio 1. Paine–pinta-ala kuvaaja

Laitaan kohdistuva kokonaisvoima saadaan siis laskettua seuraavasti lisäämällä kerroin $\frac{1}{2}$ kaavaan (Kaava 8).

$$F = \frac{1}{2} * A * p \quad (9)$$

Seuraavaksi voidaan laskea laitan kannattelevan sauvan tukireaktiot, kun laitan kohdistuva voima on tiedossa. Paineen kasvun takia alaspäin mentäessä, sen aiheuttama voima on suurin laidan alaosassa ja pienin laidan yläosassa. Seuraavan kuvan (Kuvio 2) palkki kuvaa sivulaitaa, joka on saranoitu pisteestä A.



Kuvio 2. Sivulaidan vapaakappalekuva

Palkin päällä on viljan aiheuttama kuorma ja sauvan aiheuttaman tukireaktion voima F . Viljan kuormasta aiheutuvan resultanttivoiman vaikutussuora kulkee saman pisteen kautta, jossa suorakulmaisen kolmion painopistekin sijaitsee. Voima F saadaan laskettua momenttiehdolla (Kaava 11), jossa vaikuttavien momenttien summa on nolla.

$$M = F * r \quad (10)$$

Kaavassa (Kaava 10) M on laitan kohdistuva momentti, F on voima ja r on voiman varsi. Kun vaikuttavien voimien momenttien summa on nolla, saadaan yhtälö josta momentit supistuvat ja tukireaktio F_{tuki} voidaan ratkaista.

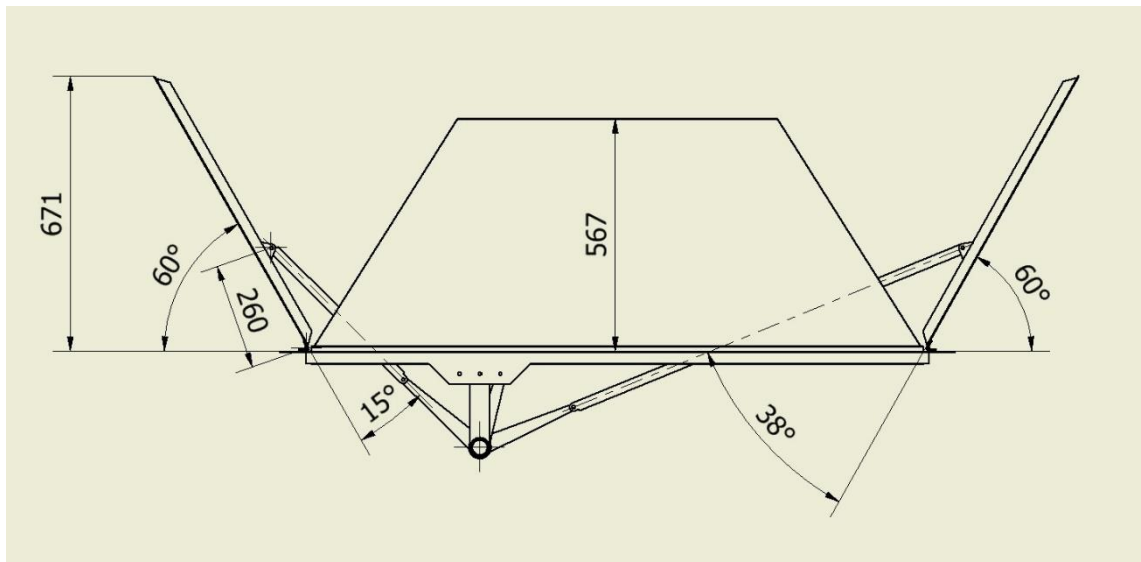
$$M_{vilja} = M_{tuki} \quad (11)$$

$$F_{tuki} = \frac{F_{vilja} * r_{vilja}}{r_{tuki}} \quad (12)$$

Viljan aiheuttama kuorma on siis kolmiokuorma, joka kasvaa lineaarisesti toiseen päähän mentäessä. Kuorman resultanttisuora kulkee kohdassa $1/3 \cdot L$ pisteestä A tarkasteltuna, eli samassa kohdassa kuin kolmion painopiste. Voidaan siis merkitä, että r_{vilja} on yhtä suuri kuin $1/3 \cdot L$. Momenttivarsi r_{tuki} on sauvan kohtisuora etäisyys sivulaidan pyöriakselista, eli laidan saranasta. Momenttivarsi r_{tuki} saadaan ratkaistua helposti trigonometrialla, kun tiedetään sauvan ja kannen välinen kulma. Kulma saadaan mitoitettua kuvasta (Kuva 19), jonka arvoksi saadaan 15 astetta.

$$F_{tuki} = \frac{F_{vilja} \cdot \frac{1}{3}L}{r_{tuki}} \quad (13)$$

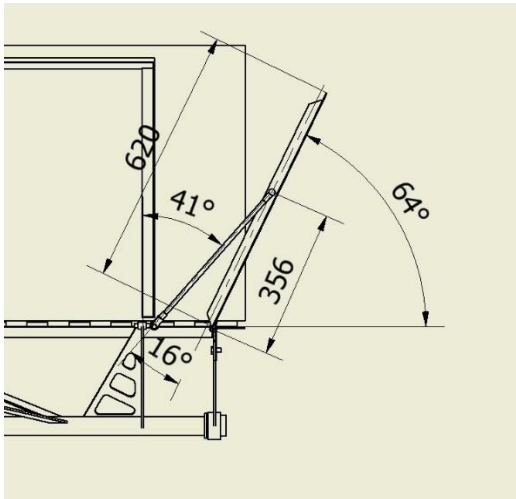
Sauvan vahvuutta mitoittaessa ei tarvitse ottaa huomioon kuin toisen sivun sauvaan kohdistuva tukireaktio. Kun lasketaan tukireaktio epäedullisemmalle tilanteelle eli sen puolen sauvalle, joka on jyrkemmässä kulmassa laitaan nähden, saadaan lasketuksi suurempi tukireaktio. Tämä johtuu siitä, että toisen puolen sauvan ja laidan välisen kulman ollessa suurempi, myös voiman etäisyys pyöriakselista eli saranan kautta on suurempi. Tällöin tukireaktio on vastaavasti pienempi, koska voiman varsi kasvaa. Tämän takia myös toisen puolen sauva kestää kuormituksen, jos mitoitamme sauvat suuremman tukireaktion mukaan.



Kuva 19. Sivulaitojen kulmat

5.5.2 Päätylaitoihin

Päätylaitoihin kohdistuva paine ja kokonaisvoima saadaan laskettua samalla tavalla kuin sivulaitojen vastaavat tapaukset edellä laskettiin. Laskuissa käytetyt mitat on saatu kuvan (Kuva 20) mukaisesti. Kaikki laitojen kuormien laskut on esitetty liitteissä (Liite 3).



Kuva 20. Päätylaitojen kulmat

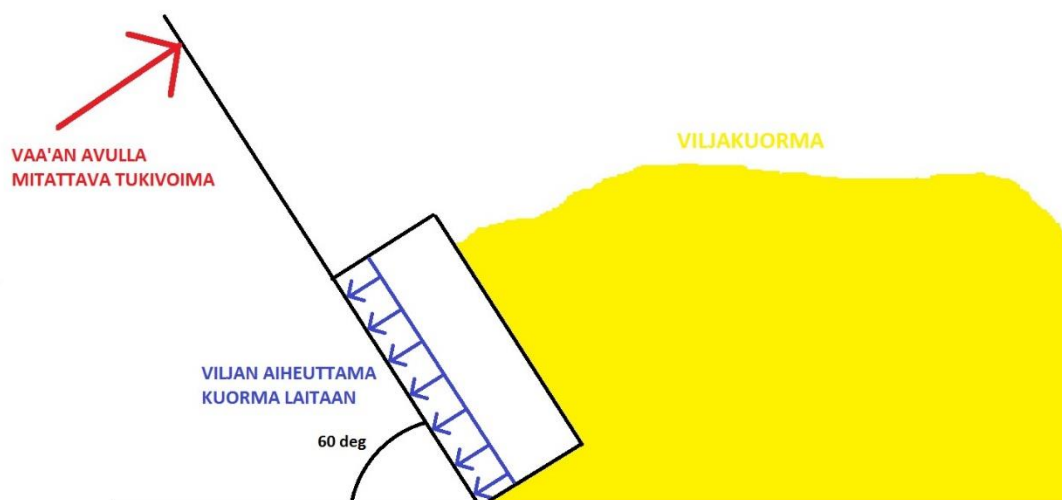
5.5.3 Mittaus

Kuormituksen suuruuden selvittämiseksi suoritettiin käytännön mittauksia, joiden avulla päästiin käsiksi viljakuormasta aiheutuvien voimien suuruusluokkaan. Mitausten avulla pyrittiin selvittämään kuinka lähelle todellisuutta päästään, jos kannen mitoituksessa käytetään hydrostaattisen paineen avulla laskettujen voimien arvoja. Mittauksia varten valmistettiin vanerilevy, joka jäljitteli viljasäiliön kannen sivulaitaa (Kuva 21). Levyyn valmistettiin jalat jotka määrittivät levyn ja alusta väliseksi kulmaksi 60 astetta. Kuorman mittaamista varten levyyn lisätti varsi, jonka avulla kuorman mittaaminen onnistui tavallisella digitaalivaa'alla. Sivulaitaa kannattelevan kuorman suuruus voitiin lukea vaa'asta hetkellä, kun levyn jalat alkoivat juuri ja juuri irrota alustasta. Mitatun voiman ja vipuvarren avulla voitiin selvittää laitaa kaatavan momentin suuruus mittauksissa käytetyllä viljan hehtolitrainolla.



Kuva 21. Mittauslevy

Seuraavassa kuvassa on vapaakappalekuvaksi yksinkertaistettu malli mittaustapahtumasta. Mittaukset suoritettiin viljavarastossa, jossa viljasta oli mahdollista rakentaa kuvan (Kuva 22) mukainen viljakuorma valmistamaamme sivulaitaa vasten. Laidan molempiin reunoihin lisättiin sivulevikkeet, jotka estivät viljan leviämistä laidan päältä ja helpotti viljakuorman rakentamista laitaa kohti. Koska laitaa työnnetään ylhäältä, laidan alareuna käyttäytyy maata vasten nivelen tavoin. Kuten kuvasta nähdään, vaa'alla mitattavan voiman aiheuttaman momentin ollessa hieman suurempi, kuin viljan kuorman aiheuttama momentti, laita alkaa kääntyä oikealle.



Kuva 22. Mittausten vapaakappalekuva

Mittauksissa käytetyn viljan hehtolitraino mitattiin juuri tähän käyttötarkoitukseen tarkoitettun Wile-merkkisen hehtolitrainovaa'an avulla (Kuva 23). Vaaka on hyvin yksinkertainen sekä helppokäyttöinen. Vaa'an toisessa päässä oleva kuppi täytetään kokonaan mitattavalla viljalla. Tämän jälkeen vastapainoa liikutetaan mitta-asteikolla kunnes punnuksessa sijaitseva vesivaaka asettuu tasapainoon. Nyt kun vaaka on asettunut tasapainoon, asteikolta voidaan lukea viljan ominaispaino joko yksikössä kg/hl tai lb/bu.



Kuva 23. Wile vaaka

Digitaalivaa'asta saatu kuorma on kilogrammoja joten vaakaan kohdistuva kuorma pitää muuttaa ensin newtoneiksi. Voiman suuruus saadaan laskettua mekaniikan toisesta peruslaista (Kaava 6), jonka mukaan voima F antaa massalle m kiihtyvyyden a seuraavasti:

$$F = m * a \quad (13)$$

Mittaus suoritettiin useaan kertaan, koska virheen tapahtumisen mahdollisuus mittauksissamme oli hyvin suuri. Eri mittauksen tuloksista laskettiin niiden keskiarvo, jota käytettiin laskuissa. Usean mittauksen avulla voitiin eliminoida täysin mittaussarjaan kuulumattomat arvot pois tuloksista, ja keskiarvon laskennan avulla päästiin lähemmäs todellisuutta vastaavaa tuloksen arvoa. Taulukkoon (Taulukko 4) on koottu mitattuja tuloksia ja laskettu keskiarvo.

Taulukko 4. Mittaustulokset

Kuorma (kg)	Kuorma (N)	Keskiarvo (N)
3,6	35,316	34,50
3,0	29,43	
3,2	31,392	
4,2	41,202	
3,8	37,278	
3,3	32,373	

Koska voiman mittaamiseen käytettiin tavallista digitaalivaakaa kiihtyvyyden a arvoksi asetetaan maan putoamiskiihtyvyys g , jonka arvo on noin $9,81 \text{ m/s}^2$. Momentti saadaan laskettua kun kerrotaan voiman suuruus, voiman etäisyydellä pyörimisakselin suhteen. Kaavassa (Kaava 10) M on laitaa kaatavan momentin suuruus, F laitaa kohdituva voima ja r voiman etäisyys pyörimisakselista.

$$M = F * r$$

Viljan aiheuttama, laitaa kaatava momentti mitatulla hehtolitrainolla saadaan siis sijoittamalla viljan aiheuttama voima (Kaava 13) momentin lausekkeeseen (Kaava 10) seuraavasti.

$$M = m * g * r$$

5.6 Mitoituksen varmuus

Lasketaan kuinka suuri varmuuskerroin saadaan, kun mallinnetaan viljan kuormaa hydrostaattisen paineen lasusekkeen avulla. Selvitetään ensin hydrostaattisen paineen lausekkeen kautta saatu viljan aiheuttama momentti sivulaitaan, käyttämällä samaa hehtolitrainoa kuin mittauksissa. Tämän jälkeen jaetaan laskuissa saatu momentti $M_{hydr.}$, mittauksissa saadulla momentin arvolla $M_{mitattu}$. Muodostetaan varmuuskertoimen lauseke (Kaava 14) ja sijoitetaan lasketut momentit kyseiseen lausukkeeseen.

$$n_{mitoitus} = \frac{M_{hydr.}}{M_{mitattu}} \quad (14)$$

$$\frac{60,643 Nm}{59,736 Nm} \approx 1,02$$

Mittauksissa saatuja tuloksia voidaan pitää melko hyvinä, vaikka mittausolosuhteemme ei vastannutkaan täysin kannen laidoissa tapahtuvaa kuormitusta. Suurin virhettä aiheuttava tekijä mittauksissa oli käytetyn digitaalivaa'an tarkkuus. Lähemmäs todellista tilannetta emme kuitenkaan tässä vaiheessa olisi voineet päästä, koska käytimme kuorman muodostukseen oikeaa viljaa, jota valmiilla kannella tullaan kannattelemaan. Puusta valmistetun laidan mallin paino ei poikennut niin suuresti tulevan kokoonpanon laidan painosta, että se olisi pitänyt tässä vaiheessa ottaa huomioon. Mittauksissa käytetyn viljan hehtolitrapainolla ei ollut vaikutusta varmuuskertoimen tarkkuuteen, koska molemmat momentit laskettiin käyttämällä mittauksissa käytetyn viljan painoa. Kaikki mittauksiin liittyvät laskut esitetään liitteissä (Liite 4).

Mittausten avulla päästiin kiinni laidoissa esiintyvien voimien suuruusluokkaan. Saatu varmuuskerroin on lähes yksi. Mittaustemme mukaan hydrostaattisen paineen avulla laskettu kuormitus vastaisi siis täydellisesti todellista kuormitustilannetta. Vaikka mittauksissa saatu tulos muuttuisi vähän, varmuusluku olisi edelleen lähellä yhtä ja voimien suuruusluokka edelleen sama. Tämän perusteella voimme siis mitoittaa kannen laidat ja mekanismit käyttämällä hydrostaattisen paineen avulla laskettujen kuormitusten arvoja. Koska tämä mitoitus tapa vastaa melko hyvin todellista kuormitustilannetta, täytyy varmuusluku tarkastella kaikille kokoonpanon komponenteille erikseen.

5.7 Kylkisauvan mitoitus

Sivulaitoja liikuttavat ja kannattelevat tukiliuskat, jotka välittävät kuormasta aiheutuvat voimat akselille on kiinnitetty sivulaitoihin ja akselin vipuihin nivelliitoksilla. Tämän takia voimme tarkastella tukiliuskoja sauvaelementteinä mitoituksen yhteydessä. Koska molemmista päistä nivelletyillä sauvoilla voi esiintyä vain normaalijännitystä, voidaan normaalijännitys laskea kaavasta (Kaava 15).

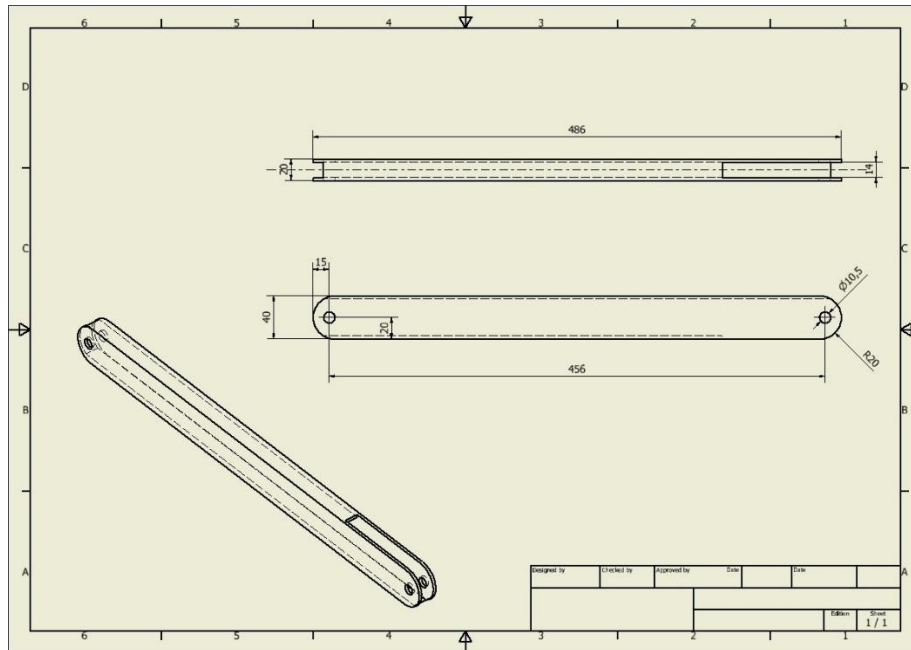
$$\sigma = \frac{N}{A} \quad (15)$$

Jossa σ on normaalijännityksen suuruus, N on sauvaan vaikuttava normaalivoima ja A sauvan poikkipinta-ala. Kun normaalijännitys on tiedossa, voidaan laskea varmuusluku valitulle sauvalle ja sen kestävyydelle seuraavanlaisesti.

$$n = \frac{R_e}{\sigma_{sall}} \quad (16)$$

Tässä n on varmuusluku, R_e on sauvan myötöraja ja σ_{sall} on sallittu jännitys. Kun vaaditaan pitkää käyttöikää ja luotettavinta ratkaisua, valitaan sellainen materiaali, jonka myötöraja tuottaa suuren varmuusluvun. Jos halutaan optimaalisinta mitoitusta, esimerkiksi pienintä mahdollisinta rakenteen painoa, hintaa tai kokoa, valitaan myötöraja jolla varmuusluku on pieni.

Kylkisauvan mahdolliseksi profiiliksi tarkasteltiin Ruukin valmiita kylmämuokattuja teräsprofiileja ja ohutseinäputkia. Vaihtoehto on edullinen, koska profiilia on heti saatavilla, eikä sauvaa tarvitse alkaa erikseen valmistamaan. Aluksi tarkasteltiin erilaisia U-profiileita sauvan materiaaliksi. Näissä esiintyvät jännitykset kasvoivat kuitenkin niin suuriksi, että päädyimme käyttämään sauvan rakenteena suorakaiteenmuotoista ohutseinäputkea. Ruukin double grade 40 x 20 x 3 profiili soveltui käyttöön hyvin niin lujuusominaisuuksiltaan, kuin profiilin geometrialtaan. Sauvan rakenteeksi muokkautui lopulta seuraavanlainen muoto (Kuva 24), joka toimii sujuvasti kantta avattaessa ja suljettaessa. Valmiiseen putken profiiliin tehtävät muutokset eivät ole suuria, joten ne on helppo toteuttaa yksinkertaisillakin työstömenetelmillä.



Kuva 24. Oikean puolen sauvan mitoitus

5.8 Nivelten pulttiliitokset

Valitaan nivelten liittostavaksi yleisesti käytetty pulttiliitos, koska se on helppo asentaa ja irroittaa, sekä oikein käytettynä hyvin luotettava ja halpa. Pulttiliitosten haittapuolena on ruuveissa esiintyvät epäjatkuvuuskohdat, joissa esiintyy suuria jännityshuippuja. Toinen liitosten hallittavuuteen vaikuttava ominaisuus on kiristysmomentti, joka vaikuttaa paljon ruuvin väsymislujuuteen ja kiinnipysymiseen. Kiristysmomentti on varsinkin asennuksia tehtäessä vaikea hallita ilman asianmukaisia työkaluja.

Nivelissä käytettävät pulttiliitokset on sijoitettu poikittain, niiden kantamaan kuorman nähden. Tämän takia voidaan siis olettaa että liitoksessa esiintyy ainoastaan leikkausvoimia. Ruuvissa esiintyvä leikkausjännitys ja varmuusluku on mahdollista laskea samaan tapaan kuin normaalijännitys, kun tiedetään liitokseen vaikuttava voima F ja leikkautuvan materiaalin poikkipinta-ala A . Leikkausjännitys voidaan laskea kaavalla (Kaava 17), jossa Q on ruuviin vaikuttava leikkausvoima, kuten kuva (Kuvio 3) havainnollistaa.

$$\tau = \frac{Q}{A} \quad (17)$$

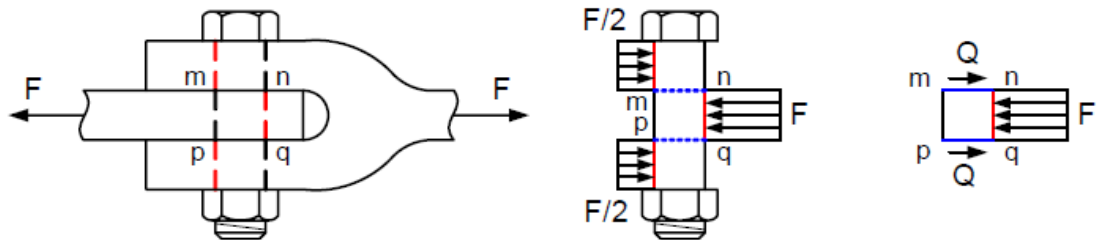
Kaavassa (Kaava 17) τ on ruuvissa esiintyvä leikkausjännitys. Leikkaukselle saadaan varmuusluku vastaavasti, kun normaalijännitysten tapauksessa. Jaetaan vaurioon johtava leikkausjännitys τ_s sallitulla jännityksellä τ_{sall} .

$$n = \frac{\tau_s}{\tau_{sall}} \quad (18)$$

Ruuvissa leikkautuva pinta-ala, johon jännitys vaikuttaa voidaan laskea seuraavasti.

$$A_s = \frac{\pi}{4} (d_2 + d_3)^2 \quad (19)$$

Jossa A_s on jännityspinta-ala, d_2 on kylkihalkaisija ja d_3 on sydänhalkaisija. Tavallisimpien metristen ISO-vakiokierteiden halkaisijat, joita laskuissa käytettiin ovat peräisin taulukosta (Liite 9).



Kuvio 3. Ruuviin vaikuttavat voimat (Lähteenmäki 2012)

Käytettäväksi pultiksi valittiin ISO-vakiokierteinen M10 ruuvi. Ruuvin varmuudeksi laskennasta saatiin lukuarvo 8. Ruuvin varmuutta määräävämpi tekijä ruuvin valitsemiseen oli sivulaidan ja sauvan yhteisessä kiinnityspisteessä esiintyvät jännitykset. Maksimijännitykset sauvassa pieneni noin 200 MPa, kun käytettiin M10 ruuvia M6 ruuvien sijaan. Sauvan, pultin sekä sivulaidan välisen liitoksen kestävyys varmistettiin FEM-mallinnusta apuna käyttäen luvussa 6.

5.9 Akselin taipuma

Akseli valmistetaan rakenneputkesta, jonka ulkohalkaisijaksi mitoitetaan 45 mm. Ensimmäinen ulkohalkaisijan mitoitusta määräävä tekijä on akseliin liitettävien vipujen hitsausmahdollisuus. Putken halkaisija on oltava tarpeeksi iso, jotta hitsiliitoksesta saadaan tarpeeksi leveä, mikä kantaisi kaikki vipuun välittyvät voimat. Putken seinämävahvuus on oltava myös tarpeeksi paksu, jolloin hitsaus on helppo suorittaa. Toinen mitoittava tekijä on akselin päihin saatavilla olevien laakerien sisähalkaisijat, koska akseli on oltava mahdollista laakeroida molemmista päistä viljasäiliön kannen runkoon. Kolmas mitoituseruste on akseliin johdettavien voimien aiheuttama akselin taipuma. Seuraavaksi lasketaan sopiva seinämävahvuus rakenneputkelle, jotta akselin taipuma ei olisi liian suuri. Laskuissa käytetään viljan aiheuttamaa suurinta mahdollista kuormitustapausta.

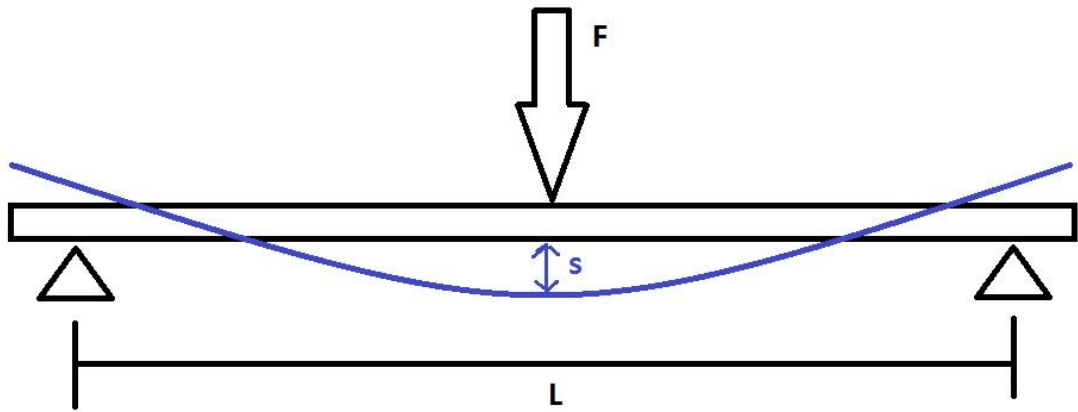
Suurimmat akselia kuormittavat voimat ovat sivulaitoihin kohdistuvat viljan aiheuttamat kuormat. Varmistetaan ettei voimista aiheutuva resultanttivoima taivuta akselina toimivaa putken profiilia liikaa. Lasketaan akselin taipuma ensin yksinkertaistetulla käsinlaskennalla, jonka aloitamme laskemalla neliömomentin I akselina toimivalle rakenneputkelle (Kaava 20).

$$I = \frac{\pi(d_1^4 - d_2^4)}{64} \quad (20)$$

Putken ulkohalkaisija kaavassa on d_1 ja sisähalkaisija d_2 . Kaksitukisesti kannatetun putken taipuma saadaan laskettua kaavasta (Kaava 21), jos sitä kuormitetaan yhdellä pistekuormalla keskeltä putkea.

$$s = \frac{Fl^3}{48EI} \quad (21)$$

F on kuormittava voima, s on taipuman arvo, E on materiaalin kimmokerroin ja I on profiilin neliömomentti. Seuraavalla kuvalla havainnollistetaan kuormitustapahtumaa (Kuvio 4).

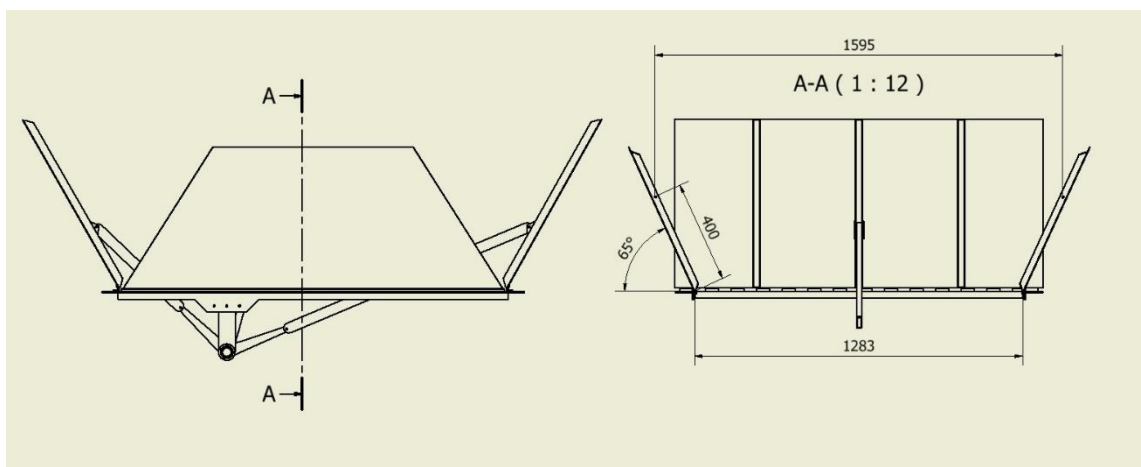


Kuvio 4. Putken taipuma

Laskennasta saatujen tulosten perusteella päädyttiin seinämäpaksuuteen 5 mm. Sisähalkaisija rakenneputkelle on tällöin 35 mm. Akselin taipuman laskenta tietokoneen laskentaohjelmistolla on esitetty luvussa FEM-laskenta. Käsineläskenta löytyy liitteistä (Liite 5).

5.10 Päätylaitojen tuenta

Etu- ja takalaitaa käyttävät sauvat, joiden lujuus ei välttämättä riitä viljan kuorman kannattamiseen äkillisessä jarrutus tai kiihdytystilanteessa. Tämän takia mitoitamme laitojen väliin niitä yhdistävän ja tukevan rakenteen. Seuraavassa tarkastellaan kahta eri vaihtoehtoa tuennalle.

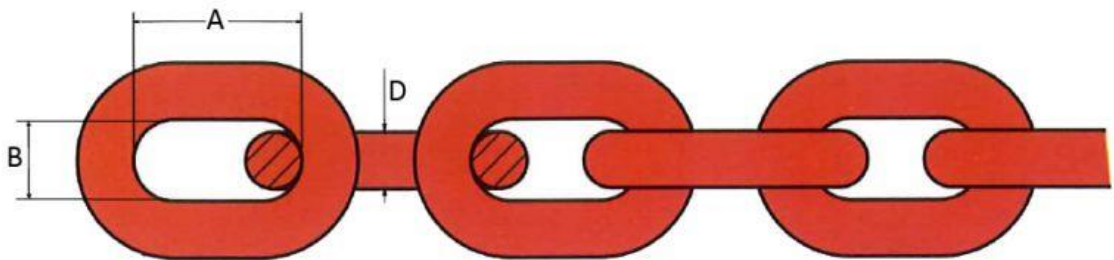


Kuva 25. Tuennan mitoitus

5.10.1 Ketju

Tarkastellaan ensimmäiseksi päätylaitoja yhdistävänä tukena lyhythahloista DIN 766 standardin mukaista kettinkiä. Kettinki on käyttötarkoitukseemme sopivaa ja edullista siksi, ettei kyseisen standardin kettingin lujuusominaisuudet riitä nostoapuvälineissä käytettäviksi. Kettinki on myös hyvä valinta siksi, koska sitä on saatavilla sekä sähköettä kuumasinkittynä, jolloin sen korroosiokestävyys on parempaa.

Valitaan tarkasteltavaksi kettinki, jonka halkaisija eli D-mitta on 6 mm ja sisämitta B 8 mm. Kettingin A-mitta on 18,5 mm (Kuva 26). Sisämitan ollessa 8 mm, kettinki on helppo kiinnittää laitaan esimerkiksi M6 pultein. Eri ketjutoimittajat ovat ilmoittaneet taulukossaan ketjujen SWL-arvoja, eli safety working load –arvoja, jotka kertovat kettinkien turvallisen työskentelykuorman suuruuden. Valitsemallemme 6 mm vahvuiselle ketjulle SWL-arvo on 400 kg ja murtumiseen johtavaksi voimaksi ketjulle on ilmoitettu 16 kN.



Kuva 26. Kettingin mitat (www.haklift.com)

Laitoihin kohdistuva kuorma on laskujen mukaan hieman alle 170 kg, joten voimme todeta ketjun olevan riittävän vahva kantamaan tämän kuorman. Ketju kantaa siis yli kaksinkertaisen kuorman, ylittämättä siltikään turvallisen työskentelyn kuormitusta. Laskut esitetään opinnäytetyön liitteissä (Liite 3).

5.10.2 Vaijeri

Teräsvaijerin käytön etu verrattuna ketjuun on vaijerin pienempi metripaino. Vaijeria kuormitettaessa, vaijerissa tapahtuu kuitenkin enemmän venymistä, kuin kettingissä. Vaijerin venymä voidaan jakaa eri tekijöihin seuraavasti: rakennevenymään, kulumisvenymään, kimmoiseen venymään, plastiseen venymään ja lämpövenymään.

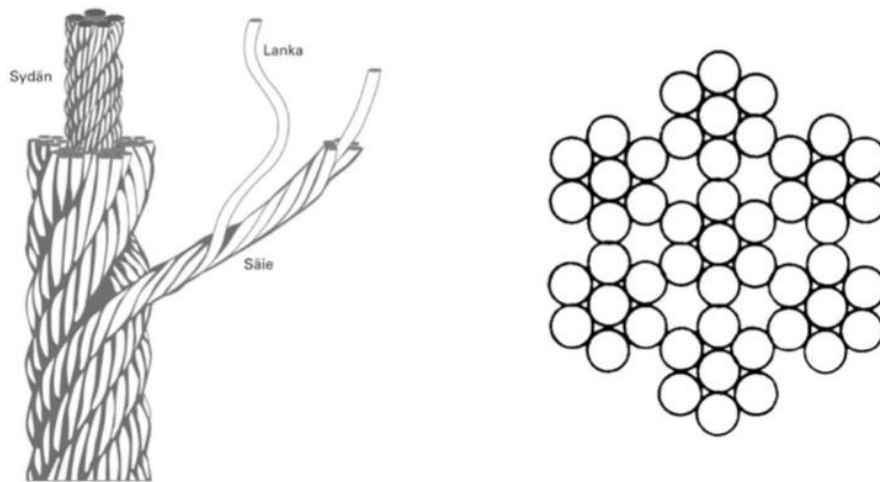
Tutkitaan erilaisia vaijerivaihtoehtoja VM-Vaijeri Oy:n toimittamista tuotevaihtoehtoista. Standardin EN 12385-4:2002 Luokan 6x7 sinkitty vaijerin on rakenteeltaan yksinkertaisimmasta päästä ja ei siten omaa suuria lujuusarvoja. Vaijerin käyttökohteiksi onkin määritelty yleiskäyttö, kiinnitys, harustus tai ohjaus. Vaijeria ei voi käyttää esimerkiksi nostoköytenä. Tämä tuote tuntuisi sopivan siis hyvin käyttökohteeseemme, koska emme vaadi materiaalilta suuria lujuusominaisuuksia. Vaijeriin kohdistuva veto päätykansien välissä on noin 1,7 kN suuruinen. Tämän kuorman pystyy kantamaan luokan 6x7-vaijeri, jonka nimellishalkaisija on vain 2 mm. Kyseisen 2 mm vaijerin vähimmäismurtokuorma on 2,35 kN, joka siis riittäisi käyttökohteeseemme kuormituksen 1,7 kN mukaan.

Valitaan käyttöön kuitenkin paksumpi vaijeri, koska kiinnitys tapahtuu taittamalla vaijeri lenkiksi pultin ympäri. Tällöin vaijeri joutuu mutkalle, mikä heikentää sen kestävyyttä. Tämän lisäksi on huomioitava vaijerin venymä sitä kuormitettaessa. Valitaan siis halkaisijaltaan 6 mm paksuinen vaijeri, jonka kimmokerroin on 100 kN/mm² ja vähimmäismurtokuorma 21,20 kN. Kyseinen vaijeri kestää siis hyvin kuorman pienistä heilahduksistakin aiheutuvat hetkelliset suuret voimat, kun leikkuupuimurilla ajetaan epätasaisessa maastossa tai puimuria jarrutetaan äkillisesti.

Lasketaan kuinka suuri kimmoisen venymä vaijerissa toteutuu lasketulla viljan aiheuttamalla kuormalla. Tämä tehdään siksi, että voidaan varmistua ettei kuormaa välity liikaa kansia avaaville sauvoille vaan pysyy suurimman osaa ajasta vaijerilla. Kimmoisen venymä johtuu vaijeriin kohdistuvasta vetokuormituksesta ja se seuraa Hooken lakia suhteellisuusrajan alapuolella. Eli silloin kun on voimassa ehto $\sigma \leq \sigma_p$, jossa σ on jännitys ja σ_p on suhteellisuusrajan jännitys. Venymän pituus saadaan selville lineaarisesti kimmoisesta materiaalista seuraavasti (Kaava 22).

$$\Delta L = \frac{N \cdot L}{E \cdot A} \quad (22)$$

Tässä N on köyden vetokuormitus, L on köyden pituus, E on köyden kimmokerroin ja A köyden poikkipinta-ala. Köyden todellinen poikkipinta-ala on nimellispoikkipinta-alaa pienempi, johtuen vaijerin rakenteesta. Jos vaijeri katkaistaan ja tarkastellaan sen poikkipinta-alaa (Kuva 27), nähdään miten vaijerin lankojen ja säikeiden väliin jää tyhjää tilaa. Todellinen poikkipinta-ala saadaan kertomalla nimellispoikkipinta-ala kertoimella C_I , joka vaijerillemme on 0,369. Kertoimen arvo riippuu vaijerin rakenteesta ja siitä, miten vaijerin säikeet on punottu.



Kuva 27. Vaijerin rakenne ja poikkipinta-ala (www.vm-vaijeri.fi, muokattu)

Vaijerin pituudeksi määräytyy laitojen geometrian mukaan noin 1595 mm. Lasketaan ensin vaijerin vaikuttava pinta-ala, jossa käytetään kerrointa C_I ja tämän jälkeen vaijerissa toteutuva venymä ΔL .

$$A = \frac{\pi}{4} * (0,006 \text{ m})^2 * 0,369 = 1,043 * 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$\Delta L = \frac{1700 \text{ N} * 1,595 \text{ m}}{1 * 10^{11} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 1,043 * 10^{-5} \text{ m}^2} = 2,511 \text{ mm}$$

Kuormitusvenymä johtuu vaijerin säikeiden ja niiden lankojen (Kuva 27) liikkumisesta toistensa suhteen, kun vaijeria kuormitetaan. Vaijerin säikeet ja langat järjestäytyvät aina sellaiseen asentoon toisiinsa nähden, mikä on edullisin köyteen kohdistuvaan kuormaan nähden. Venymä määritellään toimittajan ilmoittaman taulukon (Taulukko 5) perusteella.

Taulukko 5. Venymän laskenta-arvot (www.vm-vaijeri.fi)

Kuorma	Kuormitus (%) köyden todellisesta murtolujuudesta	Venymä (%) köyden kokonaispituudesta.	
		Kuitusydaminen	Terässydäminen
Kevyt	13	0,25 %	0,125 %
Normaali	20	0,5 %	0,25 %
Raskas	33	0,75 %	0,5 %
Raskas, useita taivutuksia	50	2 %	1 %

Kuormitus mahtuu tässä tapauksessa kevyeseen 13 % luokkaan, koska alla olevan laskutoimituksen perusteella nähdään kuormituksen jäävän alle 13 %.

$$\frac{1700 N}{21200 N} * 100 \% \approx 8 \%$$

Käytössä on terässydäminen köysi joten kuormitusvenymän prosenttiosuus köyden pituudesta on 0,125 %. Kuormitusvenymän suuruus saadaan laskettua prosenttimäärästä seuraavasti.

$$\Delta L = \frac{0,125}{100} * 1595 \text{ mm} \approx 2 \text{ mm}$$

Kulumisvenymä aiheutuu köyden lankojen kulumisesta, jolloin myös köyden kantava poikkipinta-ala pienentyy ja köysi siis venyy myös enemmän. Kulumisvenymää on vaikea ennalta ennakoida, joten se selviää vasta käytössä. Lämpövenymä sen sijaan voidaan laskea seuraavasti.

$$\Delta L = 0,00001257 * L * \Delta T \quad (23)$$

Jossa L on köyden pituus metreinä ja ΔT lämpötilan muutos. Leikkuupuimurin käyttöolosuhteissa lämpötilan voidaan olettaa vaihtelevan korkeintaan noin 20 celsiusasteen verran, jolloin pituuden muutos voi korkeintaan olla:

$$\Delta L = 0,00001257 * 1,595 \text{ m} * 20 \text{ }^\circ\text{C} \approx 0,4 \text{ mm}$$

Kuten nähdään, lämpötilan muutos voidaan jättää huomioimatta, koska muutos on häviävän pieni. Kimmovenymä ja kuormitusvenymä täytyy kuitenkin ottaa huomioon. Yhteensä näistä kertyy venymää noin 4,5 mm. Tämä tarkoittaa reilun 2 mm venymää kullakin puolella viljasäiliötä.

Valitaan laitojen väliin asennettavaksi tukirakenteeksi edellä laskettu vaijeri. Vaijerin venymä jää sen verran pieneksi, että vaijerin hyödyt tulevat suurempaan osaan kuin sen haittana esiintyvä venymä. Vaijeri ei sotkeude ketjun tavoin yhtä helposti vaan säilyttää koko ajan lähes suoran muotonsa. Tämän lisäksi vaijerin pituutta on helpompi muokata vielä asennusvaiheessa, kuin vastaavan kettingin.

5.11 Päätysauvojen mitoitus

Päätysauvojen (Kuva 30) tehtävänä on kannatella päätylaitojen painoa kannen ollessa suljettuna, sekä avata ja sulkea kyseiset laidat. Sauvojen ei siis tarvitse suoraanaisesti kannatella etu- ja takalaitaan kohdistuvaa staattista viljan kuormaa, koska laidat on yhdistetty vetovaijerilla, joka kantaa niihin kohdistuvaa kuormaa. Sauvojen tehtävä on kuitenkin vakauttaa molemmissa päissä viljakuorman heilahdukset, ja varmistaa ettei kuorma ala kallistelemaan kumpaankaan suuntaan. Tätä huomiota silmällä pitäen sauvoihin valittiin melko vahvoja materiaaleja.

Päätsauvojen suunnittelu osoittautui hieman hankalammaksi, koska sauvojen molemmat päät piti olla nivellettyjä monen eri akselin suhteen. Sauvojen mitat piti myös olla sellaiset, etteivät kannet ottaisi toisiinsa kiinni missään vaiheessa. Mekanismin liikkeen simuloiminen onnistui kuitenkin helposti CAD-mallinnusohjelmalla, jonka avulla sauvan mitoitus oli helpompi tehdä. Tämän avulla myös varmistettiin että laidat pääsivät liikkumaan vapaasti toistensa ohi.

Sauva valmistetaan 10 mm paksuisesta tangosta. Sauvaan työstetään myös M10 kierteet molempiin päihin, joista se on helppo kiinnittää nivelrakenteisiin. Sauvan toinen pää kiinnitetään kanteen 16M10 kulmanivelellä (Kuva 28), joka mahdollistaa sauvan poikittaisen liikkeen, mikä aiheutuu akselin kääntösäteestä, sekä sauvan pitkittäisen liikkeen, mikä aiheutuu kannen avautumisesta pystyasentoon.



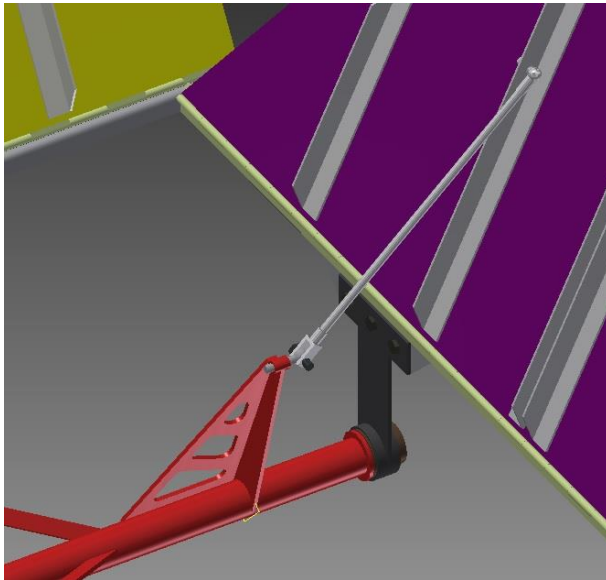
Kuva 28. Kulmanivel (www.ikh.fi)

Sauvan akselin puoleinen pää kiinnitetään akselissa kiinni olevaan vipuvarteen nivelpultin ja haarukkaniveleen avulla (Kuva 29). Haarukkaniveleä on saatavilla valmilla M10 kierteellä, joten se on helppo asentaa sauvan alapäähän työstettyyn kierteeseen. Haarukkanivel kiinnitetään edelleen pulttiniveleen, joka on edelleen kiinnitettynä akselin varteen. Kaikkia nivelten osia on saatavilla valmiina monien eri toimittajien valikoimista.



Kuva 29. Haarukka- ja pulttinivel (www.ikh.fi)

Tämän lisäksi akselin varsi, johon sauvan toinen pää kiinnitetään, tuetaan kolmion muotoisilla vahvikkeilla. Tällä varmistetaan sauvojen varsien kestävyys, jos täysi viljakuorma aiheuttaa äkillisessä jarrutus- tai kiihdytystilanteessa suuremman kuorman päätylaitoihin. Kuvassa (Kuva 30) kokoonpanokuva sauvasta ja akseliin kiinnitettävästä käyttövivusta.



Kuva 30. Päätysauvan kokoonpano

5.12 Akselin hitsiliitokset

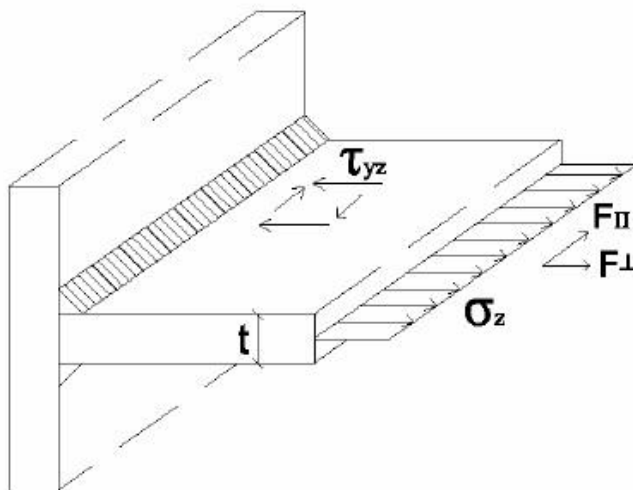
Akselin kaikki vivut valitaan kiinnitettäväksi hitsiliitoksin. Hitsiliitos on hyvä valinta tässä tapauksessa, koska liitoksen on kestävä sekä vetoa että vääntöä. Hitsiliitoksessa on mahdollista käyttää hyväksi lämpöä ja/tai puristusta osien liittämiseksi toisiinsa. Tavoitteena on saada osat muodostamaan jatkuva yhteys toisiinsa, eli muodostamaan eri kappakeiden materiaalin välille atomien välinen sidos. Vipujen liittämiseen tässä tapauksessa käytetään T-liitosta kaksoispienahitsein, koska tämä on helppo toteuttaa. Liitos ei myöskään vaadi esimerkiksi raijien työstämistä osiin ennen hitsaustapahtumaa.

Liitoksen laskennassa on sovellettu rakentamismääräyskokoelman B7 ohjetta teräsrakenteista, standardia SFS 2373 sekä Eurooppalaisen esistandardin SFS-ENV 1993-1-1 mukaisia arvoja. Standardin arvot pätevät kaikille alle 40 mm paksuille aineille, joten voimme käyttää laskennassa niitä. Suuremmille rakenneteräksien paksuuksille voidaan käyttää niitä koskevaa standardia SFS- EN 10025.

Käytettäessä kahta tai useampaa erisuuntaista hitsiä, ongelmaksi koituu yleensä jakaa voimasuureet yksittäisiä hitsejä rasittaviksi voimiksi. Tämän ongelman ratkaisuksi on olemassa kuitenkin kaksi perusmenetelmää eri liitostyyppeihin:

1. Kulmaliitokset lasketaan rakenneosassa vaikuttavan jännityksen perusteella.
2. Päällekkäis- eli limiliitoksissa ulkoiset voimasuureet pidetään tasapainossa eri osahitseihin sijoitettavien voimien avulla.

Tässä tapauksessa käytämme ensimmäistä laskumenetelmää, käyttämällä rakenteessa esiintyviä jännityksiä. Kuvio (Kuvio 5) esittää liitoksessa esiintyvät jännitykset ja niiden suunnat. Mekanismin ollessa avattuna liitoksessa vaikuttaa ainoastaan normaalijännitys σ_z . Mekanismia avattaessa tai suljettaessa liitokseen kohdistuu myös leikkausjännitystä τ_{yz} . Kannen ollessa suljettuna, liitoksessa esiintyvät jännitykset ovat erittäin pieniä. Jännitykset koostuvat tällöin lähinnä akselin oman massakeskipisteensä aiheuttamasta pyörähdysmomentista akselin oman pyörähdysakselin ympäri, mikä voidaan jättää huomioimatta. Tarkastellaan kumpi edellä mainituista jännityksistä on määräävämpi ja mitoitetaan hitsin paksuus sen saaman maksimiarvon perusteella.



Kuvio 5. Liitokseen vaikuttavat jännitykset (Koneenosien suunnittelu 2010, 264, muokattu)

Liitoksessa tarvittavat hitsien paksuudet saadaan laskettua, kun tiedetään vipuun kohdistuva normaalijännitys σ_z ja leikkausjännitys τ_{yz} . Hitsin a-mitta lasketaan seuraavasti (Kaava 24).

$$a \geq \frac{\beta * t}{2 * f_d} * \sqrt{2 * \sigma_z^2 + 3 * \tau_{yz}^2} \quad (24)$$

Jossa a on pienahitsin paksuus, β teräksen korrelaatiokerroin, t liitettävän levyn paksuus ja f_d perusaineen sallittu jännitys. Teräksen korrelaatiokerroin saadaan taulukosta (Taulukko 6). Perusaineen sallitut jännitykset on esitetty taulukossa (Taulukko 7).

Taulukko 6. Rakenneteräksille käytettävät β -kertoimet SFS 2373 mukaan.

Rakenneteräs	β	β_w
S235	0,7	0,8
S275	0,8	0,85
S355	0,9	0,9
S420M	1,0	1,0
S460M	1,0	1,0

Taulukko 7. Rakenneterästen epäviralliset lujuusarvot (MPa)

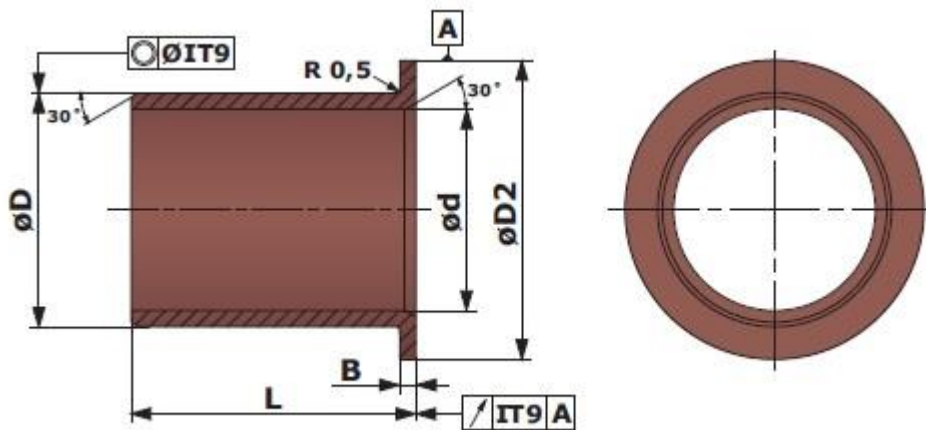
Rakenneteräs	f_y N/mm ²	f_u N/mm ²	f_{wd} N/mm ²	$f_{vw,d}$ N/mm ²
S235	235	360	194	208
S275	275	430	198	234
S355	355	510	228	262
S420M	420	500	242	231
S460M	460	530	266	245

Tämän lisäksi voidaan varmistaa, että hitsimme kestää rasituksen lasketulla a-mitalla. Pienahitsin kestävyyttä voidaan tarkastella ohjeen B 7 mukaan viidellä eri tavalla sen perusteella, mitä tunnetaan ja mitä oletetaan tuntemattomaksi. Laskut ja eri tarkastelutyylit on esitetty liitteissä (Liite 6 ja 8). Koska liitoksen a-mitta on mitoitettu sivulaitoja kannattelevien vipujen mukaan, voidaan samaa hitsiliitosta soveltaa myös päätylaitoja avaavissa vivuissa.

5.13 Akselin laakerointi

Mekanismina avaava akseli oli laakeroitava päistä, koska pelkän metallin kontakti metallia vasten aiheuttaisi ajan mittaan suurta kulumaa. Rasvattavia rasvanippoja ei säiliöön haluttu viedä, koska rasvaa pitäisi tietyin väliajoin mennä säiliöön lisäämään ja rasva kulkeutuisi nopeasti akselin laakeroinnista viljan mukana pois. Tavoitteena oli siis löytää kestovoideltu laakeriratkaisu, joka kestäisi monen vuoden käytön yhtäjaksoisesti ilman komponenttien vaihdon tarvetta.

Kohteeseen löydettiin sopivaksi hyvin esimerkiksi D&E Trading Oy:n toimittama PDE-F laipallinen kompaudiliukulaakeri (Kuva 31), joka on ensisijaisesti tarkoitettu hitaisiin säteen ja akselin suuntaisiin liikkeisiin, kuormitusten ollessa kohtuullisia. Laakeri sisältää voiteluainetta, jolloin niitä voidaan käyttää kertavoideltuina ja jatkuvaa voitelua ei vaadita. Laipan ansiosta laakeri kantaa myös mahdollisia aksiaalisia voimia. Laakerien käyttö soveltuu myös likaisiin olosuhteisiin, mikä on hyvä ominaisuus viljasäiliön sisällä. Valitaan laakeritoimittajan ilmoittamasta kokotaulukosta akselin rakenneputken mittoihin sopiva laakeri. Sopivan laakerin mitat ovat: $D = 50$ mm, $d = 45$ mm, $L = 45$ mm, $B = 2,5$ mm ja $D2 = 60$ mm.

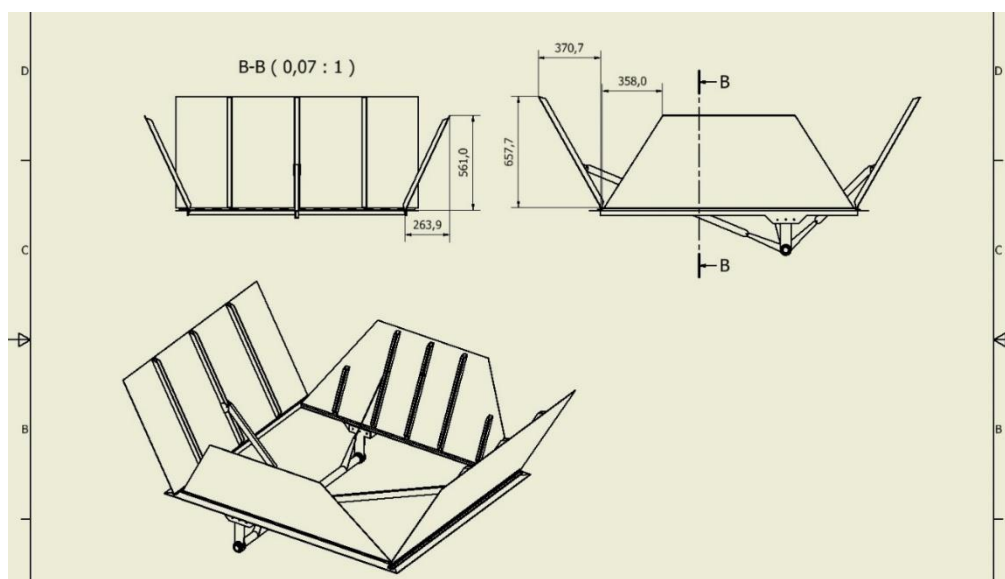


Kuva 31. Kompaudilaakeri (www.detrading.fi)

Akselin liikkeen tuottamiseksi valitsimme sähköisen lineaarimoottorin, sen asennuksen ja sijoiteltavuuden helppouden vuoksi. Akseliin valmistetaan moottoria varten oma varsi, jonka paikka vielä tässä vaiheessa jätetään päättämättä, koska moottorin lopullisesta sijoituspaikasta ei ole varmuutta. Moottorin toinen pää on kuitenkin mahdollista kiinnittää esimerkiksi viljasäiliön pohjaan, kuten konevalmistaja John Deere on tehnyt (Kuva 8). Toinen vaihtoehto on kiinnittää moottorin toinen pää kannen runkorakenteen reunaan valmistettavan kiinnikkeen varaan, jolloin moottori jää vaakatasoon viljasäiliön yläreunaan. Koska sijoituspaikkaa ja kiinnikettä moottorille ei ole vielä päätetty, voidaan moottorin koko ja sen valmistajan valinta jättää myöhempään ajankohtaan, kokoonpanon viimeistelyn yhteyteen.

5.14 Kulmat

Kulmat on tarkoitus rakentaa vahvasta pressusta, joka kestäisi viljan kuorman ja pitäisi viljan laitojen sisäpuolella. Kulmaan suunniteltavan pressun kokoa on vaikea hahmottaa, koska molemmat sekä sivu- että päätylaidat on asetettu tietyn suuruiseen kulmaan. Kulmaan tarvittavan palan mitat on mahdollista määrittää CAD-mallinnusohjelmasta, mutta varmistetaan laitojen sivujen muodostaman kulman suuruus vielä käsinlaskennalla. Laitojen välinen kulma on mahdollista laskea kahden vektorin välisenä kulmana, kun muodostetaan sivu- ja päätylaidan reunoista kaksi erillistä vektoria.



Kuva 32. Vektorien mitat

Kirjoitetaan laitojen reunojen suorat standardikannassa vektoreiden i , j ja k avulla. Vektoreiden välinen kulma ratkaistaan vektoreiden pistetulon ja pituuksien tulon osamäärästä.

$$\cos \theta = \frac{u \cdot v}{|u| |v|} \quad (25)$$

Vektoreiden pistetulo lasketaan kertomalla jokaiset vektoreiden komponentit keskenään ja summaamalla lopuksi yhteen.

$$u \cdot v = (a_u \mathbf{i} + b_u \mathbf{j} + c_u \mathbf{k}) \cdot (a_v \mathbf{i} + b_v \mathbf{j} + c_v \mathbf{k}) = a_u * a_v + b_u * b_v + c_u * c_v \quad (26)$$

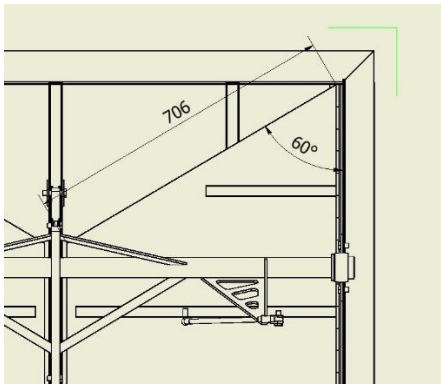
Vektoreiden pituudet saadaan kolmiulotteisen avaruuden yleistetyn Pythagoraan lauseen avulla seuraavasti.

$$|u| = |a_u \mathbf{i} + b_u \mathbf{j} + c_u \mathbf{k}| = \sqrt{a_u^2 + b_u^2 + c_u^2} \quad (27)$$

Kulma saadaan siis laskettua seuraavasta yhtälöstä, kun kuvasta (Kuva 32) saatavat mitat sijoitetaan yhtälöön. Sijoitus liitteissä (Liite 7).

$$\theta = \arccos \left(\frac{a_u * a_v + b_u * b_v + c_u * c_v}{\sqrt{a_u^2 + b_u^2 + c_u^2} * \sqrt{a_v^2 + b_v^2 + c_v^2}} \right) \quad (28)$$

Laskuista ja CAD-ohjelmasta saadaan kulman arvoksi 65 astetta, laitojen ollessa auki. Tämän lisäksi on huomioitava laitojen laskeminen alas, ja varmistettava että pressu laskostuu helposti laitojen sulkeutuessa. Kuten kuvasta (Kuva 33) nähdään, laitojen ollessa kiinni niiden väliseksi kulmaksi muodostuu 60 asteen kulma. Tästä voidaan todeta, että 65 asteen kulma pressussa on riittävän suuri, eikä pressu esimerkiksi pääse repeytymään liitoksistaan kun laidat lasketaan alas. Kuva (Kuva 33) on kuvattu kannesta alhaaltapäin laitojen ollessa kiinni.



Kuva 33. Laitojen muodostama kulma mekanismin ollessa kiinni

Pressun korkeus molemmin puolin sekä leveys laitojen juuressa ja ylä-osassa saadaan mitattua tietokoneen avulla mallinnusohjelmasta. Yksinkertaisin ja helpoin tapa kiinnittää pressu laitojen reunoihin on ruuviliitoksin kiinnitettävän listan avulla, millä pressu puristetaan ja tiivistetään laitaa vasten. Pressun alareunaa ei ole tarvetta kiinnittää, koska alareunan mitta on todella lyhyt ja vilja ei pääse vuotamaan reunojen ylitse kulmista. Viljan täyttäessä laitojen tilavuuden, se alkaa painaa pressua tasaisesti reunoja vasten, jolloin pressun alareuna automaattisesti tiivistyy laitojen rakenteita vasten. Tämä voidaan varmistaa vielä siten, että lisätään pressuun pieni pätkä ylimääräistä materiaalia alapäähän, jolloin se kattaa kulman paremmin.

6 FEM-laskenta

Lujuuslaskennan tavoitteena on selvittää kuormituksista rakenteeseen aiheutuvien siirtymien, muodonmuutoksien ja jännityksien ratkaiseminen. Numeerisista ratkaisumenetelmistä parhaimmaksi on osoittautunut elementtimenetelmä, jota nykyään lähes yksinomaan käytetään. Sen englanninkielinen nimi on Finite Element Method, josta paremmin tunnetaan lyhenne FEM-laskenta.

Jotta suunnitteleamme mekanismi kestäisi viljan aiheuttaman kuorman, kannet vaativat rakennetta jäykistäviä profiileja. Tämä johtuu siitä, että itse kannet valmistetaan ohuesta teräslevystä. Tämän lisäksi kansia avaavat ja kannattelevat sauvat vaativat vahvan kiinnityskohdan, jonka kautta laitaa kohdistuva kuorma tuetaan. Koska laitojen taipumia ja jännityksiä on hyvin vaikea käsitellä käsinlaskennalla, käytetään laskemisen apuna lujuuslaskentaohjelmistoa. Tietokoneiden ohjelmistot mahdollistavat suurien rakenteiden isojen numerolaskumäärien käsittelyn kohtuullisessa ajassa, mikä muutoin olisi erittäin aikaa vievää ellei jopa mahdotonta tehdä käsin. Ohjelmiston avulla on mahdollista simuloida kuormitustapauksia kaikille viljasäiliön laidoille ja selvittää minkälainen tuentaratkaisu kannessa olisi parhain.

6.1 Lujuushypoteesi

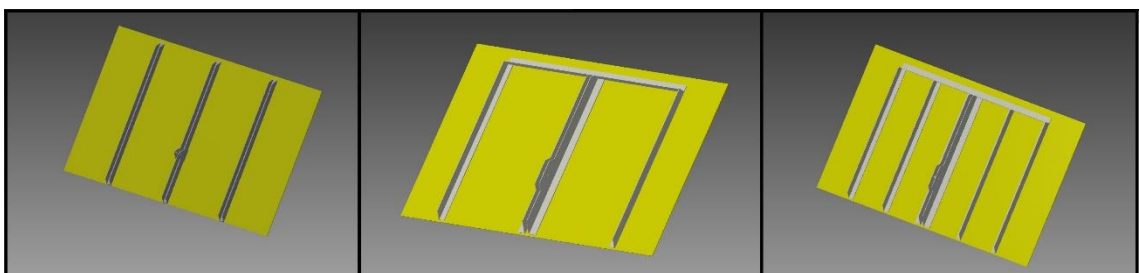
Lujuushypoteesi käsittelee materiaalin jännityskestävyyttä ja ennustaa kestäkö jokin materiaali vaurioitumatta siihen kohdistuvan rasituksen. Tavallisimmat rakenteissa tapahtuvat vauriot ovat myötö ja murtuminen. Materiaaleihin liittyvät lujuusarvot kuten myötö- ja murtoraja ilmaistaan yleensä vain vetokokeen perusteella, joka on suoritettu materiaalista valmistetun vetosauvan avulla. Lujuushypoteesissa muodostetaan vertailujännitys todellisesta jännitys- tai venymävektorista. Tätä vertailujännitystä verrataan materiaalin vetokokeessa ilmoitettuun myötörajaan, minkä perusteella voidaan ennustaa tapahtuuko materiaalissa myötämistä ja pettääkö suunnitellut takenteet.

Erilaisia lujuushypoteeseja on monia erilaisia. Eri materiaaleille on kullekkin parhaiten todellisuutta kuvaavat lujuushypoteesit, joista yleensä valitaan käyttökohteeseen parhaiten soveltuva. Teräksille yleisimmin käytettyjä hypoteeseja on vakiovääristymisenergiyahypoteesi (VVEH), josta käytetään myös nimitystä von Mises-hypoteesi ja maksimileikkausjännityshypoteesi (MLJH), josta käytetään nimitystä Trescan lujuushypoteesi. Lujuuslaskentaohjelmasta saatavaa von Mises-jännitystä vertaamalla materiaalin lujuusarvoihin voidaan päätellä miten rakenne kestää siihen määritettyä rasiitusta.

6.2 Sivulaidat

Laskenta suoritettiin pilkkomalla koko kannen mekanismi pienempiin osiin. Laitojen kuormitustapauksia oli tarvetta laskea vain kaksi kappaletta, koska etu- ja takalaidat sekä molemmat sivulaidat ovat identtisiä keskenään. Sivulaitoihin vaikuttaa tuki saranasta, sekä tuki akselin ja laidan välissä olevalta sauvalta. Päätylaitoihin vaikuttaa myös tuki saranasta, mutta keskelle laitaa kiinnittyvä tuki tulee laitojen välisestä vaijerista. Viljan kuorman vaikutus laitoihin simuloitiin paineen avulla, joka laidan yläosassa oli nolla ja laidan alaosassa viljan aiheuttaman maksimipaineen suuruinen.

Sivulaidoista tehtiin kolme vaihtoehtoista rakennetta, joiden tukirakenteet olivat kaikissa erilaiset. Tarkoituksena tässä oli päästä kartalle siitä kuinka paljon laittaa piti vahvistaa, jotta se kestäisi rasiituksen ongelmitta. Seuraavaan on lisätty kuva eri laitevaihdoehdoista (Kuva 34). Laskenta suoritettiin kannen levyn eri paksuuksilla tukiprofiilien vahvuuksien pysyessä samana. Laskennasta saadut tulokset on listattu kuvan alle taulukkoon, kuvien mukaisessa järjestyksessä, vasemmanpuoleinen on numero 1 ja oikeanpuoleisin on numero 3 (Taulukko 8).



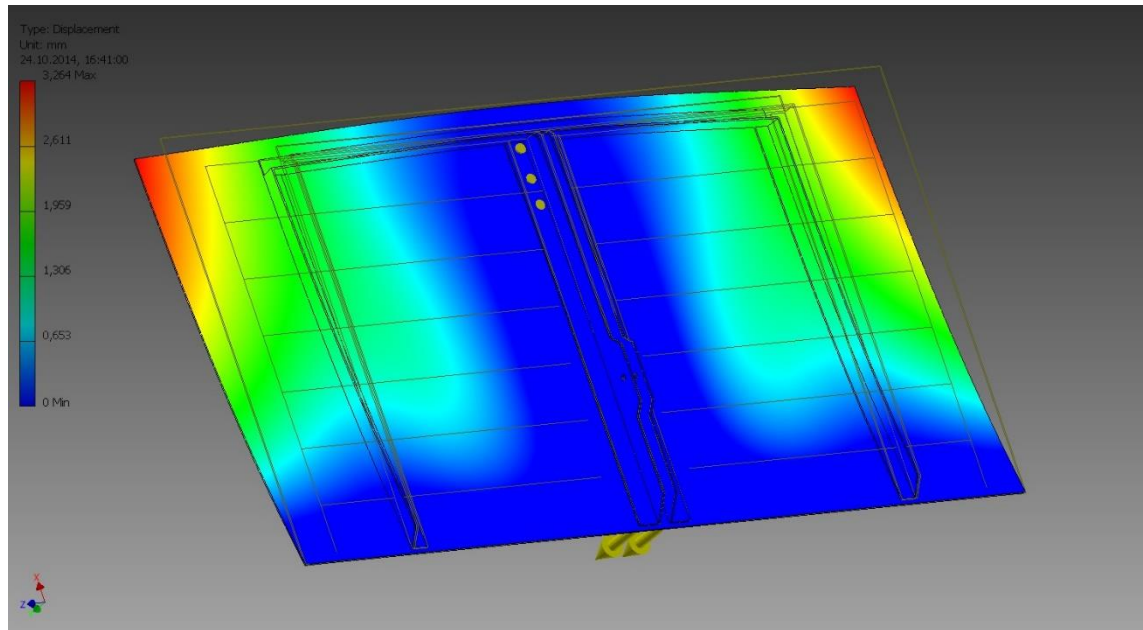
Kuva 34. Sivulaitojen vaihtoehtoiset rakenteet

Taulukko 8. Sivulaitojen tulokset

Materiaalivahvuus (mm)	Maksimisiirtymä (mm)			Maksimivertailujännitys (Mpa)		
	1	2	3	1	2	3
2		3,96	4,42		163,9	160,6
3	20	3,26	3,34	188,7	128,7	136,1
4	16,6	2,74	2,71	169,9	104,2	104,4
5	8,78	2,19	2,18	170,1	84,9	84,8
6	5,9			155,3		

Taulukosta nähdään ensimmäisen vaihtoehdon siirtymien olevan melko suuria. Vaikka levypaksuutta kasvatettaisiin jopa 6 mm:iin saakka, levyn siirtymät reunoissa ovat lähes 6 mm:n suuruisia. Toisen vaihtoehdon siirtymät ovat jo huomattavasti pienempiä vastaavilla materiaalivahvuuksilla ja rakenteen maksimijännityskin 3 mm levyllä jää noin 130 MPa:in tasolle. Kun siirrytään vaihtoehto kolmeen, tuloksista nähdään ettei rakenteen vahvistaminen tätä enempää kannata. Tämä voidaan todeta taulukon arvoista, joissa vertailujännitykset ja siirtymät ovat samoilla levyvahvuuksilla lähes identtisiä vaihtoehto kahden ja kolmen välillä.

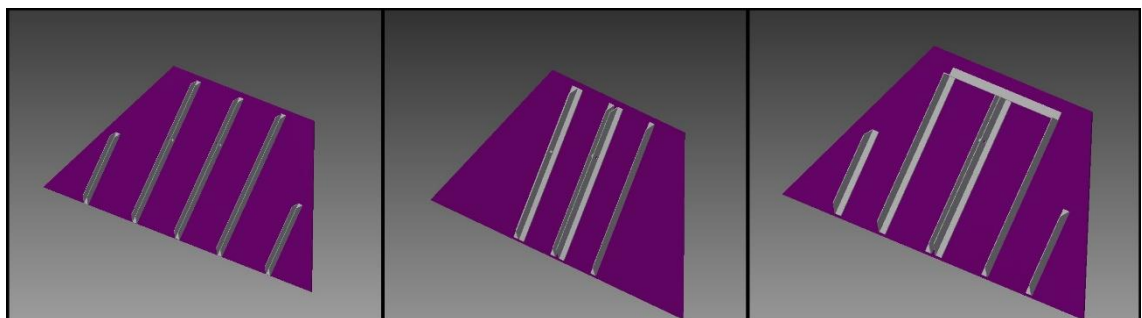
Paras vaihtoehto sivulaidan rakenteeksi on siis vaihtoehto 2. Valitaan laidan vahvuudeksi 3 mm:n paksuinen teräslevy, koska 3,3 mm:n suuruinen siirtymä laidan reunalla on tarpeeksi pieni. Tämäkin siirtymä toteutuisi vain äärimmäisessä kuormitustapauksessa. Maksimijännitys 128,7 MPa kyseisellä vaihtoehdolla on myös melko alhainen ja jää käytettävän teräksen myötörajan alle. Seuraavassa kuvassa (Kuva 35) on esitettyinä valittun rakenteen kokonaissiirtymä. Kannen kaikissa tukiprofiileissa käytetään valmistajalta valmiina saatavilla olevaa, tasakylkistä kulmaprofiilia L 30 x 30 x 3. Poikkeuksena keskellä kantta käytetään kahta muokattua kulmaprofiilia L 40 x 60 x 3, josta kansi tuetaan akselin sauvoihin.



Kuva 35. Valitun rakenteen maksimisiirtymäkuva

6.3 Päätylaidat

Päätylaitojen käytettävä tukiprofiilien malli ja levyn materiaalivahvuus valittiin samalla tavalla, kuin edellä valittiin sivulaidassa käytettävä materiaali sekä tukiprofiili. Tutkitaan seuraavaksi siis päätylaitojen eri rakennevaihtoehtoja (Kuva 36) ja tulkitaan laskennasta saatuja tuloksia (Taulukko 9).

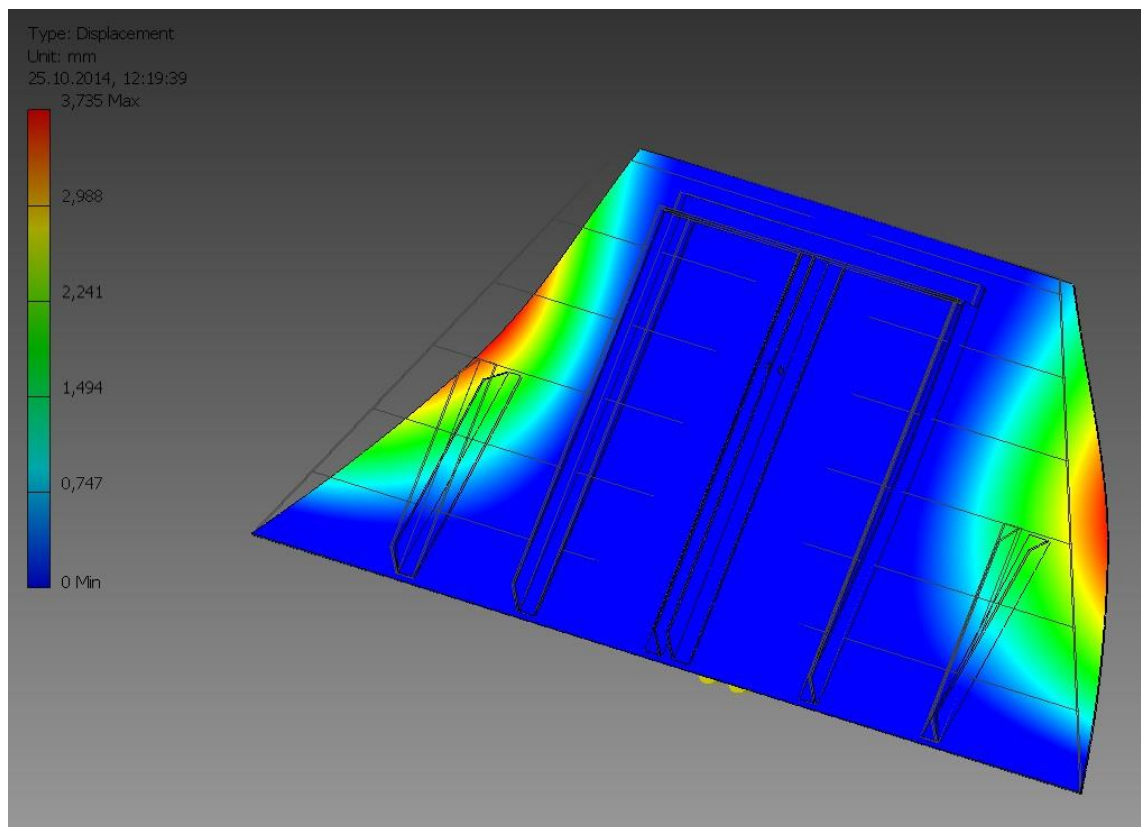


Kuva 36. Päätylaitojen vaihtoehtoiset rakenteet

Taulukko 9. Päätylaitojen tulokset

Materiaalivahvuus (mm)	Maksimisiirtymä (mm)			Maksimivertailujännitys (Mpa)		
	1	2	3	1	2	3
2	46,7	35,2	9,4	753,7	578,7	168,5
3	15,4		3,7	538,5		137,4
4	6,4	5,7	2,1		260,6	111,2
5	3,5		1,4	309,9		89,3
6		1,9			216,2	

Parhaimmaksi osoittautui kolmas vaihtoehto, jossa tukiprofiilina käytettiin tasakylkistä kulmaprofiilia L 30 x 30 x 3. Kuten taulukosta nähdään (Taulukko 9), vahvuudeltaan 3 mm levyvaihtoehto osoittautui tässäkin tapauksessa parhaimmaksi vaihtoehdoksi suhteellisen pienen siirtymän 3,7 mm ja jännityksen 137,4 MPa ansiosta. Kuvassa (Kuva 37) kyseisen rakenteen taipuma.



Kuva 37. Parhaan päätyrakenteen maksimisiirtymäkuva

6.4 Laitojen materiaali

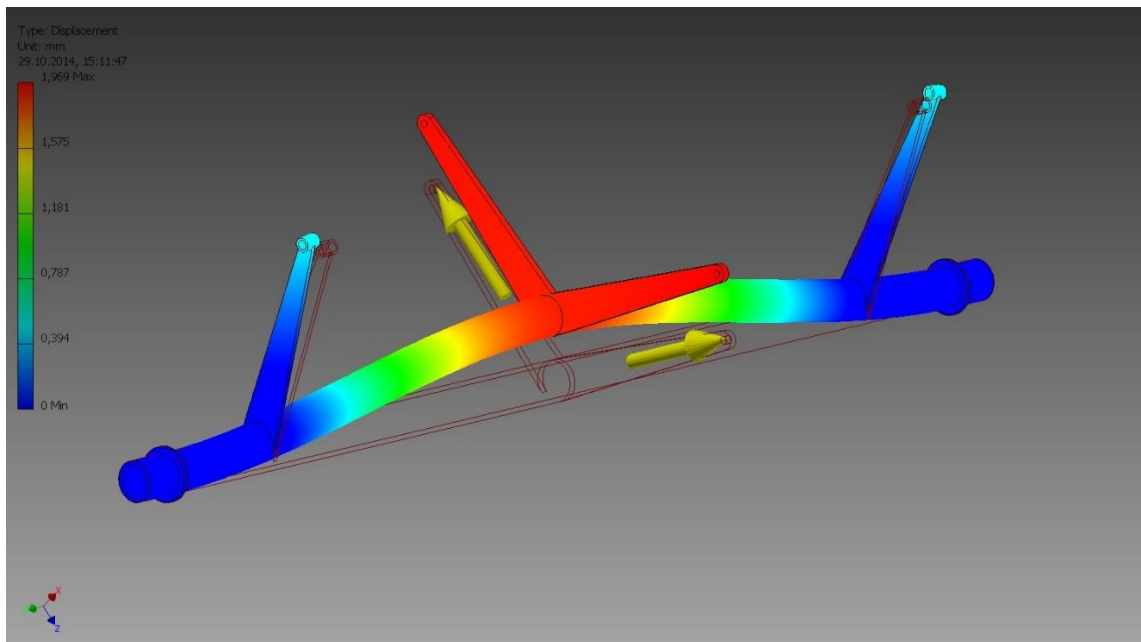
Kannet voidaan valmistaa esimerkiksi Ruukin kuumavalssatusta Optim 500 MC – rakenneteräksestä. Tämä on siksi hyvä valinta, että kuumavalssauksen ansiosta teräs on lujuusominaisuuksiltaan parempaa ja sillä on korkeammat myötörajat. Sen taivutus-, leikkaus- ja hitsausominaisuudet on hyvät. Tällöin kanteen voidaan hitsaamalla liittää jäykistäviä profiileja ja tehdä kannen reunaan taitos, joka pitää veden viljasäiliön ulkopuolella. Teräksen myötölujuus on 500 MPa ja valmiita levyvahvuukisa on saatavilla väliltä 2–12 mm.

Toinen hyvä vaihtoehto on Ruukin säänkestävä Optim 550 W teräs, jolla on hyvät hitsattavuusominaisuudet, hyvä säänkestävyys ja hyvät lujuusominaisuudet. Myötölujuudet ovat 550 MPa alkaen ja paksuudet 3 mm ylöspäin. Maalipinnoitteet kestävät pidempään kuin tavallisissa teräksissä, joten korjausmaalausvälit ovat niin ikään pidempiä. Tämä on hyvä ominaisuus, koska laidat joutuvat jatkuvan kulutuksen kohteeksi ja maali saattaa kulua joistain kohdista hyvinkin helposti pois. Muutoinkin levyllä olisi tästä syystä hyvä olla hieman parempi kulumiskestävyys.

Materiaaliksi voidaan valita myös yleisempi rakenneteräs S355. Teräs on edullisempi ja yleisemmin käytetty, mutta lujuusominaisuuksiltaan ja kovuudeltaan huonompi vaihtoehto. Kuten FEM-analyyseista nähtiin, laitojen taipumat ja jännitykset eivät kasva kovinkaan suuriksi. Tämän takia voidaan siis lujuuden puolesta päätyä tähän edullisempaan vaihtoehtoon. Leikkuupuimurien keskimääräinen käyttöikä on useita kymmeniä vuosia, joten voisi olettaa että teräksen kulutuskestävyydeltä eli kovuudelta vaaditaan paljon. Kasvukaudet ovat kuitenkin melko pitkiä ja esimerkiksi Suomessa leikkuupuimurille kertyy käyttötunteja vuodessa korkeintaan muutama sata. Oletetaan siis tämän yleisen rakenneteräksen kestävän viljan kulutuksen koko koneen käyttöiän läpi.

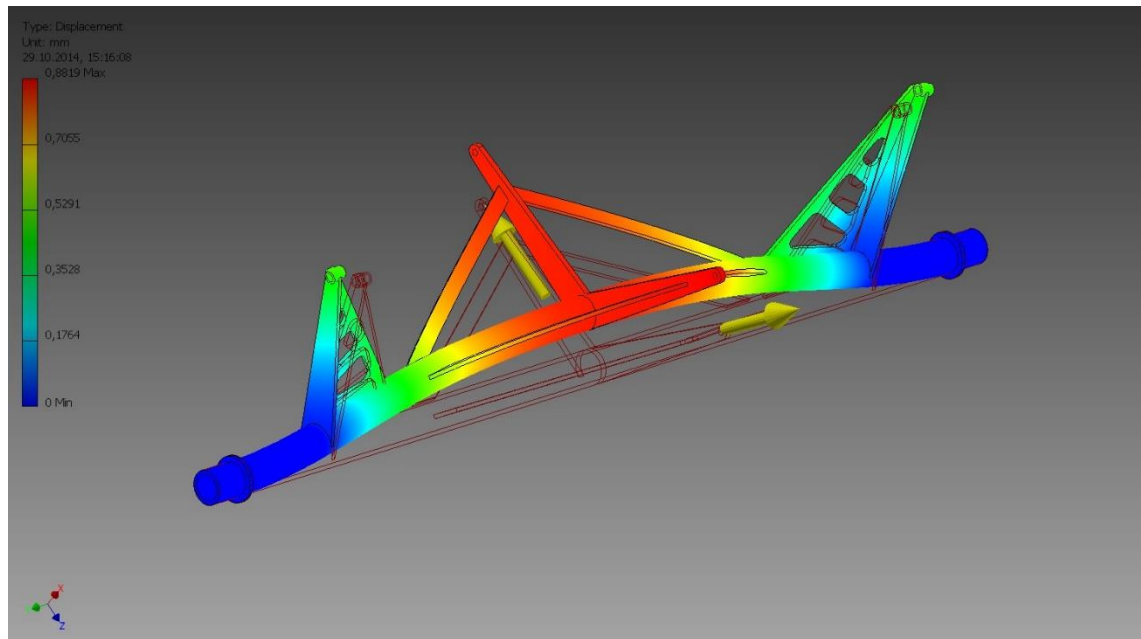
6.5 Akseli

Tässä vaiheessa laskimme vastaavat kuormitustapaukset akselille, joita aikaisemmin käsitelimme käsinlaskennan avulla. Tässä huomioitiin akselin laakeroinnista aiheutuvat tukireaktiot, sekä sivulaitoihin kohdistuvat voimat. Kuvasta (Kuva 38) nähdään kokonaissiirtymän olevan 2,0 mm luokkaa ja itse akselin rungon taipuman näyttäisi olevan saman suuruinen.



Kuva 38. Akselin 1 maksimisiirtymäkuva

Lisäsimme akselin rakenteeseen päätylaitoja kannattelevien vipujen tukirakenteet. Tämän lisäksi rakenteeseen lisättiin sivulaitoja tukevien vipujen juureen poikittaiset tukirakenteet, jotka hillitsevät akselin taipumaa ja vahvistavat samalla itse vipujen taipumia. Suoritimme laskennan uudelleen ja saimme seuraavanlaisen tulokset (Kuva 39).



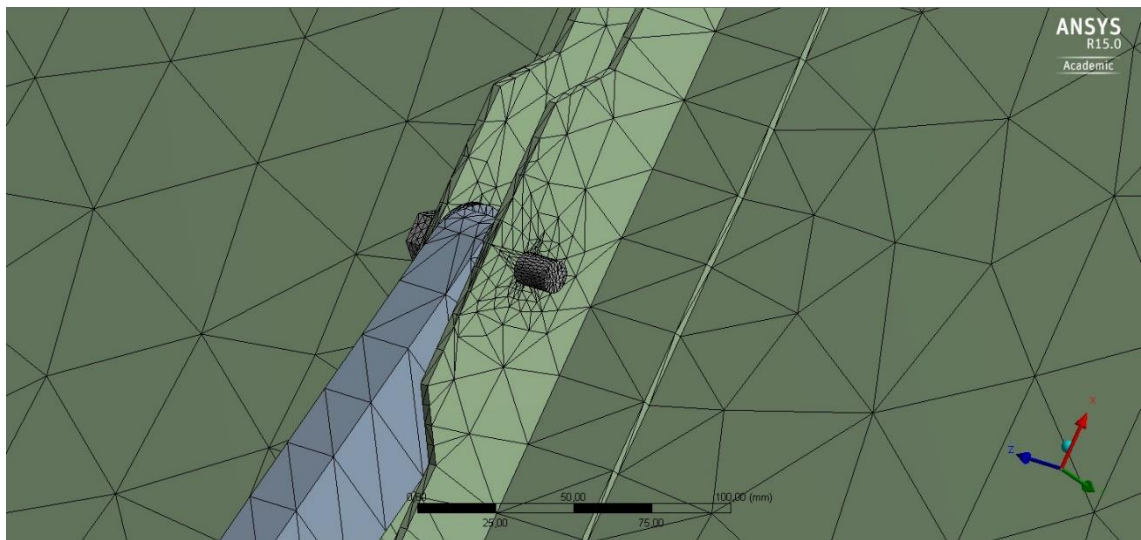
Kuva 39. Akselin 2 siirtymäkuva

Nyt itse akselin taipuma jää vain yhteen millimetriin ja vipujen kärkien kokonaissiirtymä jää alle 1,0 mm. Jälkimmäistä tukirakennetta käyttämällä saatiin tämän lisäksi maksimivertailujännityksen tippumaan arvosta 145 MPa arvoon 110 MPa. Tässä tapauksessa voidaan siis käyttää EN 10219 –standardin mukaista S235 rakenneputkea koska maksimipääjännitys jää vahvistetussa rakenteessa vain noin 100 MPa:iin. Nyt akselissa saavutetaan noin kaksinkertainen varmuus myötöön nähden.

6.6 Sivulaidan pulttiliitos

Pulttiliitoksiin kohdistuvia jännityksiä tarkasteltiin ANSYS-ohjelmiston FEM-mallinnuksen avulla. Alle on koottu yhteenveto erikokoisten ruuvien tuloksista. Laskentaa suunniteltaessa saatoimme yksinkertaistaa simulaatiota melkoisesti, koska tarkoituksena oli selvittää vain liitoksessa sekä sen läheisyydessä esiintyvät jännitykset ja koska laidassa tapahtuvat taipumat ja jännitykset oli tässä vaiheessa jo selvitetty. Laita saatettiin tässä kohtaa asettaa tuetuksi rakenteeksi. Tämän lisäksi sauvaan asetettiin rasittava voima, jonka suuruus vastasi suurinta sivulaitaan kohdistuvaa kuormaa.

Simuloinnissa käytettiin apuna ANSYS-ohjelmiston refinement-ominaisuutta, jonka avulla tihennettiin elementtiverkkoa ruuviliitoksen kaikissa kontaktipinnoissa. Tämän avulla saatiin tarkemmat tulokset ruuviliitoksessa esiintyvistä jännityksistä. Samalla tietokoneelta vaadittava laskuteho pysyi kuitenkin kohtuullisena, koska rakenteen muun osan elementtiverkkoa ei ollut tarvetta tihentää. Kuva rakenteen elementtiverkosta (Kuva 40).



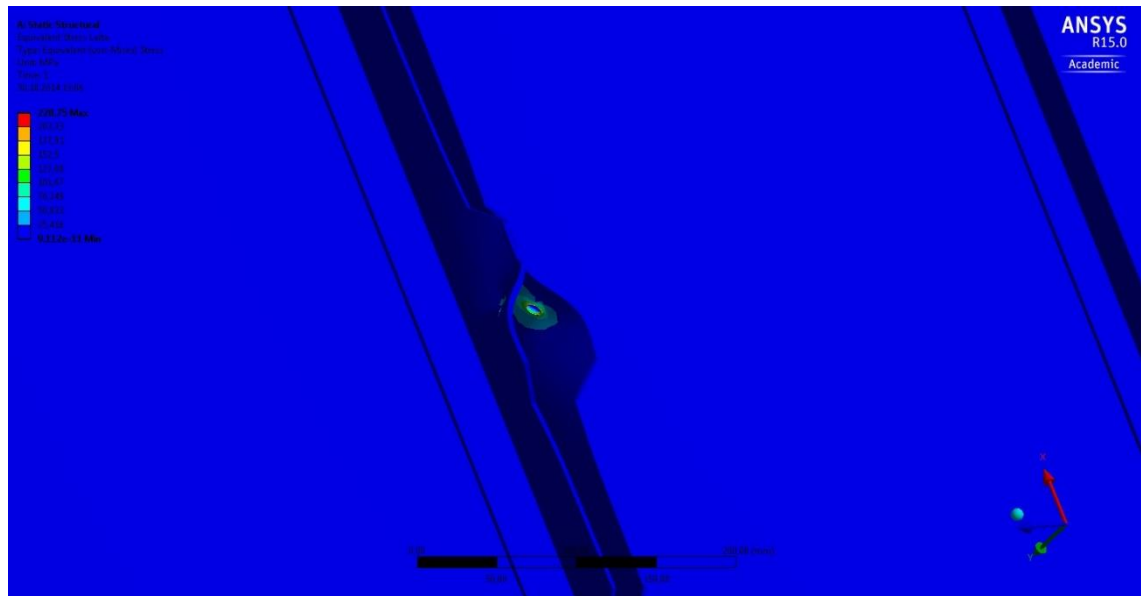
Kuva 40. Elementtiverkko

Seuraavassa on esitetty laskennasta saatuja tuloksia (Taulukko 10).

Taulukko 10. Pulttiliitosten jännitykset

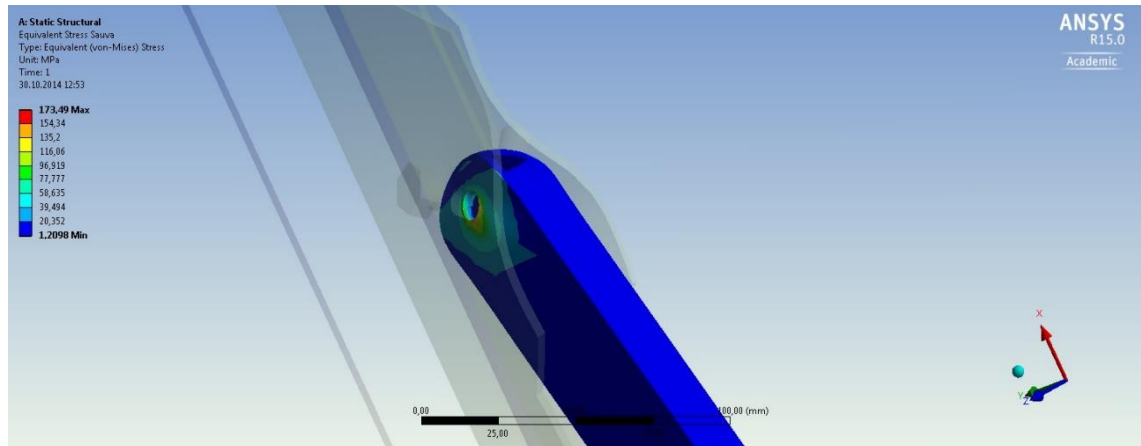
	M6	M8	M10
Maksimivertailujännitys (MPa)	326,9	173,5	124,2
Maksimijännitys ruuvissa (MPa)	154,9	76,7	69,9
Maksimijännitys sauvassa (MPa)	327,0	173,5	124,2
Maksimijännitys laidassa (MPa)	228,8	157,7	106,7
Maksimileikkausjännitys (MPa)	179,0	94,3	65,3
Maksimileikkausjännitys ruuvissa(MPa)	89,4	42,5	40,3
Ruuvin maksimisiirtymä (µm)	16,2	11,1	8,6

Tuloksista nähdään miten liitoksen eri osien jännitykset laskevat, kun ruuvin halkaisijaa kasvatetaan. Taulukko paljastaa sauvan olevan liitoksen heikoin osa. Tämä huomataan, kun vertaillaan koko liitoksessa esiintyvää maksimivertailujännitystä ja maksimijännitystä sauvassa. Ruuvissa esiintyviä maksimijännityksiä tarkasteltaessa huomataan mielenkiintoinen huomio. Ruuvikokoja kasvatettaessa M6 kierteisestä M8 kierteiseen, ruuvien jännitykset putoavat alle puoleen M6 ruuvien jännityksistä. Kun tästä ruuvikokoja kasvatetaan edelleen M10 kierteiseen, jännityksen lasku on enää reilu 10 %. Samantyyppinen jännityksen tiputus huomataan ruuvien maksimileikkausjännityksissä. Aluksi leikkausjännitys tippuu alle puolet alkuperäisestä ja tämän jälkeen siirryttäessä M10 kokoiseen ruuviin jännitys tippuu vain 20 %.



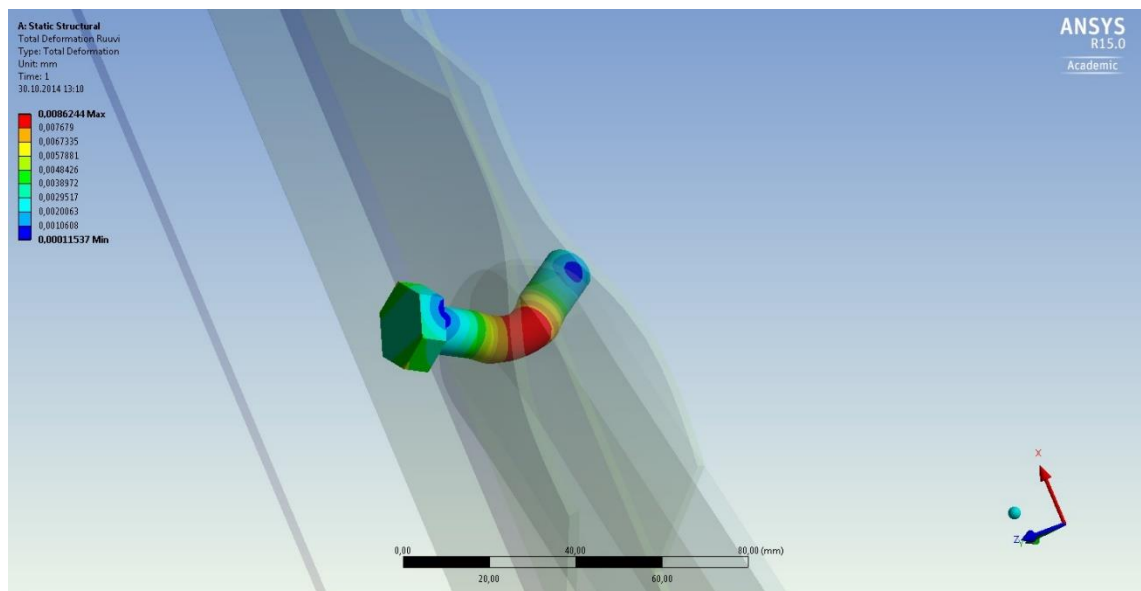
Kuva 41. Laidan jännitykset M6 ruuvilla

Jos valitsemme ruuvin liitokseemme edellisen tarkastelun perusteella, jossa ruuvissa esiintyvät jännitykset tippuvat ruuvin kokoa kasvatettaessa, päädyttäisiin varmasti käyttämään M8 kokoista ruuvia. Huomaamme kuitenkin edellä esitetyistä tuloksista, että liitoksen heikoimmat osat ovat sivulaita ja edelleen tätä kannatteleva sauva. Kuva (Kuva 41) havainnollistaa hyvin, mihin suuntiin sivulaitaa tukevat L-profiilit alkavat myötää kuormituksen kasvaessa tarpeeksi suureksi. Kun seurataan laidassa ja sauvassa esiintyviä jännityksiä, nähdään että kannattaa valita vielä yhtä kokoa isompi ruuvi. Käytettäessä M10 ruuvia M8:n sijaan, tippuu laidan maksimijännitys 51 MPa ja sauvan maksimijännitys 49,3 MPa. Ruuvien viemä menoerä materiaalikustannuksissa on häviävän pieni, eikä siis vaikuta tuotteen valmistuskustannuksiin käytetäänkö liitoksessa M8 tai M10 ruuvia. Tästä johtuen liitokseen valitaan käytettäväksi M10 ISO-vakiokierteistä ruuvia. Kuvasta (Kuva 42) nähdään miten jännitys jakautuu, kun liitoksessa käytettävän reijän halkaisija sauvassa on 8,5 mm.



Kuva 42. Jännitys sauvassa M8 ruuvilla

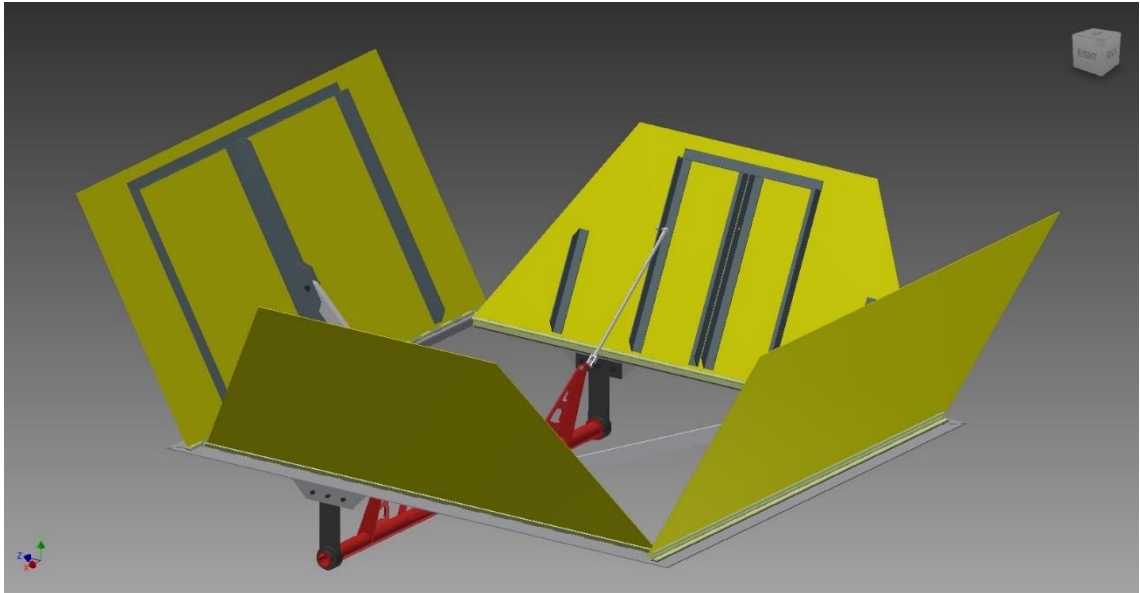
Ruuvissa esiintyvät jännitykset eivät ole merkittävän suuria, kun käytetään 8.8 lujuusluokan ruuveja joiden myötöraja on 640 MPa. Kuten FEM-mallinnuksessa huomasimme, ruuvien jännitykset jäävät reilusti tämän alle. Lisäksi ruuvien siirtymä on erittäin pieni ja merkityksetön tässä tilanteessa. Siirtymä jää pieneksi jo pelkästään ruuvien pienen pituuden takia, mutta on hyvä nähdä mistä kohtaa ruuvia alkaa myötää eniten (Kuva 43).



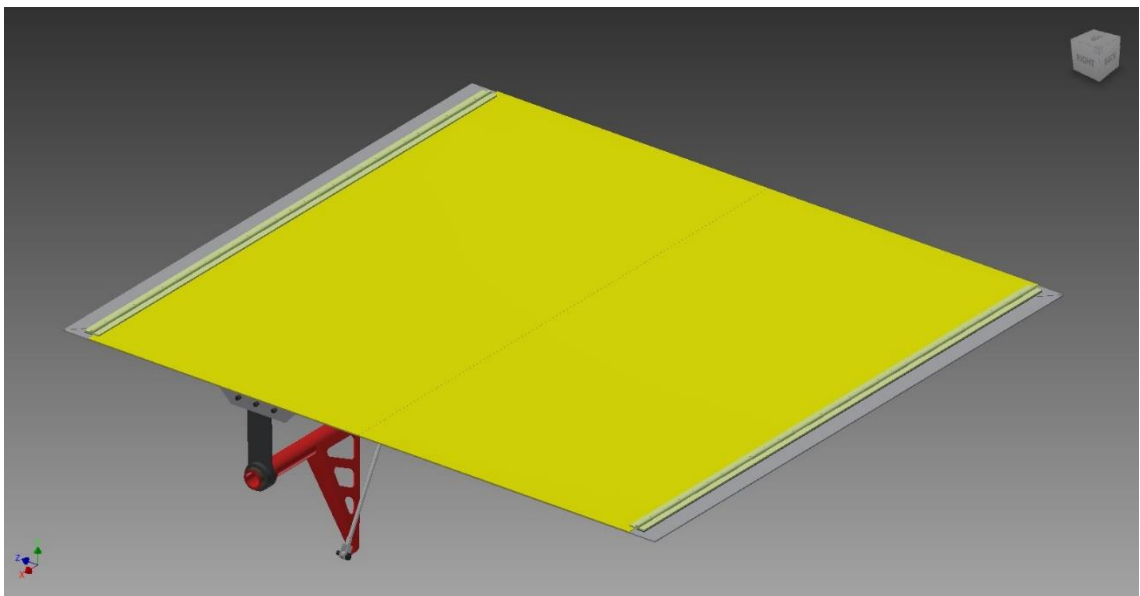
Kuva 43. M10 ruuvien siirtymä

7 SUUNNITTELUN TULOS

Tässä luvussa esitellään valmiin viljasäiliön kannen kokoonpano (Kuva 44) & (Kuva 45).

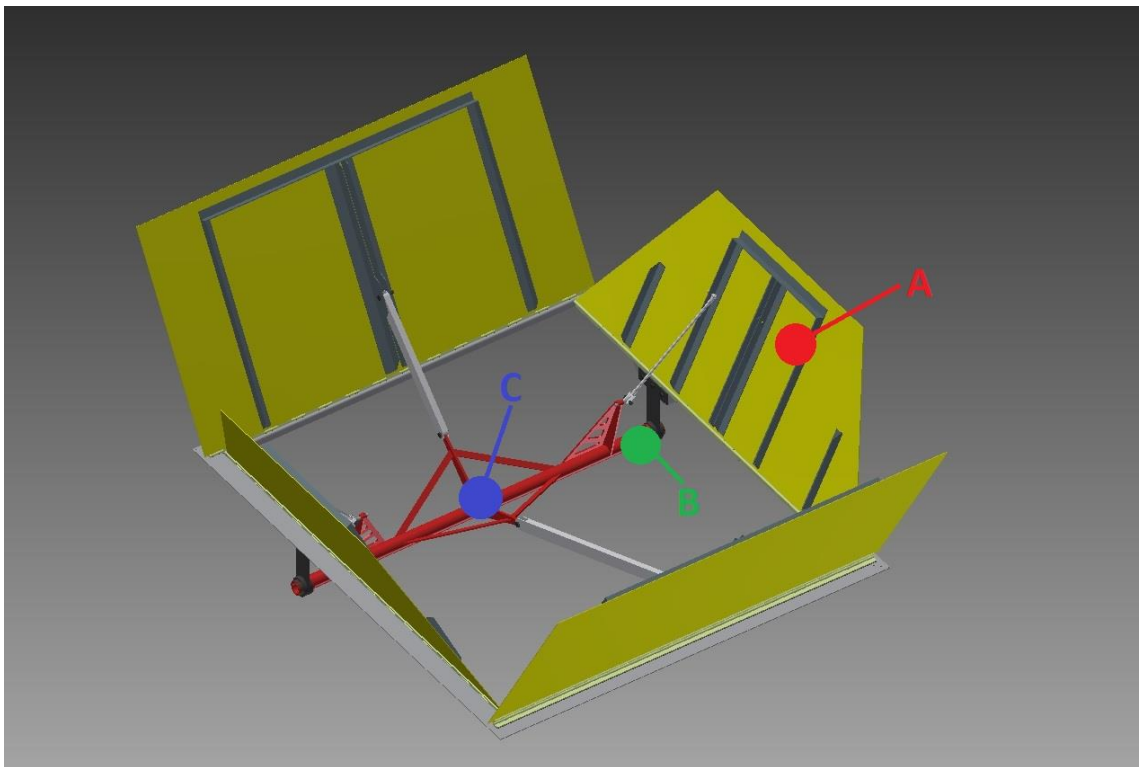


Kuva 44. Kannen mekanismin kokoonpano avattuna



Kuva 45. Kannen mekanismin kokoonpano suljettuna

Valmiiseen rakenteeseen on nyt helppo sijoittaa tarvittavat lisälaitteet. Aikaisemmin viljasäiliön yläreunassa sijainnut täyttöhälytin, joka laukaisee viljasäiliön täyttymisestä ilmoittavan merkkivalon, on nyt mahdollista kiinnittää etu- tai takalaidan yläreunaan kiinni kuvan (Kuva 46) esittämällä tavalla kohtaan A. Tämän lisäksi akseliin on helppo lisätä vipuvarsi, jonka avulla akselin kierto liike toteutetaan. Kiinnitettäessä lineaarimoottori pystyasentoon viljasäiliön pohjarakenteisiin, vipuvarsi voidaan sijoittaa kuvan (Kuva 46) kohtaan C. Vastaavasti kiinnitettäessä moottori vaakatasoon kannen runkoon, voidaan vipuvarsi sijoittaa kuvan kohtaan B.



Kuva 46. Kiinnityspisteet

8 POHDINTA

Opinnäytetyön alussa määriteltiin suunnittelun tavoitteet ja vaatimukset, joiden piti toteutua valmiissa tuotteessa. Yhteenvedona voisi todeta suunnittelun onnistuneen erittäin hyvin. Opinnäytetyön aihetta valittaessa ei päädytty kaikkein selkeimpään tai helpoimpaan aiheeseen. Mielestäni hyvä niin, koska suunnittelun edetessä syntyi monenlaisia ongelmia ja umpikujia, joita piti työn edetessä ratkaista. Työssä käytettiin monenlaisia uusia suunnittelutyökaluja, sekä rakenteita, jotka ei aiemmin opiskelujen aikana ollut tullut tutuiksi. Tämä pakotti työn edetessä opiskelemaan uusia rakenteita ja suunnittelumenetelmiä ongelmien ratkaisemiseksi, minkä takia itse opinnäytetyön suorittaminenkin oli varsinainen oppimisprosessi.

Suunniteltavalle tuotteelle ei ollut olemassa minkäänlaista pohjaa tai suunnitelmaa. Ainoana mallina saattoi toimia suurten konevalmistajien valmiit tuotteet, joiden mekanismit olivat kuitenkin paljon raskaampia ja monimutkaisempia kuin tulevan suunniteltavan tuotteen. Tästä huolimatta onnistuttiin suunnittelemaan valmis kokoonpano tuotteesta, joka on täysin riippumaton leikkuupuimurin muusta runkorakenteesta ja on mahdollista asentaa suoraan vanhan viljasäiliön päälle. Kokoonpano mitoitettiin COMIA-sarjan pienimpiin malleihin eli C4, sekä C6 koneisiin sopiviksi. Koko kansi ja sen mekanismi suunniteltiin kuitenkin siten, että se voidaan edelleen valmistaa myös isompiin saman sarjan koneisiin.

Opinnäytetyön laajuus kasvoi ja todellinen työn pituus selvisi vasta suunnittelun edetessä, mikä on hyvin tyypillistä tämänkaltaisille projekteille. Tästä johtuen opinnäytetyön kansien väliin valikoitui vain työn kannalta oleellisimmiksi asioiksi osoittautuneet vaiheet suunnittelusta. Valmis opinnäytetyö on raaka versio uudesta viljasäiliön kannesta, jonka rakenteen yksityiskohtiin ja viimeistelyyn paneudutaan vasta, kun kokoonpano pääsee tuotantoon.

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. 2010. Koneen osien suunnittelu. 4.-5. painos. Helsinki: WSOYpro Oy.

Case, John Deere, New Holland. Näyttelyedustajat. Konemessut 16.–18.10.2014. Tampereen Messu- ja Urheilukeskus.

D&E Trading Oy. 2014. Liukulaakerit. Luettu 2.10.2014.
<http://www.detrading.fi/fi/tuotetyypit/liukulaakerit>

Euroket Oy. 2014. Kettingit. Luettu 20.10.2014.
<http://www.euroket.fi/kettingit/>

Isojoen Konehalli Oy. 2014. Kiinnitystarvikkeet. Luettu 26.10.2014. <http://www.ikh.fi/>

Kotimaisen viljasadon laatuseuranta 2012. 2013. Evira, Kasvianalytiikan yksikkö, Viljajaosto. Helsinki: Evira.

Käyttöohjekirja COMIA. 2014. Pori: Sampo-Rosenlew Oy.

Lähteenmäki M. 2012. Lujuusoppi. Luentomateriaali. Tampereen ammattikorkeakoulu. Tampere.

Mäkelä M., Soininen L., Tuomola S. & Öistämö J. 2010. Tekniikan kaavasto. 9. painos. Tampere: AMK-Kustannus Oy.

Salmi T. 2005. Statiikka. 3. painos. Tampere: Pressus Oy.

Suomen viljava. Viljojen painonmuutos. Luettu 5.9.2014.
<http://www.suomenviljava.fi/palvelut/kuivauspalvelut/muutostaulukkotuorekuiva/>

Varaosaluettelo COMIA. 2014. Pori: Sampo-Rosenlew Oy.

VM-Vaijeri Oy. 2014. Teräsköydet. Luettu 20.10.2014.
<http://vm-vaijeri.fi/Flipbook/teraskoydet/teraskoydet.html>

William J. Murphy. Tables for Weights and Measurement: Corps. Department of Agronomy. Luettu 2.10.2014.
<http://extension.missouri.edu/publications/DisplayPub.aspx?P=G4020>

LIITTEET

Liite 1. Kulmien laskenta

1 (2)

Kulmien laskenta:

(Kulmat esitetty lausekkeissa radiaaneissa ja vastauksissa asteina.)

Vasemman puolen kulmat:

$$\beta_1 := 120 - \operatorname{atan}\left(\frac{40}{250}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 110.91$$

Käytetään pythagoraan lausetta selvittääksemme suoran c_1 pituus:

$$c^2 = a^2 + b^2$$

$$c_1 := \sqrt{(250\text{mm})^2 + (40\text{mm})^2} + \frac{242\text{mm}}{\cos\left(\beta_1 \cdot \frac{\pi}{180} - \frac{\pi}{2}\right)} = 512.241 \cdot \text{mm}$$

$$t_1 := 424\text{mm} - 242\text{mm} \cdot \tan\left(\beta_1 \cdot \frac{\pi}{180} - \frac{\pi}{2}\right) = 331.542 \cdot \text{mm}$$

Käytetään kosinilauseetta selvittääksemme suoran b_1 pituus:

$$c^2 = a^2 + b^2 - 2 \cdot a \cdot b \cdot \cos(\gamma)$$

$$b_1 := \sqrt{c_1^2 + t_1^2 - 2c_1 \cdot t_1 \cdot \cos\left(\beta_1 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = 702.519 \cdot \text{mm}$$

Sinilauseen avulla ratkaistaan kulma γ_1 :

$$\frac{a}{\sin(\alpha)} = \frac{b}{\sin(\beta)} = \frac{c}{\sin(\gamma)} = 2R$$

$$\gamma_1 := \operatorname{asin}\left[\frac{c_1}{\left(\frac{b_1}{\sin\left(\beta_1 \cdot \frac{\pi}{180}\right)}\right)}\right] \cdot \frac{180}{\pi} = 42.932$$

Oikean puolen kulmat:

Oikean puolen kulmat saadaan laskettua käyttämällä samoja laskukaavoja:

$$\beta_2 := 120 - \operatorname{atan}\left(\frac{40}{250}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 110.91$$

Käytetään pythagoraan lausetta selvittääksemme suoraa c_2 :

$$\boxed{c^2 = a^2 + b^2}$$

$$c_2 := \sqrt{(250\text{mm})^2 + (40\text{mm})^2} + \frac{242\text{mm}}{\cos\left(\beta_2 \cdot \frac{\pi}{180} - \frac{\pi}{2}\right)} = 512.241 \cdot \text{mm}$$

$$t_2 := 1098\text{mm} - 242\text{mm} \cdot \tan\left(\beta_2 \cdot \frac{\pi}{180} - \frac{\pi}{2}\right) = 1005.542 \cdot \text{mm}$$

Käytetään kosinilauseetta selvittääksemme suoran b_2 pituus:

$$\boxed{c^2 = a^2 + b^2 - 2 \cdot a \cdot b \cdot \cos(\gamma)}$$

$$b_2 := \sqrt{c_2^2 + t_2^2 - 2c_2 \cdot t_2 \cdot \cos\left(\beta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = 1281.08 \cdot \text{mm}$$

Sinilauseen avulla ratkaistaan kulma γ_2 :

$$\boxed{\frac{a}{\sin(\alpha)} = \frac{b}{\sin(\beta)} = \frac{c}{\sin(\gamma)} = 2R}$$

$$\gamma_2 := \operatorname{asin}\left[\frac{c_2}{\left(\frac{b_2}{\sin\left(\beta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right)}\right)}\right] \cdot \frac{180}{\pi} = 21.933$$

Nyt voidaan laskea akselin vipuvarsien väliin jäävän kulman α suuruus:

$$\alpha := 180 - \gamma_1 - \gamma_2 = 115.135$$

$$\boxed{\alpha = 115.135}$$

Liite 2. Laitojen kattama tilavuus

Viljan tilavuus:**Keskiosan tilavuus:**

$$V_1 := 1283\text{mm} \cdot 1516\text{mm} \cdot 567\text{mm} = 1.102830876 \cdot \text{m}^3$$

Kylkien tilavuus:

$$V_2 := \frac{\left(567\text{mm} \cdot 567\text{mm} \cdot \tan\left(30 \cdot \frac{\pi}{180} \right) \cdot 1283\text{mm} \right)}{2} = 0.119 \cdot \text{m}^3$$

Päädyn tilavuus:

$$V_3 := \frac{\left(567\text{mm} \cdot \tan\left(24 \cdot \frac{\pi}{180} \right) \cdot 567\text{mm} \cdot 2261\text{mm} \right)}{2} = 0.162 \cdot \text{m}^3$$

Kukkua tilavuuden päälle mahtuu pyramidin muotoinen tilavuus, jossa viljan voidaan olettaa pysyvän maksimissaan noin 30 asteen kulmassa:

$$A_4 := 2261\text{mm} \cdot 1787\text{mm}$$

$$h_4 := \frac{1787\text{mm}}{2} \cdot \tan\left(30 \cdot \frac{\pi}{180} \right) = 515.862 \cdot \text{mm}$$

$$V_4 := \frac{1}{3} \cdot A_4 \cdot h_4 = 0.695 \cdot \text{m}^3$$

Kokonaistilavuus:

$$V_{\text{kok}} := V_1 + 2 \cdot V_2 + 2 \cdot V_3 + V_4 = 2.359 \cdot \text{m}^3$$

$$\rho := 90 \frac{\text{kg}}{0.1\text{m}^3} = 900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad g_1 := 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Tilavuuteen mahtuvan viljan suurin mahdollinen massa:

$$m_1 := \rho \cdot V_{\text{kok}} = 2123.429684 \text{ kg}$$

$$m_1 = 2123.43 \text{ kg}$$

Liite 3. Viljan kuorma

1 (6)

Viljan kuorman laskenta:**Voimat sivulaidoissa:****Hehtolitraino:**

$$\rho := 90 \cdot \frac{\text{kg}}{100\text{l}} = 900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad h := 700 \cdot \text{mm} \quad g_1 := 9.81 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Hydrostaattinen paine viljasäiliön kannen tasolla:

$$p := \rho \cdot g_1 \cdot h$$

$$p = 6.18 \cdot \text{kPa}$$

Kuorman vaikuttava pinta-ala sivulaitaan:

Laidan vaikuttava korkeus 60 asteen kulmassa vaakatasoon nähden:

$$h_1 := \frac{567\text{mm}}{\cos\left(30 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = 0.655 \text{ m}$$

Laidan leveys:

$$s_1 := 1283\text{mm}$$

Laidan pinta-ala:

$$A_1 := h_1 \cdot s_1 = 0.84 \text{ m}^2$$

Sivulaitaan kohdistuva kokonaisvoima:

$$F_1 := \frac{A_1 \cdot p}{2} = 2.596 \cdot \text{kN}$$

Voiman vaikutussuora kulkee kolmion massakeskipisteen kautta:

$$r_1 := \frac{1}{3} h_1 = 218.238 \cdot \text{mm}$$

Sauvan kautta kulkevan tukivoiman vaikutussuoran etäisyys momentin vaikutuspisteeseen:

$$r_2 := 40\text{mm} + \tan\left(15 \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot 250\text{mm} = 106.987 \cdot \text{mm}$$

Kuorman aiheuttama momentti sivulaitaan:

$$M_A := F_1 \cdot r_1 = 566.487 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Sauvan tukivoima:

$$F_2 := \frac{M_A}{r_2} = 5.295 \cdot \text{kN}$$

Jännitykset sauvoissa:**Normaalijännitys ruukin u-profilissa U 20/20/20x2:**

$$\sigma = \frac{N}{A} \quad A_2 := 1.07 \cdot 10^2 \cdot \text{mm}^2 = 107 \cdot \text{mm}^2 \quad R_{eH1} := 235 \text{MPa}$$

$$\sigma_1 := \frac{F_2}{A_2} = 49.485 \cdot \text{MPa}$$

Varmuusluku:

$$n = \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_{sall}}$$

$$n_1 := \frac{R_{eH1}}{\sigma_1} = 4.749 \quad \boxed{\text{--> u-profiilin varmuusluku on melkein viisi!}}$$

Normaalijännitys ruukin double grade rakenneputki 40x20x3:

$$A_3 := 40 \text{mm} \cdot 20 \text{mm} - (40 \text{mm} - 6 \text{mm}) \cdot (20 \text{mm} - 6 \text{mm}) = 324 \cdot \text{mm}^2$$

Ruukin ilmoittama pinta-ala, johtuen kulmien pyöristyksistä:

$$A_4 := 301 \cdot \text{mm}^2 \quad T_1 := 3 \cdot \text{mm} \quad R_1 := 2 \cdot T_1 \quad \text{kun } T < 6,0 \text{ mm}$$

$$R_1 = 6 \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_2 := \frac{F_2}{A_4} = 17.591 \cdot \text{MPa} \quad R_{eH2} := 355 \cdot \text{MPa}$$

Varmuusluku:

$$n_2 := \frac{R_{eH2}}{\sigma_2} = 20.181 \quad \rightarrow \text{varmuus yli 20, joten rakenneputki 40x20x3 kestää myös kuormituksen.}$$

Leikkaus ruuveissa:**Pulttiliitosten laskenta:****M6 pultin leikkausjännitys:**

$$d_{26} := 5.35\text{mm} \quad d_{36} := 4.773\text{mm}$$

$$A_{s6} := \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_{26} + d_{36}}{2} \right)^2 = 2.012 \times 10^{-5} \text{m}^2$$

$$Q_1 := \frac{F_2}{2} = 2.647 \times 10^3 \text{N}$$

$$\tau_6 := \frac{Q_1}{A_{s6}} = 131.577 \cdot \text{MPa}$$

Varmuusluku:

$$n_6 := \frac{\tau_s}{\tau_6} = 2.808$$

M8 pultin leikkausjännitys:

$$d_{28} := 7.188\text{mm} \quad d_{38} := 6.466\text{mm}$$

$$A_{s8} := \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_{28} + d_{38}}{2} \right)^2 = 3.661 \times 10^{-5} \text{m}^2$$

Pultin materiaalin myötöraja:

$$R_{eL} := 640 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Materiaalin leikkausmyötöraja:

$$\tau_s := \frac{R_{eL}}{\sqrt{3}} = 3.695 \times 10^8 \text{Pa}$$

$$\tau_8 := \frac{Q_1}{A_{s8}} = 72.323 \cdot \text{MPa}$$

Varmuusluku:

$$n_8 := \frac{\tau_s}{\tau_8} = 5.109$$

M10 pultin leikkausjännitys:

$$d_{210} := 9.026 \text{mm} \quad d_{310} := 8.160 \text{mm}$$

$$A_{s10} := \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_{210} + d_{310}}{2} \right)^2 = 5.799 \times 10^{-5} \text{m}^2$$

$$\tau_{10} := \frac{Q_1}{A_{s10}} = 45.651 \cdot \text{MPa}$$

Varmuusluku:

$$n_{10} := \frac{\tau_s}{\tau_{10}} = 8.094$$

Voimat päätylaidoissa:

Päätylaidan pinta-ala:

$$h_2 := 620 \text{mm} \quad s_2 := 1516 \text{mm}$$

$$A_{21} := h_2 \cdot s_2 = 0.94 \text{m}^2$$

Laitaan kohdistuva kokonaisvoima:

$$F_{21} := \frac{A_{21} \cdot p}{2} = 2.904 \text{kN}$$

Voiman varsi: (kolmiokuormasta johtuva kerroin 1/3)

$$r_{21} := \frac{1}{3} \cdot h_2 = 0.207 \text{ m}$$

Voiman laitaan kohdistava momentti saranan ympäri:

$$M_B := F_{21} \cdot r_{21} = 600.262 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Sauvan vipuvarsi saranan suhteen:

$$r_{23} := \sin\left(16 \cdot \frac{\pi}{180}\right) 356 \text{ mm} = 98.127 \cdot \text{mm}$$

Sauvaan kohdistuva voima:

$$F_{23} := \frac{M_B}{r_{23}} = 6.117 \cdot \text{kN}$$

Vaijeriin/ketjuun kohdistuva kuorma:

Vaijerin/ketjun kiinnityspisteen etäisyys saranasta:

$$r_{22} := \sin\left(66 \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot 400 \text{ mm} = 0.365 \text{ m}$$

Vaijeriin/ketjuun kohdistuva voima:

$$F_{22} := \frac{M_B}{r_{22}} = 1.643 \cdot \text{kN}$$

$$m_{22} := \frac{F_{22}}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 167.449 \text{ kg}$$

16x7-WSC 6 mm vaijerin venymä:

Muotokerroin:

$$C_1 := 0.369$$

Näennäispinta-ala:

$$A_v := \frac{\pi}{4} \cdot (6\text{mm})^2 = 2.827 \times 10^{-5} \text{m}^2$$

Todellinen pinta-ala:

$$A_{v\text{tod}} := C_1 \cdot A_v = 1.04332 \times 10^{-5} \text{m}^2$$

Kimmokerroin:

$$E_v := 100 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2} = 1 \times 10^{11} \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Pituus:

$$L_v := 1595\text{mm}$$

Kuormitusvenymä:

$$\Delta L := \frac{F_{22} \cdot L_v}{A_{v\text{tod}} \cdot E_v} = 2.511 \cdot \text{mm}$$

Liite 4. Varmuskerroin

Varmuuden tarkastelu:

Mitatun voiman varsi:

$$L_1 := 1765\text{mm}$$

Pinta-ala kuormalle:

$$A_1 := 450\text{mm} \cdot 1000\text{mm} = 0.45\text{ m}^2$$

Viljakuorman korkeus:

$$h_1 := 450\text{mm} \cdot \cos\left(30 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 0.39\text{ m}$$

Mitattu laitaa kaatava momentti:

Mitattu kuorma:

$$m_1 := 3.45\text{kg}$$

$$F_1 := m_1 \cdot g_1 = 33.845\text{ N}$$

Laitaa kaatava momentti mitattuna:

$$M_{\text{mitattu}} := F_1 \cdot L_1 = 59.736 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Laitaa kaatava momentti hydrostaattisen paineen kaavalla:

Viljan aiheuttama paine hydrostaattisen paineen kaavalla:

$$p_1 := \rho \cdot h_1 \cdot g_1 = 1.797 \cdot \text{kPa}$$

Paineen aiheuttama voima sivulaitaan:

$$F_2 := \frac{A_1 \cdot p_1}{2} = 404.29\text{ N}$$

Sivulaitaa kaatava momentti:

$$M_{\text{hydr}} := F_2 \cdot L_2 = 60.643 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Viljakuorman voiman varsi:

$$L_2 := 450\text{mm} \cdot \frac{1}{3} = 0.15\text{ m}$$

Hehtolitraino:

$$\rho := 47 \frac{\text{kg}}{100\text{l}} = 470 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Maan putoamiskiihtyvyyys:

$$g_1 := 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Varmuskerroin:

$$n := \frac{M_{\text{hydr}}}{M_{\text{mitattu}}} = 1.015$$

Liite 5. Akselin taipuma

1(2)

Akselin taipuma:**Lähtöarvot:**

$$d_1 := 45\text{mm} \quad d_2 := 30\text{mm} \quad E_1 := 210\text{GPa} \quad F_1 := 2.6\text{kN} \quad l_1 := 1250\text{mm}$$

$$d_3 := 35\text{mm}$$

$$d_4 := 40\text{mm}$$

$$h_1 := \frac{567\text{mm}}{\cos\left(30 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = 0.655\text{m}$$

Voiman vaikutussuora kulkee kolmion massakeskipisteen kautta:

$$r_1 := \frac{1}{3}h_1 = 218.238\cdot\text{mm}$$

Sauvan kautta kulkevan tukivoiman vaikutussuoran etäisyys momentin vaikutuspisteeseen:

$$r_o := 40\text{mm} + \tan\left(15 \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot 250\text{mm} = 106.987\cdot\text{mm}$$

Kuorman aiheuttama momentti sivulaitaan:

$$M_A := F_1 \cdot r_1 = 567.42\cdot\text{N}\cdot\text{m}$$

Oikean puolen sauvan tukivoima:

$$F_o := \frac{M_A}{r_o} = 5.304\cdot\text{kN}$$

Vasemman puolen sauvan tukivoima:

$$r_v := 40\text{mm} + \tan\left(30 \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot 250\text{mm} = 184.338\cdot\text{mm}$$

$$F_v := \frac{M_A}{r_v} = 3.078\cdot\text{kN}$$

Voimien välinen kulma:

$$\alpha := 115 \text{ deg} \quad \beta := 180 - \alpha = 65$$

Resultanttivoima:

$$F_r := \sqrt{F_v^2 + F_o^2 - 2 \cdot F_v \cdot F_o \cdot \cos\left(65 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = 4.879 \cdot \text{kN}$$

Taipuma 30 mm sisähalkaisijalle:

$$I_1 := \frac{\pi \cdot (d_1^4 - d_2^4)}{64} = 1.615 \times 10^5 \cdot \text{mm}^4$$

$$s_1 := \frac{F_r \cdot l_1^3}{48 \cdot E_1 \cdot I_1} = 5.853 \cdot \text{mm}$$

$$s_1 = 5.853 \cdot \text{mm}$$

Taipuma 35 mm sisähalkaisijalle:

$$I_2 := \frac{\pi \cdot (d_1^4 - d_3^4)}{64} = 1.276 \times 10^5 \cdot \text{mm}^4$$

$$s_2 := \frac{F_r \cdot l_1^3}{48 \cdot E_1 \cdot I_2} = 7.407 \cdot \text{mm}$$

$$s_2 = 7.407 \cdot \text{mm}$$

Taipuma 40 mm sisähalkaisijalle:

$$I_3 := \frac{\pi \cdot (d_1^4 - d_4^4)}{64} = 7.563 \times 10^4 \cdot \text{mm}^4$$

$$s_3 := \frac{F_r \cdot l_1^3}{48 \cdot E_1 \cdot I_3} = 12.501 \cdot \text{mm}$$

$$s_3 = 12.501 \cdot \text{mm}$$

Liite 6. T-liitos kaksoispienahitsein

1 (2)

T-liitos kaksoispienahitsein:

Normaalivoima:

Leikkausvoima:

$$F_N := 5500\text{N}$$

$$F_L := 3000\text{N}$$

Levyn paksuus:

$$t_1 := 6\text{mm}$$

Lasketaan vaadittu a-mitta:

Materiaali:

Perusaineen sallittu jännitys:

S235

$$f_d := 208\text{MPa}$$

$$\beta := 0.9$$

Koska liitos on kaareva putken muodosta johtuen, emme voi käyttää koko liitoksen pituutta määrittämään pinta-alaa, joka kannattelee sauvan kuormaa. Valitaan liitoksen pituudeksi 8 mm, jonka voidaan olettaa vastaavan melko hyvin kohtisuoraa hitsin osaa sauvaan nähden.

$$A_1 := 8\text{mm} \cdot 5\text{mm}$$

$$a \geq \frac{\beta \cdot t}{2 \cdot f_d} \cdot \sqrt{2 \cdot \sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2}$$

Liitoksessa esiintyvä maksimaalinen normaalijännitys:

$$\sigma_x := \frac{F_N}{A_1} = 137.5 \cdot \text{MPa}$$

a-mitta, vedon mukaan:

$$a_N := \frac{\beta \cdot t_1}{2 \cdot f_d} \cdot \sqrt{2 \cdot \sigma_x^2} = 2.524 \cdot \text{mm}$$

$$a_N = 2.524 \text{ mm}$$

a-mitta leikkauksen mukaan:

Laikkautuva ala:

$$A_2 := 6\text{mm} \cdot 10\text{mm} = 60 \cdot \text{mm}^2$$

$$\tau_{xy} := \frac{F_L}{A_2} = 50 \cdot \text{MPa}$$

$$a_L := \frac{\beta \cdot t_1}{2 \cdot f_d} \cdot \sqrt{3 \cdot \tau_{xy}^2} = 1.124 \cdot \text{mm}$$

$$a_L = 1.124 \text{ mm}$$

Hitsin A-mittaa määrittä kuormitus tässä tapauksessa on siis liitokseen kohdistuva normaalivoima!

Valitaan a-mitaksi suurempi kokonaisluku millimetreissä --> 3 mm

Tarkistuksen ehto:

$$\frac{l}{a} \geq 8$$

Koska hitsi on putken pinnan mukaan etenevä kaareva liitos, ei voida olettaa koko pituuden kannattelevan hitsiin kohdistuvaa kuormaa mitoittamalla tavalla. Käytetään tarkistukseen siis vain puolta pituuden mitta todellisesta hitsin kokonaispituudesta.

$$l_1 := 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{45\text{mm}}{2} \right) \cdot \frac{1}{4} = 35.343 \cdot \text{mm}$$

$$\frac{l_1}{3\text{mm}} = 11.781$$

->Ehto täyttyy!

Liite 7. Kulmapressut

Kulmapressujen mitoitus:**Pressun reunojen välisen kulman suuruus:**

$$a_1 := 0\text{mm} \qquad a_2 := 263.9\text{mm}$$

$$b_1 := 657.7\text{mm} \qquad b_2 := 561\text{mm}$$

$$c_1 := 370.7\text{mm} \qquad c_2 := -358\text{mm}$$

$$\theta := \arccos\left(\frac{a_1 \cdot a_2 + b_1 \cdot b_2 + c_1 \cdot c_2}{\sqrt{a_1^2 + b_1^2 + c_1^2} \cdot \sqrt{a_2^2 + b_2^2 + c_2^2}}\right) \cdot \left(\frac{180}{\pi}\right) = 64.08 \text{ deg}$$

$$\theta = 64.08$$

Inventorilla mitattu kulma = 64,69 deg

--> pyöristetään 65 asteeseen

Liite 8. Pienahitsin kestävyden tarkastelutyylit ohjeen B 7 mukaan

(Koneen osien suunnittelu 2010, 262)

Tyyli	Kaava	Huom!
a	$\sigma_w = \frac{F}{al} \leq f_{wd}$	
b	$F \leq F_{wd} = f_{wd}al$	
c	$a \geq a_d = \frac{F}{f_{wd}l}$	$8 \leq \frac{l}{a} \leq 100$
d	$a \geq a_d = \sqrt{\frac{F}{\left(\frac{l}{a}\right) * f_{wd}}}$	$\frac{l}{a} = \text{vakio}$
e	$l \geq l_d = \frac{F}{af_{wd}}$	$8 \leq \frac{l}{a} \leq 100$

Liite 9. ISO-vakiokierteisten ruuvien halkaisijoita

(Koneen osien suunnittelu 2010, 165)

Kierre	d /mm	P /mm	d_2 /mm	d_3 /mm	R_{\min} /mm	A_3 /mm ²	A_s /mm ²
M3	3	0,5	2,675	2,387	0,063	4,48	5,03
(M3,5)	3,5	0,6	3,110	2,764	0,075	6,00	6,78
M4	4	0,7	3,545	3,141	0,088	7,75	8,78
(M4,5)	4,5	0,75	4,013	3,580	0,0940	10,1	11,3
M5	5	0,8	4,480	4,019	0,100	12,7	14,2
M6	6	1,0	5,350	4,773	0,125	17,9	20,1
(M7)	7	1,0	6,350	5,773	0,125	26,2	28,9
M8	8	1,25	7,188	6,466	0,156	32,8	36,6
M10	10	1,5	9,026	8,160	0,188	52,3	58,0
M12	12	1,75	10,863	9,853	0,219	76,2	84,3
(M14)	14	2,0	12,701	11,546	0,250	105	115
M16	16	2,0	14,701	13,546	0,250	144	157
(M18)	18	2,5	16,376	14,933	0,313	175	192
M20	20	2,5	18,376	16,933	0,313	225	245
(M22)	22	2,5	20,376	18,933	0,313	282	303
M24	24	3,0	22,051	20,319	0,375	324	353
(M27)	27	3,0	25,051	23,319	0,375	427	459
M30	30	3,5	27,727	25,706	0,438	519	561
(M33)	33	3,5	30,727	28,706	0,438	647	694
M36	36	4,0	33,402	31,093	0,500	759	817
(M39)	39	4,0	36,402	34,093	0,500	913	976