

Teemu Saarinen

POLANNETERÄN SUUNNITTELU JA 3D-MALLINNUS

POLANNETERÄN SUUNNITTELU JA 3D-MALLINNUS

Teemu Saarinen
Opinnäytetyö
Kevät 2021
Konetekniikan tutkinto-ohjelma
Oulun ammattikorkeakoulu

TIIVISTELMÄ

Oulun ammattikorkeakoulu
Konetekniikan tutkinto-ohjelma, koneautomaatio

Tekijä: Teemu Saarinen

Opinnäytetyön nimi suomeksi: Polanneterän suunnittelu ja 3D-mallinnus

Opinnäytetyön nimi englanniksi: Design and 3D Modeling of Grader Blade

Työn ohjaaja: Kai Jokinen

Työn valmistumislukukausi ja -vuosi: kevät 2021

Sivumäärä: 40 + 44 liitettä

Opinnäytetyössä suunniteltiin traktoriin liitettävä polanneterä, jota tullaan käyttämään polanteen poistoon jäiseltä tieltä. Työ tehtiin toimeksiantona oululaiselle elinkeinonharjoittajalle. Tarve polanneterän kehittämiseen oli tullut toimeksiantajan omista kokemuksista tienhoidossa.

Työn toteutuksen lähtökohtana oli suunnitella tuotteen valmistus kustannustehokkaaksi. Valmistuksen tuli onnistua tavanomaisin konepajatekniikoin. Työssä sovellettiin DFM-menetelmää, jolla pyritään suunnittelemaan tuote niin, että se olisi yksinkertaisempi ja halvempi valmistaa. Työssä vertailtiin eri materiaalien välisiä ominaisuuksia ja valittiin käytettävä materiaali. Polanneterä mallinnettiin Solidworks 2019 -suunnitteluohjelman avulla. Lujuustarkasteluihin käytettiin Solidworks-ohjelmiston FEM-moduulia. Työssä vertailtiin myös osien valmistusmenetelmien eroja ja kustannuksia.

Työn tuloksena saatiin vaatimukset täyttävä 3D-malli, osa- ja työpiirustukset sekä lujuuslaskelmat. Piirustusten perusteella toimeksiantaja rakentaa polanneterästä prototyypin.

Asiasanat: mekaniikkasuunnittelu, polanneterä, tienhoito, koneenrakennus

ALKULAUSE

Opinnäytetyö on tehty tien hoidossa toimivalle yksityiselle elinkeinonharjoittajalle. Haluan osoittaa kiitokseni työn tilaajan edustajalle Janne Heikkiselle, joka toimi myös työn valvojana. Lisäksi kiitän työn ohjannutta yliopettaja Kai Jokista saamastani ohjauksesta ja avusta.

Nurmijärvellä 5.4.2021

Teemu Saarinen

SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ	3
ALKULAUSE	4
SISÄLLYS	5
SANASTO	6
1 JOHDANTO	7
2 TYÖN LÄHTÖKOHDAT	8
2.1 Vaatimuslista	8
2.2 Työkoneen vaikutus suunnitteluun	9
3 SUUNNITTELU	11
3.1 Yleistä rakenteesta	11
3.2 Esisuunnittelu	11
3.3 Materiaalivalinta	12
3.4 Valmistusystävällinen suunnittelu eli DFM	15
3.5 Tietokoneavusteinen suunnittelu	15
4 LUJUUSTARKASTELU	17
4.1 Laskennassa käytettävien voimien selvittäminen	17
4.2 Hitsien lujuuslaskenta	18
4.3 FEM-analyysi	21
4.3.1 Kolmipistekiinnittimen analyysi	22
4.3.2 Aisarakenteen FEM-analyysi	23
4.4 Vaihtoehtoisten ratkaisujen vertailua	24
4.5 Hydraulisyylinterin nurjahdustarkastelu ja mitoitus	26
4.5.1 Nurjahdus	27
4.5.2 Sylinterin painelaskut	30
5 VALMISTUSKUSTANNUSTEN OPTIMOINTI	33
5.1 Osien leikkaus	33
5.2 Hitsausmenetelmän valinta	35
6 VALMISTUSDOKUMENTTIEN LAADINTA	36
7 YHTEENVETO	37
LÄHTEET	38

SANASTO

CAD = computer aided design, tietokoneavusteinen suunnittelu

DFM = Design for manufacturability, tuotteen valmistettavuus

FEM = finite element method, elementtimenetelmä

MPa = megapascal

N = newton

Nm = newtonmetri

Pa = pascal

S355 = rakenneteräksen lujuusluokka, 355 N/mm²

Solidworks = 3D-suunnitteluohjelmisto

1 JOHDANTO

Tämän opinnäytetyön tavoitteena on suunnitella ja 3D-mallintaa tienhoidossa käytettävä polanneterä. Polanneterä on traktoriin tai muuhun työkoneeseen liitettävä laite, jota käytetään talvella polanteiden eli jää- tai lumiharjanteiden poistoon tien pinnalta. Kesällä sillä voidaan lanata sora- ja hiekkateitä.

Opinnäytetyö tehdään toimeksiantona Oulussa toimivalle, tienhoitoa suorittavalle yksityiselle elinkeinonharjoittajalle. Tilaaja on työssään huomannut tarpeen suunnitella ja valmistaa omaan käyttötarkoitukseen hyvin soveltuvan laitteen, koska kaupallisilta markkinoilta ei ole löytynyt vaatimukset täyttäviä laitteita.

Tässä työssä käytetään suunnittelun apuna DFM-menetelmää, jolla pyritään optimoimaan tuotteen valmistettavuus. Menetelmän tavoite on vähentää osien lukumäärää kokoonpanossa ja suunnitella tuote helposti valmistettavaksi ja kokoonpantavaksi. Suunnittelutyö sekä mallinnus toteutetaan Dassault Systèmesin Solidworks 2019 -ohjelmistolla.

Työn lopputuloksena saadaan polanneterän 3D-malli ja valmistuspiirustukset. Työstä rajattiin pois hydraulikkajärjestelmän suunnittelu, poislukien sylinterien mitoitus.

2 TYÖN LÄHTÖKOHDAT

Työn lähtökohtana oli suunnitella traktoriin liitettävä polanneterä tilaajan määrittelemillä ominaisuuksilla ja tuottaa valmistamiseen vaadittavat dokumentit, joiden perusteella tilaaja valmistaa prototyypin laitteesta. Tilaajan ajatuksena oli suunnitella laite edulliseksi valmistaa ilman kalliita erikoisvälineitä tavanomaisissa konepajaolosuhteissa. Laitteeseen tuli myös suunnitella lisälaittekiinnitykset, jotta tilaaja voi tarvittaessa laajentaa polanneterän käyttötapoja erilaisin lisälaittein. Osien valmistuksen ja kokoonpanon tuli olla helppoa.

2.1 Vaatimuslista

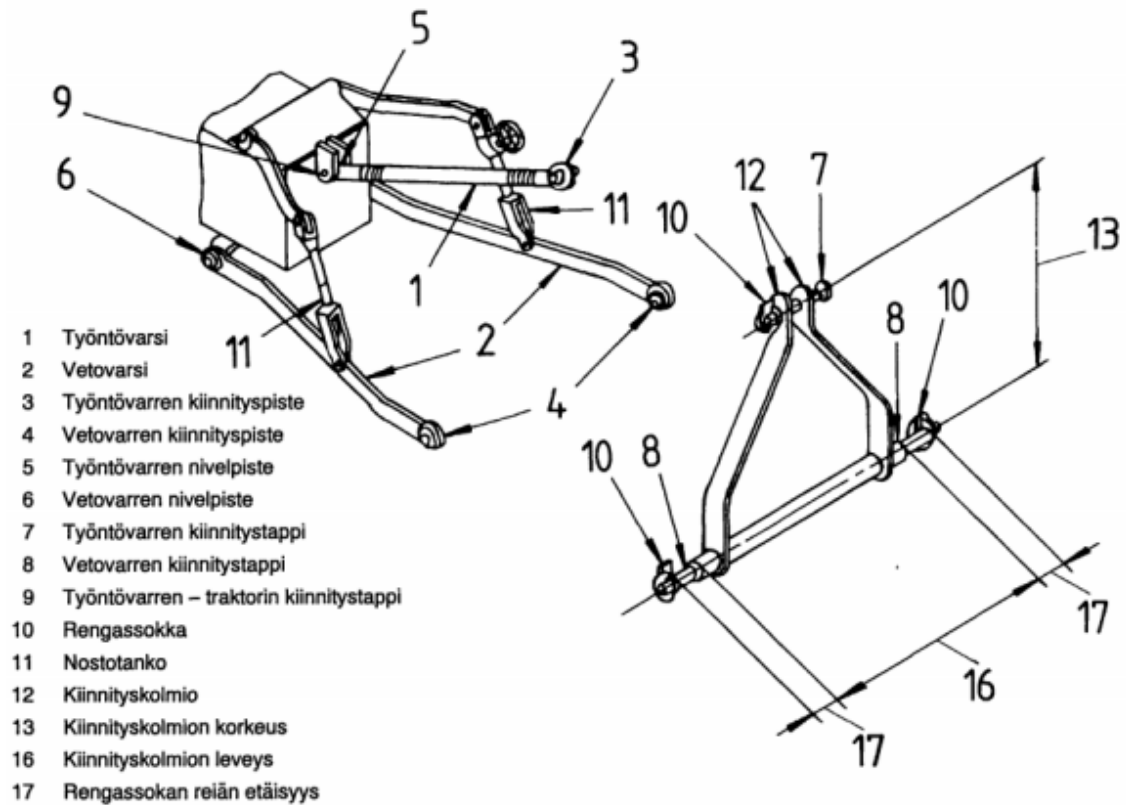
Vaatimuslista on luettelo kaikista tuotteen vaatimuksista ja ominaisuuksista, jotka halutaan toteuttaa. Vaatimukset luokitellaan kolmeen luokkaan. Kiinteät vaatimukset täytetään kaikissa tilanteissa ja vähimmäisvaatimukset täytetään tiettyyn vähimmäisarvoon saakka, mutta sen ylittäminen toivottuun suuntaan on suotavaa. Toivomukset taas huomioidaan mahdollisuuksien mukaan. (1, s. 80.) Taulukossa 1 on toimeksiantajan vaatimuslista vaadituista ominaisuuksista.

TAULUKKO 1. Vaatimuslista

KV, VV, T	Vaatimus
	1. Geometria
KV	Leveys: Teräosan leveys 3m
T	Terän leveys muutettavissa helposti 3D-mallissa
T	pitää olla painava (ei määritelty kiloja)
	2. Voimat
KV	Kestettävä n. 10 tonnin painoisen traktorin vetovoima
	3. Liikkeet
KV	Terän kulmaa voitava säätää käyttölaitteella
KV	Terää voitava liikuttaa sivusuunnassa käyttölaitteella
KV	Terä käännettävissä 180 astetta etukäyttöä varten
T	Terän pystykallistus
	4. Energia
KV	Hydrauliikka
	5. Materiaali
KV	Kestävä
KV	Edullinen
KV	Helposti hitsattava ja muovattava
	6. Valmistus ja kokoonpano
KV	Oltava valmistettavissa tavanomaisin konepajatekniikoin
	8. Käyttö
VV	Käyttölämpötila: -40°C - +30°C
VV	Käyttöympäristö: Lumi, jää, loska, vesisade, suolainen ympäristö
	9. Kunnossapito
T	Huollon tarve mahdollisimman vähäinen
	10. Kustannukset
T	Kustannukset pidettävä alhaisina, ei kuitenkaan tingitä kestävydestä
	KV=kiinteä vaatimus, VV=vähimmäisvaatimus, T=toivomus

2.2 Työkoneen vaikutus suunnitteluun

Polanneterä on suunniteltu kiinnitettäväksi traktorin kolmipistenostolaitteeseen. Kolmipistenostolaite muodostuu kahdesta vetovarresta ja niiden yläpuolella olevasta työntövarresta. Niiden muodostamaan kolmioon kytketään työkoneen kiinnityskolmio. Kolmipistenostolaitteen osat on esitetty kuvassa 1.

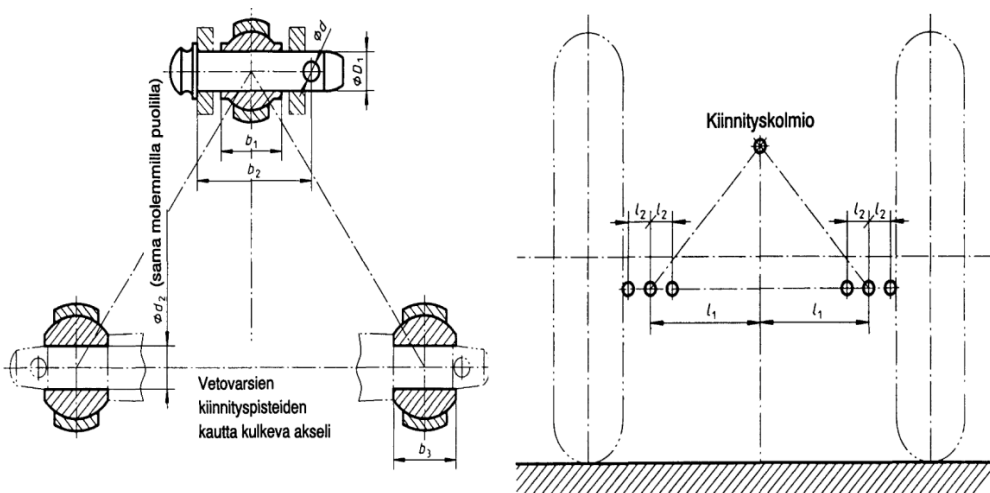


KUVA 1. Kolmipistekiinnityksen osat (2, s. 4)

Kolmipistenostolaite on standardisoitu kiinnitin, johon voidaan kytkeä erilaisia työkoneita ja -laitteita. Standardissa SFS-ISO 730-1 (2, s. 6–7) on esitetty nostolaitteen liitännän mitat ja kategoriat. Liitännät on jaettu taulukon 2 mukaisesti neljään eri kokoluokkaan. Mittojen määritelmät on esitetty kuvassa 2.

TAULUKKO 2. Kolmipistekiinnittimen kokoluokat (2, s. 7)

Kokoluokka	1	2	3	4
Voimanulosotto- akseliteho [kW]	≤ 48	≤ 92	80 ... 185	150 ... 350
D_1 [mm]	19	25,5	31,75	45
b_1 [mm]	44	51	51	64
b_2 [mm]	76	93	102	140
d_2 [mm]	22,4	28,7	37,4	51
b_3 [mm]	35	45	45	57,5
l_1 [mm]	359	435	505	610 tai 612
l_2 [mm]	100 min	125 min	130 min	130 min



KUVA 2. Kolmipistekiinnityksen mittojen määritelmät (2, s. 6)

Traktoreissa käytetään yleisesti hydraulikkaa ulkoisen voiman tuottamiseen. Hydraulisen järjestelmän etuja ovat muun muassa suunnittelun vapaus ja komponenttien hyvät teho-painosuhteet. Suunnittelija ei ole sidoksissa johonkin tarkoin määrättyyn tehonsiirtorataan, koska teho siirretään putkia ja letkuja pitkin. Teho voidaan siirtää tuottokohdasta käyttökohteeseen sopivinta reittiä. Komponenttien pieni koko taas johtaa laitteiston pienuuteen ja keveyteen. (3, s. 11.)

Kolmipistenostolaitteen työntövartta on mahdollista työntää painatussylinterillä, jos traktori on varustettu hydraulisella järjestelmällä. Painattamalla vartta saadaan terään suurempi pintapaine, jonka avulla jäinen polanne saadaan irti tien pinnasta.

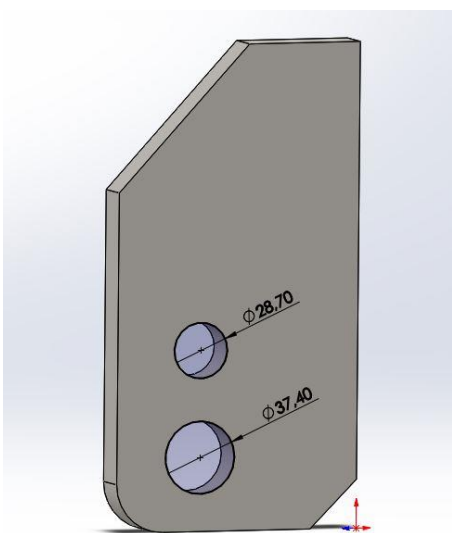
3 SUUNNITTELU

3.1 Yleistä rakenteesta

Lumiaurat ja polanneterät ovat lähes poikkeuksetta perusrakenteiltaan samankaltaisia: liitäntäosa traktoriin tai työkoneeseen kiinnittämistä varten, jonkinlainen aisarakenne sekä teräosa lumen ja jään poistoon. Näiden kolmen osakokonaisuuden ympärille on mahdollista suunnitella erilaisia lisäominaisuuksia kuten käännettävä terä tai terän sivusiirto. Lisäksi laitteeseen voidaan kiinnittää lisäosia kuten vallisiipi ja lumilinko. Lisälaitteiden avulla voidaan suorittaa monta työvaihetta samanaikaisesti ja säästää huomattavia summia henkilöstö- ja kalustokuluissa.

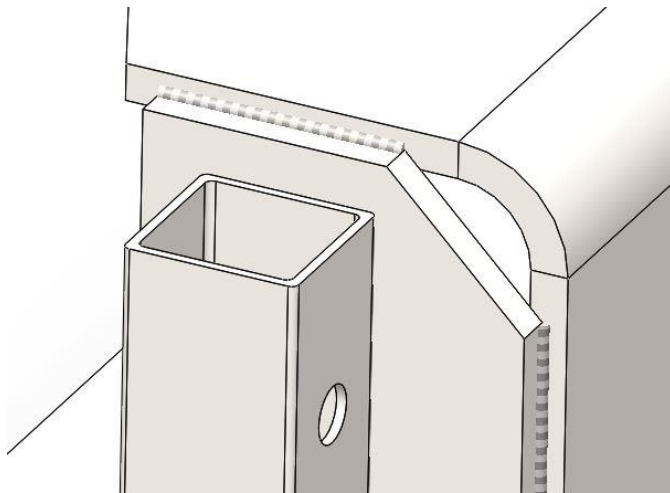
3.2 Esisuunnittelu

Ennen varsinaista suunnittelutyötä ja tietokonemallinnusta keskusteltiin toimeksiantajan kanssa pidetyssä palaverissa perusrakenteen suunnitteluratkaisuista ja halutuista ominaisuuksista, joita ei mainittu vaatimuslistassa. Polanneterän kolmipistekiinnitin tuli varustaa kokoluokan 2 ja 3 liitännöillä (kuva 3), jolloin laitetta on mahdollista käyttää eri kokoluokan traktoreilla ja työkoneilla.



KUVA 3. Vetovarren korvakko, jossa kokoluokan 2 ja 3 kiinnitystapin reiät

Hitsin pinnan muodoksi valittiin pienahitsi, joka on kustannustehokas lisäainepe-
rustainen hitsin muoto (4, s. 43). Osiin ei suunniteltu tehtävän viisteitä hitsausta
varten. Kaikkia hitsausliitoksia ei aikataulullisista syistä alettu mitoittamaan. To-
dettiin, että mitoitetaan kriittisimmät kohdat ja sovelletaan saatuja tuloksia muihin
hitsausliitoksiin. Osien suunnittelussa tuli ottaa huomioon pienahitsin viemä tila
ja osat pyrittiin mitoittamaan toisiinsa nähden niin, että ne pystytään hitsaamaan
vähintään 5 mm pienahitsillä (kuva 4).



KUVA 4. Päätytuki hitsattu runkolevyyn pienahitsillä, jonka a-mitta on 5 mm

Lähtökohtaisesti tuote suunnitellaan mahdollisimman kevyeksi, mikäli ylipaino-
vaatimuksia ei ole (4, s. 6). Tässä työssä painava rakenne oli vaatimuksena, sillä
painon avulla saadaan suurempi pintapaine terään. Polanneterään päätettiin
suunnitella lisäpainoa varten hiekalla täytettävä säiliö. Lisäpainon avulla polan-
neterän käyttö on tehokasta myös traktoreilla, joissa ei ole painatussylinteriä.
Mahdollisia lisälaitteita varten polanneterään tuli suunnitella lisäkiinnikkeitä.

3.3 Materiaalivalinta

Materiaaliksi valitaan lähtökohtaisesti edullisin vaihtoehto. Valinnassa otetaan
kuitenkin huomioon sen saatavuus, eräkoko, lujuusominaisuudet, korroosion-
kesto, hitsattavuus, muovattavuus, varastointi ja pintakäsittelyominaisuudet. (4,
s. 6.)

Materiaalien hinnat vaihtelevat maailmantalouden nousu- ja laskusuhdanteiden
sekä kysynnän ja tarjonnan mukaan. Suunnittelija ei voi tuotetta suunnitellessaan

laskea tuotteen tarkkoja tuotantokustannuksia. Materiaalien välisiä suhteellisia kustannuksia arvioitaessa voidaan käyttää kilohintaindeksiä, joka antaa tietyn materiaalin suhteellisen hinnan perusmateriaaliin nähden. Perusmateriaalina käytetään mustaa pyörötankoa Ø 50 S355J0 (5, s. 1110).

Kilohintaindeksi lasketaan kaavalla 1 (5, s. 1110).

$$K_g^* = \frac{K_G}{K_{G0}}$$

KAAVA 1

K_g^* = kilohintaindeksi

K_G = tarkasteltavan materiaalin kilohinta (€/kg)

K_{G0} = perusmateriaalin kilohinta (€/kg)

Taulukossa 3 on listattu yleisimpien rakennemateriaalien kilohintaindeksejä. S235 ja S355 rakenneteräkset osoittautuivat edullisimmiksi vaihtoehtoiksi. Alumiini ja ruostumaton teräs puolestaan edellisiä noin viisi kertaa kalliimmiksi.

TAULUKKO 3. Kilohintaindeksejä (5, s. 1124–1132)

Materiaali	Kilohintaindeksi
S235	0,9-1,1
S355	1,0-1,2
S640	1,2-1,5
AISI 304 RST	4,9-5,5
Alumiini	5,0-6,0
RAEX 640	1,2-1,5
HARDOX 400	1,5-1,7

Polanneterässä käytettävän materiaalin valintaa varten taulukoitiin yleisesti käytössä olevia materiaaleja ja niiden ominaisuuksia. Eri ominaisuuksille annettiin painokertoimet sen mukaan, kuinka ne vastasivat vaatimuslistan vaatimuksia. Lopuksi materiaaleille laskettiin painotettu keskiarvo. Materiaalin valintataulukon (taulukko 4) perusteella polanneterän materiaaliksi valittiin S355 (EN10025) rakenneteräs.

TAULUKKO 4. Materiaalin valintataulukko

	Painokerroin	Materiaalit						
		S235	S355	S640	RST	ALU	RAEX 640	HARDOX 400
Hinta	2	5	5	4	1	1	4	3
Paino	1,5	5	5	4	4	2	3	3
Hitsattavuus	2	5	5	3	1	1	3	3
Korroosionkesto	1	2	2	2	5	4	2	2
Muokattavuus	2	5	5	3	3	4	3	3
Lujuus	1,5	1	3	5	3	2	5	4
Painotettu keskiarvo		4,05	4,4	3,55	2,55	2,2	2,85	3,05

Metallisia materiaaleja valitessa tulee huomioida myös iskutietoluokka. Iskutietä kuvaava teräksen kylmänkestävyys ja teräsrakenteen suunnittelulämpötila. Rakenteen alin sallittu käyttölämpötila määräytyy iskutietoluokan lisäksi kuormitusten ja ainespaksuuksien perusteella. (6, s. 162.) Tässä työssä polaneterän materiaalille ei valittu käytettävää iskutietoluokkaa (taulukko 5), vaan tarkoitus oli tuoda esille myös iskutietojen huomioon ottaminen suunnittelussa ja materiaalivalinnassa. Perussääntönä voidaan pitää, että suurempi iskutietoluokka tarkoittaa parempaa kylmänkestävyttä.

TAULUKKO 5. Terästen iskutietoluokat (8, s. 7)

Iskutietä			Koelämpötila
Iskuenergia jouleina (J)			
27J	40J	60J	°C
JR	KR	LR	20
J0	K0	L0	0
J2	K2	L2	-20
J3	K3	L3	-30
J4	K4	L4	-40
J5	K5	L5	-50
J6	K6	L6	-60

Iskutietoluokan valintaan voi käyttää apuna ympäristöministeriön julkaisemaa suomen rakentamismääräyskokoelman osiota B7 teräsrakenteet (7, s. 5). Rakennusteollisuuden käyttöön tarkoitettua ohjetta voi käyttää viitteellisenä apuna va-

lintaa tehdessä. Näillä tiedoilla työn toimeksiantaja voi tehdä omat valintaratkaisunsa saatavilla olevien materiaalien joukosta. Itse iskusiikkeyden kohoamisella ei ole teräksen hintaan suurta merkitystä, ennemminkin useamman iskusiikkeyden materiaalin varastoiminen on ollut tekijä, joka on nostanut kustannuksia (6, s. 163).

3.4 Valmistusystävällinen suunnittelu eli DFM

DFM (Design for manufacturing) on tuotekehitysmenetelmä, jolla pyritään suunnittelemaan tuote niin, että se olisi helpompi valmistaa. Menetelmän avulla tuote saadaan myös toimimaan paremmin, luotettavammin, näyttämään siistimmältä, helpottamaan tuotteen huollettavuutta ja parantamaan tuotteen ympäristökuorimitusta. Päällimmäinen tavoite on aina valmistuskulujen alentaminen, joka saavutetaan tuotekehityksen ja tuotannon yhteistyöllä. (9, s. 13.)

Tuotteen osista aiheutuvien kustannusten minimointi perustuu valmistusprosessin ymmärtämiseen ja standardointiin. Vaikeita erityistyövaiheita vaativat tarpeettomat yksityiskohdat ja tarpeettoman tiukat toleranssit ovat tyypillisiä ylimääräisiä kustannuksia aiheuttavia tekijöitä. Piiloon jäävien osien viimeistely ei tarvitse olla yhtä hyvää kuin näkyville jäävän. Standardointi on tehokkaaksi havaittu keino valmistuskustannusten karsimiseksi. (10, s. 186.)

Yksinkertaiset muodot, kuten neliöt ja suorakaiteet ovat tuotannossa edullisia niiden hyvän käsiteltävyyden, kiinnitettävyyden ja työkaluvalmiuden takia. Symmetrian hyödyntäminen kannattaa, kun se on mahdollista. (4, s. 14.) Materiaalihukka tulisi huomioida jo tuotesuunnitteluvaiheessa. Levynleikkausvaiheessa tulisi kappaleiden täyttää levy mahdollisimman tehokkaasti. Kolot ja suuret reiät tuottavat materiaalihukkaa, joka yleensä veloitetaan täysimääräisenä. Levyarkin koko tulisi huomioida, jotta osa saadaan leikattua yhdestä arkista. (4, s. 23.)

3.5 Tietokoneavusteinen suunnittelu

Tietokoneavusteinen suunnittelu eli CAD (Computer Aided Design) tarkoittaa tietokoneen käyttöä suunnittelijan työkaluna eikä vain elektronisena piirustuslautana. Suunnitteluohjelman tulisi vähentää rutiinityötä ja auttaa suunnittelijaa hy-

vään konstruktion pääsemisessä. Mahdollisuus muuttaa tehtyä geometriaa paljon helpommin kuin piirustuslaudalla työskenneltäessä on yksi CAD-työskentelyn eduista. (11, s. 9–1.)

Tässä työssä käytettiin apuna Solidworks 2019 -ohjelmistoa. Solidworks on ranskalaisen Dassault Systemesin valmistama parametrinen 3D-mallinnusohjelma. Parametrinen piirremallinnusjärjestelmä tarkoittaa tietokoneavusteista suunnitteluohjelmistoa, jonka avulla suunniteltava kohde mallinnetaan kolmiulotteisen geometrian avulla (12, s. 23). Kolmiulotteisilla malleilla osien yhteensopivuutta on helpompi tarkastella ja yhteensopimattomuudet huomataan helposti. Kolmiulotteisilla malleilla voidaan myös tutkia mekanismien liikeratoja.

Parametrisuus helpottaa muutosten tekemistä kolmiulotteisessa mallissa, koska mittoja voi helposti muuttaa missä vaiheessa mallinnusta tahansa. Tämä helpottaa suunnittelijan työtä huomattavasti, sillä usein suunnittelutyön alussa kaikkia kohteen mittoja ei tiedetä tarkasti. (12, s. 23.) Malliin tehdyt muutokset päivittyvät automaattisesti myös tehtyihin piirustuksiin.

Piirremallinnuksessa kohteen malli rakennetaan piirteistä. Aluksi tehdään peruspiirre, johon lisätään uusia piirteitä. Lopulta on saatu aikaan kohteen tarkka malli. Piirteet kerääntyvät niin sanottuun piirrepuuhun, josta ne on helppo löytää muutosten tekemistä varten. (12, s. 23.)

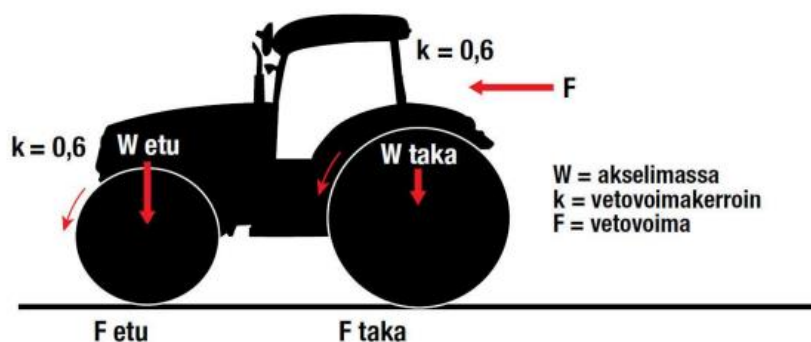
4 LUJUUSTARKASTELU

Polanneterän lujuustarkastelu suoritettiin suurimmaksi osaksi Solidworks 2019 - ohjelmiston FEM-moduulin avulla. Lisäksi joitakin laskelmia suoritettiin käsin laskemalla. Laskelmissa käytettiin konedirektiivin (13, s. 4.1.2.8) mukaista varmuuslukua 1,25, koska laitteen käytöstä ei aiheudu huomattavaa vaaraa käyttäjälle tai muille henkilöille. Tämän takia ei myöskään ollut tarpeellista suorittaa lujuustarkastelua kaikille osille, vaan voitiin keskittyä kriittisten kohtien tarkasteluun.

4.1 Laskennassa käytettävien voimien selvittäminen

Lujuuslaskennassa tarvittavien voimien määrittäminen tarkasti on yleensä haasteellista. Varsinkin tässä työssä voimien ja rasitusten arviointi on hankalaa, koska polanneterään kohdistuu käytön aikana monenlaisia dynaamisia kuormia. Rakenteeseen kohdistuvat voimat tulee kuitenkin jollain tavalla selvittää edes auttavasti, joten laskennan lähtökohdaksi valittiin traktorin tuottama vetokyky.

Traktorin vetokykyyn perustekijöitä (kuva 5) ovat akselipaino, pyörän ja maanpinnan välinen kitka sekä moottorin vääntömomentin tuottama renkaiden kehävoima. Teoreettinen maksimivetokyky on traktorin oman massan verran. Vierintävastus ja pyörien luisto huonontavat hyötysuhdetta. Paras vetokyky saavutetaan nelivetoisella traktorilla, jossa kaikki pyörät vetävät ja kasvattavat vetokykyä. Vetokyky ilmaistaan vetohyötysuhdetta kuvaavalla vetovoimakertoimella, joka kuvaa kuinka suuri osuus akselimassasta on muutettavissa vetovoimaksi. Nelivetoisen traktorin vetokyky on noin 60 % akselimassasta. (14, s. 12–14.)



KUVA 5. Traktorin vetokyvyn tekijät (14, s. 12–14)

Vetovoima lasketaan kaavalla 2. (14, s. 12–14).

$$F = W \cdot g \cdot k$$

KAAVA 2

F = vetovoima (N)

W = akselimassa (kg)

g = maan vetovoima (m/s^2)

k = vetovoimakerroin

Vetovoimaksi saatiin

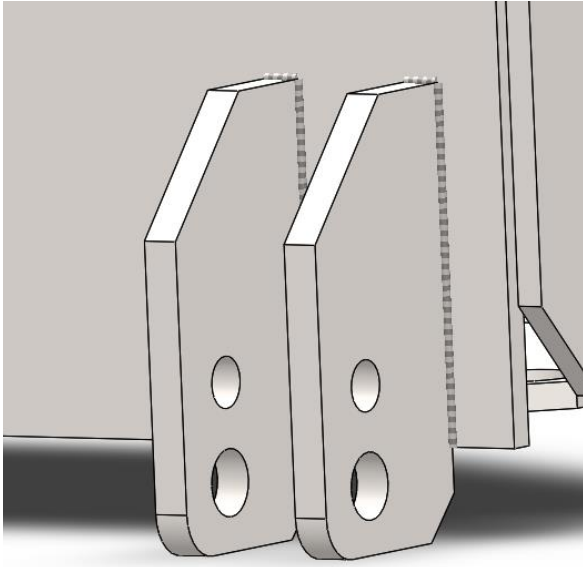
$$F = 10\,000 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,6 = 58\,860 \text{ N.}$$

Kaavan 2 antama tulos on suunta antava arvio 10 000 kg painoisen nelivetotruktorin tuottamasta keskimääräisestä vetokyvystä. Polanneterän pääasiallinen käyttö ajoittuu talvikaudelle, joten traktorin todellinen vetovoima on vielä pienempi renkaan ja lumisen tien pinnan välisen pienen kitkan vuoksi.

Lujuuslaskennassa päädyttiin kuitenkin käyttämään työn tilaajan käytössä olevan John Deere 7280R -traktorin todellista vetokykyä. Kyseisen traktorin vetokyky selvitettiin Nebraskan yliopiston v. 2012 suorittamasta vetotestin raportista (15, s. 1). Testiraportin mukaan maksimivetovoima optimiolosuhteissa oli 135 000 N.

4.2 Hitsien lujuuslaskenta

Polanneterä on lähes kokonaisuudessaan hitsattava rakenne. Kaikkien hitsisaumojen mitoittaminen laskemalla ei olisi ollut työmäärään nähden järkevää, joten tarkasteluun valittiin kolmipistekiinnittimeen hitsattavat vetovarren korvakot (kuva 6). Traktori kiinnitetään vetovarren korvakoihin, joten oletettavasti niihin kohdistuvat suurimmat voimat ja kuormanvaihtelut.



KUVA 6. Vetovarren korvakot

Vetovarren korvakoiden hitsisaumat mitoitettiin ikuisen kestoiän mukaan. Tällä pyrittiin minimoimaan vaurion syntymisen mahdollisuus väsyttävässä kuormituksessa, sillä tarkkoja tietoja tai laskelmia polanneterään kohdistuvista kuormanvaihteluista tai käyttösykleistä ei ollut saatavilla. Laskentaa varten selvitettiin voiman suurin vaihteluväli, hitsiä kuormittavan jännityksen vaihteluväli, suurin sallittu jännityksen vaihteluväli, materiaalin osavarmuuskerroin ja ominaisväsymisraja.

Hitsiin kohdistuviksi voimiksi määriteltiin traktorin maksimivetokyky 135 kN. Todellisessa käyttötilanteessa korvakoihin ei kohdistu jatkuvaa maksimivoimaa, eikä voiman suunta vaihdu jatkuvasti. Laskennan yksinkertaistamiseksi kuitenkin oletettiin, että polanneterää ajetaan yhtä paljon eteen- kuin taaksepäin maksimivetokyvillä. Korvakkoja on 4 kappaletta, joten yhden korvakon voimaksi jäi 33,75 kN. Korvakon leveys on 20 mm ja hitsattavan osan korkeus 225 mm.

Voimien vaihteluväli laskettiin kaavalla 3 (5, s. 139).

$$\Delta F = F_{\max} - F_{\min}$$

KAAVA 3

ΔF = voiman vaihteluväli (N)

F_{\max} = voiman maksimiarvo (N)

F_{\min} = voiman minimiarvo (N)

Voimien vaihteluväliksi saatiin

$$\Delta F = 33,75 \text{ kN} - (-33,75 \text{ kN}) = 67,5 \text{ kN}.$$

Hitsiä kuormittavan jännityksen vaihteluväli laskettiin kaavalla 4 (16. s, 38).

$$\Delta\sigma = \frac{\Delta F}{s \cdot h} \quad \text{KAAVA 4}$$

$\Delta\sigma$ = jännityksen vaihteluväli (MPa)

ΔF = voiman vaihteluväli (N)

s = hitsattavan kappaleen leveys (mm)

h = hitsattavan kappaleen korkeus (mm)

Jännityksen vaihteluväliksi saatiin

$$\Delta\sigma = \frac{67,5 \text{ kN}}{20 \text{ mm} \cdot 225 \text{ mm}} = 15 \text{ MPa}.$$

Suurimman sallitun jännitysvaihtelun laskentaa varten selvitetiin ensin väsymisluokka poikittain kuormitetulle pienahitsille (16, s. 38). Väsytyoluokan perusteella selvitetiin Wöhler-käyrältä ominaisväsymisraja ikuisen käyttöiän mukaan (16, s. 34). Osavarmuuskerroin katsottiin taulukosta (16, s. 35 taulukko 1.6) vaurion vähäisten seurausten ja havaittavien säröjen mukaan. Näillä tiedoilla osavarmuuskerroimen mukainen suurin sallittu jännityksen vaihteluväli oli 33 MPa (16, s. 38).

Hitsin minimi a-mitta laskettiin kaavalla 5 (16, s. 38).

$$a = \frac{\Delta\sigma \cdot s}{2 \cdot \Delta f_d} \quad \text{KAAVA 5}$$

a = hitsin a-mitan minimi (mm)

$\Delta\sigma$ = jännityksen vaihteluväli (MPa)

s = hitsattavan kappaleen leveys (mm)

Δf_d = suurin sallittu jännitysvaihtelu, sisältäen osavarmuuskerroimen (MPa)

Hitsin a-mitaksi saatiin

$$a = \frac{15 \text{ MPa} \cdot 20 \text{ mm}}{2 \cdot 33 \text{ MPa}} = 4,545 \text{ mm}.$$

A-mitta pyöristettiin seuraavaan suurempaan tasalukuun, jolloin vetovarsien korvakoiden hitsin a-mitaksi tuli 5 mm.

4.3 FEM-analyysi

FEM (Finite element method) eli elementtimenetelmällä voidaan mallintaa lähes millainen kappale, kokonaisuus, materiaaliominaisuus tai kuormitustapa tahansa. Sen avulla voidaan tehdä ratkaisuja jännitysten laskennasta lämpötilan ja kaumiin. (17, s. 148.)

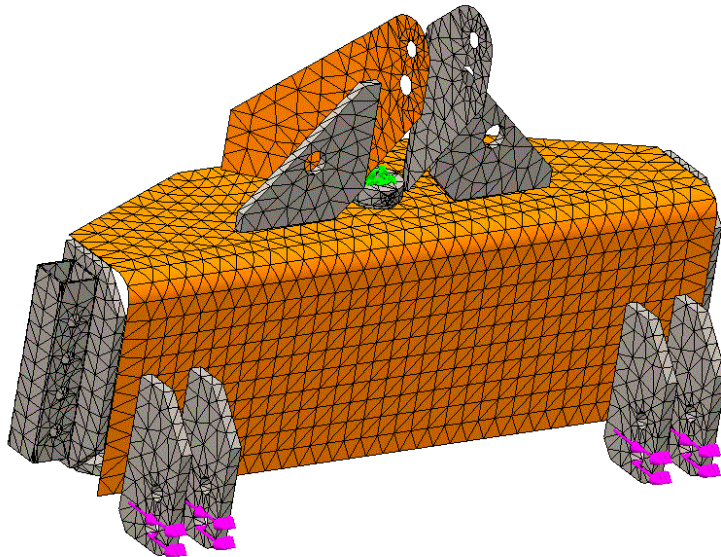
FEM-menetelmässä rakenne jaetaan pienempiin osiin eli elementteihin, jotka on kytketty toisiinsa solmupistein. Elementtien muoto on yleensä sidottu, mutta yhdistelemällä niitä ja tihentämällä tai harventamalla niiden verkkoa tarpeen mukaan voidaan mallintaa lähes millaisia osia tahansa. Solmupisteiden koordinaattien ja materiaalin ominaisuuksien avulla muodostetaan jäykkyyismatriisi, joka yhdistetään edelleen kuormitukseen. Näin saadaan selville kunkin solmupisteen siirtymä. Solmupistesiertymien avulla voidaan laskea kappaleessa vaikuttavat jännitykset. Koska systeemi edellyttää yleensä satojen, jopa tuhansien yhtälöiden ratkaisemista, on tietokoneen käyttö ehdoton edellytys. (17, s. 148.)

FEM-analyysissä päätettiin tarkastella Von Mises -jännitystä. Von Mises -jännityksellä tarkoitetaan vakiomuodonmuutoshypoteesia (VVEH), jossa materiaali vaurioituu sellaisessa pisteessä, jossa sen vääristymisenergiatiheys saavuttaa tälle materiaalille ja vauriotyypille kriittisen arvon (18, s. 403). Von Mises -jännityksen avulla lasketaan rakenteeseen kohdistuvia jännitysten yhteisvaikutuksia ja se onkin yleisesti käytetty vertailujännitys lujuuslaskennan yhteydessä.

Elementtimenetelmä vaatii tietokoneelta paljon laskentatehoa, joten koko polaneterän kokoonpanon laskentaan ei käytössä olleen tietokoneen muisti riittänyt. Tästä syystä rakenteiden lujuutta tarkasteltiin pienemmillä osakokoonpanoilla. FEM-analyysiin päädyttiin valitsemaan kolmipistekiinnitin ja aisa.

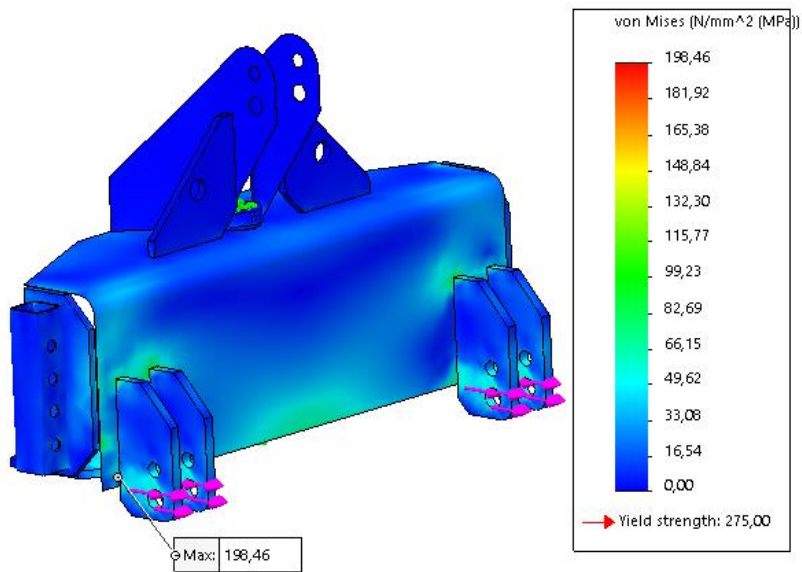
4.3.1 Kolmipistekiinnittimen analyysi

Kolmipistekiinnittimestä luotiin elementtiverkko (kuva 7). Elementtiverkon luomisessa ensimmäinen vaihe on idealisoida tehty malli. Rakenteesta yksinkertaistetaan sellaisia piirteitä ja yksityiskohtia, joiden mallintaminen on vaikeaa, mutta niiden vaikutus laskennan lopputulokseen on vähäistä. Elementtiverkon muodostaminen on nykyaikaisissa suunnitteluohjelmistoissa yhä useammin automatisoitu. Elementtiverkon tiheyttä voidaan määrittää piirteiden avulla, jolloin analyysin tulokset saadaan mahdollisimman tarkkoina halutuista kohdista. Varsinaisen verkotuksen tekee ohjelma itse. (17, s. 149–150.)



KUVA 7. Kolmipistekiinnittimen elementtiverkko

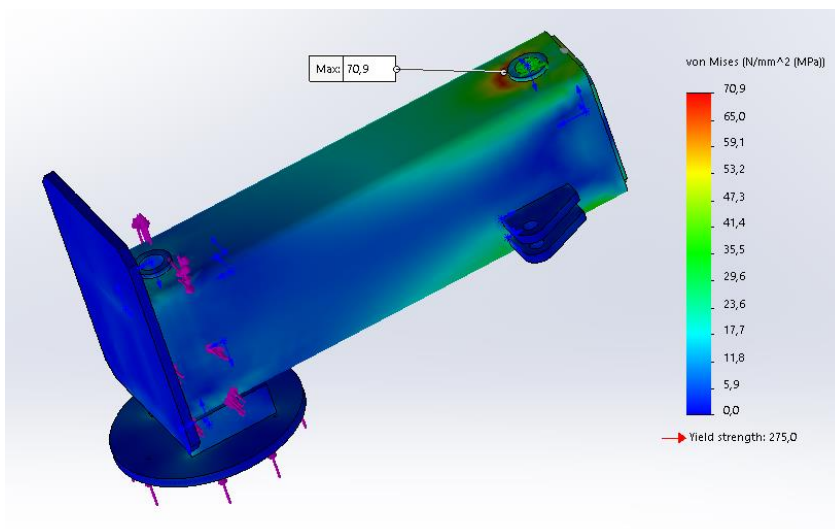
Kolmipistekiinnittimen vetovarren korvakoita kuormitettiin staattisella traktorin maksimivetovoimalla 135 kN lisättynä varmuuskertoimella 1,25 (kuva 8). Tarkasteltaessa maksimijännitystä rakenteessa, huomattiin sen odotetusti kohdistuvan vetovarsien korvakoiden alueelle. Tulosten perusteella todettiin, että kolmipistekiinnitin kestää kuormituksen suunnitellusti, suurimman jännityksen ollessa 198 MPa. Maksimijännitys pysyi alle suurimman sallitun jännityksen 275 MPa.



KUVA 8. Suurin jännitys kolmipistekiinnittimen korvakoissa 170 kN voimalla

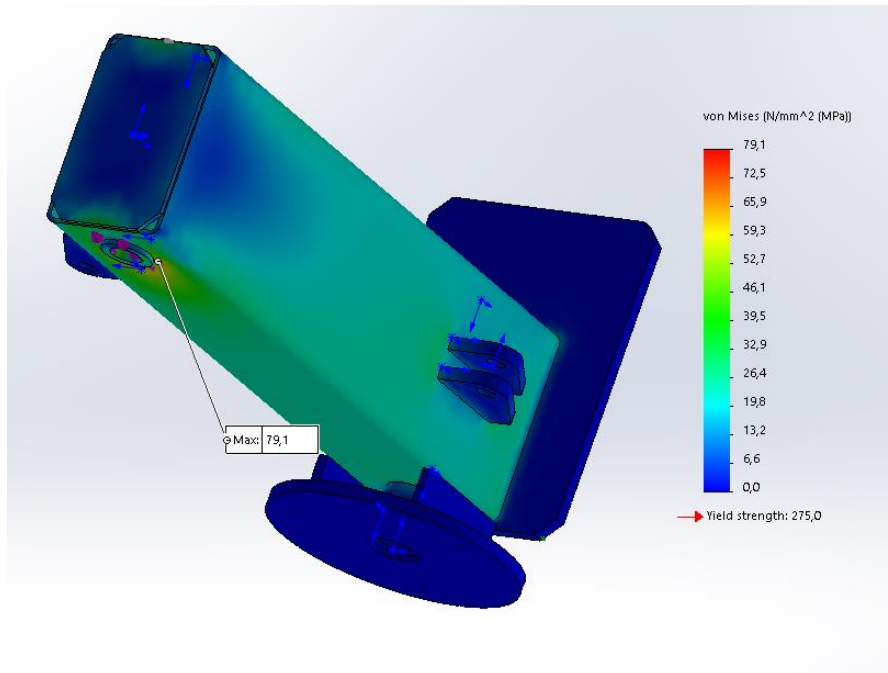
4.3.2 Aisarakenteen FEM-analyysi

Aisarakennetta tarkasteltiin kahdella eri kuormitustavalla. Kuvan 9 tapauksessa simuloitiin painatussylinterin tuottamaa vertikaalista voimaa ja väännöllä tien epätasaisuuksien aiheuttamaa vääntömomenttia. Tuloksien perusteella suurin jännitys 71 MPa kohdistu akseliholkin juureen, maksimijännityksen pysyessä reilusti alle suurimman sallitun.



KUVA 9. Voima alhaalta 15 kN ja vääntömomentti 2 500 Nm

Toisessa tapauksessa (kuva 10) simuloitiin kolmipistekiinnittimen kiinnitys akselin holkkeihin kohdistuvaa vetoa maksimivoimalla 135 kN 1,25 varmuuskertoimella.

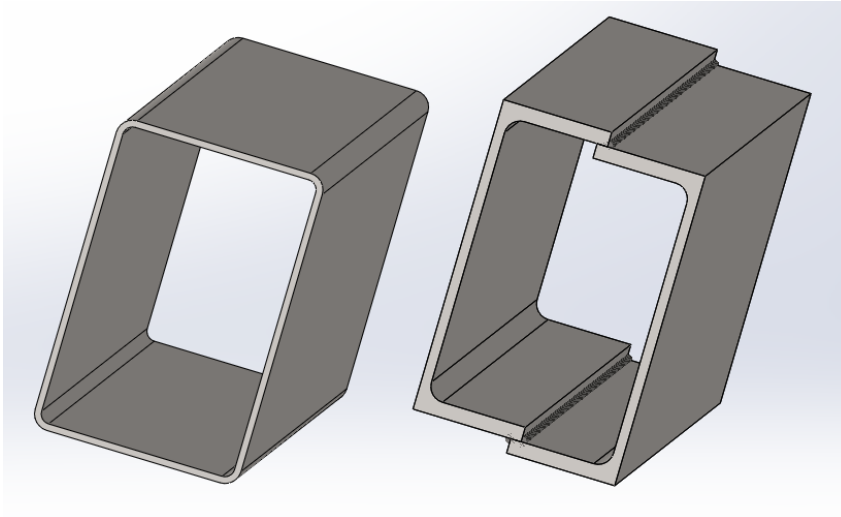


KUVA 10. Etuholkissa vetoa 170 kN

Aisarakenteen FEM-analyysin perusteella pääteltiin, että suurimmat jännitykset kohdistuvat kiinnitys akselin holkkeihin. Koska FEM-analyysissä käytetyt voimat eivät välttämättä vastaa todellisessa käyttötilanteessa syntyviä voimia, tulee prototyypin testauksessa holkin kestävyyttä seurata muuta rakennetta tarkemmin.

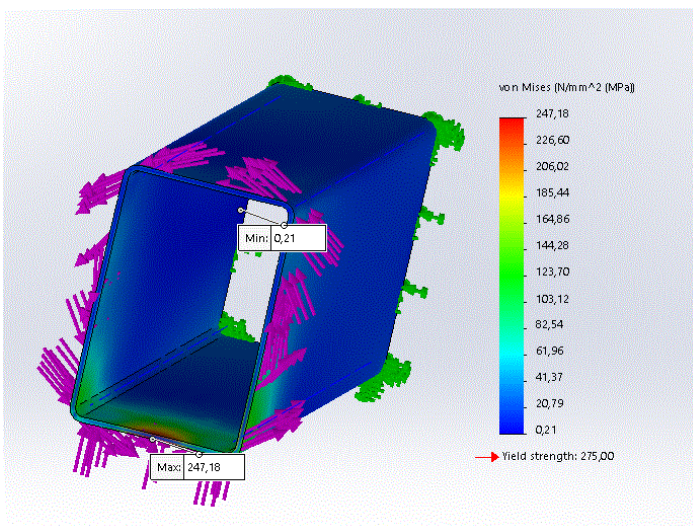
4.4 Vaihtoehtoisten ratkaisujen vertailua

Tilaaajan omakohtaisten, osin huonojen kokemusten perusteella haluttiin selvittää tarkemmin aisarakenteen kestävyyttä ja mahdollisia keinoja rakenteen vahvistamiseen, kuitenkin tekemättä rakenteesta liian monimutkaista ja kallista. Tarkasteluun valittiin suorakaideputkipalkki ja kahdesta UPE-tangosta tehty hitsattu rakenne (kuva 11).



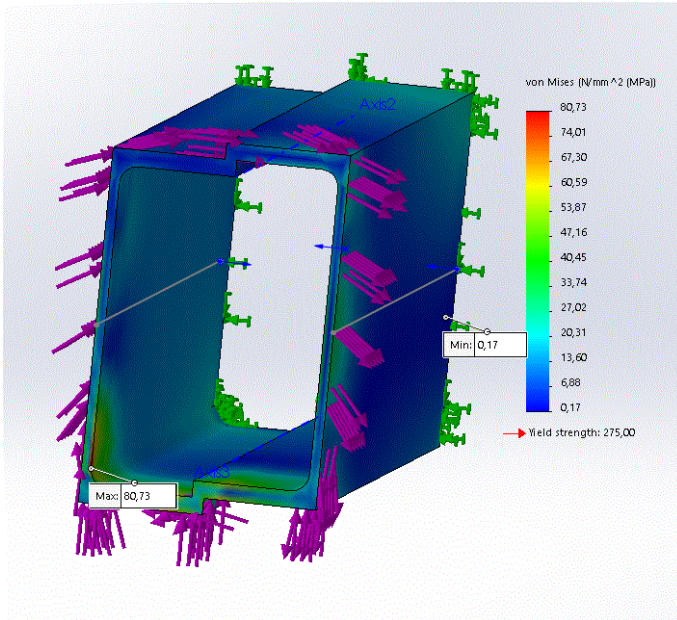
KUVA 11. Suorakaideputkipalkki ja hitsatut UPE-tangot

Tarkastelu suoritettiin Solidworks-ohjelmiston FEM-moduulilla. Tarkastelun lähtökohta ei ollut tuottaa tarkkaa analyysiä todellisesta kuormitustilanteesta, vaan toimia suuntaa antavana ja ratkaisuvaihtoehtoja helpottavana tietona. Molemmat palkkirakenteet kiinnitettiin jäykästi toisesta päästään, ja toiseen päähän kohdistettiin voimaa ja vääntömomenttia. Voiman ja vääntömomentin arvoja haettiin iteroimalla, kunnes niiden yhteisvaikutuksella saatiin toiseen rakenteeseen jännitys, joka on lähellä maksimijännitystä. Kuvassa 12 on suorakaideputkipalkki, jonka jännitykseksi saatiin noin 250 MPa maksimijännityksen ollessa 275 MPa.



KUVA 12. Suorakaideputkipalkki, jonka voima 15 kN alhaalta ja vääntö 2 500 Nm

UPE-tangoista hitsatun rakenteen (kuva 13) tuloksia tutkittaessa havaittiin, että putkipalkkia kuormittava voima ja vääntömomentti aiheuttavat vain 80 MPa:n jännityksen rakenteeseen. Tämä johtuu suuremman poikkileikkauspinta-alan kasvattamasta jäyhyysmomentista, joka pyrkii vastustamaan taipumaa.



KUVA 13. UPE-tanko, jonka voima 15 kN alhaalta ja vääntö 2 500 Nm

Tarkastelun tuloksista voidaan päätellä, että hitsattu rakenne on noin kolme kertaa jäykempi. Vaikka lujuustarkastelussa UPE-tangoista hitsattu rakenne osoitautui kestävämmäksi, prototyypissä päädyttiin kuitenkin käyttämään suora-kaideputkipalkkia sen yksinkertaisemman ja edullisemmän rakenteen vuoksi. UPE-tangoista hitsatusta aisarakenteesta tehtiin varmuuden vuoksi työpiirustukset ja rakenne suunniteltiin äärimittojen osalta samanlaiseksi. Näin sen pystyy helposti vaihtamaan putkipalkkiaisan tilalle ilman muutoksia muuhun rakenteeseen, jos prototyypin testikäytössä ilmenee ongelmia.

4.5 Hydraulisyylinterin nurjahdustarkastelu ja mitoitus

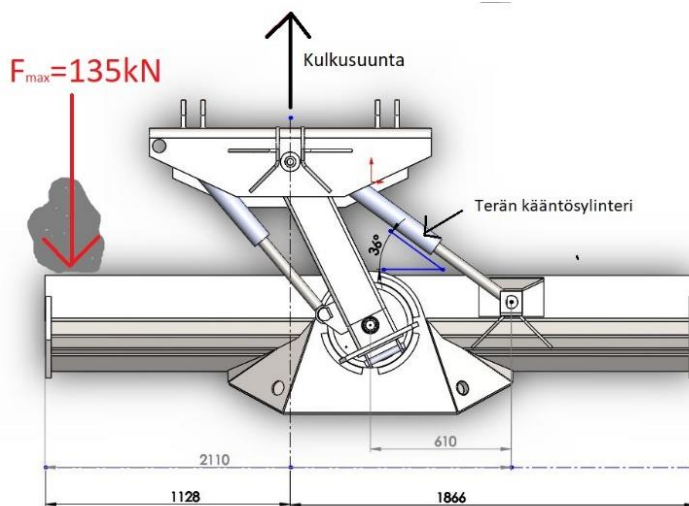
Polanneterää käytetään hydraulisesti traktorin hydraulijärjestelmällä. Sekä terälle että aisalle on oma kaksitoiminen hydraulisyylinteri, jolla voidaan tuottaa liikettä molempiin suuntiin. Polanneterän aisan ja teräosan kääntäminen hydraulisesti normaaliolosuhteissa ei vaadi suuria voimia, koska lumi ja jää ei aiheuta suuria

vastavoimia. Tämän perusteella hydraulisylinterin valintakriteeriksi valittiin nurjahduksen estäminen mahdollisessa ääritilanteessa. Nurjahdus on pitkän ja hoidon sauvan voimakas taipuminen puristavan voiman alaisena (17, s. 114).

Nurjahdusta voidaan estää suurentamalla sauvan halkaisijaa, jolloin puristusvoiman kasvaessa se tyssääntyy eli menee kasaan ja tällöin nurjahdusilmiötä ei tapahdu (17, s. 114). Sylinterin nurjahdusilmiötä estetään käytännössä sylinterin männänvarren halkaisijaa kasvattamalla.

4.5.1 Nurjahdus

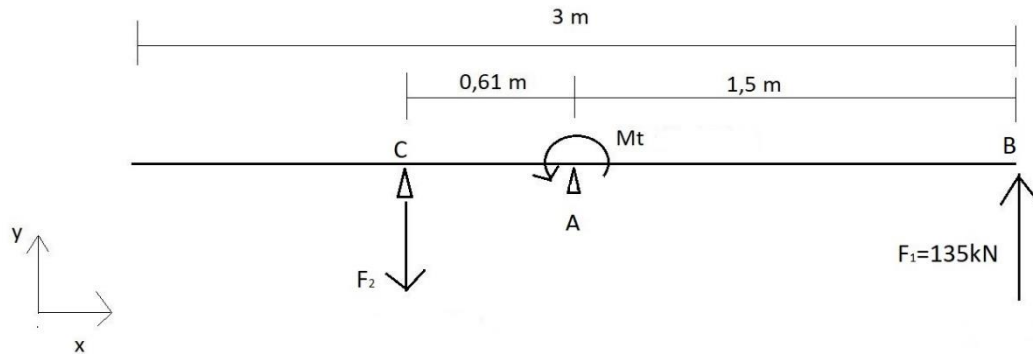
Nurjahdustarkasteluun valittiin terän kääntösylinteri siihen kohdistuvien voimien vuoksi, kun terä on siirretty keskilinjasta kulkusuuntaan nähden oikeaan reunaan. Tällöin sylinterin päähän kohdistuu suurin vääntömomentti, jos terän vasen reuna osuu esimerkiksi kiveen tai muuhun kiinteään kappaleeseen (kuva 14). Voima voi olla hetkellisesti suuruudeltaan traktorin vetokyvyn suuruinen pistemäinen voima. Tämä aiheuttaa terän äkillisen kääntymisen ja suuren vääntömomentin sekä voiman kohdistumisen terän kääntösylinteriin. Jos samaan aikaan sylinterissä on työpaine, kohdistuu männänvarteen suuria voimia.



KUVA 14. Terään kohdistuva pistemäinen voima 135 kN

Sylinteriin kohdistuvien voimien selvittämiseksi piirrettiin ääritapauksesta vapaa-kappalekuva (kuva 15). Vapaakappalekuvan perusteella laskettiin pistevoiman F_1

aiheuttama vääntömomentti aisan ja terän kiinnitysakselilla. Tämän vääntömomentin sylinterin kiinnityskohtaan aiheuttama voima F_2 kohdistui Y-akselille.



KUVA 15. Vapaakappalekuva pistevoimasta F_1

Voiman F_1 aiheuttama vääntömomentti akselin A suhteen laskettiin kaavalla 6 (19, s. 45).

$$M = F \cdot a$$

KAAVA 6

M = momentti (Nm)

F = voima (N)

a = akselin etäisyys voiman vaikutussuorasta (m)

Voiman aiheuttamaksi momentiksi akselin A suhteen saatiin

$$M = 135 \text{ kN} \cdot 1,5 \text{ m} = 202,5 \text{ kNm.}$$

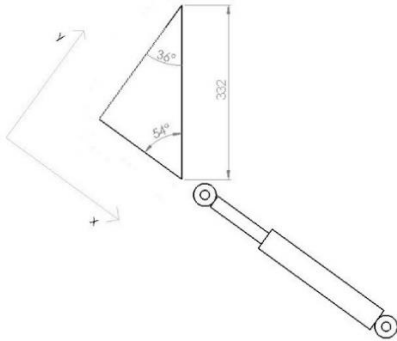
Akseliin A vaikuttavan momentin kääntösynterinin päähän aiheuttama voima F johdettiin kaavasta 6.

$$F = \frac{M}{a}$$

Akseliin A vaikuttava vääntömomentti aiheuttaa kääntösynteriin voiman

$$F_2 = \frac{202,5 \text{ kNm}}{0,61 \text{ m}} = 332 \text{ kNm.}$$

Sylinteri oli kuitenkin 36 asteen kulmassa X-akseliin nähden, joten piirrettiin voimakolmio (kuva 16), josta laskettiin sylinteriin aksiaalisesti kohdistuva voima. Voimakolmiosta ratkaistiin trigonometrisellä kaavalla (kaava 7) X-suuntainen komponentti.



KUVA 16. Voimakolmio, josta laskettiin x-suuntainen komponentti

$$\sin 36^\circ = \frac{x}{332} \quad | \cdot 332$$

KAAVA 7

$$x = \sin 36^\circ \cdot 332$$

$$x = 195$$

Sylinteriin aksiaalisesti kohdistuva X-suuntainen voima oli 195 kN, jota käytettiin nurjahdustarkastelussa.

Nurjahdustarkastelua varten selvitettiin sylinterin nurjahduspituus eli redusoitu pituus. Redusoitu pituus on riippuvainen kiinnitystavasta ja sylinterin pituudesta (3, s. 148). Kääntösylinteri on kiinnitetty molemmista päistään nivelillä, joten redusoitu pituus L_N on sylinterin kokonaispituus 1,023 m. Tarkastelua varten on myös valittava varmuuskerroin, joka riippuu sovelluskohteesta. Liikkuvassa kalustossa varmuuskerroin on yleensä 2–4 (3, s. 148). Terän kääntösylinterin nurjahdustarkastelua varten varmuuskertoimeksi valittiin 3, koska terään ja sylinteriin kohdistuvien voimien määrittelyssä on käytetty teoreettisia maksimivoimia, jotka tuskin toteutuvat todellisessa käyttötilanteessa.

Sopivaa sylinterin männänvarren halkaisijaa haettiin iteroimalla. Rakenteen suurin sallittu kuormitus selvitettiin kaavalla 8 (3, s. 149).

$$F_{sall} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{n \cdot L_N^2}$$

KAAVA 8

E = teräksen kimmokerroin (GPa)

I = poikki­pinnan jäyhyysmomentti (mm⁴)

L_N = redusoitu pituus (m)

n = varmuusluku

Poikki­pinnan jäyhyysmomentti laskettiin kaavalla 9 (5, s. 308).

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

KAAVA 9

d = männänvarren halkaisija (mm)

Kaavoihin sijoitettiin halkaisijaltaan erikokoisia männänvarsia, kunnes suurin sallittu kuormitus F_{sall} oli yli 195 kN.

Halkaisijaltaan 50 mm männänvarrelle saatiin jäyhyysmomentiksi

$$I = \frac{\pi \cdot (50\text{mm})^4}{64} = 306796,2 \text{ mm}^4$$

ja suurimmaksi sallituksi kuormitukseksi saatiin

$$F_{sall} = \frac{\pi^2 \cdot 210 \text{ GPa} \cdot 306796,2 \text{ mm}^4}{3 \cdot (1,023\text{m})^2} = 202,5 \text{ kN}.$$

Nurjahdustarkastelun perusteella valittiin terän kääntö­sylinterin männänvarren paksuudeksi 50 mm. Saatavilla olevien vakiohydraulisy­linterien joukosta valittiin 80/50 mm sylinteri. 80 mm männällä oleva sylinteri on vakiosylintereistä ensimmäinen koko, jossa männänvarren halkaisija on 50 mm. Kustannussyistä polaneterän molemmat sylinterit tulevat olemaan samankokoisia. Erikokoisten vakio­sylintereiden hintaerot eivät ole suuret, joten ei ole taloudellisesti järkevää pitää varastossa useampaa varaosaa sitomassa pääomia.

4.5.2 Sylinterin painelaskut

Vaikka sylinterin tuottama voima ei ollut tässä tapauksessa vallitseva ominaisuus, päädyttiin kuitenkin laskemaan valitun 80/50 mm sylinterin tuottama voima

sisään- ja ulosliikkeissä. Näitä tietoja voidaan myöhemmin hyödyntää polannete-rän muun hydraulikkajärjestelmän suunnittelussa. Laskelmissa ei ole huomioitu laitteiston hyötysuhteita eikä nestevirtauksen aiheuttamia tehohäviöitä.

Paine (kaava 10) on nesteeseen vaikuttava voima jaettuna pinta-alalla (3, s. 20).

$$p = F/A \quad \text{KAAVA 10}$$

p = paine (Pa)

F = voima (N)

A = pinta-ala (m^2)

Laskelmissa käytettiin lähtötietoina toimeksiantajan käytössä olevan John Deere 7280R traktorin hydraulijärjestelmän työpainetta. Traktorin työpaine on 190 Bar (15, s. 6).

80/50 mm sylinterin männän paineenalainen vaikutuspinta-ala lasketaan kaavalla 11 (5, s. 18).

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad \text{KAAVA 11}$$

A = männän pinta-ala (mm^2)

D = männän halkaisija

Männän paineenalaiseksi vaikutuspinta-alaksi saatiin

$$A_{m\ddot{a}nt\ddot{a}} = \frac{\pi(80mm)^2}{4} = 5026,5 mm^2.$$

Männänvarren puolella männän paineenalainen vaikutuspinta-ala lasketaan kaavalla 12 (5, s. 18).

$$A = \frac{\pi(D^2 \cdot d^3)}{4} \quad \text{KAAVA 12}$$

d = männänvarren halkaisija

Männänvarren puolen paineenalaiseksi vaikutuspinta-alaksi saatiin

$$A_{m\ddot{a}nn\ddot{a}nvarsi} = \frac{\pi((80mm)^2 - (50mm)^2)}{4} = 3063 mm^2.$$

Kaavasta 10 johdetaan voima F.

$$F = p \cdot a$$

Sylinterin voimaksi +liikkeessä saatiin

$$F_{m\grave{a}nt\grave{a}} = 190 \text{ bar} \cdot 5026,5 \text{ mm} = 95,5 \text{ kN.}$$

Sylinterin voimaksi -liikkeessä saatiin

$$F_{m\grave{a}nn\grave{a}n\text{v}arsi} = 190 \text{ bar} \cdot 3063 \text{ mm}^2 = 28,2 \text{ kN.}$$

5 VALMISTUSKUSTANNUSTEN OPTIMOINTI

Valmistuskustannukset muodostuvat pääosin työstä, materiaalista, pintakäsittelystä ja kuljetuksesta. Yksinkertaisissa teräsrakenteissa materiaalikustannukset voivat muodostaa lähes puolet kokonaiskustannuksista. Suunnittelija voi vaikuttaa suoraan osien ja työn määrään. (4, s. 6.) Suunnittelussa pitäisi mallintaa mahdollisimman yksinkertaisia osia, jossa on mahdollisimman vähän piirteitä, sär-mäyksiä, muotoja, ulokkeita, syvennyksiä, reikiä, taskuja, koloja ja ainevahvuus-eroja. Jokainen piirre aiheuttaa lisäkustannuksia tuotannossa. (4, s. 14.)

Polanneterän osat suunniteltiin helpoiksi valmistaa. Muodot ovat yksinkertaisia ja mahdollisuuksien mukaan ne suunniteltiin symmetrisiksi helpottamaan kokoonpanoa. Symmetristen osien käytöllä voidaan minimoida asennusvirheitä ja niiden aiheuttamia lisäkustannuksia. Osissa on pyritty käyttämään muutamaa vakiintunutta ainevahvuutta, jotta valmistuksessa päästään mahdollisimman vähillä materiaaliveivaihdoilla ja asetuksilla. Varastot kiertävät nopeammin, ja siihen sitoutunut pääoma pienenee (4, s. 12).

5.1 Osien leikkaus

Osia voidaan leikata mekaanisesti tai termisesti. Mekaaninen leikkaus levyleikkurilla on tehokasta silloin, kun osat ovat suorakulmion muotoisia ilman muita piirteitä. Jos osassa on aukkoja, reikiä tai muita piirteitä, leikkaukseen kannattaa käyttää termistä leikkausmenetelmää. (4, s. 17.)

Terminen leikkaus jakaantuu pääosin kolmeen käytetyimpään menetelmään: Kaasu- plasma- ja laserleikkaus. Leikkausmenetelmillä on eri ominaisuuksia, jotka on otettava huomioon leikkausmenetelmää valitessa. Ominaisuuksia on esitetty taulukossa 6.

TAULUKKO 6. Termisten leikkausmenetelmien soveltuvat ainepaksuudet, nopeudet ja tarkkuudet seostamattomille teräksille (4, s. 19)

	POLTTOLEIKKAUS	PLASMALEIKKAUS	LASERLEIKKAUS
AINEPAKSUUS	3 – 250...3200 mm	...30 mm	...25 mm
TARKKUUS	0,5 – 5 mm	0,1 - 0,5 mm	0,05 – 0,1 mm
LEIKKAUSNOPEUS	60 – 800 mm/min	1000...10000 mm/min	500...2000 mm/min
LEIKKAUSJÄLKI	Tyydyttävä	Kiitettävä	Kiitettävä

Osien leikkausmenetelmät pyrittiin valitsemaan kustannustehokkuuden ehdoilla. Polanneterän valmistus konepajalla ei ole suurmassatuotantoa, jossa materiaali- virrat työpisteille ovat tarkkaan koordinoituja ja ajoitettuja, vaan yksittäin tai muutamaman kappaleen kokoonpanoa kerrallaan. Osia voidaan valmistaa varastoon odottamaan kokoonpanoa. Tästä syystä leikkausmenetelmän nopeudella ei ole merkitystä tuotantotehokkuuden kannalta. Osat tullaan liittämään toisiinsa hitsaamalla, jolloin leikkausjäljen pinnanlaadulla ei ole suurta merkitystä.

Taulukossa 7 esitetään yleisiä konepajoilla käytössä olevia valmistusmenetelmiä ja niiden hintoja. Leikkausmenetelmäksi valittiin hintatietojen ja ominaisuuksien perusteella kaasuleikkaus eli polttoleikkaus sekä mekaaninen leikkaus. Mekaanista leikkausta käytetään soveltuvin osin suorakulmaisten osien leikkaukseen, pääosa osista kuitenkin polttoleikataan niiden sisältämien piirteiden vuoksi. Valittujen menetelmien eduksi on myös mainittava laitteistojen suhteellinen edullisuus verrattuna plasma- ja laserleikkauslaitteisiin.

TAULUKKO 7. Työn esimerkkihintoja (alv. 0 %) vuodelta 2011 (4, s. 6)

VALMISTUSMENETELMÄ	€/h		€/h
Kaasuleikkaus	70	Mankelointi	45
Plasmaleikkaus	80	Putkentaivutus	45
Laserleikkaus	100	Tasokoneistus	50
Levytyökeskus	100	Sorvaus	50
Sahaus	45	Hitsaustyö	45
Särmäys	45	Karuselli/automaattisorvi	70
Levyleikkuri	45	Aarpora	80
Poraus	45	Monikarainen koneistuskeskus	120

5.2 Hitsausmenetelmän valinta

Monet metalleista ovat liitettävissä toisiinsa hitsaamalla, jolla saadaan kevyitä ja lujia rakenteita (20, s. 231). Hitsausprosesseja on käytössä lukuisia, joista osa on automatisoitu. Tässä työssä tutkittiin lyhyesti työn tuottavuuden kannalta kahta yleisimmin käytössä olevaa sulahitsauksen menetelmää: puikkohitsausta ja MIG/MAG-hitsausta.

Puikkohitsauksessa käytetään päällystettyä sulavaa hitsauspuikkoa. Myös päällyste sulaa hitsattaessa, jolloin se muodostaa hitsin ympärille suojaavan kuonan ja kaasun ilman sisältämän hapen vaikutusta vastaan (21, s. 94). Päällyste toimiikin suojakaasun korvikkeena. Puikkohitsauksen etuja ovat laaja lisäainevalikoima, se ei ole arka vedolle tai tuulelle ja hyvä luoksepäästävyys, sillä virtalähde voidaan jättää kauaksi hitsauskohteesta (21, s. 50). Huonoja puolia ovat sulavan päällysteen aiheuttaman kuonan poistoon sekä hitsauspuikon vaihtoon suhteellisen lyhyin väliajoin kuluva aika. Molemmat hidastavat hitsiaineentuottoa hitsauskohteessa ja lisäävät työkustannuksia.

MIG/MAG-hitsaus on puoliautomaattinen hitsausmenetelmä, jossa lisäainelankaa syötetään automaattisesti vakionopeudella. Hitsauskohtaa suojataan suojakaasulla. MIG/MAG-hitsauksella hitsiin ei tule katkoksia, kuten puikkohitsauksessa jatkuvasyötteen lisäainelangan takia. MIG-MAG-hitsauksella onkin hyvä tuottavuus. Myös lisäaineen edullisuus on tuotantokustannuksia säästävä tekijä (21, s. 127). Toisaalta suojakaasun käyttö aiheuttaa lisäkustannuksia.

Työaika on yleensä kustannuksia määräävä tekijä käsin hitsauksessa. Kaariaika tulisi olla mahdollisimman suuri suhteessa työaikaan (4, s. 40). Puikkohitsauksessa yleiskäyttöön sopivalla 5 mm emäspuikolla hitsiaineentuotto on 2,6 kg/h (21, s. 103). MIG/MAG-hitsauksessa a5 hitsillä tuotto on 3,9 kg/h (21, s. 156).

Hitsausmenetelmäksi valittiin MIG/MAG-hitsaus sen suuremman hitsiainetuoton vuoksi. MIG/MAG-hitsauksella päästään noin 50 % suurempaan tuottoon verrattuna puikkohitsaukseen. Polannerä on kuitenkin kokoonpantavissa myös puikkohitsauksella, jos MIG/MAG-hitsauslaitteistoa ei ole käytettävissä.

6 VALMISTUSDOKUMENTTIEN LAADINTA

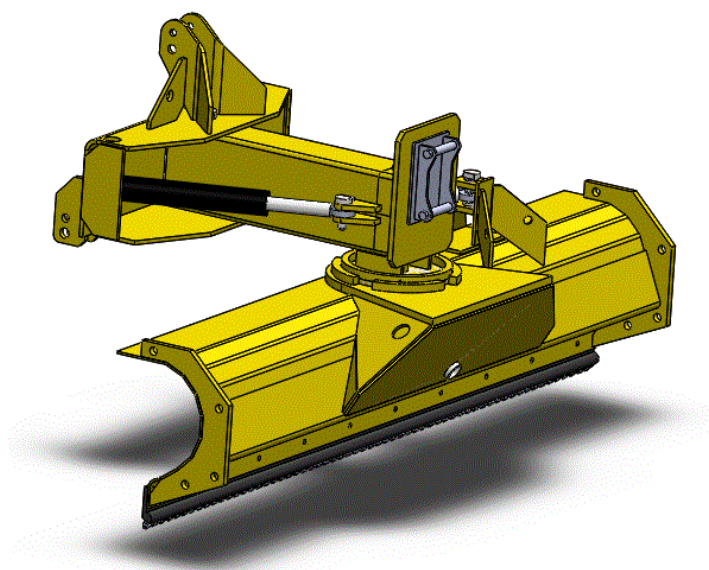
Suunnittelun lopputuloksena ovat täydelliset ja yksikäsitteiset valmistuspiirustukset, joiden valmistukseen liittyvä kaikki tieto on kytketty. Piirustuksien tulee olla selkeät ja hyvin luettavat, jotta osat voidaan tehdä mahdollisimman suurella todennäköisyydellä riittävällä tarkuudella oikeaksi. (4, s. 55.)

Polanneterään suunniteltujen komponenttien perusteella laadittiin osakohtaiset piirustukset sekä kokoonpanopiirustukset. Piirustukset laadittiin hyvien koneensuunnitteluohjeiden mukaisesti standardeja noudattaen. Suunnittelussa käytetyllä Solidworks-ohjelmalla voi käyttää valmiita piirustus pohjia piirustusten tekoon. Tässä työssä kuitenkin tehtiin tilaajan vaatimusten mukaiset A3- ja A4-koluokan piirustus pohjat.

Osat mitoitettiin pääsääntöisesti yhdensuuntaisella perusviivamitoituksella. Mitotus on selkeä, mutta vaatii paljon tilaa. Tällä mitoitustavalla tavoiteltiin tuotannolle selkeälukuista piirustusta, jossa laskuvirheiden mahdollisuudet ja omien tulkintojen tekeminen pyrittiin minimoimaan. Piirustusten toleranssit määriteltiin yleisesti konepajoissa käytettävän keskikarkean yleistoleranssi ISO 2768-m (22, s. 23) mukaisiksi. Standardin toleranssit ovat kuitenkin monissa tapauksissa liian tiukoja aiheuttaen lisäkustannuksia tuotannossa ilman saavutettavaa hyötyä. Tällaisissa tapauksissa toleranssit määriteltiin erikseen nimellimitan viereen.

7 YHTEENVETO

Tässä työssä suunniteltiin tilaajan vaatimusten mukainen traktoriin kytkettävä polanneterä. Työhön mallinnettiin laite (kuva 17) kaikkine komponentteineen, suoritettiin kriittisten komponenttien lujuustarkastelua ja mitoitettiin sopivat hydraulisylinterit. Lisäksi laadittiin osa- ja kokoonpanopiirustukset, joiden pohjalta tilaaja valmistaa laitteen prototyypin koekäyttöä ja jatkokehitystä varten.



KUVA 17. Havainnekuva suunnitellusta polanneterästä

Opinnäytetyön teoriaosassa perehdyttiin materiaalivalintaan, tuotesuunnittelu- menetelmiin ja tietokoneavusteiseen suunnitteluun. Teoriaosan lähteinä on käytetty alan kirjallisuutta.

Haasteita toi lujuustarkasteluissa käytettävien voimien määritys. Tarkastelujen tulokset vaikuttavat uskottavilta, mutta useiden muuttujien takia lopullinen varmuus rakenteiden kestävydestä saadaan selville prototyypin testauksessa.

Opinnäytetyön aihe oli haastava ja mielenkiintoinen. Työn edetessä osaaminen on syventynyt 3D-mallintamisessa. Solidworks-ohjelmiston käytössä sain toimeksiantajan edustajalta Janne Heikkiseltä korvaamattomia vinkkejä ja neuvoja 3D-suunnittelusta. Näitä tietoja ja taitoja on myöhemmin mahdollista hyödyntää työelämässä.

LÄHTEET

1. Tuomaala, Jorma. 1995. Luova koneensuunnittelu. Tampere: Tammertekniikka Oy.
2. SFS EN 730-1:1996. 1996. Traktorit ja maatalouskoneet. Kolmipistekiinnitys. Kokoluokat 1, 2, 3 ja 4. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto ry.
3. Kauranne, Heikki – Kajaste, Jyrki – Vilenius, Matti 1996. Hydraulitekniikan perusteet. Helsinki: WSOY.
4. Piironen, Tomi 2013. Teräsrakenteiden suunnitteluohjeita parempaan valmistavuuteen. Savonia-ammattikorkeakoulun julkaisusarja D4/2/2013. Kuopio: Savonia-ammattikorkeakoulu, HitNet. Saatavissa: <http://portal.savonia.fi/pdf/julkaisutoiminta/2013-hitnet-suunnittelijanopas.pdf>. Hakupäivä 15.1.2021.
5. Valtanen, Esko 2019. Tekniikan taulukkokirja. 22. painos. Jyväskylä: Genesis-Kirjat Oy.
6. Lepola, Pertti – Makkonen, Matti 2000. Materiaalit ja niiden käyttö. Helsinki: WSOY.
7. B7 (1996). Teräsrakenteet. Määräykset ja ohjeet 1996. B7 Suomen rakentamismääräyskokoelma. Helsinki: Ympäristöministeriö, asunto - ja rakennusosasto. Saatavissa: <https://www.finlex.fi/data/normit/1929/b7.pdf>. Hakupäivä 22.3.2021.
8. SFS EN 10027-1:2016. 2016. Terästen nimikejärjestelmät. Osa 1: Terästen nimikkeet. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto ry.
9. Lempiäinen, Juhani – Savolainen, Jari. 2003. Hyvin suunniteltu – puoliksi valmistettu. Helsinki: Suomen Robotiikkayhdistys Ry.
10. Laakko, Timo – Sukuvaara, Antti – Simolin, Teemu – Konkola, Marcus – Kalkonen, Hannu – Borgman, Jukka – Björkstrand, Roy – Tuomi, Jukka 1998. Tuotteen 3D-CAD-suunnittelu. Helsinki: WSOY.

11. Pere, Aimo 1999. Koneenpiirustus 1. 7. painos. Espoo: Kirpe Oy.
12. Hietikko, Esa 2015. Solidowrks 2016 - tietokoneavusteinen suunnittelu. 7. painos. Helsinki: Books on Demand.
13. Direktiivi 2006/42/EY. Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi koneista ja direktiivin 95/16/EY muuttamisesta. Saatavissa: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/FI/TXT/PDF/?uri=CELEX:32006L0042&from=FI>. Hakupäivä 25.2.2021.
14. Riipinen, Tapio 2010. Miten traktorin vetokyky muodostuu. Koneviesti nro 7. S. 12–14.
15. Nebraska OECD tractor test 2024-summary 823 John Deere 7280R IVT Diesel infinitely variable transmission 2012. Institute of Agriculture and Natural Resources. University of Nebraska–Lincoln. Saatavissa: <https://tractortestlab.unl.edu/documents/John.Deere%207280R.pdf>. Hakupäivä 29.1.2021.
16. Blom, Seppo – Lahtinen, Pekka – Nuutio, Erkki – Pekkola, Kari – Pyy, Seppo – Rautiainen, Hannu – Sampo, Arto – Seppänen, Pekka – Suosara, Eero 2006. Koneenelimet ja mekanismit. 6. painos. Helsinki: Edita Prima Oy.
17. Hietikko Esa 2004. Palkki - lujuuslaskennan perusteet. Helsinki: Otava.
18. Outinen, Hannu – Koski, Juhani – Salmi, Tapio 2000. Lujuusopin perusteet. 2. painos. Tampere: Pressus Oy.
19. Outinen, Hannu 1998. Statiikka tekniikan opiskelijoita varten, osa 1. 11. painos. Tampere: Pressus Oy.
20. Keinänen, Tomi – Kärkkäinen, Pertti 2009. Konetekniikan perusteet. Helsinki: WSOY.
21. Lepola, Pertti – Makkonen, Matti 1998. Hitsaus ja teräsrakenteet. Porvoo: WSOY.
22. SFS EN 22768-1:2000. 2000. Ilman toleranssimerkintää olevien pituus- ja kulmamittojen toleranssit. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto ry.

LIITTEET

Liitteet poistettu salassapitosyistä.