



SEINÄJOEN AMMATTIKORKEAKOULU
SEINÄJOKI UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Mika Rantamäki

CNC plasman mekaniikkasuunnittelu

Opinnäytetyö
Kevät 2021
SeAMK Tekniikka
Konetekniikan tutkinto-ohjelma



SEINÄJOEN AMMATTIKORKEAKOULU

Opinnäytetyön tiivistelmä

Koulutusyksikkö: SeAMK Tekniikka

Tutkinto-ohjelma: Konetekniikka

Suuntautumisvaihtoehto: Kone- ja tuotantotekniikka

Tekijä: Mika Rantamäki

Työn nimi: CNC plasman mekaniikkasuunnittelu

Ohjaaja: Samuel Suvanto

Vuosi:2021

Sivumäärä:74

Liitteiden lukumäärä:2

Tämän työn toimeksiantajana oli CoastOne Oy, joka toimii Seinäjoella. CoastOne Oy on erikoistunut täyssähköisten työstökoneiden valmistukseen, joiden toiminta perustuu täysin servotekniikkaan.

Yritys käynnisti tuotekehitysprojektin kehittääkseen cnc-ohjatun plasmaleikkauskoneen lisäksi omaan tuoterepertuaariinsa. Tämän opinnäytetyön tavoitteena oli tehdä tutkimusta ja vertailua eri mekaniikkojen välillä, joilla koneen liikkeet voitaisiin mahdollistaa. Tutkimusten pohjalta tehtäisiin mekaniikkasuunnittelua, jossa hyödynnettäisiin valmistuksen ja suunnittelun yhteistyötä kehittäviä DFMA-periaatteita. Työssä esitellään tutkimusten tuloksia ja perusteluita valinnoille. Tämän lisäksi kerrotaan tarkemmin mekaniikkasuunnittelussa tehdyistä ratkaisuista ja perusteluista, minkä pohjalta niihin päädyttiin.

Toinen tutkimuksen ja tuotekehityksen tavoite tällä työllä oli tutkia koneen käyttövirheestä johtuvaa levypudotusta koneen levypöydälle. Tutkimuksessa paneuduttiin pudotuksen fysiikkaan ja törmäyksestä aiheutuvaan mekaaniseen värähtelyyn. Tutkimus sisältää matemaattista laskentaa törmäysilmiön ympärillä, ilmiöiden manifestoitumista rakenteissa ja tulosten analysointia, jossa pyritään ymmärtämään ilmiön aiheuttamat seuraukset teräsrakenteelle.

Tuloksena opinnäytetyö tuotti ensimmäisessä osassaan perustellun valinnan ja valmistuksen näkökulmasta pitkälle suunnitellun mekaniikan, joka on myös skaalattavissa suuremmaksi tulevaisuudessa. Lisäksi työ on suunnannäyttäjänä älykkäämmän suunnittelun polulla, johon jokaisen yrityksen olisi pyrittävä. Toisessa osuudessa tuloksena saatiin hyvä ymmärrys törmäyksestä ja sen vaikutuksista teräsrakenteelle. Työkaluina tutkimuksesta yritykselle jäi matemaattinen ratkaisija, jolla mainittua ilmiötä voidaan mallintaa ja jota yritys voi hyödyntää tässä ja tulevissa projekteissa.

¹ Asiasanat: Mekaniikkasuunnittelu, FEM, DFMA, CAD

SEINÄJOKI UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Thesis abstract

Faculty: School of Technology

Degree programme: Mechanical Engineering

Specialisation: Mechanical and Production Engineering

Author: Mika Rantamäki

Title of thesis: Mechanical design of CNC plasma

Supervisor: Samuel Suvanto

Year:2021

Number of pages:74

Number of appendices:2

The thesis was made for a company called CoastOne Oy which is located in Seinäjoki Finland. The company specializes in manufacturing fully electrical sheet metal machines, based on servo technology.

The company started a new product development project to build its own CNC controlled plasma cutting machine. The first objective in the thesis was to study selecting right and functional mechanics on machine. Based on the research the process of designing the mechanics of the machine and the use DFMA principles while doing design was studied. In addition the mechanical designing process was examined and some of the decisions made on the mechanics were explained in the thesis.

The second objective of the thesis was to analyze the dynamics of collision, caused by a falling steel plate on the sheet table of the machine. In the study the main focus was to understand the physics which makes the structure of the sheet table to vibrate. The study includes calculations on the collision, understanding the results caused to the structure and analysing the results. The goal was to understand the consequences of the phenomenon, to the steel structure.

As a result, the thesis presented in the first section a well based solution and manufacture-friendly mechanics, which could possibly be scaled up. The thesis is a pioneer in smarter design, which is something all companies should aim for. In the second section the result was a good understanding of the collision phenomenon and its effects on steel structure. The thesis produced a mathematical solver for the company to use in future projects.

¹ Keywords: Mechanical design, FEM, DFMA, CAD

SISÄLTÖ

Opinnäytetyön tiivistelmä	2
Thesis abstract	3
SISÄLTÖ	4
Kuvaluettelo.....	7
Käytetyt termit ja lyhenteet.....	8
1 JOHDANTO	9
1.1 Työn tausta	9
1.2 Työn tavoite	9
1.3 Työn rakenne	9
1.4 CoastOne Oy	10
2 DFMA, DFM JA SUUNNITTELU	11
2.1 DFMA-periaatteet.....	11
2.2 Hitsausprosessit ja DFMA	13
2.3 DFM (Design for Maintainability)	14
2.4 Jännityksenpoistohehkusutus	14
2.5 Kiinnitys, koneistus ja jännitykset	15
2.6 Mallintaminen.....	15
2.6.1 CAD-mallinnus.....	15
2.6.2 CAD-mallinnus ja DFMA	16
3 MATEMAATTINEN SUUNNITTELU	18
3.1 FEM-laskenta.....	18
3.2 Törmäyksen kinematiikka.....	19
3.3 Yhden vapausasteen vaimennettu värähtely	21
4 Akselin liikkeen toteutus	24
4.1 Hammasrataskäyttö	24
4.1.1 Lieriöhammasrattaat	24

4.1.2	Hammastanko.....	25
4.2	Trapetsiruuvi ja kuularuuvi	25
4.2.1	Kriittinen pyörintänopeus	26
4.2.2	Ruuvin jäykkyys	26
4.3	Lineaarimoottori	26
4.4	Ketjukäyttö	27
4.5	Hihnäkäyttö	29
4.5.1	Yleisesti.....	29
4.5.2	Hammashihna.....	29
5	MEKANIIKAN VALINTA	31
5.1	Kriteerit.....	31
5.2	Ketjuveto	31
5.3	Hihnaveto.....	31
5.4	Lineaarimoottori	32
5.5	Kuularuuvi	32
5.6	Hammastangot ja hammastanko.....	33
6	MEKANIKKASUUNNITTELU.....	34
6.1	Käytettävät valmistusmenetelmät.....	34
6.2	X-liikesuunta.....	35
6.2.1	Päärunko.....	35
6.2.2	Rungon hitsausprosessi.....	38
6.2.3	Lineaarirungon peti	39
6.3	Lineaarirunko	41
6.3.1	Lineaarijohteen kiinnitys lineaarirunkoon	41
6.3.2	Hammastangon kiinnittyminen lineaarirunkoon.....	43
6.3.3	Lineaarirungon valmistus	43
6.3.4	Lineaarirungon kokoonpano.....	45
6.3.5	Hammastangon ja servomoottorin mekaniikka	45
6.4	Y-liikesuunta.....	46
6.4.1	Y-akselin runko	46

6.4.2	Y-akselin koneistus	47
6.4.3	Y-akselin hammaspyörä ja servomoottori	47
6.5	Z-liikesuunta	47
6.5.1	Z-akselin runko	48
6.5.2	Z-akselin rungon koneistus	48
6.5.3	Z-servomoottori ja hammashihnavälitys	49
7	LEVYPÖYTÄ	50
7.1	Levypöydän tehtävä	50
7.2	Levypöydän rakenne	51
7.2.1	Päärunko	51
7.2.2	Irtopala	52
7.3	Levypudotuksen tarkastelu	52
7.3.1	Laskentatavan valinta	52
7.3.2	Laskentaperiaate	53
7.3.3	Laskenta	54
7.4	FEM-simulointi	56
7.5	Simuloinnin analysointi	58
7.5.1	Pudotuskorkeuden vaikutus	58
7.5.2	Levypöydän rakenteen vaikutus	60
7.5.3	Tulosten analysointi	63
7.5.4	Lopputulos	63
8	TULOKSET	65
9	YHTEENVETO JA POHDINTA	66
	LÄHTEET	68
	LIITTEET	70

Kuvaluettelo

Kuva 1. Kimmoisen törmäyksen liikemäärän säilyminen.	20
Kuva 2. Elastinen ja plastisoitunut törmäys.....	20
Kuva 3. Vaimennettu jousi-massasysteemi ja siinä vaikuttavat voimat.....	22
Kuva 4. Levypöydän alkuperäisen rakenteen siirtymä.	62
Kuva 5. Levypöydän alkuperäisen rakenteen jännitys.	62
Kuva 6. Levypöydän vahvistetun rakenteen siirtymä.	63
Kuva 7. Levypöydän vahvistetun rakenteen jännitys.	63
Kuva 8. Mathcad ratkaisijan alku.	73
Kuva 9. Kulmataajuuksien avulla ratkaistu maksimi amplitudin arvo.	73
Kuva 10. Välivaiheen kuvaaja rakenteen vaimenevasta vähätelystä.....	74
Kuva 11. Lopullinen tulos.....	74

Käytetyt termit ja lyhenteet

Plastisoituminen	Lujuuslaskennassa käytettävä termi, joka kuvaa kiinteän aineen pysyvää muodonmuutosta, johtuen kuorman aiheuttamasta rasituksesta.
Hehkutus	Jännityksenpoistohehkutus. Menetelmä, jossa hitsattu teräsrakenne lämpökäsitellään parantaaksemme sen koneistettavuutta ja kestävyyttä, tasalaatuisen kiderakenteen myötä.
Amplitudi	Värähtelyn matemaattiseen tarkasteluun liittyvä käsite, joka kuvaa värähtelyn synnyttämän siniaallon aallon korkeutta lepoasemaan nähden.
Inertia	Massallisen kappaleen hitaus, jolla tarkoitetaan kappaleen kykyä vastustaa liiketilan nopeuden muutosta.

1 JOHDANTO

1.1 Työn tausta

Opinnäytetyön tekoaikaan tämän työn tekijän työnantajalla CoastOne Oy:llä oltiin aloittamassa tuotekehitysprojektia liittyen uuden konetyypin tuomiseksi markkinoille. Tarkoituksena oli laajentaa yrityksen tuoterepertuaaria ja tarjota sen asiakkaille kokonaisvaltaisempaa ohutlevy tuotteiden valmistuslinjaa tuomalla nykyisten konemallien rinnalle levyn leikkaukseen tarkoitettu konetyyppi. Yrityksellä ei ole ennestään mitään lävistävää konetta tuotevalikoimassaan, joten tuotesuunnittelu oli aloitettava puhtaalta pöydältä.

1.2 Työn tavoite

Työllä on kaksi erillistä tuotekehityksellistä tavoitetta. Ensimmäinen tavoitteena on tehdä tutkimusta erilaisista mekaniikoista, joilla koneen akseleiden liikkeitä voitaisiin toteuttaa. Tutkimuksen tarjoaman tiedon pohjalta valitaan omaan koneeseen sopivin mekaniikka ja tehdään siihen liittyvä mekaniikkasuunnittelu. Yrityksessä uutena työkaluna suunnittelussa otetaan myös käyttöön DFMA-periaatteet. Tavoitteena on kehittää tuotesuunnittelua ja valmistusmenetelmiä, yhdessä ja erikseen.

Toisena tavoitteena on tutkia mahdollisen käyttövirheen vuoksi tapahtuvaa putoavan levyn törmäystä koneen levypöydälle. Tavoitteena on tutkia törmäystä ilmiönä ja sen pohjalta suorittaa FEM-laskentaa kokeelliselle mallille levypöydästä. Tutkimuksen tarkoitus on tuottaa riittävän tarkkaa dataa ilmiöstä, jota voidaan käyttää hyödyksi suunniteltaessa koneessa käytettävää levypöytää.

1.3 Työn rakenne

Opinnäytetyö koostuu johdannosta, jossa läpi käydään työn sisältö. Luvut kolme ja neljä pitävät sisällään teorian, jota työssä käytettiin. Luku kolme liittyy akselien mekaniikkasuunnitteluun ja DFMA-periaatteisiin. Luku neljä liittyy matemaattiseen

tarkasteluun, jonka pohjalta suoritetaan levyputoituksen simulointi staattisena FEM-laskentana.

Luvussa viisi vertaillaan olemassa olevia mekaniikoita keskenään ja suoritetaan valinta omaan koneeseen. Luvussa kuusi käydään akselikohtaisesti läpi mekaniikkasuunnittelu ja osien valmistukseen liittyvät näkökulmat ja valmistusmenetelmät. Luvussa seitsemän suoritetaan tutkimus törmäyksen kinematiikasta ja sen vaikutuksista teräsrakenteelle. Luvun lopuksi analysoidaan tuloksia.

Työ rajattiin koskemaan plasman suunnittelussa mekaniikkasuunnittelun osalta vain perusliikkeiden toteutuksen valintaan ja suunnitteluun. Koneen suunnitteluun liittyy monia muitakin osa-alueita, joita on suunniteltava akselien mekaniikkojen rinnalla, mutta niiden käsittely tässä työssä olisi tehnyt lopputuloksesta liian hajanaisen. Levypöydän matemaattinen tarkastelu haluttiin sisällyttää työhön, koska siihen liittyvä tutkimus antaisi jotain uutuusarvoa koneensuunnitteluun. Kuitenkin työn tulosten perusteella tehtävä lopullinen ratkaisu levypöydän rakenteen osalta haluttiin jättää pois.

1.4 CoastOne Oy

CoastOne Oy on kasvava teknologia-alan yritys Seinäjoelta, joka on aloittanut toimintansa vuonna 2001. Yritys valmistaa täyssähköisiä, servotekniikkaan perustuvia levyntyöstökoneita, joista eniten mainetta on niittänyt särmäyspuristimet. Koneita myydään kaikkialle maailmaan ja noin 90% yrityksen myynnistä menee ulkomaille. Särmäyspuristinten rinnalle on tähän mennessä kehitetty kierteytys- ja senkkaus kone, puristekiinnikekone ja letkupuristinkone.

2 DFMA, DFM JA SUUNNITTELU

2.1 DFMA-periaatteet

DFMA tulee sanoista Design for Manufacture and Assembly, joka vapaasti suomennettuna tarkoittaa valmistus- ja kokoonpanoystävällistä suunnittelua. DFMA:n ydinajatuksena on päästä eroon konetekniikassa puhutusta ”muurista” suunnittelun ja valmistuksen väliltä. Tämä muurin on katsottu syntyvän viidestä syystä:

- Suunnittelijan pakonomainen tarve hyödyntää modulaarisia ja standardoituja ratkaisuja, jolloin valmistukselliset moduulit jäävät huomioimatta.
- Valmistajan halu parantaa tuotantoaan ja kehittää tuotetta sen näkökulmasta. Tuotantolaitteiden näkökulmasta tehdyt ratkaisut eivät kuitenkaan ota riittävästi huomioon tuotteen vaatimuksia.
- Organisaatio ei tee riittävästi yhteistyötä osastojen välillä
- Suunnittelija vähäinen tietämys valmistusmenetelmistä ja niiden näkökulmista.
- Yhteistyö suunnittelun ja valmistuksen välillä vaikeutuu, jos nämä sijaitsevat maantieteellisesti eri paikoissa. (Eskelinen & Karsikas 2013, 9.)

Valmistus- ja kokoonpanoystävällisen tuotteen suunnittelun perusohjeet voidaan kiteyttää seuraaviin kahteenkymmeneen periaatteeseen:

1. Minimoin osien määrä kokoonpanossa ja rakenteessa.
2. Suunnittele modulaarisia rakenteita.
3. Yritä löytää samalle rakenneosalle niin monta toimintoa kuin mahdollista.

4. Vältä erillisiä kiinnitysosia tai -muotoja.
5. Tee asennusvaiheet mahdollisiksi yhdestä kokoonpanosuunnasta.
6. Minimoi tarvittavien valmistusmenetelmien ja-vaiheiden määrää.
7. Noudata kullekin valmistusmenetelmälle laadittuja menetelmäkohtaisia helpon valmistettavuuden ohjeita.
8. Varmista että rakenteessa on riittävästi tilaa työkaluille, asennukselle, kiinnittimille ja robotin tarttujille ja muille liikeosille.
9. Käytä standardisoituja muotoja, komponentteja, työkaluja ja teriä.
10. Tarkasta työvarojen riittävyys.
11. Tarkasta materiaalin sopivuus valmistusmenetelmään.
12. Käytä sopivaa yleistoleranssia.
13. Tarkasta, mihin valmistusvirheiden summautuminen on sallittu.
14. Käytä osia, jotka voi asentaa oikein useassa eri suunnassa ja vältä osia, jotka takertuvat helposti toisiinsa kokoonpanovaiheessa.
15. Jos valittavana on useita valmistusmenetelmiä, valitse se joka vaatii vähiten esi- ja jälkikäsittelyjä.
16. Toista samoja valmistusvaiheita ajattele, että "valmistusvaihe on moduuli"
17. Käytä parametrissa suunnittelua ja tuoteajattelua.
18. Suunnittele tuote suoraan automatisoitua tuoteantoa silmällä pitäen, usein se on silloin edullinen myös manuaaliseen tuotantoon.

19. Jos tuotanto on manuaalista, tarkasta ergonomiset näkökodat.

20. Tarkasta, että pinnanlaatu, mitta, paikka, ja geometriset toleranssit ovat keskenään sopuissa. (Eskelinen & Karsikas 2013, 11.)

2.2 Hitsausprosessit ja DFMA

Pyrittäessä varmistamaan hitsattujen rakenteiden valmistusystävällisyyttä, tärkeintä on huolehtia tehtävän liitoksen luotettavuudesta. Jotta valmistusystävällisyyteen liittyviä näkökohtia voisi arvioida perustellusti, on rakenteeseen liittyen tunnettava seuraavat perusasiat:

1. Rakenteen käyttötarkoitus ja kuormitus. Keskeistä on tunnistaa liitoksen tyyppi seuraavan jaottelun mukaisesti: voimaliitokset, kiinnityslitokset, sideliitokset ja varusteluliitokset
2. Hitsattujen liitosten perusmitoitushjeet.
3. Käytössä olevien hitsausprosessien ja -menetelmien sopivuus kohteeseen.
4. Liitettävien materiaalien ominaisuudet ja sopivuus hitsattavaksi.
5. Hitsattavaa rakennetta mahdolliset koskevat viranomaismääräykset.
6. Hitsattavaa rakennetta koskevat standardien antamat vaatimukset/ohjeet.
7. Rakenteen valmistuksessa tarvittavat muut valmistusmenetelmät ja työn vaiheistus. (Eskelinen & Karsikas 2013, 72–73.)

Hitsattavan rakenteen valmistusystävällisyyden parantamiseksi on lukuisia pieniä nyrkkisääntöjä (kohdat 1–10), jotka perustuvat edellisten perusasioiden läpikäyntiin:

1. Varaa riittävästi tilaa hitsauslaitteistolle, kiinnittimille ja mahdolliselle hitsausrobotille.

2. Valitse hitsausasento oikein prosessia ja ergonomiiaa ajatellen.
3. Suunnittele kappaleen kiinnittimet nopeaa ja luotettavaa kiinnitystä varten.
4. Käytä katko-, vuoro- ja parihitsejä lämmöntuonnin minimoimiseksi ja tasaamiseksi.
5. Suunnittele hitsausjärjestys tasaamaan lämmöntuontia.
6. Minimoi tarvittavien esi- ja jälkikäsitteilyjen määrä.
7. Pyri siihen, että hitsi voi jäädä sellaiseksi kuin se on hitsauksen jälkeen – vältä turhaa hiomista.
8. Hyödyntää mahdollisuuksien mukaan puolivalmisteita, esimerkiksi valmiiksi viistettyjä levytuotteita.
9. Vältä hitsien turhaa risteämistä ja kasaantumista samaan kohtaan.
10. Pyri sijoittamaan hitsit kuormitukseen nähden puristuksen puolelle, jos mahdollista. (Eskelinen & Karsikas 2013, 72–73.)

2.3 DFM (Design for Maintainability)

Huollettavuuden suunnittelua, eli laitteen korjausten ja huollettavuuden helpottamista oikeanlaisen suunnittelun kautta. Tähän pyritään tekemällä rakenteesta yksinkertainen, jolloin purkamisen tarve on vähäinen korjauksen vuoksi. Modulaarisuudella voidaan helpottaa myös tätä. Mahdollisesti paljon huomiota tarvitsevat kohteet tulee olla helposti saatavilla. Mahdollinen vikaantuminen tulisi olla korjattavissa osaa vaihtamalla, jotta vältytään esimerkiksi hitsaamiselta kokoonpanoon päin. (Nasa 2020.)

2.4 Jännityksenpoistohehkus

Hitsatulle teräsrakenteelle on joissain tapauksissa suoritettava jännityksenpoistohehkus, jossa teräsrakenne kuumennetaan välille 580°–620°C. Pitoaika rakenteelle tässä

lämpötilassa on 1 tunti per 25 mm rakenteen paksuudessa. Lämmitys suoritetaan tarkoitukseen suunnitellussa uunissa, sähköisellä tai kemiallisella menetelmällä ulkoisesti. Syy menetelmän käyttöön on vähentää hitsausprosessissa syntyneitä jäännösjännityksiä hitsisaumojen rajapinnoilla. Menetelmästä on kaksi pääasiallista hyötyä; estää rakenteen muodonmuutokset hitsausprosessin jälkeisessä koneistuksessa ja estää haurasmurtumien syntyminen hitsisaumojen rajapinnoille. (Hicks 2001, 35.)

2.5 Kiinnitys, koneistus ja jännitykset

Kappaleen vääränlainen kiinnitys koneistuksen aikana on yleinen syy koneistuksen jälkeisten muodonmuutosten syntymiselle. Kiinnitys itsessään saattaa olla jännitysten aiheuttaja kappaleelle ja kiinnityksestä irrottamisen jälkeen nämä jännitykset voivat vapautua, aiheuttaen muodonmuutoksia. Nämä muodonmuutokset voivat aiheuttaa kappaleen muutoksia suoruuksien tai mittojen suhteen. Tästä syystä kiinnityksen oikeellisuudella on suuri merkitys lopputulokseen, mikäli pyritään valmiiseen kappaleeseen. Myös kappaleen koneistuksella on vaikutusta mahdollisiin jäännösjännityksiin. Tutkimusten mukaan voimakas rouhinta aiheuttaa merkittävästi enemmän jäännösjännityksiä kappaleeseen, kuin kevyt koneistus. Myös teräpalan geometrialla on vaikutusta tähän. Suurella kulmasäteellä koneistettaessa päästään lähes jännityksettömään kappaleeseen. (MacKenzie 2017.)

2.6 Mallintaminen

2.6.1 CAD-mallinnus

Lyhenne CAD tulee sanoista Computer-aided design ja sillä käsitetään tietokonepohjaisia ohjelmia, joilla suunnitellaan, analysoidaan ja optimoidaan tuoterakennetta. Tyypillinen CAD-ohjelmisto on graafinen käyttöliittymä suunnittelijalle, jolla voidaan luoda ja manipuloida mallinnusta tuotteesta. Ohjelmistoa käytetään myös analysoimaan tuotetta massan, laskelmien ja osien yhteen sopivuuden näkökulmasta. CAD-ohjelmistojen kehitys on kulkenut 40 vuotta käsikädessä tietokonekehityksen kanssa, joka on osaltaan nostanut tehokkuutta ja laskenut kustannuksia.

CAD-ohjelmistojen kehitys alkoi 1960-luvulla, kun auto- ja avaruusteollisuus alkoi kehittää käyttöönsä suuria keskustietokoneita. 1970-luvulla kehitys toi tullessaan graafisia ohjelmia, jotka kehittyivät yksinkertaisista kaksiulotteisista (2D) monimutkaisiin kolmiulotteisiin (3D) malleihin. Samoihin aikoihin näki päivänvalon myös CAM-ohjelmisto (Computer-aided Manufacturing), eli tietokoneavusteinen valmistus. 1980-luvulla markkinoille tuli tehokkaampia ja halvempia tietokoneita, jonka vuoksi pienemmilläkin yrityksillä oli varaa investoida CAD-ohjelmistoihin. 1990-luvulla ohjelmistot kehittyivät käyttämään kiinteää mallinnusta ja NURBS pintoja. Mallinnuksen ja valmistuksen yhdistyminen kehittyi nopean verkoston ja internetin vuoksi. Uuden vuosituhannen työkaluina mukaan on tullut virtuaalitodellisuus, entistä suurempi laskentateho ja tallennustila. Samalla kehittyivät CAM ja CAE (Computer-aided engineering) -ohjelmistot. Lyhenne CAD liitetään usein lyhenteeseen CAM (CAD/CAM), kertomaan suunnittelun ja valmistuksen kasvavasta sidonnaisuudesta. (Helsel, Jensen & Short 2007, 18–19.)

Suunnittelijaryhmän kyky toimia organisoidusti yhteistyössä on tärkeää. Ryhmän jäsenet voivat työskennellä, vaikka eripuolilla maailmaa, mutta ohjelmistojen nopean tiedonsiirron ansiosta tämä ei ole ongelma. Tämä kansainvälinen yhteistyö on tämän päivän suunnittelun suuria tunnusmerkkejä tällä vuosikymmenellä. (Helsel, Jensen & Short 2007, 18–19.)

2.6.2 CAD-mallinnus ja DFMA

Jotta virtuaalimallintaminen olisi valmistusystävällistä, on suunnittelijan hallittava 3D-mallinnus ja 2D-dokumenttien tuottaminen hyvin. Lisäksi on tunnettava eri valmistusmenetelmiä, valmistuksessa käytettävien työstökoneiden rajoitukset ja ominaisuudet, sekä käytössä olevien standardityökalujen tuntemusta. On myös tunnettava koneensuunnittelun perusteet, jotta valmistusystävällisyys ei joutuisi ristiriitaan koneenosien toiminnallisuuden kanssa.

Geometriaa suunniteltaessa on toivottavaa, että samat piirteet toistuisivat aina, kun on mahdollista. Näin vähennetään tarvittavaa työkalumäärää, kun pyritään työkalujen standardoitumiseen valmistuksessa. Mallinnuksen aikana on myös pyrittävä siihen, että

kappale voidaan kiinnittää työstöä varten pääasiallisimmassa suunnassa mahdollisimman yksikertaisella menetelmällä. (Eskelinen & Karsikas 2013, 13.)

Valmistusystävällisen mallinnuksen mukaan myös aihio valikoituu lähimpään standardoituun kokoon ja kappaleen mitat ilmoitetaan 2D- tai 3D-dokumenteissa. Tavoitteena on tuottaa mahdollisimman vähän hukkaa ja optimoida koneistusaika. Laadituista 2D- ja 3D-dokumenteista tulee kappaleen mittojen selvitä ilman laskentaa ja samaan valmistusvaiheeseen liittyvät mitat on oltava nähtävissä yhdestä projektiosta. (Eskelinen & Karsikas 2013, 14.)

3 MATEMAATTINEN SUUNNITTELU

3.1 FEM-laskenta

FEM tulee sanoista Finite Element Method ja on vapaasti suomennettuna elementtimenetelmä. Se on laskentamenetelmä, jolla selvitetään rakenteiden kestävyyttä, niiden ollessa rasituksen alaisena. Apuna käytetään FEM-mallia, jonka geometria saadaan rakenteen CAD-mallista. FEM-malliin lisätään myös tiedot käytettävästä materiaalista sekä kiinnityksistä ja voimista. (Kurowski 2017, 1–7.)

FEM-mallille on tehtävä verkotus laskentaa varten. Verkotuksella monimutkainen kappale yksinkertaistetaan jakamalla se pieniksi elementeiksi. Yksinkertaiseen elementtiin voidaan käyttää huomattavasti yksinkertaisempaa matemaattista laskentatapaa kuin monimutkaiseen kappaleeseen, jota on vaikeaa kuvata yhdellä yhtälöllä. (Kurowski 2017, 12.)

Elementtimenetelmän peruskaava:

$$[F] = [k] * \{d\} \quad (1)$$

missä

$[k]$ on jäykkyyismatriisi

$\{d\}$ on siirtymävektori

$[F]$ on voimavektori

Jäykkyyismatriisi $[k]$ muodostetaan mallin geometrian, reunaehtojen ja materiaalitietojen perusteella. (Kurowski 2017, 12–13.)

3.2 Törmäyksen kinematiikka

Törmäyksessä syntyvän impulssin voimakkuuden selvittämiseksi sen laskenta voidaan jakaa osiin sellaisissa tapauksissa, kun iskun vaikutusalueella on huomattavaa lävistymistä tai muodon muutosta. Helpoin tapa on olettaa impulssi vakiomuotoiseksi voimaksi ja sen kesto voidaan laskea sen aiheuttaman muodonmuutoksen avulla. Tästä voimasta ja kestosta voidaan laskea sen tekemä työ, joka energian tasapainoyhtälössä tasapainottaa törmäävän kappaleen liikemäärän kaavalla:

$$Ft = mv \quad (2)$$

missä

F on muotoa muuttava voima

t on voiman vaikutusaika

m on törmäävän objektin massa

v on törmäävän objektin nopeus.

Kun impulssin kestoaikaa on vaikea määrittää, voidaan törmäys mallintaa kimmoiseksi törmäykseksi, jossa sen liikemäärä säilyy törmäyksen jälkeen. Kuvassa 1 on esitetty kimmoisen törmäyksen liikemäärän säilyminen, jonka kaava on:

$$m_a v_{a1} + m_b v_{b1} = m_a v_{a2} + m_b v_{b2} \quad (3)$$

missä

m_a on kappaleen a massa

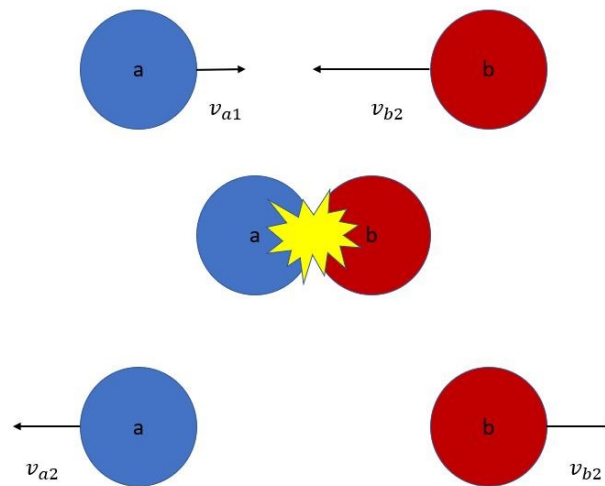
v_{a1} on kappaleen a alkunopeus

m_b on kappaleen b massa

v_{b1} on kappaleen b alkunopeus

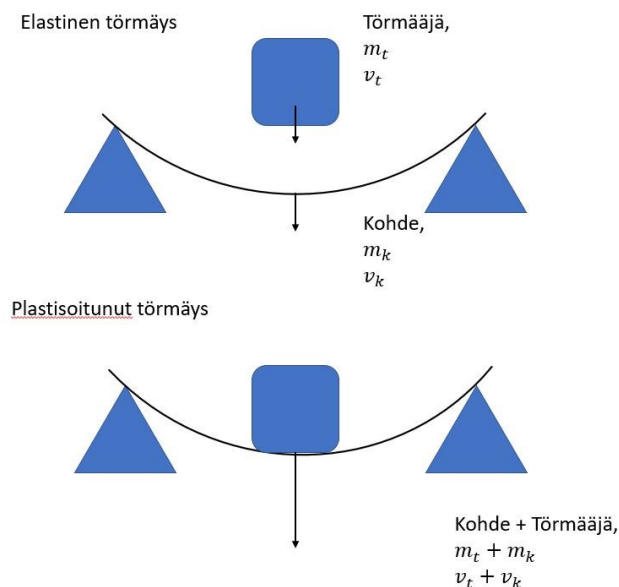
v_{a2} on kappaleen a loppunopeus

v_{b2} on kappaleen b loppunopeus.



Kuva 1. Kuva 1. Kimmoisen törmäyksen liikemäärän säilyminen (soveltaen Nicholas 2018, 10).

Täysin elastisessa törmäyksessä liike-energia vaihtuu kokonaan törmäävästä kappaleesta seisovaan kappaleeseen ja täysin plastisessa törmäyksessä törmäävät osat ovat tarttuneet toisiinsa, jatkaen liikettä yhdessä, kuten Kuvassa 2.



Kuva 2. Elastinen ja plastisoitunut törmäys. (soveltaen Nicholas 2018,11).

3.3 Yhden vapausasteen vaimennettu värähtely

Vaimentamattoman jousi-massasysteemin yleinen kaava on muotoa:

$$m\ddot{x} + Kx = F \quad (4)$$

missä

m jousessa roikkuvan kappaleen massa

\ddot{x} on massan siirtymä lepoasemasta

Kx on jousen venymä

F on näiden yhteisvoima.

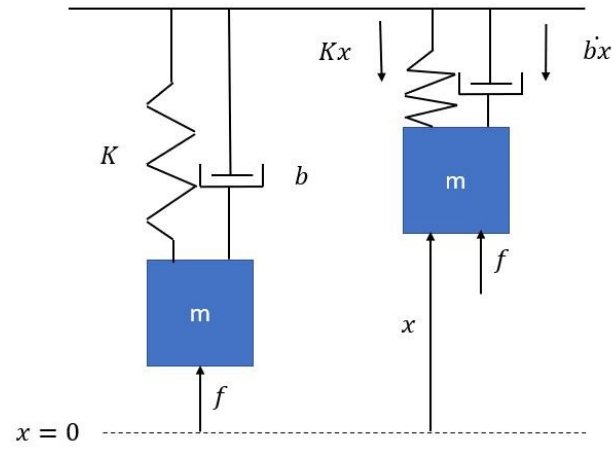
Yllä olevassa kaavassa on esitetty jousi-massasysteemi, jossa potentiaalienergia muuttuu liike-energiaksi, ilman energiahäviötä. Vaikkakin todellisuudessa systeemissä on aina jonkin verran vaimennusta aiheuttavaa tehohäviötä. Yleisin jousi-massasysteemien vaimennusmekanismi on nestemäinen, viskositeettiin pohjautuva vaimennus, kuten kuvan 3. iskunvaimennin $b\dot{x}$. Liiketyhtälössä iskunvaimentimen ylimääräinen voima on kirjoitettu muotoon:

$$F_b = -b\dot{x} \quad (5)$$

missä

F_b on vaimentimeen vaikuttava voima

$-b\dot{x}$ on vaimentimen puristusnopeus.



Kuva 3. Vaimennettu jousi-massasysteemi ja siinä vaikuttavat voimat. (soveltaen Batir Dynamics Group 2020, 35).

Nämä kaavat yhdistämällä saadaan vaimennetun jousi-massasysteemin kaava:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + Kx = F \quad (6)$$

Jatketaan yhtälöä jakamalla se muuttujalla m ja lisäämällä siihen vaimennussuhteen ξ sekä ominaiskulmataajuuden ω_n :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (7)$$

$$\xi = \frac{b}{(2\sqrt{km})} \quad (8)$$

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = F/m \quad (9)$$

Vaimennussuhde ξ on useimmissa tapauksissa alle 1. Systemi värähtelee vaimennetulla ominaiskulmataajuudella ω_d , värähtelyn vaimentuessa ajan suhteen johtuen eksponentiaalisesta termistä $e^{-\xi\omega_n t}$, joka on vaimennussuhteen ξ , vapaan ominaistajuuden ω_n ja ajan t funktio. Kuvaajia vaimennussuhteen vaikutuksista liitteessä 1.

Batir Dynamics Groupin (2020, 35-37.) mukaan vapaa vaimennettu systeemi jää värähtelemään sisäisten ominaisuuksiensa vuoksi, alkupaikan ja alkunopeuden vaikutuksesta. Värähtelijän paikka ratkeaa kaavalla:

$$x(t) = e^{-\xi\omega_n t} \left(x_0 \cos\omega_d t + \frac{\dot{x}_0 + \omega_n \xi x_0}{\omega_d} \sin\omega_d t \right) \quad (10)$$

4 Akselin liikkeen toteutus

Ratkaisuvaihtoehtoja voi olla useita erilaisia ja lähtökohtaisesti valinnassa on käytettävä ammattitietoa, kokemusta ja olemassa olevia ratkaisumalleja. Kuitenkin pohjalla toimii intuitio. Joskus lopullinen toteutus saattaa olla yhdistelmä jostain jo olemassa olevista ratkaisuista. Yhdistelmien ongelmana on usein kuitenkin yhteensopivuuksien tunnistus ja kustannustehokkaan ratkaisun löytyminen. Eri vaihtoehtojen vertailua voi helpottaa esimerkiksi pisteyttämällä eri ehdotukset ja antamalla eri painoarvot eri valintakriteereille.

Kehitysvaiheessa tuotteen rakenne suunnitellaan teknisten ja taloudellisten näkökohtien mukaan yksikäsitteiseksi ja täydelliseksi, parhaan luonnoksen pohjalta. Kehitysvaiheessa joutuu ottamaan useita korjausaskelia taaksepäin, johtuen matemaattisen mallintamisen, simuloinnin tai materiaalien tuomasta uudesta informaatiosta. Ongelmien tunnistaminen ja optimointi ovat keskeisiä kysymyksiä. (Björk, ym. 2014, 13-14).

4.1 Hammasrataskäyttö

Hammasrattaat ovat kestävin vaihtoehto mekaanisista sovellutuksista. Tästä syystä ne ovat ottaneet valta-aseman autoteollisuudessa ja suurimmassa osaa suurten koneiden tehonsiirtoratkaisuina. Hammasrattaita on erityyppisiä, jotka asettuvat toisiinsa nähden eri tavoin: lieriöhammaspyöriä käytetään samansuuntaisilla akseleilla, kartiohammaspyörillä akselit leikkaavat toisensa ja matopyörällä yhdistyvät akselit eivät leikkaa toisiansa. Lieriöratas yhdessä hammastangon kanssa muuttaa pyörivän liikkeen suoraviivaiseksi. (Helsel, Jensen & Short 2007, 730).

4.1.1 Lieriöhammasrattaat

Rattaita käytetään välittämään liikettä ja voimaa tasaisella kulmanopeudella. Parhaiten tätä voimaa välittää evolventtinen hammasprofiili. Evolventtisyys kuvataan käyränä, jota piirtää pistekehältä lähtevällä suoralla. Tämä kehä on hammasrattaan päähalkaisija ja jokaisella evolventtisellä rattaalla on vain yksi päähalkaisija, miltä kaikki evolventtiset hampaan muodot luodaan. Päähalkaisija ei ole suoraan mitattavissa oleva fyysinen kohta, vaan teoreettinen kehä. Hammaskosketus evolventtisillä hampailla tapahtuu aina tangeeraamalla

ylittäen kummankin rattaan päähalkaisijat. Tätä kutsutaan kosketuspinnaksi. (Helsel, ym. 2007, 730).

Käytettäessä ketjuvetoa akseleiden etäisyys toisistaan sallii suuremman toleranssin kuin hammasrattaita käytettäessä. Hammasrattailla akseliväli on oltava juuri oikea, jotta hammaskosketus ja hammasvälitys asettuvat oikein. Tästä syystä ketjuveto on yleisesti halvempi valmistaa. Hammasrattaita voidaan käyttää suuremmilla pyörintänopeuksilla kuin ketjuvetoa tai hihnavetoa. Lyhyellä akselivälillä on suositeltavaa käyttää hammasrattaita ketjun sijasta. (Helsel, ym. 2007, 744).

4.1.2 Hammastanko

Hammastanko on suora tanko, jossa oleva hammas vastaa hammaspyörän hammastukseen. Pyörivän hammaspyörän kehällä oleva hammas on teoreettisesti loputon ja asetettaessa suoran hammastangon vastapariksi, se muuttaa pyörivän liikkeen lineaariseksi. (Helsel, Jensen & Short 2007, 738).

4.2 Trapetsiruuvi ja kuularuuvi

Sekä trapetsiruuvi että kuularuuvi saavat lineaarisen liikkeen, kun ruuvilla olevaa mutteria pyöritetään. Merkittävin ero näiden välillä tulee mutterin rakenteesta. Trapetsiruuvissa mutteri on suorassa kosketuksessa ruuvin ulkokierteeseen oman sisäkierteen kautta ja näiden välillä vaikuttaa liukukitka. Kuularuuvissa mutterin sisäisessä rakenteessa kiertävät laakerikuulat vierivät ruuvin ja mutterin välissä ja korvaavat kosketuksen liukukitkan vierintäkitkalla. Suurimmassa osaa sovellutuksia mekanismia käytetään pyörittämällä ruuvia sähkömoottorin avulla ja kiinnittämällä mutteri lineaarisesti liikuteltavaan kuormaan, mutta mekanismin voi kytkeä myös päinvastoin. Korkean hyötysuhteen ja alhaisen kitkan vuoksi mekanismia voidaan lisäksi käyttää liikuttamalla mutteria lineaarisesti ruuvia pitkin, aiheuttaen ruuviin pyörivän liikkeen. (Moritz 2014, 219).

4.2.1 Kriittinen pyörintänopeus

Jokaisella päistään kiinnitetyllä pyörivällä akselilla on halkaisijaansa ja pituuteensa suhteellinen ominaisvärähtelytaajuus. Kuularuuvikäyttöä suunniteltaessa on mekanismeille laskettava kriittinen pyörintänopeus ja rajoitettava liikenopeus selvästi tämän rajan alapuolelle, jotta vältetään värinältä ja mahdolliselta rikkoutumiselta. Mikäli määrättyllä pituudella ylitetään kriittinen pyörintänopeus, voidaan tätä rajaa korottaa kasvattamalla kierteen ulkohalkaisijaa, mutta tämä lisää mekanismin kustannuksia. Halkaisijan kasvattaminen kuitenkin kasvattaa ruuvin inertiaa, ja tämä kasvattaa sähkömoottorilta vaadittua maksimi momenttia, jotta haluttu maksimi kiihtyvyys akselilla saavutetaan. Vaihtoehtona on parantaa ruuvin laakerointia lisäämällä molempiin päihin tuplalaakerointi, mutta tämä lisää kustannuksia mahdollisesti enemmän, kuin halkaisijan kasvattaminen. (Moritz 2014, 221).

4.2.2 Ruuvin jäykkyys

Puristusrasituksessa olevat ruuvit saattavat taipua kuormituksen alaisena, mikäli niitä rasittava kuorma on epätasaisesti jakautunut tai liian suuri. Tapahtuu nurjahdus, joka ilmenee ruuvin taipumisena sivulle. Kuten kriittiseen pyörintänopeuteen, myös ruuvin taittumiseen vaikuttavat ulkohalkaisija, laakeroinnin tyyppi ja laakerointien etäisyys. Myös tämä rasitus on laskemalla varmistettava, jääväksi alle kriittisten arvojen. (Moritz 2014, 222).

4.3 Lineaarimoottori

Kuularuuvikäytössä sähkömoottori pyörittää kuularuuvia, joka muuttaa pyörivän liikkeen lineaariseksi. Lineaarimoottorissa ei tarvita näitä voimansiirto komponentteja, jolloin liikutettava massa on pienempi. Myöskään mekaanista kosketusta ei ole osien välillä, joten vältetään mekaaniselta kulumiselta. Näiden seurauksena lineaarimoottorilla saavutetaan suuri kiihtyvyys ja liikenopeus. Lineaarimoottorissa ei ole tarkkuutta heikentäviä välyksiä, joten tästä syystä saavutetaan erittäin korkea paikoitustarkkuus. Huonoina puolina mainittakoon, että lineaarimoottorin kehittämää voimaa ei voida muuttaa välityksen avulla ja lineaarimoottori on kalliimpi kuin perinteinen sähkömoottori. (Heikkilä 2000, 22–23).

4.4 Ketjukäyttö

Ketjukäytöllä ymmärretään ketjupyörien ja ketjun muodostamaa välitystä, joka voi koostua useista pyöristä ja ketjuista. Ketjuvälitystä pidetään vanhanaikaisena, mutta niidenkin osien tarkkuus ja laatu on kasvanut vuosien saatossa.

Rullaketjussa vetopyörään tukeutuva osa on karkaistu rulla. Sivulevyillä rullat kytkeytyvät yhteen muodostaen ketjun. Ketjupyörän hammasgeometria on pyörimissäteen suhteen viisto, jolloin kuormituksen alainen ketju nousee rullallaan tätä viistoa pintaa pitkin ylös ja asettuu omalle pyörimisympyrälleen. Myös kehävoima pyrkii tasaantumaan rullien välille. Tämän takia ketjukäytön tehonsiirtokyky on enimmäkseen riippuvainen ketjun, kuin ketjupyörän laadusta. Ketjukäytössä akseleita voi olla useita ja ne ovat yhdensuuntaisia. Ketjukäyttö on kilpaileva toteutus hammas- ja hihnäkäytölle. Siinä missä hammastankokäyttö on jäykkä ja saattaa vaatia jonkin kytkimen akselille, on ketjukäyttö jonkin verran joustava, johtuen voitelukalvosta ja ketjun elastisuudesta. Hihnävälitykseen verrattuna, voidaan käyttää suurempia voimia ja pienessä tilassa toteuttaa suuri välityssuhde. (Björk ym. 2014, 351.)

Yleisesti voidaan hyvinä puolina mainita:

- joustavuudesta huolimatta ei luista.
- Ei vaadita kitkaan perustuvaa esijännitystä, joka pienentää laakerikuormia.
- Hyvä hyötysuhde (n. 98 %)
- Pienemmät vaatimukset asennustarkkuudelle kuin hammastankokäytöllä.
- Ei olosuhdeherkkä. Kestää epäpuhtauksia.
- Halpa
- Osia helposti saatavilla. (Björk ym. 2014, 351.)

Huonoina puolina voitaisiin mainita:

- Vaihteleva välityssuhde.
- Ei saada täysin välyksettömäksi.
- Vain yhdensuuntaisille akseleille.
- Osien kulumisen rajoittaa käyttöikä.
- Äänekäs
- Vaatii voitelun. (Björk ym. 2014, 351.)

Hammasketjuissa voima välittyy hammasmaisten lenkkien avulla. Edut kilpaileviin järjestelmiin ovat samat kuin rullaketjulla, mutta lisäksi on vielä:

- Hyvä soveltuvuus suurille kuormille.
- Ketjun nopeus voi olla korkeampi.
- Hiljaisempi
- Käynti tasaisempaa.
- Korkeampi hyötysuhde, jopa 99% hitailla nopeuksilla.
- Parempi kulumisen kesto. (Björk ym. 2014, 353.)

4.5 Hihnakäyttö

4.5.1 Yleisesti

Hihnakäyttöä on kolme eri tyyppiä: lattahihna, kiilahihna ja hammashihna. Alkunsa hihnakäyttö on saanut 1900-luvun teollisuuden käyttämästä valta-akselista, jonka voima jaettiin eri puolille tehdasta lattahihnojen välityksellä. Latta- ja kiilahihnalla esiintyy pientä luistoa, joten kohteisiin missä käytävä ja käytettävä akseli oli pysyvä synkronoituna, on kehitetty hammashihna. Hammashihna on hihna, jonka toimintaperiaate on sama kuin ketjulla. Jokaiselle hihnatyypille löytyy omat suotuisat käyttökohteensa. Latta- ja kiilahihnat mahdollistavat suuren akselivälin, jonka ei tarvitse olla yhtä tarkka kuin hammaskäytöllä. Rakenne on halpa. Hihna toimii jousena, joka vaimentaa nykäyksiä ja näin suojaa moottoria. Sen huolto on helppoa, se on hiljainen, asetus on helppoa ja hyötysuhde on hyvä. Miinuspuolena aina löytyvä luisto, jälkikiristysten vaatiminen, esikiristyksen aiheuttama ylimääräinen laakerikuorma, kilpailijoihin nähden suuri tilantarve ja toiminnan alttius ympäristöolosuhteille. Hammashihnalle ominaisia ominaisuuksia on luistottomuus, pieni esikiristyksen tarve, voimakkaampi käyntiääni, ei kestä ylikuormitusta vaan vaurioituu niiden seurauksena ja on kuita hihnoja selvästi kalliimpi. (Björk ym. 2014, 365–366.)

4.5.2 Hammashihna

Hammashihnan voisi sanoa olevan hihnan ja ketjun risteytys. Voiman välitys perustuu hihnan geometriseen muotoon, joten hammashihnalla ei esiinny luistoa tai jättämää, kuten muilla hihnoilla. Sopii hyvin kohteisiin, joiden täytyy olla kohdistettuja. Nykyisin korvannut ketjun monessa kohteessa. Hihnaa ei tarvitse rasvata ja huoltaa, lisäksi pienillä nopeuksilla se on äänettömämpi, kuin ketju. Keveytensä ansiosta päästään suuriin nopeuksiin, joka taas mahdollistaa suuren tehonsiirtokyvyn. Vaadittava esijännitysvoima on pieni, joka säästää laakerointia. Kovassa kuormituksessa suurella käyntinopeudella hammashihna on äänekäs. Ylikuormituksessa rikkoutuessaan menee käyttökelvottomaksi. Muihin hihnoin verrattuna hammashihnallat ja varsinkin hammashihnapyörät ovat kalliita. Hammashihnan rakenne voi vaihdella, mutta voima välittyy sen sisällä kulkevia lankoja myöden. Vetolankojen materiaali on useimmiten lasikuitua tai kevlaria, mutta myös teräspunoslankaa on käytetty. Hihnan

materiaali voi olla esimerkiksi neopreenia ja hampaat voidaan pinnoittaa esimerkiksi nailonilla. (Björk ym. 2014, 380.)

5 MEKANIIKAN VALINTA

5.1 Kriteerit

Kun lähdetään valitsemaan akselin liikkeen toteutukseen sopivinta mekaniikkaa, on otettava huomioon useita eri näkökantoja. Hyvän mekaniikan on täytettävä seuraavat vaatimukset: kustannustehokkuus, pitkä elinkaari, huoltovapaus, saavutettava haluttu tarkkuus, helppo kokoonpantavuus, skaalautuvuus ja hyvä hyötysuhde.

5.2 Ketjuveto

Kun ajatellaan nykyaikaista mekaniikkaa NC-työstökoneessa, voidaan laskuista jättää pois ketjuveto. Ketjuvedolla on omat sovelluskohteensa raskaissa tai likaisissa kohteissa, jossa suurempi painoarvo on esimerkiksi vaihtelevien olosuhteiden kestolla tai suurten kuormien hitaassa liikuttelussa. Vaikka ketjuvedolla on hyvät puolensa, kuten halpuus ja se sallii suuret toleranssit valmistuksessa, kuitenkin pitkä ketjumekanismi on raskas, joka hidastaa kiihtyvyyttä ja paikoitustarkkuus on huono, koska ketjulla on verrattain suuri vällys. Lisäksi ketju vaatii voitelun ja on äänekäs, mikä on huono puoli muuten hiljaisessa täyssähkökoneessa.

5.3 Hihnaveto

Käytännössä ainut teoreettinen vaihtoehto tässä kategoriassa olisi käyttää hammashihnaa, koska muissa hihnatyypeissä on aina luistoa, jolloin ei ole mahdollista saavuttaa minkään asteista paikoitustarkkuutta. Hammashihnaveto on toimintaperiaatteeltaan samanlainen kuin ketjuveto, mutta merkittävästi kevyempi rakenteeltaan ja hiljaisempi. Hammashihnoja on saatavilla ”nollavällyksellä”, mutta hihnassa on aina jonkin verran elastisuutta, joka korostuu pitkissä hihnoissa. Lisäksi pitkät vällyksettömät hihnat nostavat kustannuksia. Koneen X-liikematka on yli 3 000 mm, jolloin pitkien hammaspyöräetäisyyksien vuoksi hammashihnassa tai ketjussa ilmenisi roikkumista oman massansa vuoksi. Roikkumista voitaisiin vähentää korkealla esijännityksellä, mutta se lisäisi kuormitusta liikettä välittävässä komponentissa ja laakeripainetta mekanismin pyörien laakeroinnissa. Tämä lisäisi myös kulumista.

5.4 Lineaarimoottori

Lineaarimoottori on nykyaikainen ja todella tehokas mekanismi lineaariliikkeen toteutukseen. Lineaarimoottorin paikoitustarkkuus on korkea ja sen avulla voidaan saavuttaa suuria kiihtyvyyksiä. Lineaarimoottorin suurin hyöty saavutetaan todella nopeissa leikkuunopeuksissa ja -kiihtyvyyksissä, joihin päästään useimmiten vasta laserilla. Huonoja puolia on sen todella korkea hinta ja lineaarimoottori on suojattava hyvin epäpuhtauksia vastaan.

5.5 Kuularuuvi

Kuularuuvi on useiden valmistajien suosima ratkaisu, lyhyiden ja pitkien liikematkojen mekanismiksi. Kuularuuvi on kestävä ja hyvin suojattuna pitkäikäinen liikemekanismi. Tämä mekanismia kilpailutettiin ja pidettiin meidänkin koneessamme yhtenä vaihtoehtona. X-suunnan liikematkan ollessa yli 3 000 mm, on ruuvin oltava selvästi tätä pidempi. Pitkän ruuvin huonoina puolina on sen herkkyys värinä. Lisäksi tukevan laakeroinnin valmistus ruuvin päihin lisäisi kustannuksia. X-liikematka toteutetaan liikuttamalla Y-akselia, jonka massa on useita satoja kiloja. Tämä massa yhdessä pitkän ruuvin kanssa, pakottaisi käyttämään suuremman halkaisijan omaavaa ruuvia, joka lisäisi entisestään mekanismin kustannuksia ja inertiaa. Kasvanut inertia rasittaa itsessään mekanismia ja lisää tehon tarvetta servomoottorilta.

Tutkittiin myös vaihtoehtoa ostaa valmis kuularuuvi-portaali, jolle olisi tehty vain runkoon oma peti. Näiden portaalien hyvänä puolena on helppo asennettavuus ja hyvä suojaus. Ongelmaksi muodostui kuitenkin korkean hinnan lisäksi valmiiden portaalien huono absoluuttinen tarkkuus, joka ei vastannut meidän standardejamme. Ideasta siis luovuttiin.

Kyseisen koneen ollessa prototyyppi yritykselle ja tarkoituksena on suunnitella kone, joka on helppo skaalata suuremmalle levykoolle, olisi kuularuuvimekanismi huono valinta pitkille liikematkoille. Mikäli liikematka kasvaisi vaikka 6 000 mm, olisivat mekanismin ongelmat jo moninkertaiset, verrattuna prototyyppiin. Olisi siis parempi käyttää mekanismia, joka skaalautuu isompaan konemalliin.

Lyhyemmällä liikematalla kuularuuvi on kuitenkin täysin käyttökelpoinen. Yrityksen muissa koneissa käytetään todella paljon kuularuuvia. Ajatuksena oli, että voisimme käyttää plasman lyhyessä Z-akselissa erään toisen koneen kuularuuvia, joka sovitetaan toimivaksi plasmaan. Tarkoituksena olisi myös tutkia mahdollisuutta tehdä kyseisestä Z-akselista modulaarinen, jonka voisi asentaa molempiin koneisiin. Plasman Z-akselissa kuormana on vain plasmapolttin, törmäysanturi ja näiden kelkka. Kuormaa on vähän ja liikenopeus hidas, joten ruuvien tyypilliset ongelmat eivät nouse esteeksi. Kuularuuvi saa voimansa servomoottorilta välityksen kautta, nämä komponentit ovat samat molemmissa koneissa.

5.6 Hammasratas ja hammastanko

Lopulta suunnittelupöydälle jäi vain hammastanko-hammaspyörä-mekanismi. Löysimme sopivan valmistajan, jonka komponenteista voisimme rakentaa omaan koneeseemme toimivan ja skaalattavan mekanismin, lisäksi päästäisiin meidän asettamiin tavoitteisiin absoluuttisen- ja toistotarkkuuden osalta. Liikematkan ollessa yli 3 000 mm, voitaisiin se kattaa kolmella 1 000 mm pitkällä ja yhdellä 500 mm pitkällä hammastangolla. Hammastangon käyttö aiheuttaa muutaman valmistuksen ja kokoonpanon kannalta haastavan seikan. Kokoonpanossa huomiota on kiinnitettävä hammastangon kiinnityksessä sen yhdensuuntaisuuteen ja suoruuteen. Tämä on tärkeää, koska se miten hyvin hammastangot saadaan linjattua vaikuttaa suoraan koneen tarkkuuteen. Huono linjaus ei pidä hammaskosketusta vakiona ja hammasvälitys on mahdollista kasvaa tästä syystä liian suureksi. Huono hammaskosketus paitsi vaikuttaa liikkeen tarkkuuteen, se myös heikentää hammastuksen elinikää ja tekee siitä äänekkään.

Hammastanko- ja pyörämekanismilla koneen mekaniikka on mahdollista skaalata suurempaan kokoluokkaan. Tämän skaalautuvuuden kustannukset ovat laskettavissa nykyisen prototyypin pohjalta. Mikäli halutaan valmistaa pidemmällä liikkeillä varustettu malli, nykyisiä osia ei tarvitse kuin lisätä runkoon samalla konstruktiolla. Vastaaan ei tule esimerkiksi kalliimpia ja raskaampia osia, tarvetta uudentyyppiselle tuennalle tai laakeroinnille ja säästyään myös uuden mekaniikan suunniteluun kuluvalta ajalta. Nykyinen mekaniikka olisi siis modulaarinen ja skaalautuva sellaisenaan.

6 MEKANIKKASUUNNITTELU

6.1 Käytettävät valmistusmenetelmät

Plasman mekaniikkasuunnittelussa hyödynnetään DFMA-periaatteita, eli käytettävä konekanta ja työkalut ovat merkittävä tekijä mekaniikkaa suunniteltaessa. Tästä syystä on hyvä mainita yleisesti konekanta, koneiden ominaisuudet ja työkalut. Koneen päärunko ja Y-akselin runkoputki on koneistettava alihankkijalla, koska yrityksen omassa konekannassa ei ole riittävän suurilla työstöalueilla varustettuja työstökeskuksia. Tästä huolimatta edellä mainitut on suunniteltu siten, että ne kyetään valmistamaan vaatimusten mukaisesti, kolmeakselisella työstökeskuksella. Tarvittaessa usealla kiinnitysvaiheella. Tätä samaa ajatusta on sovellettu jokaiseen suunniteltuun komponenttiin, koska yrityksen nykyinen konekanta koostuu kahdesta kolmiakselisesta työstökeskuksesta. Suurempi koneista on työstöalueeltaan 1 626 mm x 813 mm x 762 mm ja pienempi 585 mm x 430 mm x 460 mm.

Työstökeskusten työkalut ovat monipuoliset. Käytössä on erilaisia otsajyrsimiä, siilijyrsimiä, kovametallisia jyrsintappeja, kovametalliporia, kierretappeja ja viistejyrsimiä, jotka tuovat monipuolisuutta ja ominaisuuksia kolmiakseliseen työstökeskukseen. Niiden avulla voidaan esimerkiksi valmistaa kohtisuoria pintoja kylkijyrsinnällä, yhdellä kiinnityksellä.

Jotkut komponenteista on suunniteltu valmistettavaksi leikkaamalla työstettävä aihio lattaraudasta vannesahalla, omalla tehtaalla ja toiset komponentit valmistetaan leikeaihiosta, jotka tilataan alihankinnasta. Alihankkija valmistaa leikkeen ainevahvuuden mukaan joko laserilla tai plasmalla.

Hitsausprosessit on suunniteltu tehtäväksi käsikäyttöisellä MAG-hitsauslaitteella, jollainen yritykseltä löytyy.

Oli osa suunniteltu valmistettavaksi sitten yrityksen omalla konekannalla tai alihankinnassa, sen valmistusmenetelmien ajateltiin aina olevan identtiset muihin. Tällöin suunnitteluprosessi on yhtenäinen valmistuksen näkökulmasta ja mikäli yrityksen konekanta laajenee, voidaan ennakoida, mitä osia uudella koneella voidaan valmistaa. Mikäli

komponentin kykenee valmistamaan kolmiakselisella työstökeskuksella, sen valmistus onnistuu myös useammalla akselilla.

6.2 X-liikesuunta

6.2.1 Päärunko

X-akseli on koneen pisin akseli ja sen kiinteästi asennettavat hammastangot kiinnittyvät oman apurunkonsa kautta koneen päärunkoon. Hammaspyörä ja sen mekaniikka on kiinnitettynä x-suunnassa liikkuvan y-akselin runkoon. Päärungon suunnittelussa on otettava huomioon sille asetetut vaatimukset: rungon oltava riittävän jäykkä, sen on oltava valmistettavissa ja mittatarkkuuksien on toteuduttava. Jäykkyyksvaatimuksen perusteluna on hammaskosketusten pysyminen vaadituissa arvoissa ja polttimen etäisyyden on pysyttävä vakiona leikattavaan levyyn nähden. Nämä eivät saa poiketa asetetuista arvoista rungon vääntyilyn vuoksi. Tämä jäykkyys todennetaan suunnitteluvaiheessa Solid Edge-ohjelmistolla tehtävällä FEM laskennalla sen antamien siirtymäarvojen perusteella. Maksimi raja-arvoiksi siirtymille määritettiin 0,1 mm. Tarkastelua tehdään lineaarirungon pedin pinnasta. Määritelmä tehtiin yrityksen oman tuotekehityksen periaatteiden ja laatuvaatimusten pohjalta. Myös mittatarkkuuksien vaatimukset tehtiin yrityksellä yleisesti käytössä olevien vaatimusten perusteella. Tasomaisuuden arvoiksi määriteltiin 0,04 mm/1000 mm ja kohtisuoruuksien ja samansuuntaisuuksien ohjearvona käytetään samaa arvoa. Valmistettavuutta arvioidaan rungon koneistettavuuden ja hitsattavuuden kautta ja näihin sovellettiin yleisesti DFMA-periaatteita.

Lähtökohtana oli tehdä rakenteesta mahdollisimman yksinkertainen ja välttää turhia rakenteita. Runko valmistetaan RHS- ja SHS-putkiprofiileista hitsaamalla. DFMA-periaatteiden mukaisesti pyritään käyttämään standardiosia, kuten edellä mainitut putkiprofiilit, joiden koot valikoituivat olemassa olevien standardikokojen mukaisesti. Runkoon on jyrsimällä koneistettava pitkät kiinnityspinnat johteiden ja hammastankojen apurungolle. Näiden suoruus on kriittistä, jotta koneen X-liikesuunta liikkuisi ongelmitta ja hammasvälykset pysyisivät toleransseissa koko liikematkalla. Koska rungon liitokset on toteutettu hitsausliitoksin, se on hehketettava, jotta hitsauksen aiheuttamat jäännösjännitykset eivät aiheuta muodonmuutoksia runkoon koneistuksen aikana tai sen

jälkeen. Rungon koneistuksessa on otettava huomioon jännityksetön kiinnitys. (MacKenzie. 2017).

Osana koneen päärunkoa toimii siihen ruuviliitoksella kiinnittyvä levypöytä. Levypöytä on ruuviliitoksensa vuoksi irrotettavissa ja vaihdettavissa, mikäli se huonon koneenkäsittelyn vuoksi vahingoittuu. Tämän ratkaisu tehtiin huollettavuuteen liittyvän DFM-periaatteen mukaisesti. Levypöydälle asetetaan muutamia vaatimuksia. Sen on kannateltava suorassa koneeseen nostettavaa leikattavaa levyä, sen kosketuspinta-ala on oltava mahdollisimman pieni leikattavaan levyyn, sen on kestettävä toistuvaa leikkausprosessia ja pöydän on kestettävä levyn pudotus plastisoitumatta. Levypudotukseen on varauduttu jo levypöydän suunnitteluvaiheessa, koska jossain vaiheessa painavan levyn putoaminen levypöydälle on todennäköinen tapahtuma, kun koneeseen asetetaan levyä. Tähän palataan omassa luvussaan myöhemmin.

Koneen runkosuunnittelu ei onnistu pelkästään yksin etenevänä projektina, vaan rinnalla on suunniteltava koneen muutakin mekaniikkaa ja rakenteita. Jokaista osa-aluetta on suunniteltava yhtäaikaisesti ja muutoksia tehtäessä on muutoksia tehtävä monesti muillakin osa-alueilla kuin pelkästään muutoksen vaatimassa kohteessa. Tällä tavalla menettelemällä varmistutaan osien yhteensopivuudesta ja onnistuneesta lopputuloksesta.

Rungon ja koko koneen suunnittelussa käytettiin hyväksi DFMA-periaatteita, jotta lopputulos olisi helposti valmistettava ja kokoonpantava. Suunnittelu aloitettiin määrittelemällä joitain lähtöarvoja. Kone suunniteltaisiin 3 000 x 1500 x 30 mm levykoolle. Tämän levyn massa on $3 \text{ m} \times 1,5 \text{ m} \times 0,03 \text{ m} \times 7850 \text{ kg/m}^3 = 1059,75 \text{ kg}$. Tämä olisi maksimi staattinen kuorma. Koneen korkeus saisi maksimissaan olla 95 mm lattiatasosta. Koneeseen tulee leikkausjätteelle kohdepoisto levypöydän alapuolelle. Tämä kohdepoisto liikkuisi polttimen mukana levyä leikattaessa. Tälle kohdepoistolle täytyy jäädä tilaa liikkua rungon sisällä. Kohdepoistoon kytkeytyy imuputkisto imurilta ja tämänkin on mahdollista liikkua rungon sisällä.

Näiden lisäksi on otettava huomioon liikealueet, osien fyysinen koko, valmistettavuus, kokoonpano, huollettavuus, käytettävyys, kokoonpanojärjestys. Fyysinen koko osoittautui hankalaksi toteuttaa. Rungon sisällä y-akselin mukana kulkeva leikkauskuonakouru on

kooltaan 1 624 x 518 x 450 mm(p,l,k), lisäksi koneen rungon sisäpuolella on mahdollista liikkumaan myös kuonakouruun kiinnittyvä imuputkisto. Tämä mekaniikka mukaan lukien Y-akselin rungon alatuenta, X-akselin servo kiinnikkeineen ja vaihteistoineen, väliakseli ja johdekelkkojen apurunko oli sovittava rungon sisään, kuitenkin ylittämättä määriteltyä 950mm maksimikorkeutta.

Ruuvikiinnitteinen levypöytä toimii myös runkoa tukevana osarakenteena. Rakenne haluttiin pitää yksinkertaisena ja tästä syystä vältettiin lisäämistä runkoon tarpeettomia rakenteita tai tukia. Koneessa on neljä pääjalkaa nurkissa ja kaksi lyhyttä tukijalkaa pitkän runkoputken keskellä, lisäämässä pitkän runkoputken vakautta. Jokaisen pääjalan väliin kiinnitetään hitsaamalla yksi runkoputki, kooltaan 250 x 150 x 12 mm. Valintakriteereinä suurelle profiilille runkoputkessa on suurten ulkomittojen kyky kestää rasituksia, paksun seinämävahvuuden ansiosta siihen voi tehdä kierteitä ruuviliitoksille ja suuri massa lisää vakautta koneen liikkumattomassa päärungossa. Runkoputket hitsataan suunnilleen puoleenväliin pääjalkaa ja suuren kokonsa ansiosta kestäisivät itsessään massojen aiheuttamat rasitukset. Lisää tukevuutta runkoon hain kuitenkin levypöydällä, joka kiinnittyy pääjalkojen yläpäihin ruuviliitoksella. Rungon toiseen päähän kiinnitetään hitsaamalla myös 4 kappaletta sähkökaapin kiinnitysrautoja, jotka ovat kooltaan 80 x 80 x 8 mm. Pitkän runkoputken alapinnalle kiinnitetään hitsaamalla trukkipiikeille putket, koneen siirtoa varten. Nämä putket eivät voi kulkea koneen rungon alla täysimittaisina, koska olisivat kohdepoiston putkiston edessä. Tästä syystä niiden pituus jäi vain runkoputken leveyden mittaiseksi ja niiden määrä kasvoi neljäksi kahden sijaan. Nostettaessa konetta näistä pisteistä trukilla on vain varmistuttava, että trukkipiikki tulee läpi jokaisesta putkesta.

Rungon jalat ovat oma alikokoonpanonsa, jotka tulevat hitsausliitoksella osaksi päärungon kokoonpanoa. Jalka koostuu 150 x 150 x 8 mm putkesta, päätylapusta, johon levypöytä kiinnittyy, nostokohdan putkesta ja jalan korkeussäätöruuvien kiinnityslaipasta. Koneen siirtely tapahtuu joko edellä mainitulla tavalla trukilla tai jalkoihin tulevasta nostokohdista nosturilla nostamalla. Nostokohta koostuu 40,3 x 4 mm putkesta, joka asetetaan keskelle sitä varten tehtyä reikää jalassa ja hitsataan paikoilleen. Käytettäessä tätä nostokohtaa siihen kiinnitetään irrotettava nostolenkki. Käytön jälkeen lenkin voi jättää roikkumaan paikoilleen tai ottaa kokonaan pois. Sähkökaapin kiinnitysraudat myös kiinnittyvät yhteen

jaloista lopullisessa kokoonpanossa. Keskelle runkoputkea tulevat lyhyet tukijalat ovat samasta putkiprofiilista, ja niissä on samat korkeussäätöruuvien laipat.

6.2.2 Rungon hitsausprosessi

Rungon hitsaamisessa käytetään MAG-hitsausta ja laadukkaan sauman takaamiseksi on käytettävä standardin EN ISO 14175 mukaista seoskaasua. Seoskaasun suurin hiilidioksidipitoisuus (CO₂) saa olla maksimissaan 18% ja esimerkiksi Linden kaasuja käytettäessä tarkoitetaan Mison18 tuotenimistä seoskaasua. Mitä vähemmän suojakaasussa on hiilidioksidia tai happea, sitä puhtaampi (vähemmän oksidisulkeumia) hitsiaineesta saadaan. Matalammalla hiilidioksidipitoisuudella roiskeita syntyy vähemmän ja hitsausalalla on parempi juoksevuus ja perusaineen kostutus. Hitsipalosta tulee matalakupainen ja perusaineeseen hyvin liittyvä. (AGA 2014).

Rungon hitsausprosessissa DFMA:n suosittamaa modulaarisuutta ovat rungon jalat. Jalat ovat toisiinsa nähden identtiset ja voidaan hitsata hitsausjigissä valmiiksi moduuleiksi, joiden ympärille itse runko hitsataan. Runko silloitushitsataan kasaan, jonka jälkeen rungon mitat tarkastetaan ennen lopullista yhteen hitsausta. Runkoputkien hitsausliitos jalkoihin on tyypiltään voimaliitos, koska tämän hitsiliitoksen on kannettava osa koneen omasta massasta ja lisäksi sauman on kestävä runkoon aiheutuvia vääntelyjä, mitä mahdollinen raskas kuorma tai levyn pudottaminen aiheuttaa. Tästä syystä sauman laatuun on kiinnitettävä erityistä huomiota ja saumalle asetettiin standardiksi SFS EN ISO 5817 hitsausluokka C.

Sauma on tyypiltään osaksi pienahitsiä ja osaksi v-hitsiä. Pienen A-mitta on oltava 6 ja v-hitsin vaadittava hitsirailo syntyy rungon jalkaprofiilin reunasäteestä.

Hitsausjärjestyksellä on suuri merkitys konstruktion vääntelyille hitsausvaiheessa. Tasaisen ja hallitun lämmöntonnuin vuoksi rakennetta on hitsattava ristiin, jotta vältetään suurilta lämpötilaeroilta rakenteessa hitsauksen aikana. Nämä suuret lämpötilaerot syntyvät, mikäli esimerkiksi hitsattaisiin kaikki yhden koneen jalan saumat kerralla ja siirryttäisiin seuraavaan jalkaan. Tässä tilanteessa pitkän runkoputken toinen pää lämpenisi merkittävästi, verrattuna putken toiseen päähän ja keskivaiheeseen. Tämä korkea lämpötilaero aiheuttaa putkeen

lämpölaajenemisesta aiheutuvaa lämpörasitetta. Lisäksi hitsisaumoilla on ominaisuutena vetää, eli aiheuttaa vääntymistä hitsattavaan kohteeseen. Hitsisauma saadaan aikaan kuumalla valokaarella, jolla sulatetaan lisäainetta ja perusainetta. Syntyy kuuma hitsisauma, joka jäähtyessään kutistuu ja aiheuttaa rakenteeseen vetoa. Nämä lämpörasitukset ja saumojen vetelyt yhdessä aiheuttavat merkittävässä määrin muodonmuutoksia rakenteelle. Ristiin hitsaamista käytetään apuna kumpaankin ongelmaan. Ristiin hitsaamisella lämpötilat rakenteessa pysyvät maltillisina, koska tietty alue ei kuumene suuren hitsausmäärän vuoksi. Kun hitsataan ristiin, ehtii alueiden lämpötila pudota ja lämpö tasaantua rakenteen sisällä. Hitsisaumojen vetelyä on mahdotonta estää, koska jäähtymisen aikaista kutistumaa syntyy aina, mutta on mahdollista vaikuttaa ristiin hitsaamisella niiden vaikutuksiin. Ristiin hitsaamisella pyritään siihen, että jokaiselle saumalle saataisiin vastasauma, joka toimii vastavoimana sauman aiheuttamalle vedolle. Vääntelyä tapahtuu tästä huolimatta jonkin verran, mutta se on paljon maltillisempaa.

Hitsausprosessin jälkeen, kaikista menetelmistä huolimatta runkoon jää jäännösjännityksiä. Nämä jännitykset aiheutuvat saumoista ja tulisivat purkautumaan jossain määrin koneistuksen aikana, tai sen jälkeen. Mikä taas johtaisi siihen, että rungon koneistukset eivät täyty niille asetettuja ehtoja, liittyen mittoihin ja samansuuntaisuuksiin. Tästä syystä rungolle on tehtävä jännityksenpoistohehkus hitsauksen jälkeen, ennen koneistuksia.

6.2.3 Lineaarirungon peti

Koneen suunniteltu levykoko on 3 000 mm x 1 500 mm ja tähän vielä ylitykset päälle, joista yhteenlaskettuna muodostuu liikealueiden suuruus. Runkoon kiinnitettävät Y akselin liikelimet, liukujohteet ja hammastanko, on oltava pituudeltaan yli 3 000 mm, jotta tarvittavat liikematkat saavutetaan. Huomioon on otettava myös komponenttien fyysisten mittojen vaatimat lisät näihin mittoihin. Polttimen X liikesuunnassa kattava alue on 3 050 mm pitkä. Näiden edellä mainittujen seikkojen vuoksi kone tarvitsee 3 663 mm pitkän johteen molemmin puolin runkoa. Johteen ja hammastangon on oltava samansuuntaiset, oikealla etäisyydellä keskenään ja molemmin puolin runkoa. Johdekiskoa on saatavilla suunnittelijan haluamalla mitoilla, mutta koneeseemme valittua hammastankoa oli saatavina vain 1 000

mm:n ja 500 mm:n pituisina. Oli keksittävä tapa, jolla samansuuntaisuus, vaadittava mittatarkkuus, valmistettavuus, säädettävyys ja helppo asennettavuus täytyisivät. Runkoputken ainevahvuus on vain 12 mm, joten siihen on mahdotonta koneistaa tarvittavia kiinnityksiä oikeille etäisyyksille. Tarvitaan erillinen runko lineaarijohteelle ja hammastangolle, joka on kiinnitettävissä runkoon.

Runkoon on siis koneistettava kiinnityspinta erilliselle lineaarirungolle. Kiinnityspinnalle asetettavia vaatimuksia ovat kiinnityspinnan suoruus, ohjaava olkapää helpottamaan asennusta sekä kiinnitysruuviin reiät. Haasteita asettaa korkea vaatimus päärungon molemmin puolin kulkevien johteiden samansuuntaisuuden suhteen. Samansuuntaisuuden olisi oltava $\pm 0,04 \text{ mm}/1\ 000 \text{ mm}$, jolla varmistetaan X-akselin jouhea liikkuminen ja liike-elinten hyvä kestävyys. (Hiwin). Mikäli runkoon tulisi koneistuksessa tai sen jälkeen muodonmuutoksia, joista aiheutuisi lineaarirunkojen epätäydellinen linjaus, päädyttäisiin mahdollisesti tilanteeseen, jossa X-liikesuunta takertelisi, johteet tai johteisen kelkat kulkisivat nopeasti/epätasaisesti, hammastanko olisi äänekäs tai kuluisi nopeasti/epätasaisesti tai ylipäätään kokoonpantavuus estyisi. Edellä mainittujen syiden vuoksi on varmistettava lineaarirunkojen ja niiden asennustilojen tarkasta koneistuksesta, sekä myös lineaarirunkojen oikeanlaisesta asennuksesta ja linjauksesta.

Jotta edellä mainitun peti täyttäisi sille asetetut vaatimukset, on sen koneistuksessa kiinnitettävä huomiota seuraaviin määräyksiin:

1. Runko ei saa olla kiinnitettynä vinoon.
2. Runko ei saa olla kiinnitetty siten että se estää koneistuksen.
3. Kiinnitystä ei tarvitse irrottaa tai muuttaa koneistuksen aikana.
4. Kiinnityksen ei saa aiheuttaa runkoon jännityksiä.
5. Kiinnityksen on oltava riittävä, jotta runko ei liiku koneistuksen aikana.

6.3 Lineaarirunko

Lineaarirunko on osa, johon kiinnittyvät lineaarijohteet ja hammastangot. Tämä runko on edelleen kiinnitettävissä koneen päärunkoon omaan petiinsä. Koneen päärunko on kokonsa puolesta valmistettava alihankkijalla, koska yrityksen nykyisellä omalla konekannalla ei voida koneistaa kyseisen rungon kokoista kappaletta. Lineaarirungot suunniteltiin valmistettavaksi yrityksen omalla konekannalla, jolloin on helppo soveltaa valmistuksessa DFMA-periaatteita. Lineaarirungolle asetettavia ehtoja ovat: lineaarijohteen ja hammastangon valmistajien ohjeen mukainen kiinnitys lineaarirunkoon, kiinnityspintojen mittatarkkuus, kiinnityspintojen kohtisuoruus, kiinnityspintojen oikea etäisyys suhteessa toisiinsa, lineaarijohteelle on oltava kohdistava olkapää, hammastangon valmistajan hienosäätö on toimittava ja rungon on oltava mahdollisimman pitkä, jotta säästettäisiin yksittäisten osien määrässä. Kuitenkin rungon on oltava riittävän lyhyt, jotta osan valmistus omalla konekannalla olisi mahdollista. Lisäksi lineaarirungossa on oltava oma säätönsä rungon suhteen. Tällä säädöllä on mahdollista linjata neljä peräkkäistä lineaarijohdetta toisiinsa nähden ja suoraan päärunkoon nähden. Kokonaispituus lineaarijohteille on edellä mainittu 3 663 mm ja hammastangolle enemmän kuin 3 050 mm, joka on polttimen liikematka. Päädyttiin ratkaisuun, jossa tämä matka katettaisiin neljällä lineaarirungolla. Kolme rungoista on identtisiä, pituudeltaan 999 mm ja yksi on pituudeltaan jäljelle jäävä 666 mm. Pituudet määräsi käytännössä hammastangon valmistaja, vakiopituuisilla hammastangoillaan, jotka oli sovitettava konstruktioomme.

6.3.1 Lineaarijohteen kiinnitys lineaarirunkoon

Lineaarirungon vaatimuksia on lineaarijohteen ja hammastangon tarkka samansuuntainen kiinnittyminen. Lineaarirunkoon kiinnitettävä lineaarijohde tarvitsee koneistetun tilan, joka on pinnanlaadultaan vähintään Ra 1,6. Korkea pinnanlaatu takaa tukevan ja tiukan kiinnittymisen, rungon ja johteen välille. Tilan reunaan on koneistettava ohjaava olkapää johdetta varten. Tämä olkapää on oltava kohtisuorassa tilan pohjaan nähden, tarkkuudella +/- 0,04 mm. Myös lineaarirungon ulkoreuna koneistetaan samansuuntaiseksi kuin johteen ohjaava olkapää ja kohtisuoraksi johteen tilan pohjaan nähden. Kun lineaarirunkoja on neljä peräkkäin kiinnitettynä päärungossa, tarvitaan jokin apupinta, jonka avulla niiden samansuuntaisuus voidaan todentaa kiinnityksessä. Tämä ulkoreuna toimii apupintana, jota

voidaan kokoonpanovaiheessa käyttää apuna mittakellon kanssa. Johteen kiinnityspintaan on koneistettava myös kiinnitysruuviin reiät. Kierrettyyppi on M6 ja niitä tulee yhteen runkoon 16 kappaletta 60 mm jaolla. X akselin toteutuksessa käytetään vain yhtä täysimittaista, 3663mm pitkää johdetta, per puoli. Tähän ratkaisuun päädyttiin helpottaaksemme asennusta ja vähentääksemme asennuksen aikana turhalta kohdistamiselta, johon olisi jouduttu, mikäli yhden johteen sijasta käytettäisiin esimerkiksi neljää. DFMA periaatteiden mukaisesti tarkoituksena on käyttää mahdollisimman vähän yksittäisiä osia.

Yhtä lineaarijohdetta käyttämällä lineaarirungoissa kiinnitysreikäjako ei osu kohdilleen jokaisessa lineaarirungossa johteeseen nähden, mikäli lineaarirungot ovat identtisiä. Tämä johtuu 60 mm reikäjaon sopivuudesta 999 mm runkopituuteen. Ratkaisu käyttää yhtä johdetta, näyttäisi vaativan kolme toisiinsa nähden eri pulttijaolla varustettua lineaarirunkoa per puoli, mikä yhteensä tekisi kuusi erilaista 999 mm pitkä lineaarirunkoa per kone. Lisäksi nämä kolme runkoa täytyisi kiinnittää oikeaan järjestykseen toisiinsa nähden, pulttijaon perusteella. Erilaisten osien määrä ja kokoonpanovirheen todennäköisyys kasvoi hieman ja tämä olisi vastoin DFMA-periaatteita. Ratkaisuksi tähän sovitettiin lineaarirunkoon jokaisen kolmen kiinnityssijainnin pulttijako johteelle. Eli siis sovitettiin sama 60 mm pulttijako kolmeen eri kohtaan. Nyt yksi ja sama lineaarirunko voidaan asentaa mihin tahansa kohtaan ja järjestykseen. Rungon eripuolilla sijaitsevien lineaarirunkojen on oltava toisiinsa nähden peilikuvia, johtuen hammastangon pakollisesta sisäpuolisesta sijoittamisesta. Tätä edellä mainittua pulttijaon sovittamista yritin soveltaa myös siten, että kumpikin puoli voitaisiin toteuttaa yhdellä ja samalla lineaarirungolla. Tässä ongelmaksi muodostui kuitenkin kiinnitysreikien sijoittuminen liian lähelle toisiaan, jolloin reikien puhkeaminen toisiinsa olisi riskinä. Lopputuloksena jäljelle jäi 2 erilaista 999 mm lineaarirunkoa, jotka ovat toistensa peilikuvia ja näin tarkoitettu kiinnitettäväksi päärungon eri puolille. Näillä voitaisiin kattaa päärungon molemmin puolin 2 997 mm vaaditusta 3 663 mm missä tahansa järjestyksessä. Näiden lisäksi molemmille puolille tarvitaan lisäksi jäljelle jäävän 666 mm:n kattamiseksi oma lyhyempi lineaarirunko. Alussa tarve oli kahdeksalle erilaiselle osalle, kuusi pitkää ja kaksi lyhyttä lineaarirunkoa, mutta tekemällä kolminkertaisen pulttijaon päästiin neljään erilaiseen osaan, kaksi pitkää ja kaksi lyhyttä runkoa.

6.3.2 Hammastangon kiinnittyminen lineaarirunkoon

Hammastangon kiinnityspinnalle sen valmistaja on määrittänyt muutaman vaatimuksen, joita käydään seuraavaksi läpi.

Hammastangon kiinnityspinta on kohtisuorassa lineaarijohteen kiinnityspintaan ja on samansuuntainen sekä lineaarijohteen olkapään että lineaarirungon apupinnan kanssa. Hammastangon asennuspaikalla on myös pohja, jota hammastangon valmistaja kutsuu ”stop-pinnaksi” (stop surface). Tämä stop-pinta on kohtisuorassa kiinnityspintaan nähden ja näiden muodostamalle yhteiselle nurkalle on hammastangon valmistaja määrittänyt maksimi säteen R1,3. Käytännössä tämän säteen määrittää koneistuksessa käytössä olevan jyrsinpalan nurkon säde, joka ei siis saa ylittää tuota R1,3: a. Mikäli tämä maksimi säde ylitetään, on valmistajan mukaan vaarana, että hammastangon nurkkaviiste jää kantamaan liian suuresta nurkkasäteestä. Lopputuloksena olisi hammastangon virheellinen kiinnittyminen. Näille kohtisuorille pinnoille on annettu myös kohtisuoruusvaatimus 0,04 mm. Valmistaja on määrittänyt vähimmäis- ja enimmäisleveyden stop-pinnalle ja koneessamme käytettävälle hammastangolle sen minimileveys on oltava vähintään 5 mm ja maksimileveys saa olla enintään 16 mm. (Wittenstein 2018).

Hammastangon kiinnitys tapahtuu M6x35 ruuvilla, joita 999 mm pitkässä hammastangossa on kahdeksan kappaletta. Näiden ruuvien kierteet koneistetaan kiinnityspintaan, joka on pystysuorassa lineaarirungossa. Kierteiden lisäksi samaan kiinnityspintaan on tehtävä reiät kohdistustapeille. Hammastangon kohdistustapit ovat epäkeskeiset, koska niiden asulla kuuluu hienosäätää hammastangon pystysuuntainen suoruus ja hammasvälys. Ohjaintappien rei'ille valmistaja on määrittänyt meidän valitsemalle hammastangolle kooksi D6 H7 x 12. D6 kertoo reiän halkaisijan 6 mm, H7 on reikätoleranssi (alamitta 0,00 mm ja ylämitta +0,012 mm) ja 12 mm on reiän minimi syvyys. Kiinnitys- ja kohdistusreikien kohdistamisessa kiinnityspintaan on otettava huomioon säädön mahdollisuus ja toimivuus ylöspäin ja alaspäin keskiasennosta.

6.3.3 Lineaarirungon valmistus

Lineaarirungon valmistuksessa on ensimmäisellä kiinnityksellä valmistettava johteen ja hammastangon kiinnityspinnat, sekä itse lineaarirungon ohjaava olkapää ja lineaarirungon

kiinnitysreiät. Kun edellä mainitut pinnat valmistetaan kaikki yhdellä kiinnityksellä, varmistetaan näiden kriittisten kohteiden samansuuntaisuudesta ja täytetään niitä koskevat samansuuntaisuusmääräykset. Ensimmäisessä kiinnityksessä aihiossa on työstövarat, joten tarkalla kiinnityksellä ei ole suurta merkitystä, kunhan aihio kiinnittyy kunnolla ja ei esimerkiksi pääse värisemään koneistuksen aikana. Ensimmäisessä työstövaiheessa valmistuvat kaikki ohjaavat pinnat muita kiinnityksiä varten.

3-akselisella koneella valmistettaessa on käytettävä useampaa kiinnitystä kuin mitä esimerkiksi 4-akselinen mahdollistaisi. Tästä syystä on käytettävä erityistä huomiota kappaleen kiinnityksessä toisessa vaiheessa. Mikäli tätä ei tehdä huolellisesti ja suunnitellusti, on todennäköistä, että kappaleeseen tulee mittavirheitä, johtuen virheellisestä kiinnityksestä. Toisessa kiinnityksessä koneistetaan lineaarirungon pohja, joka kiinnittyy kokoonpanossa koneen päärunkoa vasten. Tämä pinta täytyy olla $\pm 0,04$ mm toleranssilla samansuuntainen kuin yläpinnan hammastangon ja johteen kiinnityspinnat. Lisäksi kappaleen paksuus on oltava saman $\pm 0,04$ mm toleranssilla oikean vahvuinen. Käytännössä tämä suoritetaan asettamalla kappaleen kiinnityksessä saman korkuiset tarkkuushiotut aluspalat koneistettuja yläpintoja vasten, kääntämällä kappale pohja ylöspäin koneeseen ja kiinnittämällä kappale ruuvipuristimilla koneeseen. CAM-ohjelmistolla tehdyssä g-koodissa nollakohdat on määritelty ensimmäisessä vaiheessa koneistetuilta pinnoilta, joten kappaleen vahvuuden toleranssi täyttyy, kun vain työkalut on mitattu oikein työstökoneessa.

Kolmannessa kiinnityksessä lineaarirunko kiinnitetään kyljelleen ja vaiheessa porataan hammastangon kiinnitysruuvien reiät ja säätöruvin reikä. Tämä kiinnitys tapahtuu käyttämällä hyväksi jo koneistettuja pintoja ja kiristämällä kappale ruuvipuristimeen. Koska ruuvipuristimet on kiinnitetty työstökoneeseen linjatusti suoraan, riittävä kohtisuoruus ruuvirei'illä saavutetaan tällä yksinkertaisella kiinnityksellä.

Koska lineaarirunko on suunniteltu valmistettavaksi yrityksen omalla konekannalla ja sen työkaluja silmällä pitäen, on jokaisen suunnitellun piirteen päätöksessä silmällä pidetty piirteen valmistusmenetelmää, kiinnitysmenetelmää ja työkalua. Lineaarirungosta koneistetaan jokainen kylki, jotta se voitaisiin kiinnittää ja koneistaa täyttämään mittatoleranssit, ja lisäksi jotta se kiinnittyisi päärunkoon ja toisiin lineaarirunkoihin nähden

oikein. Ideaalimaailmassa voitaisiin käyttää mitä hienoimpia valmistusmenetelmiä, mutta useimmiten todellisessa maailmassa täytyy keksiä tavat käyttää niitä työkaluja, mitä on käytettävissä. Tässä DFMA on loistava työkalu.

6.3.4 Lineaarirungon kokoonpano

Kokoonpanovaiheessa lineaarijohteet kiinnitettäisiin lineaarirunkoihin koneistettua kohdistavaa olkapäätä vasten. Täysimittaisella, 3 663 mm pitkällä lineaarijohteella lineaarirungot ohjautuvat kohdistusolkapään ansioista samansuuntaisiksi toisiinsa nähden. Hammastangot kiinnitetään myös lineaarirunkoihin löyhästi omaa kiinnityspintaansa vasten. Lopullinen kiristys hammastangoille tehtäisiin runkoon päin, kun voidaan kohdistaa kaikki hammastangot samasuuntaisiksi. Näin lineaarijohde ja hammastanko ovat samansuuntaisesti linjassa lineaarirungon kanssa ja lineaarirunko suorassa suhteessa koneen päärunkoon. Hammastangolle tehdään vielä koneen runkoon kiinnityksen jälkeen hienosäätö korkeuden suhteen, valmistajan ohjeiden mukaisesti. Nämä neljä runkoa olisivat helposti linjattavissa suhteessa keskenään. Tämä työjärjestys tehdään päärungon molemmin puolin sijaitseville lineaarirungoille.

6.3.5 Hammaspyörän ja servomootorin mekaniikka

X-akselin hammaspyörä ja siihen liittyvä mekaniikka kiinnittyy lineaarisesti X-liikesuunnassa liikkuvaan Y-akseliin. X-liikesuunnan hammaspyörät kiinnittyvät väliakseliin, joka välittää servomootorin voiman kummallekin hammastangolle, eri puolelle koneen päärunkoa. Päädyimme väliakseliratkaisuun, jotta mekaniikka voitaisiin valmistaa vain yhdellä servomootorilla ja säästää komponenttien hinnassa, saaden valmistuskustannuksia pienemmäksi. Väliakseli saa käyttövoimansa servomootorilta alennusvaihteiston ja hihnavedon kautta. Päädyimme käyttämään tässä ratkaisussa lisättyä alennusvaihteistoa, jotta Y-akselin suuri massa ei tulisi esteeksi akselin kiihtyvyydelle. Hammashihnaksi valikoitui nollavälyksellinen AT5, joka ei lyhyen pituutensa ja ominaisuuksiensa vuoksi aiheuttaisi epätarkkuutta koneen liiketarkkuuteen. Väliakseli on laakeroitu koneen Y-akselin runkoon.

Konstruktio suunniteltiin siten, että siinä on kaksi erillistä säätöä. Väliakselille ja siten hammaskosketukselle on oma säätö, joka kokoonpanossa säädetään ensin. Seuraavaksi säädetään hammashihnan kireys, servomoottorin jalasta ja lukitaan se paikoilleen. Näin saadaan hammaskosketus ja hihnankireys oikeisiin arvoihin.

6.4 Y-liikesuunta

Edellisessä luvussa kerrottiin X-akselin servo ja hammaspyörämekaniikan kiinnittymisestä liikkuvaan Y-akseliin, tämän lisäksi koneen Y-akseli pitää sisällään monia osia ja osakokoonpanoja, mutta tässä luvussa keskitytään vain leikkuupään Y-akselin suuntaisen liikkeen mekaniikkaan. Tämä mekaniikka rakentuu samoista hammastanko- ja hammaspyörä komponenteista ja lineaarijohteista, kuin X-akseli. Y-akselissa ne on vain skaalattu lyhemmälle liikematkalle.

6.4.1 Y-akselin runko

Y-akselin runko koostuu 100 x 200 x 4mm RHS-putkiprofiilista, joka kantaa sen päällä Y-liikesuunnassa liikkuvan Z-akselin kuorman. Runkoputkeen kiinnittyvät hitsiliitoksella koneistettavat päädyt, joiden kautta runkoputki kiinnittyisi Y-akselin päätyihin. Toisin kuin X-akselissa, Y-akselissa ei ole erillistä modulaarista lineaarirunkoa, koska käytännössä runkoputki itsessään on tämä lineaarirunko. Erona X- ja Y-akseleiden välillä on se, että Y-akseli on liikuteltavaa massaa, jonka määrä tulisi pitää mahdollisimman pienenä, kun taas staattisten X-akselin lineaarirunkojen kohdalla ylimääräinen massa päinvastoin vakauttaa konetta inertiansa vuoksi. Kiinnityspinnat päätettiin siis koneistaa kiinteiksi Y-akselin runkoputkeen. Y-liikesuunnan kokonaispituus on kuitenkin sitä luokkaa, että koneistusta ei voida tehdä yrityksen omalla konekannalla, vaan se on valmistettava alihankkijalla, jolla on riittävän suuri työstöalueinen työstökeskus.

Lineaarijohteiden ja hammastangon kiinnitys toteutettiin suunnittelemalla runkoputkeen hitsaamalla kiinnittyvät lattateräkset, joihin koneistettaisiin johteiden ja tankojen kiinnityspinnat. Lattaterästen hitsauksessa on kiinnitettävä huomiota taas kerran hitsausjärjestykseen ja lämmöntuontiin, jotta minimoitaisiin hitsisaumojen aiheuttama

putken vääntely. Periaate on sama kuin päärunгон hitsauksessa. Kuten päärunko, on Y-akselin runkoputkikin jännityksenpoistohehkutettava ennen koneistusta.

6.4.2 Y-akselin koneistus

Koska mekaniikka on sama kuin X-akselissa ovat koneistuksen vaatimukset samat kuin aiemmin ja vaikka Y-akselia ei voida omalla konekannalla koneistaa, myös senkin kohdalla sovellettiin DFMA-periaatteita. Niin yksinkertaisen rakenteen kuin koneistettavuudenkin kannalta Y-akselin runkoputken kiinnityspinnat on mahdollista koneistaa yhdellä kiinnityksellä, jolloin mahdollistetaan koneistettavien pintojen samansuuntaisuus- ja kohtisuoruusvaatimukset. Se mikä on erilaista Y-akselissa, on sen koneistettavien pintojen pituus, jolloin toleranssit $\pm 0,04$ mm, on määriteltävä muotoon $\pm 0,04$ mm/metri. Lineaarijohteiden ja hammastangon kiinnitysten ollessa identtiset X-akseliin, uutena elementtinä koneistukseen tulee lisänä runkoputken päätylaippojen kiinnityspintojen koneistukset. Nämä kiinnityspinnat on koneistettava samalla kiinnityksellä, kuin yläpinnan lineaarijohteiden ja hammastangon kiinnityspinnat. Kohtisuoruusvaatimuksena $\pm 0,1$ mm. Tähän päädyn kiinnityspintaan koneistetaan myös kohdistusolkapää helpottamaan runkoputken linjausta suoraan koneen päärunkoon nähden. Runkoputken kiinnitysruuviin reiät voidaan koneistaa erillisellä kiinnityksellä.

6.4.3 Y-akselin hammaspyörä ja servomoottori

Y-akselin hammaspyörä ja servomoottori konstruktio kiinnittyy Y-liikesuunnassa liikkuvaan Z-akselin kelkkaan. Hammaspyörä kiinnittyy suoraan servomoottorin akseliin, ilman voimaa välittäviä mekanismeja. Servomoottori kiinnittyy omaan laippaansa, joka mahdollistaa hammaskosketuksen säädön Y-akselilla.

6.5 Z-liikesuunta

Kahdesta edeltävästä akselista poiketen Z-akselin mekaniikka perustuu kuularuuviin ja kuulamutteriin. Tähän ratkaisuun päädyttiin kahdesta syystä, koska vaikka konetta skaalattaisiinkin suurempaan kokoluokkaan, ei Z-akselin liikematka kasvaisi. Se on ainut akseli, jonka liikematka pysyisi saman mittaisena. Lisäksi tämän akselin mekaniikka olisi

sovitettava yrityksen toisesta konetyypistä sopivaksi plasmaan. Tällöin vältetään mekaanisten komponenttien etsimiseltä, kilpailutukselta ja sovittamiselta. Lisäksi voidaan olla varmoja, kyseisen mekaniikan kustannuksista ja toimivuudesta, jo edellisen konetyypin tarjoaman kokemuksen perusteella. Mekaniikassa servomoottori pyörittäisi kuularuuvia hammashihnavälityksen kautta ja kuulamutteri olisi kiinteästi kiinnittyneenä plasmapolttimen kelkkaan, joka liikkuu Z-liikesuunnassa.

6.5.1 Z-akselin runko

Z-akselin komponentit tulevat siis toisesta koneesta, mutta niiden runko suunniteltiin erilaiseksi plasmaan. Plasman Z-runko valmistetaan teräksestä hitsaamalla ja siihen koneistetaan kiinnityspinnat kuularuuvien kiinnitykselle, johteille, servomoottorin kiinnityslaipan kiinnitykselle ja Z-rungon kiinnittymiselle Y-akselin päällä liikkuvaan Z-kelkkaan. Z-akselin runko suunniteltiin valmistettavaksi yrityksen omalla konekannalla. Runko päätettiin tehdä hitsaamalla, koska jyrsiminen yhdestä aihioista olisi ollut todella aikaa vievää ja työlästä. Hitsaamalla voidaan toteuttaa yksinkertainen runko teräsleikkeistä, jonka koneistettavat pinnat asetellaan toistensa suhteen siten, että koneistettavaa on mahdollisimman vähän.

6.5.2 Z-akselin rungon koneistus

Rungon teräsleikkeet hitsataan toisiinsa hitsausjigissä hitsausohjeen mukaisesti, jonka jälkeen hitsattu runko lähetetään jännityksenpoistohehkuun. Ennen hitsausta voidaan esikoneistaa Z-servomoottorin kiinnityskorvan pinta ja kierteet. Tällä menettelyllä säästytään myöhemmässä vaiheessa raskaalta pintarouhinnalta. Tämä olisi aikaa vievää ja hankalaa, johtuen asennosta, jossa se jouduttaisiin koneistaa hitsatussa rungossa. Tämä asento lisäisi koneistettavan pinnan korkeuden vuoksi kappaleen värinäherkkyyttä paljon, joka vaikuttaisi koneistettavien pintojen mittatarkkuuteen ja pinnanlaatuun. Hitsauksen ja hehkutuksen jälkeen koneistusvaiheessa tästä kiinnityspinnasta ajetaan vain siihen jätetty pieni työstövara, jolloin saavutetaan lopullinen mittatarkkuus ja kohtisuoruus muihin pintoihin nähden. Yhdellä kiinnityksellä on koneistettava runkoon kuularuuvien ja lineaarijohteiden kiinnityspinnat ja näiden kiinnitysruuviin reiät. Seuraavassa kiinnityksessä koneistetaan rungon selkäpuolelta rungon kiinnityspinnat kohtisuoraksi johteiden

kiinnityspintaan nähden. Tämän kiinnityksen ohjaus tehdään ensimmäisessä kiinnityksessä tehtyjen pintojen mukaan, jolloin kohtisuoruus täyttyy. Kolmannessa kiinnityksessä runko laitetaan pystyyn, rungon kiinnityspintoja vasten ja koneistetaan servomoottorin säätölaipan kiinnityspinta, josta mainittiin kappaleen alussa. Neljännessä ja viidennessä kiinnityksessä rungon kylkiin koneistetaan kierteitä plasmamekaniikan kiinnitystä varten.

6.5.3 Z-servomoottori ja hammashihnavälitys

Tämä mekaniikka on suoraan kopioitu aiempien koneiden rakenteista. Ainut muuttunut komponentti on hammashihna, joka täytyi plasmaan valita lyhyemmäksi. Akseliväliä päädyttiin lyhentämään teknisen muotoilun näkökulmasta ja ulkonäön vuoksi. Tarkoituksena on sovittaa Y-liikesuunnassa liikkuva mekaniikka mahdollisimman kompaktiksi, jottei koneen ulkonäkö kärsisi ylisuuresta rakenteesta.

7 LEVYPÖYTÄ

7.1 Levypöydän tehtävä

Levypöydän päätehtävä on kannatella plasmalla leikattavaa levyä leikkausprosessin ajan, mutta samalla päästettävä leikkausprosessissa syntyvä kipinä- ja kuonasuihku purkautumaan alapuolelleen liikkuvaan savun kohdepoistoon. Sekundäärinen tehtävä levypöydällä on toimia kuormituksia kantavana ja tukevana runkorakenteena koneelle. Levypöydän kiinnittyminen päärunkoon tapahtuu sen kulmista pulttiliitoksella, rungon pääjalkoihin. Levypöydän tulee olla vankka ja kantaa sen päälle asetettava staattinen kuorma muuttamatta muotoaan. Samalla sen kosketuspinta-ala leikattavaan teräslevyyn on oltava mahdollisimman pieni, jottei leikkausprosessin aikana plasmakaari sulattaisi itse leikkuupöytää. Kosketuspinta-alalle on hankala määrittää numeerista arvoa, mutta yleisesti määritelmä voidaan asettaa muotoon mahdollisimman pieni. Käytännössä valitaan mahdollisimman ohut lattateräs, jonka pyöristetystä kyljellä levy makaa. Lattateräksen paksuus ei kuitenkaan saa ylittää 10 mm, jolloin leikkauksessa siihen törmäävä sula saattaisi kimmota takaisin polttimen suuntaan.

Edellä mainitun lisäksi koneen levypöydälle asetettiin vielä kaksi vaatimusta. Ensimmäinen on se, että levypöydän täytyy selvitä plastisoitumatta koneen operaattorin tekemästä virheestä, jossa täysikokoinen levy putoaa levypöydän päälle. Toinen vaatimus on, että levypöydän alla kulkevan savun kohdepoiston kuonaränni on pystyttävä poistamaan leikkausjätteen tyhjentämistä varten, ilman levypöydän irrotusta päärungosta.

Levypöydän jäykkyysvaatimuksia tarkastellaan FEM laskennalla Solid Edge -ohjelmistolla myöhemmin tässä työssä enemmän. Plastisoitumisen raja-arvoksi määriteltiin, että sitä ei saa esiintyä laisinkaan levypöydän runkoputkissa. Kohdepoiston kuonarännin poistoa varten levypöytään on tehtävä aukko, jonka kautta kuona ränni kyetään poistamaan, irrottamatta levypöytää. Aukon on oltava kooltaan suurempi kuin kuonarännin ja sen poistossa on kyettävä käyttämään apuna esimerkiksi kurkinosturia.

7.2 Levypöydän rakenne

7.2.1 Päärunko

Levypöydän runkona toimii SHS 80 x 80 x 5 mm putkiprofiilista hitsaamalla kokoonpantu suorakulman muotoinen kehikko. Ulkomitoiltaan tämä kehikko on 3 980 x 1 980 mm. Kehikko toimii levypöydän runkorakenteen yhdistävänä päärunkona, vaikkakin se kantaa hyvin pienen osan levypöytään kohdistuvista kuormituksista. Tämän kehikon sisäpuolelle kiinnittyy hitsiliitoksella viisi kappaletta 20 x 150 mm lattateräksiä. Nämä paksut lattateräkset, joita kutsutaan tässä työssä kammoiksi, kantavat sekä valtaosan levypöydän staattisista kuormituksista että pudottamisesta aiheutuvista kuormituksista. Kampoihin leikataan myös paksuussuunnassa lävistävät urat, joihin asettuvat leikattavaa levyä kannattelevat ohkaiset 5 x 80 mm lattateräkset. Urien vuoksi näiden paksujen lattaterästen ulkomuoto muistuttaa hieman hiuskampaa ja siitä tulee nimi kampa. Kammat asettuvat levypöydän kehikon sisälle lappeelleen, jolloin niiden suuri leveys kantaisi korkeussuunnasta tulevia rasituksia hyvin lujuusoppien lainalaisuuksien mukaisesti.

Levyä kannattelevien lattaterästen kohdistuksen vuoksi tehtävät 60 mm syvät urat heikentävät kuitenkin merkittävästi kampojen kestävyttä rasituksia vastaan. Tästä syystä käytettäväksi kooksi kammalle valikoitui 20 x 150 mm, jotta uran lisäksi lattateräkseen jäisi vielä 90 mm kuormitusta kantavaa materiaalia. Tämän rakenteen kestävyys levyn pudottamista vastaan varmistettaisiin FEM-ohjelmistolla suoritettavalla laskennalla.

Levyä kannattelevat lattateräkset eivät saa olla kohtisuorassa koneen pituusakseliin nähden, koska tällöin olisi mahdollista, että plasma leikkaa suoraa linjaa leikatessaan myös levyä kannattelevan lattateräksen käyttökelvottomaksi. Edellä mainittu tilanne on aina enemmän tai vähemmän mahdollinen, asemoi lattateräkset miten tahansa. Mutta asettamalla ne hieman vinoon, tämän leikkautumisen todennäköisyys pienenee, verrattuna kohtisuoraan asemointiin. Tästä syystä kampojen urat eivät saaneet olla samassa kohtaa, vaan ne oli leikattava siten, että kannattelevat lattateräkset tulevat vinoon.

Levypöydän kiinnittyminen koneen päärunkoon tapahtuu, kuten edempänä mainittu, pelkästään koneen päärunгон jalkoihin. Eli kiinnityspisteitä on vain neljä ja niiden pisin etäisyys toisistaan on 3 740 mm, eli kyseessä on todella pitkä jänneväli. Tämä heikentää

entisestään levypudotuksen kestoja, koska pitkä jänneväli on kuin momenttivarsi, joka kohdistaa rasituksen pienelle alueelle. Syy tähän rakenteeseen on levypöydän alainen liikkuva kohdepoisto, jonka runko esti tekemästä tuentaa levypöydän keskivaiheelle.

7.2.2 Irtopala

Eräs levypöydän vaatimuksista oli, että sen alapuolella liikkuvan kohdepoiston kuonaränni oli mahdollista poistaa tyhjennystä varten ilman levypöydän irrotusta koneen päärungosta. Tätä varten ei ollut vaihtoehtoja kuin tehdä levypöytään helposti poistettava irtopala. Irtopalan poiston jälkeen levypöytään tulisi riittävän suuri aukko, jotta alapuolinen kuonaränni voitaisiin nostaa pois Y-akselin alarungosta sen kautta. Irtopalan koon määräsi kuonarännin koko ja sen rakenne pysyisi samana, kuin muun runkorakenteen. Aukkoa varten pääruntoon täytyi lisätä poikittainen lattateräs, kooltaan 20 x 80 mm, johon kammat kiinnittyisivät päistään. Toiselle puolelle tähän lattateräkseen tulisi myös terästäpit, joiden varaan irtopala pudotettaisiin ja joiden mukaan irtopala asettuisi kohdalleen levypöytään. Levypöydän kehikon päätyputkeen lisättäisiin samanlaisesta lattateräksestä vahvike, samanlaisine terästappeineen.

Irtopalan runko koostuisi samanlaisista, mutta lyhyemmistä kammoista ja näiden kampojen asemoinnilla olisi samat ehdot, kuin päärungossa. Kampojen päihin hitsiliitoksella kiinnittyisi irtopalan asemoinnin saneleva lattateräs, jossa olisi kohdistavat vastaurat terästapeille. Edellä mainitun rakenteen ansioista irtopala olisi poistettavissa plasmasta nostamalla ja se kiinnittyisi plasmaan vain painovoiman ansioista.

7.3 Levypudotuksen tarkastelu

7.3.1 Laskentatavan valinta

Edellä kerrottuun levypöydän rakenteeseen tulisi suorittaa FEM-ohjelmistolla lujjuustarkastelu, jotta varmistutaan levypöydän selviytymisestä levypudotuksesta. Tähän on kaksi mahdollista tapaa, ensimmäinen on eksplisiittinen dynamiikka laskenta, jossa mallinnetaan ohjelmistolla koko tilanne levypöytää ja pudotettavaa levyä myöden. (AIP

2017). Eksplisiittinen laskenta ratkaisee simuloitavan systeemin tilan ajan suhteen, lähtöarvojen perusteella. Tämä on paras mahdollinen menetelmä, joka antaa tarkimman mahdollisen tuloksen. Menetelmän huonona puolena on sen raskaus. Vaikka simuloinnin kesto olisi 5 sekuntia, sen laskenta kestäisi mahdollisesti päiviä, mikäli simuloinnissa käytetään riittävän tarkkaa elementtiverkkoa. Tästä aiheutuu myös se, että jos laskenta kestäisi esimerkiksi 5 päivää ja laskenta tai sen alkuehdot sisältäisivät virheen, sen kyseisen virheen paljastuminen kestäisi parhaillaan mainitun 5 päivää. Tämän jälkeen virhe korjattaisiin ja voitaisiin kokeilla laskentaa uudelleen, mikä olisi todella aikaa vievää. Lisäksi itsellä käytössä olevalla Solid Edge:llä ei voida suorittaa raskasta eksplisiittistä dynamiikkalaskentaa, sen ollessa harvinainen ja arvokas ominaisuus nykyisissä ohjelmistoissa.

Tästä syystä menetelmäksi valikoitui käyttää Solid Edge -ohjelmiston lineaarista staattista laskentaa ja levypudotuksen aiheuttaman iskun voima ratkaistaisiin laskemalla se värähtelymekaniikan kaavoilla, Mathcad-ohjelmistolla. Kaavojen avulla voitaisiin määrittää suurin voima, joka kohdistuu iskusta levypöytään ja tämän jälkeen voitaisiin yksinkertaisella staattisella laskennalla tarkastella levypöydän kestävyyttä FEM-ohjelmistolla, kyseisen voiman vaikutuksen alaisena.

7.3.2 Laskentaperiaate

Menetelmän periaate on seuraavanlainen: selvitetään, mikä on suurimman käytettävän levykoon, eli $3 \times 1,5 \times 0,3$ m, aiheuttama iskuvoima levypöydän rakenteeseen, kun se pudotetaan 0,3m korkeudesta keskelle pöytää, jolloin pitkän jännevälin mahdollistama rasitus on pahimmillaan. Tämä on niin sanottu pahin mahdollinen skenaario pudotukselle. Putoavalle levyille lasketaan liikemäärä sen massan ja loppunopeuden avulla. Putoava levy törmää levypöytään lähestulkoon kimmottomasti ja törmäyksen jälkeen osa levypöydän rakenteista ja putoava levy jatkavat yhdessä liikematkaa alaspäin, hidastuen tasaisesti levypöydän rakenteiden vastustaessa liikettä. Tarkemmin sanottuna törmäys aiheuttaa levypöytään nopeasti vaimenevaa värähtelyä. Tämän törmäyksen rakenteen liikenopeus lasketaan kimmottoman törmäyksen liikemäärän säilymislain perusteella. Lisäksi lasketaan liike-energiaa törmäyksen jälkeen vastustava jousivakio K levypöydälle. Nämä tiedot lisätään Mathcad-ohjelmistoon, jonka sisään kirjoitetut värähtelymekaniikan kaavat laskevat

levypöydän jouston. Värähtelevästä levypöydästä saadaan laskettua värähtelyn amplitudi, eli värähtelevän rakenteen liikematka. Selvitetään värähtelevän rakenteen maksimi amplitudi, joka syntyy välittömästi törmäyksen jälkeen. Maksimi amplitudin ja pöydän jousivakion avulla saadaan laskettua maksimivoima, joka rakenteeseen kohdistuu törmäyksessä.

Seuraavana tämä selvitetty maksimivoima syötetään FEM-ohjelmistoon ja staattisen laskennan avulla voidaan selittää aiheuttaako kuvailtu pahin skenaario plastisoitumista levypöydän rakenteeseen.

7.3.3 Laskenta

Laskenta aloitetaan selvittämällä levyn putoamisnopeus. Tarkoituksena olisi laskea tilanteesta pahin mahdollinen skenaario ja jos pöytä sen selvittää, rakenne on riittävä. Olisi tehtävä arvio, mikä olisi käytännössä pahin mahdollinen korkeus, mistä levy voisi pudota. Tyypillisin tapa lastata kyseisenlaista plasmaleikkuria on varmasti jonkin tyyppinen nosturi. Ajatellaan tilanne, jossa nosturilla ollaan lataamassa konetta, levy nostetaan levypöydän yläpuolelle ja siirretään levypöydän päälle, jolloin se putoaa. Realistinen maksimi korkeus, mihin levy nostettaisiin, olisi varmasti noin 30 cm koska kaikki tätä korkeammat nostot ovat selvästi tarpeettomia ja vaarallisia.

Pudotuskorkeudeksi määritettiin 0,3 m ja tämän perusteella voitaisiin laskea maksimi putoamisnopeus levyille ennen iskua tasaisesti kiihtyvän liikkeen kaavalla ja kerroin tuloksen putoamiskiihtyvyydellä.

Tasaisesti kiihtyvän liikkeen peruskaava:

$$s = v_0 t + \frac{at^2}{2} \quad (11)$$

missä

s on etäisyys

v_0 on alkunopeus

a on kiihtyvyys

t on aika.

Tasaisesti kiihtyvän liikkeen loppunopeuden peruskaava:

$$v = v_0 + at \quad (12)$$

missä

v on nopeus

v_0 on alkunopeus

a on kiihtyvyys

t on aika.

Edellisistä kaavoista johtamalla ja yhdistämällä saadaan ratkaisukaava putoavan levyn loppunopeudelle iskuhetkellä, matkalla x .

$$v_{levy} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0.3m}{|9,81|m/s^2}} * -9,81m/s^2 = -2,426m/s \quad (13)$$

Laskennassa kiihtyvyys a on korvattu putoamiskiihtyvyydellä g , jonka arvo on $9,81m/s^2$. Laskukaavassa putoamiskiihtyvyys g on negatiivinen, koska laskennassa käytettävässä koordinaatistossa Z-akselin positiivinen suunta on ylöspäin.

Tämän lisäksi laskentaa varten täytyi määrittää levypöydälle jousivakio K . Laskenta suoritetaan koneen maksimilevykoolla, jonka koko oli $3 \times 1,5 \times 0,03$ m ja massa 1 060 kg. Selvittääkseni levypöydän jousivakion, sijoitin laskennassa käytettävän levyn pöydän keskelle ja suoritin pöydälle FEM-laskennan. Laskennan tuloksen perusteella saatiin staattisenkuormituksen aiheuttama siirtymä levypöydän rakenteille, jonka perusteella voitiin laskea jousivakio K kaavalla:

$$K = \frac{1060kg \cdot 9.81m/s^2}{0,00348m} = 2987356N/m \quad (14)$$

Loppulaskenta suoritettiin käyttämällä Mathcad-ohjelmistoa, jonka sisään oli lisätty teoriaosuudessa mainittuja yhden vapausasteen värähtelijän kaavoja, joiden perusteella ohjelma laskee suurimman voiman, minkä levypudotus rakenteelle aiheuttaa. Ohjelma muodosti laskennan perusteella värähtelystä myös kuvaajat, jotka kuvaavat värähtelyn amplitudia, sekä rakenteen värähtelyä vaimentamaa voimaa.

7.4 FEM-simulointi

Mathcad-ohjelmistosta saatujen arvojen avulla voidaan suorittaa ratkaiseva FEM-simulointi levypöydälle. Ratkaisijana toimii lineaarinen staattinen laskenta, jonka suorittamiseen täytyy määrittää muutamia reunaehtoja. Ensimmäisenä levypöytä voidaan simuloida joko kokoonpanona, jossa on useita osia, jolloin osat pitää simulaation määrittelyssä liittää toisiinsa sidosyhtälö-toiminnolla. Ilman sidosyhtälöiden tekemistä, ratkaisija ei ymmärrä osien olevan kiinteästi liittyneinä toisiinsa. Lisäksi sidosyhtälöiden oikeanlainen muodostaminen lisää manuaalisen työn määrää, sekä tekee laskennasta raskaamman sidosyhtälöiden lisätessä laskentaan ehtoihin liittyviä muuttujia. Helpompi ja laskennallisesti kevyempi tapa on tehdä kokoonpanosta ns. parasolid-tiedosto, joka on Siemensin hallinnoima yleistiedostoformaatti. Muutos Parasolid-tiedostomuotoon luo mahdollisuuden tehdä kokoonpanosta yksittäinen osa, jossa eri komponentit voidaan automaattisesti liittää toisiinsa boolean-operaatiolla. Tällöin niistä muodostuu yhtenäinen geometria, joka on täysin pätevä laskennallisesti, mutta on mallina kevyempi, koska sidosyhtälöitä ei tarvita.

Seuraavana määritetään mallille materiaali, joka tässä tapauksessa oli perinteinen rakenneteräs S355J2. Materiaalille täytyy laskentaa varten määrittää pakosta kimmokerroin

$E=210\text{Gpa}$ ja poissoninluku $\nu=0,3$. Muut materiaaliarvot ovat vapaaehtoisia. Jotta mallia voidaan kuormittaa simuloinnissa, se täytyy olla jostain kiinteästi paikoillaan. Lähes poikkeuksetta malli kannattaa kiinnittää simuloinnissa niistä pisteistä, mistä se todellisuudessa olisi kiinnittyneenä. Niin tehtiin tässäkin simuloinnissa ja kiinteät kiinnitykset sijoitettiin levypöydän kulmissa sijaitseviin kiinnityspisteisiin. Reunaehtoja kuitenkin mukautettiin siten, että vain toisen päädyn kiinnityspisteiden kaikki vapausasteet lukittiin ja toisen pään pisteiden vapausasteista lukittiin vain pystysuuntainen z-liikesuunta. Tämä mahdollistaa levypöydän päädyn liikkumisen hieman pituussuunnassa, joka olisi todennäköistä oikeassakin tilanteessa. Täydellinen vapausasteiden lukitus lisäisi laskennan tuloksiin epärealistista virhettä, koska laskennassa ei olisi otettu huomioon pientä päätyjen lähentymistä. Kuormitusta aiheuttava staattinen voima lisätään alkuehtoihin ja se saadaan edellisen vaiheen Mathcad-laskennasta. Sen arvoksi asetettiin $F=125600\text{N}$, eli noin 12,6tonnia.

FEM-laskentaa varten malli täytyy verkottaa, joka tarkoittaa mallin mallintamista elementeillä. Elementtiverkon koko vaikuttaa tiettyyn pisteeseen asti tulosten tarkkuuteen. Mitä pienempi yksittäisen elementin koko, sen useammasta elementistä malli täytyy muodostaa ja sen tarkempi on laskennan tulos. Tyypillisesti laskentaa suoritetaan valitsemalla yleinen yhtenäinen verkkokokoko mallille ja ratkaisemalla malli. Tässä laskennassa päätettiin käyttää verkon kokona 16 mm, koska se tuottaa riittävän takkoja tuloksia olematta kuitenkaan raskas ja aikaa vievä simuloinnissa. Laskennan tulosten perusteella nähdään mallista suurimman kuormituksen alaiset alueet, ns. kiinnostavat alueet, kuin myös pienen kuormituksen alueet. Laskentaa jatketaan pienentämällä elementtikokoa kiinnostavilla alueilla, josta halutaan parempia ja tarkempia tuloksia ja vähemmän kiinnostavilla alueilla ei välttämättä ole tarvetta tehdä muutoksia. Syy tähän menettelyyn on tarkoitus tehdä mallista laskennallisesti tehokas. Mitä enemmän mallissa on yksittäisiä elementtejä, sen enemmän sen ratkaisuun tarvitaan yksittäisiä laskutoimituksia. Mallista tulee tarpeettoman raskas ja aikaa vievä ratkaista, eikä tämä raskaus tuo ratkaisuun mitään merkittävää lisäarvoa. Lisäksi yleinen mallin käsiteltävyys ohjelmassa kärsii ja mallin tarkastelun sulavuuskin laskee. Joten lisätään elementtejä vain niille alueille, missä niistä saadaan suurin hyöty irti. Elementtikoon määrittämisen jälkeen voidaan malli verkottaa, jossa ohjelmisto muodostaa mallin elementeistä ja syntyy mainittu elementtiverkko. Laskennan määrittely on suoritettu ja jäljelle jää mallin ratkaisu.

7.5 Simuloinnin analysointi

Levypöydästä tehtiin useampi omanlaisensa malli omine erityispiirteineen ja laskentaa suoritettiin simuloimalla eri pudotuskorkeuksia. Malleja oli mm. vahvistettu, paksumpi seinämäinen putki ja suurempi profiilinen putki. Pudotuskorkeuksiksi valikoitui 30 cm ja 15 cm.

7.5.1 Pudotuskorkeuden vaikutus

Mathcad-ohjelmiston laskentamallista ilmenee, että törmäyksen aiheuttama voima puolittuu etäisyyden neliössä. Tämä tarkoittaa sitä, että putoamiskorkeuden pienennyttyä neljäsosaan, iskun voima puolittuu. Mutta jo hyvinkin pieni, esimerkiksi 7,5 cm pudotuskorkeus, kuormittaa levypöytää ylimääräisen 5 870 kg verran. Kun korkeus nelinkertaistuu 30 cm, tuplaantuu kuormittava voima 11 743 kg:aan. Ilmiö selittyy liike-energian kaavalla $E = \frac{1}{2}mv^2$. Edellä mainitusta laskennasta on vähennetty levyn staattinen kuormitus, joka on kummassakin tilanteessa sama. Huomioon on otettu pelkästään liikemäärän purkautumisesta aiheutuva energia. Kaikki laskenta on tehty käyttäen SI-yksiköjä, vaikka niitä ei ole kaavoihin merkattukaan.

Plastisoituneen törmäyksen systeemin nopeus ratkaistaan liikemäärän säilymisen kaavalla:

$$v_{tot} = \frac{v_{levy} * m_{levy} + v_{pöytä} * m_{pöytä}}{m_{tot}} \quad (15)$$

missä

v_{tot} on systeemin yhteisnopeus törmäyksen jälkeen

m_{tot} on systeemin kokonaismassa

Systeemi alkaa värähtelemään ominaiskulmataajuudella, joka ratkaistaan kaavalla:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_1}{m_{tot}}} \quad (16)$$

missä

ω_n on ominaiskulmataajuus

k_1 on jousivakio.

Värähtelyllä on amplitudi, joka ratkaistaan kaavalla:

$$A_t = \sqrt{\frac{(v_{tot} + \xi * \omega_n * x_0)^2 + (x_0 * \omega_d)^2}{\omega_d^2}} \quad (17)$$

missä

A_t on amplitudi

ξ on vaimennussuhde

ω_d on vaimennettu ominaiskulmataajuus

x_0 siirtymä alkutilassa.

Lopullinen törmäyksen voima saadaan, kun kerrotaan maksimi amplitudi levypöydän jousivakiolla. Kaavaan lisätään törmäyksessä mukana vaikuttava levyn staattinen kuormitus, jolloin kaava saa muodon:

$$F_{max} = -A_t * k_1 - 1060 * g \quad (18)$$

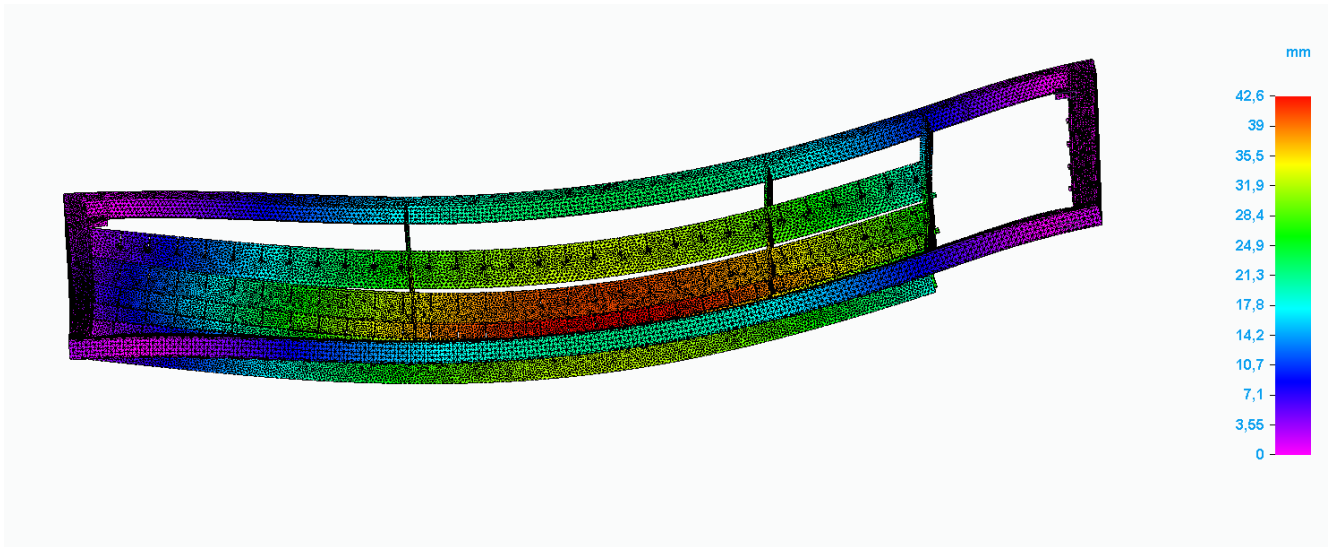
Kaavassa etumerkki on miinus, koska valitun koordinaatiston plus-suunta on ylöspäin.

Kaavassa g on putoamiskiihtyvyys $9,81m/s^2$

Tarkemmat kuvat laskennasta Mathcad ohjelmistolla löytyvät liitteestä 2.

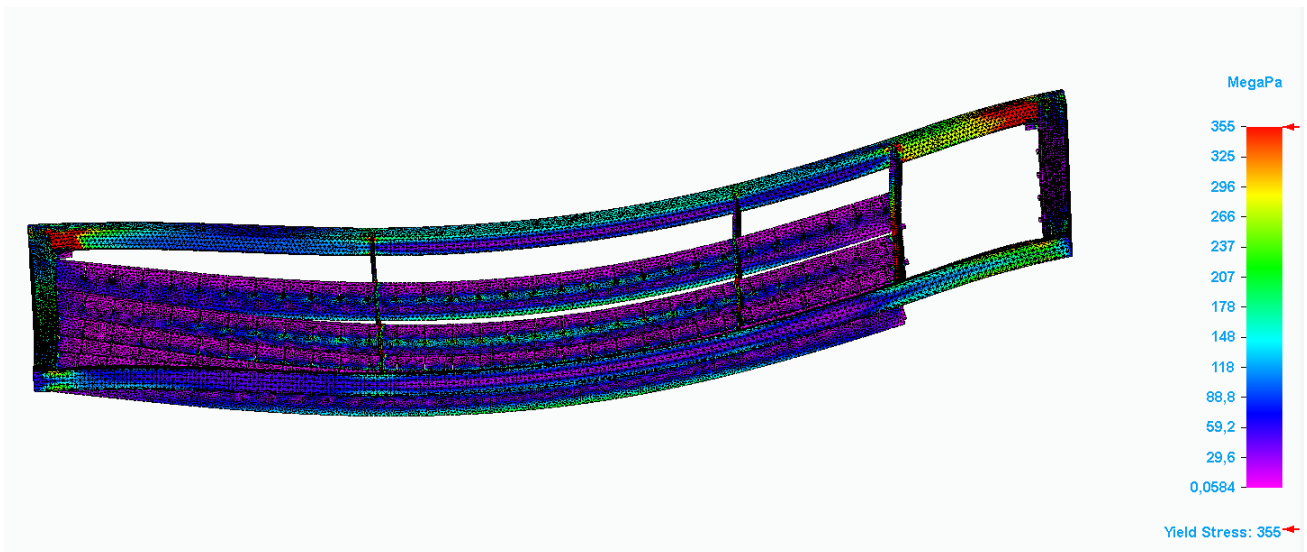
7.5.2 Levypöydän rakenteen vaikutus

Levypöydän rakenteella on suuri merkitys rakenteen kokemiin voimiin. Putoavalla kappaleella on aina määrätty putoamiskorkeuteen sidoksissa oleva energia, jonka se saa pudotessaan painovoimakentässä. Tässä tarkastelussa ilmanvastuksen vaikutus voidaan jättää vähyytensä vuoksi huomioimatta. Törmäyksessä tämä energia purkautuu rakenteeseen. Ratkaisevaa on törmäyksen impulssin suuruus, eli tässä tapauksessa reaktion kesto. Törmäys oletettiin lähes kimmottomaksi, eli levy ja pöydän rakenne käytännössä liimautuvat törmäyksessä yhteen ja jatkavat yhdessä hidastuvaa liikettä alaspäin. Pöydän rakenne siis joustaa ja toimii, kuten jousi. Tästä syystä sille voidaan määrittää jousivakio laskentaa varten. Samoin kuin jousi, rakenteeseen varastoituu energiaa törmäyksessä ja hidastuvan liikkeen pysähtyttyä varastoitunut energia purkautuu ja systeemi alkaa värähdellä ominaistaajuudellaan. Kuva 3 on otettu alkuperäisestä simuloinnissa, jossa rakenne jousti staattisen kuormituksen vaikutuksesta 42,6 mm, mikä vaikuttaa paljolta. Rakennetta voitaisiin jäykistää monin keinoin. Esimerkiksi erillisillä vahvikkeilla, suuremmalla putkiprofiililla tai paksummalla profiilin seinämällä. Malliin tehtiin edellä mainittuja muutoksia ja määritettiin näille malleille mallikohtaisen jousivakionsa, jonka arvo kasvaa rakenteen jäykistyessä. Mallien simuloinnin jälkeen huomattiin, että ongelmaan ei ole yksinkertaista ratkaisua. Kuvasta 5 huomataan että levypöydän rakenteen jäykistyessä, sen jousto vähenee, joka johtuu kasvaneesta jousivakiosta. Tämä merkitsee, että aiemmin mainittu reaktion kesto aika on lyhentynyt, joka Newtonin toisen lain $F = ma$ mukaan tarkoittaa rakenteen kokemien voimien kasvaneen, kuten kuvasta 6 nähdään. Tällä ilmiöllä on huonoja seurauksia kiinnityspisteiden hitsisaumoille, joihin jo ennestään kohdistuvat suurimmat pistemäiset kuormitukset.



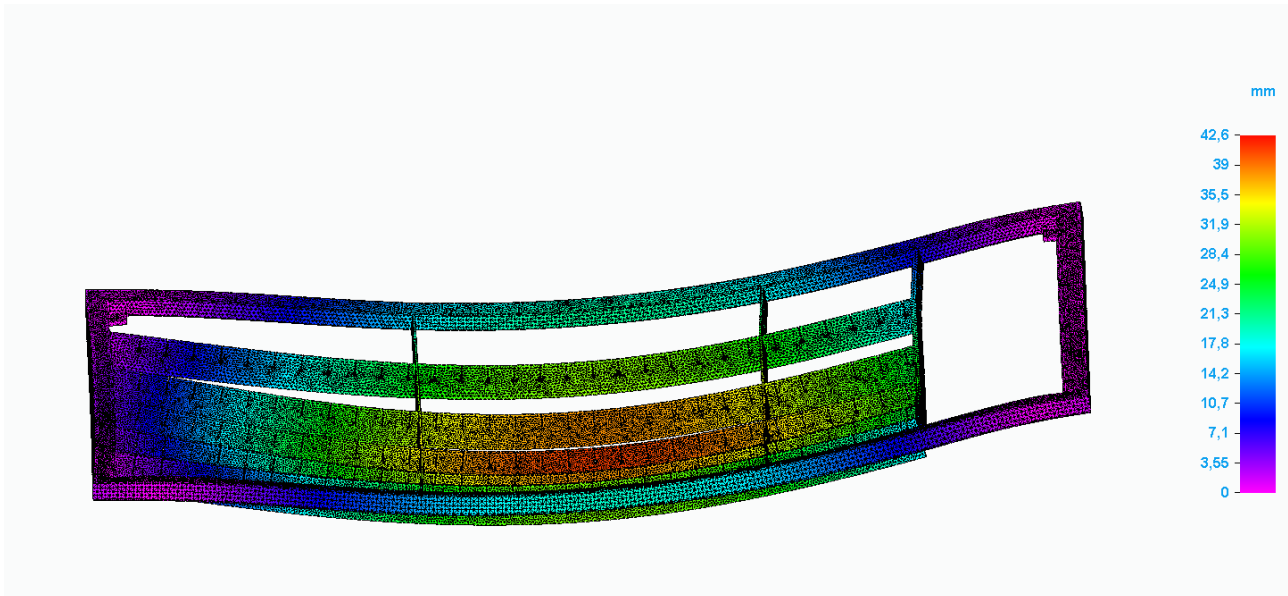
Kuva 4. Levypöydän alkuperäisen rakenteen siirtymä.

Rakenteen jousivakio $K=2987356\text{N/m}$ ja maksimi jousto 42,6 mm.



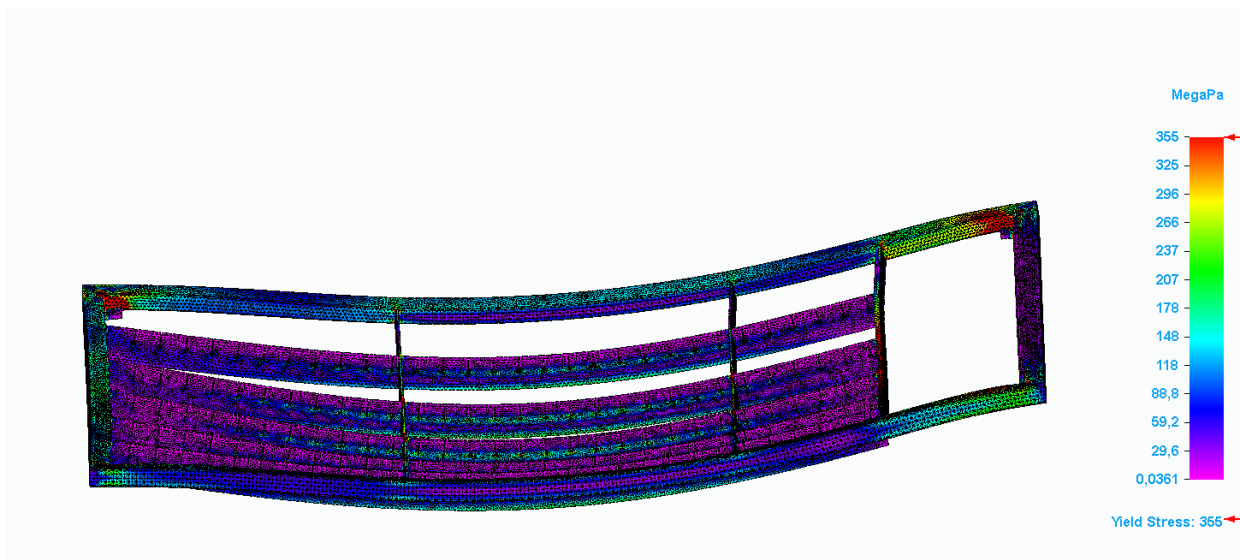
Kuva 5. Levypöydän alkuperäisen rakenteen jännitys.

Suuret kuormitukset tulevat mallissa kiinnityslaippojen liitoksiin ja mallinnetun hitsisauman juureen. Kiinnostava alue on kuvassa punaisella väriällä korostettu myötörajan ylittävä alue. Myös rakenteen nurkissa esiintyy punaista väriä, mutta tämä johtuu mallin epätäydellisyydestä ja todellisuudessa kohdassa olisi hitsisauma.



Kuva 6. Levypöydän vahvistetun rakenteen siirtymä.

Rakennetta on vahvistettu jäykemmällä putkiprofiililla, jossa on 6 mm seinämävahvuus. Jousivakio mallille $K=3179205\text{N/m}$ ja maksimi jousto 40,5 mm. Kuvaajan maksimi arvo on asetettu alkuperäisen mallin maksimiarvoon 42,6 mm.



Kuva 7. Levypöydän vahvistetun rakenteen jännitys.

Ilmiöt ja maksimi kuormitusten sijainnit ovat samat, mutta niiden voimat ovat muuttuneet. Putkiprofiilin punainen alue on pienentynyt, joten plastisoitumista ilmenee vähemmän. Tästä johtuen kiinnitysleipan nurkissa maksimi jännitykset kasvoivat alkuperäisestä.

7.5.3 Tulosten analysointi

Kuten yllä olevista kuvista 3,4,5 ja 6 ilmenee, rakenteen jäykistäminen näennäisesti auttaa sitä kestämaan kuormituksia, kun todellisuudessa putoamisesta johtuvaa energiaa ei pääse pakoon. Joko se purkautuu lyhytkestoisesti ja voimakkaana, jolloin jousto on vain 30 mm:n luokkaa, mutta heikkojen alueiden kuormitukset kasvavat moninkertaisiksi tai energian purkautuminen on hitaampaa, joustot suuria ja voimat pysyvät maltillisempina. Kiinnitysleipojen hitsisaumat kokevat mallin suurimmat jännitykset ja tästä syystä niiden alueelle täytyy tulla kiinnittämään erityistä huomiota. Joskin jännitystulokset eivät ole missään nimessä tarkkoja näillä alueilla, vaan ovat merkittävästi suuremmat simuloinnissa, kun todellisuudessa ovat. Tämä johtuu mallin epätäydellisyydestä, jolloin siinä on teräviä särmiä, joissa sijaitseviin elementteihin kohdistuu todellisuutta suurempia jännityksiä. Epätarkkuudesta huolimatta malli paljastaa todenmukaisesti näiden alueiden olevan pahiten kuormittuneet. Paras ratkaisu ilmiön hallintaan olisivat erilliset jouset tai jousten tavoin toimivat kumityynyt, jotka vaimentaisivat törmäyksen energian murtumatta tai plastisoitumatta.

7.5.4 Lopputulos

Mallien simulointi tarjosi projektille ja yritykselle arvokasta tietoa rakenteiden käyttäytymisestä törmäyksessä. Tulosten pohjalta voidaan tehdä optimaalinen valinta koneeseen sopivasta levypöydän rakenteesta ja arvioida tasapainottelua jouston ja voimien välillä. Mathcad-ohjelmistoon tehty laskentamalli on mukautuva toimimaan muissakin vastaavanlaisissa ongelmissa, joissa tapahtuu iskumaista kuormitusta rakenteelle. Esimerkiksi mikäli koneesta tehdään suurempi malli, sen levypöytä mallinnetaan varmasti tämän avulla.

Edellä kuvatussa kuormituslaskennassa oletetaan, että kaikki levypöydästä eteenpäin on täysin jäykkää, vaikka tilanne ei todellisuudessa ole sellainen. Todellisuudessa koneen

päärunko ja jopa lattia joustaa törmäyksessä, joka taas vähentää osaltaan hieman levypöydän rasituksia. Lisäksi mikäli kone asennettaisiin joustavien kumityynyjen päälle, kumityynyt vähentäisivät merkittävästi kuormituksia törmäystilanteessa.

8 TULOKSET

Työn ensimmäisenä tavoitteena oli suunnitella CNC-ohjattuun plasmaleikkauskoneeseen sen akselien mekaniikka. Tarkoituksena oli tutkia eri käytössä olevia mekaniikkoja, joita voitaisiin soveltaa tämän tyyppisessä koneessa, löytää tutkimusten perusteella käyttöömme kriteerit täyttävä mekaniikka jokaiselle akselille, suunnitella koneen akselit valikoiduilla mekaniikoilla, suunnitella akseleiden mekaniikka DFMA-periaatteiden mukaisesti ja suunnitella mekaanisten osien valmistusmenetelmät.

Toisena tavoitteena oli tutkia ja suunnitella koneeseen levypöytä, joka kestäisi koneen käyttäjän virheestä johtuva levyn putoaminen. Tarkoituksena oli tarkastella putoamisen fysiikkaa, jonka avulla määriteltäisiin putoavan levyn nopeus ja värähtelymekaniikkaa, jonka avulla voitaisiin määrittää levypöydän kokemat voimat. Näiden tietojen perusteella tarkasteltaisiin suunniteltua levypöytää FEM-ohjelmiston avulla, joka kertoisi matemaattisen tarkastelun avulla, kestäisikö rakenne edellä mainitun törmäyksen.

Ensimmäisiin tavoitteisiin päästiin tämän työn tekijän mielestä hyvin. Löydettiin skaalautuva mekaniikka, joka täytti vähintään hyvällä tasolla jokaisen mekaniikalle asetetuista tavoitteista. Mekaniikkasuunnittelu toteutui hyvällä tasolla, jotta voidaan sen pohjalta alkaa valmistamaan kyseistä konetta ja voidaan luottaa akselien liikkeiden olevan halutunlaiset. Toisiin tavoitteisiin päästiin myös riittävän hyvällä tasolla, ottaen huomioon tarkasteltavan ilmiön hankalaa ennustettavuutta. Tutkimuksen perusteella tuotettiin kuitenkin riittävä määrä luotettavaa dataa, jolla voidaan ennustaa mallin käyttäytymistä todellisuudessa.

Kokonaisuutena saatiin suunniteltua hyvä CAD-malli koneesta, jonka pohjalta aletaan valmistaa ensimmäistä prototyyppiä. Kaikki tuotettu toimii pohjana tulevalle tuotekehitykselle, joko tämän koneen kohdalla tai muiden koneiden, mikäli data on hyödynnettävissä.

9 YHTEENVETO JA POHDINTA

Tavoitteeksi asetettiin suunnitella plasmaleikkauskoneen akseleiden mekaniikka ja levypöydän rakenteen lujuuslaskennallinen tarkastelu matemaattisen pohjatyön perusteella. Työ alkoi eri mekanismien tutkimisella ja vertailulla. Tutkimisen näkökulma oli etsiä paras ratkaisu koneeseen ja mekaniikan olisi oltava skaalautuva, mikäli haluttaisiin tuoda markkinoille suurempi konemalli. Mekaniikkojen vertailussa tarkasteltiin niiden skaalautuvuutta, kestävyyttä, hintaa, sovittamista runkoon ja huoltoa. Tutkiminen ja vertailu suoritettiin puhtaasti suunnittelupöydällä ja paperilla, mutta tämä ei sisältänyt käytännön kokeita. Lisänä työssä huomioitiin mekaniikkasuunnittelua tehdessä DFMA-periaatteet, joilla koneenrakennetta järkevöitetään mm. vähemmällä osilla, valmistettavuutta helpotetaan ottamalla huomioon valmistuksessa käytettävä konekanta ja kokoonpanoa helpotetaan ottamalla huomioon osien asemoituminen toisiinsa.

Tutkimusten perusteella löydettiin koneeseen sopiva mekaniikka jokaiselle akselille ja käytännön osuudessa kerrottiin tarkemmin tämän mekaniikan sovittamisesta koneen runkoon ja muuhun mekaniikkaan. Lisäksi käytiin suunniteltujen rakenteiden valmistusmenetelmiä tarkemmin läpi. Jokaista koneen kolmesta akselistä käsiteltiin omassa luvussaan ja jokaisen kohdalla esiteltiin siinä käytettävä mekaniikka, akselin rakenne ja sen osien valmistettavuus. Hankaluuksia tässä tuotti osien kaikkien vaatimusten täytyminen. Esimerkiksi komponenttien valmistajien vaatimukset kiinnitykseen liittyen, osien kiinnitettävyyden ja säädettävyyden helppous asennettaessa ja valmistettavuus sekä valmistusmenetelmän suunnittelu. Ratkaisuja mietittiin kauan ja monelta eri näkökannalta, ja sen vuoksi on vaikea sanoa, mitä tehtäisiin toisin nykyisen mallin kohdalla. Koska todellisuudessa mallia korjattiin prosessin aikana monesti ja jopa päärunko koki muutoksia sen aikana. Käytännössä siis moni asia on jo tehty toisin ja tuotettu malli on nyt paras tulos näillä alkuhdoilla.

Levypöydän rakenteen tarkastelu lujuuslaskennan näkökulmasta aloitettiin suunnittelemalla levypöytä, jonka uskottiin kestävän rasitukset, ja jota tulnaisiin testaamaan FEM-ohjelmistolla. Seuraavaksi tutustuttiin levypudotuksen fysiikkaan ja pöydän rakenteen käyttäytymiseen törmäyksen jälkeen. Näiden pohjalta luotiin matemaattinen ratkaisija Mathcad-ohjelmistolla, joka ratkaisisi törmäyksessä vaikuttavat voimat. Tämä tieto syötettiin

FEM-ohjelmistoon, jolla simuloitiin voimien aiheuttamia rasituksia levypöydän rakenteelle. Tätä luotua ratkaisijaa voidaan käyttää myöhemmin tuotekehityksessä, kun tehdään muutoksia tähän tai suunnitellaan uutta.

Tämän työn tekijän mielestä työn tulokset ovat loistavat, ottaen huomioon uuden luomiseen liittyvät hankaluudet ja epävarmuudet. Tutkimusta ja vertailua tehtiin riittävä määrä, jotta voidaan argumentoida niiden pohjalta tehtyjen ratkaisujen olevan hyvin perusteltuja. Levypudotuksen fysiikka yllätti hieman tuloksillaan, mutta niiden analysoinnin jälkeen, ilmiö käy järkeen. Tuotettiin uutta tietoa ja tutkimusta yritykselle, tuotekehityksen avuksi ja uusien tutkimusten pohjaksi.

Muutamia teknisiä ratkaisuja voisin hieman jatkojalostaa, jotta osien funktionaalisuus kasvaisi. Lisäksi opinnäytetyön näkökulmasta tarkasteltuna työ on liian laaja. Työtä tehdessä tuntui, että jokaista käsiteltävää asiaa raapaistiin vain pintapuolisesti. Esimerkiksi levypudotuksesta itsestään olisi voinut helposti tehdä oman työnsä. Sikäli tämä opinnäytetyö opetti tekijäänsä tutkijana.

LÄHTEET

- AGA. 2014. Käytännön ohjeita MIG/MAG-hitsaukseen. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu 22.2.2021] Saatavana: https://www.linde-gas.fi/fi/images/AGA%20MIG%20MAG%20Welding%20Brochure%202014%20FI_tcm634-122347.pdf
- AIP Conference Proceedings. 2017. Virtual prototyping of drop test using explicit analysis. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu 3.3.2021]. Saatavana: <https://aip.scitation.org/doi/pdf/10.1063/1.5013950>
- Batir Dynamics Group. 2020. Dynamics of Structures. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu 27.1.2021]. Saatavana: http://homepages.ulb.ac.be/~adema/dynamics/0-lecture_notes.pdf
- Björk T., Hautala P., Huhtala K., Kivioja S., Kleimola M., Lavi M., Martikka H., Miettinen J. 2014. Koneenosien suunnittelu. Helsinki: Sanoma Pro.
- Eskelinen H. & Karsikas S. 2013. DFMA-OPAS – Valmistus- ja kokoonpanoystävällisen tuotteen suunnittelu. Lappeenranta: Lappeenrannan teknillinen yliopisto.
- Heikkilä R., Karjalainen I. & Tuokko R. 2000. Kevyeen kokoonpanoon soveltuvat lineaarimootorit. Tampere: Tampereen teknillinen korkeakoulu.
- Hessel J., Jensen C., Short D. 2007. Engineering Drawing and Design 7th. New York: McGraw Hill.
- Hicks J. 2001. Welded Design - Theory and Practice. Cambridge: Woodhead Publishing.
- Hiwin. Ei päivystä. Linear Guideways Technical information. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu 3.3.2021]. Saatavana: https://www.movetec.fi/images/pdf/Linear_Guideway-HG.pdf
- Kurowski P. M. 2017. Finite Element Analysis for Design Engineers: Second Edition. Saatavana Ebsco eBook Collection -palvelusta. Vaatii käyttöoikeuden.
- MacKenzie D. S. 2017. Development of Residual Stresses During Machining and Workholding. [Verkkolehtiartikkeli]. Gear Solutions. [Viitattu 8.3.2021]. Saatavana: <https://gearsolutions.com/departments/hot-seat-development-of-residual-stresses-during-machining-and-workholding>
- Moritz F. G. 2014. Electromechanical Motion Systems : Design and Simulation. [Verkkokirja]. John Wiley & Sons, Incorporated. [Viitattu 1.2.2021]. Saatavana: <https://www.ellibs.com/fi/book/9781118359679/electromechanical-motion-systems-design-and-simulation>. Vaatii käyttöoikeuden.

Nasa. 2020. Desing for Maintainability. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu 4.3.2021]. Saatavana: <https://msis.jsc.nasa.gov/sections/section12.htm>

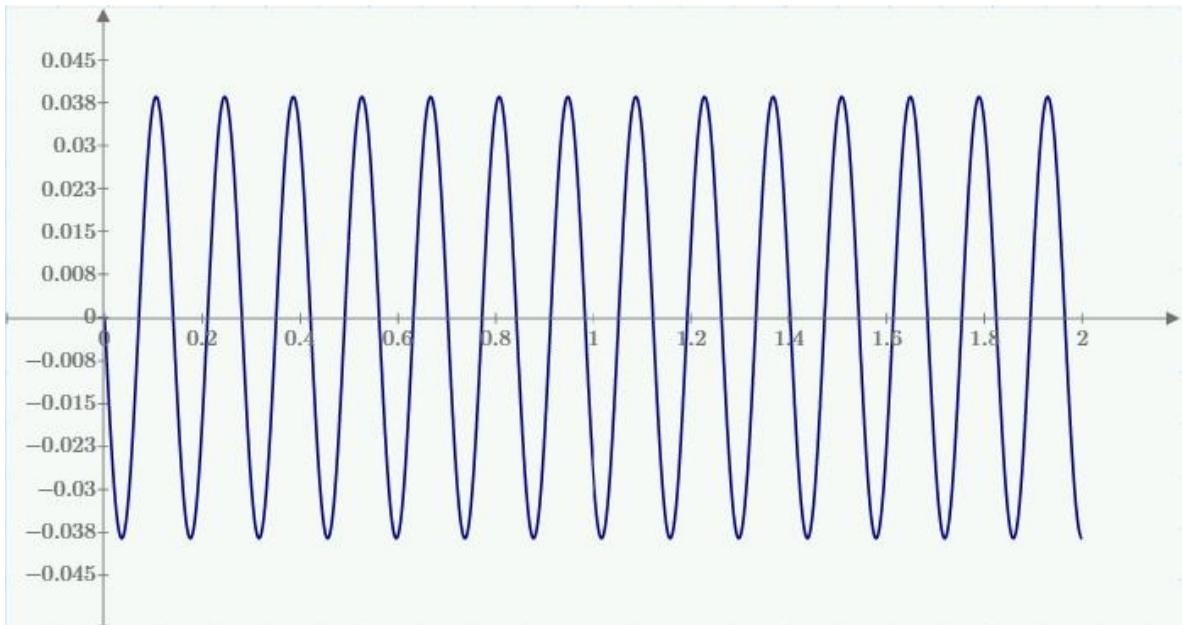
Simpson Gumpertz & Heger, Inc. 2018. Integrated approach to dynamic impact loading. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu 27.1.2021]. Saatavana: <https://www.energy.gov/sites/prod/files/2019/01/f58/5%20Integrated%20Approach%20to%20Dynamic%20Impact%20Loading.pdf>

Wittenstein aplha GmbH. 2018. Assembly instructions.

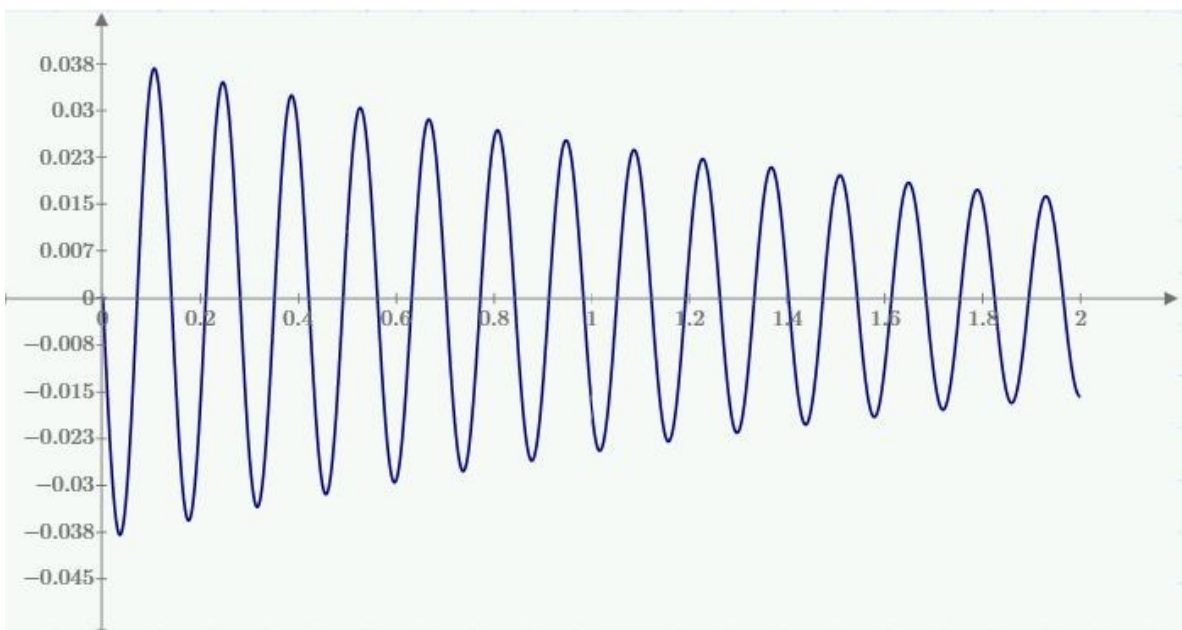
LIITTEET

Liite 1. Yhden vapausasteen vaimennetun värähtelyn kuvaajat

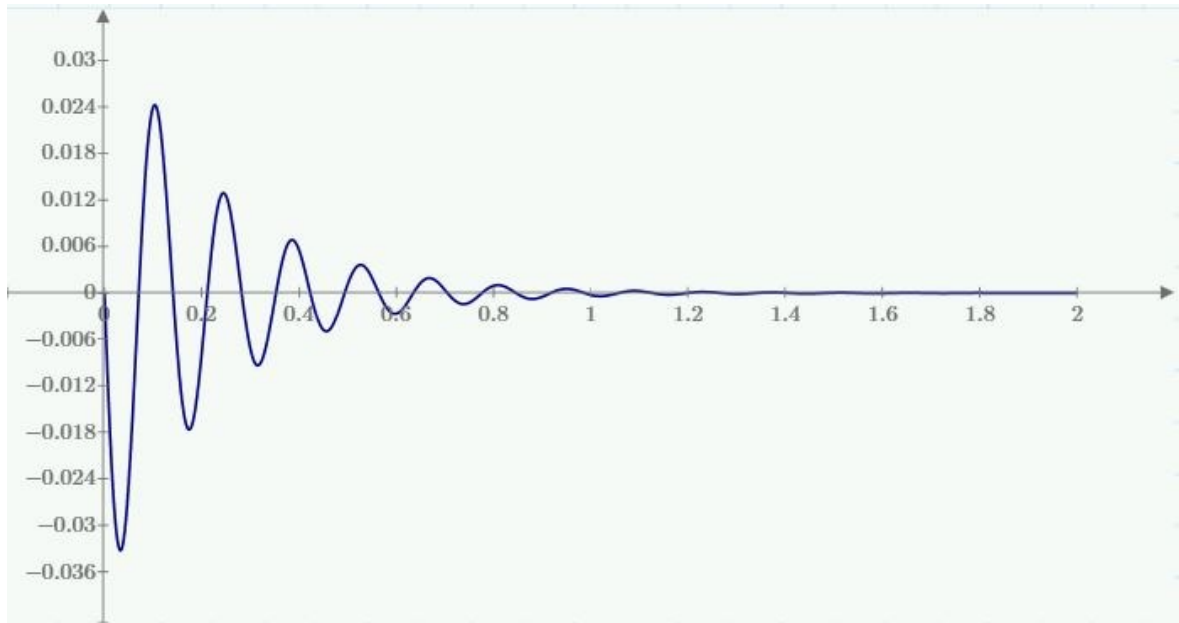
Liite 2. Levypudotuksen Mathcad-tiedostot

Liite 1. Yhden vapausasteen vaimennetun värähtelyn kuvaajat.

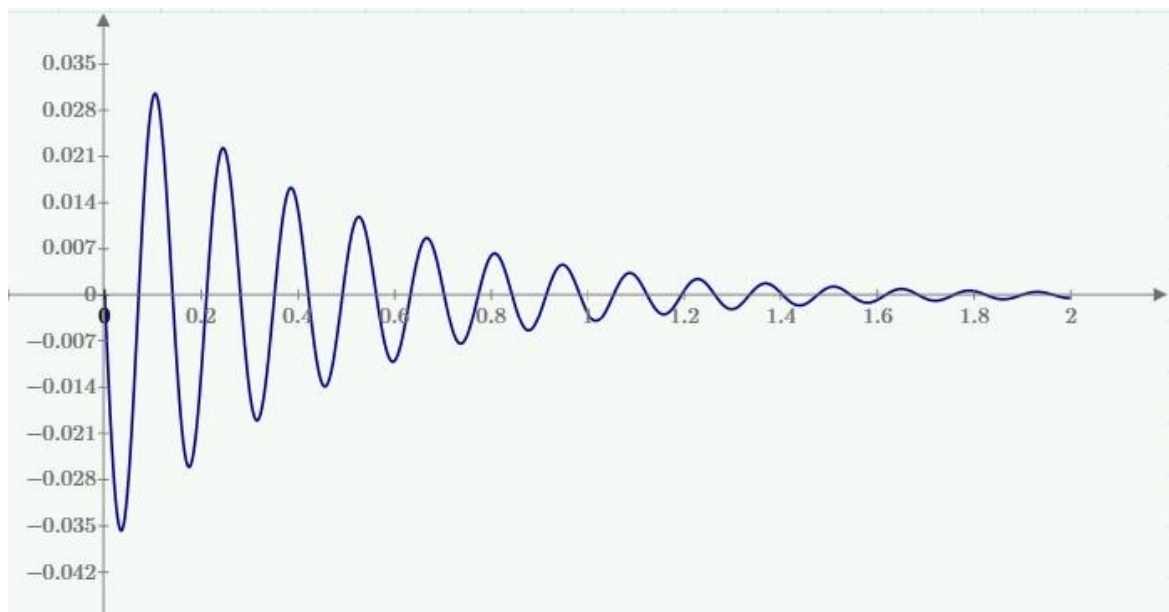
Kuvaaja 1. Vaimennussuhde 0,0



Kuvaaja 2. Vaimennussuhde 0,01



Kuvaaja 3. Vaimennussuhde 0,05



Kuvaaja 4. Vaimennussuhde 0,1

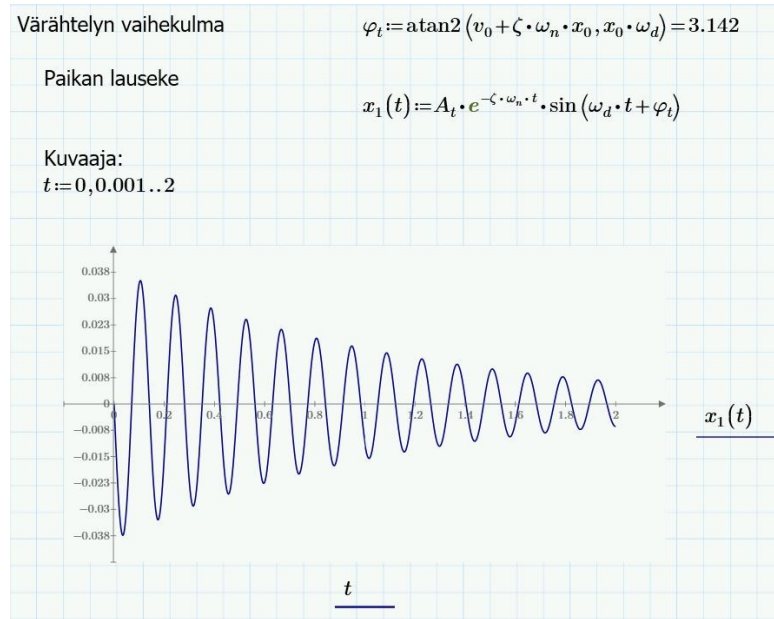
Liite 2. Levypudotuksen Mathcad-tiedostot.

$s_{pudotus} := 0.3$	$a := 9.81$	$v_{pöytä} := 0$	$m_{levy} := 1060$	$m_{pöytä} := 430$
Systeemin kokonaismassa:		$m_{tot} := m_{levy} + m_{pöytä} = 1.49 \cdot 10^3$		
Levyn putoamisnopeus:		$v_{levy} := \sqrt{\frac{(2 \cdot s_{pudotus})}{a}} \cdot (-a) = -2.426$		
		$v_{tot} := \frac{v_{levy} \cdot m_{levy} + v_{pöytä} \cdot m_{pöytä}}{m_{tot}} = -1.726$		
$v_0 := v_{tot}$				
Vaimennussuhde:		+		
$\zeta := 0.02$				
Jousivakio:		10396N/0,00348m=2987356		
$k_1 := 2987356$				
Ominaiskulmataajuus:		$\omega_n := \sqrt{\frac{k_1}{m_{tot}}} = 44.777$		

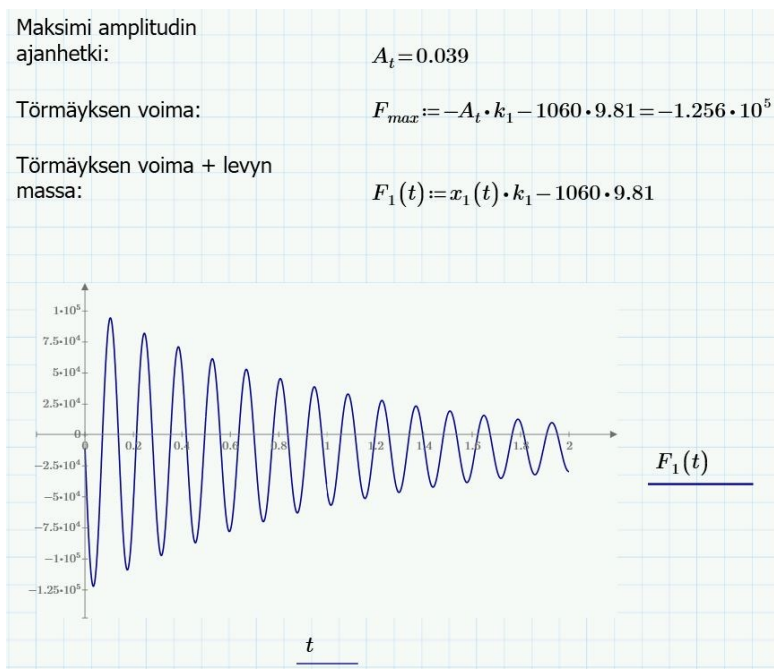
Kuva 8. Mathcadin ratkaisijan alku.

Ominaistaajuus:	$f_n := \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \omega_n = 7.126$
Vaimennettu ominaiskulmataajuus:	$\omega_d := \sqrt{1 - \zeta^2} \cdot \omega_n = 44.768$
Vaimennettu ominaistaajuus:	$f_d := \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \omega_d = 7.125$
Siirtymä alkutilassa:	
$x_0 := 0$	
Värähtelyn amplitudi:	$A_t := \sqrt{\frac{(v_{tot} + \zeta \cdot \omega_n \cdot x_0)^2 + (x_0 \cdot \omega_d)^2}{\omega_d^2}} = 0.039$

Kuva 9. Kulmataajuuksien avulla ratkaistu maksimi amplitudin arvo.



Kuva 10. Välivaiheen kuvaaja rakenteen vaimenevasta värähtelystä



Kuva 11. Lopullinen tulos.

Törmäyksen voimaan on lisätty myös putoavan levyn massa, joka on myös mukana ilmiössä.