



Syöttölaitteen runkorakenteen suunnittelu

Ammattikorkeakoulututkinnon opinnäytetyö

Insinööri (AMK), Konetekniikka

Kevät 2025

Paavo Eskola

Konetekniikka

Tekijä Paavo Eskola

Työn nimi Syöttölaitteen runkorakenteen suunnittelu

Ohjaaja Antti Hänninen

Tiivistelmä

Vuosi 2024

Tämän opinnäytetyön tarkoituksena oli suunnitella ja mitoittaa runko syöttölaitteelle, joka on osa toimeksiantajalla kehityksessä olevaa tuotekokonaisuutta. Syöttölaite suunniteltiin mitoiltaan ja toiminnoiltaan kyseisen tuotekokonaisuuden ympärille.

Opinnäytetyössä käytiin läpi, miten lujuusopin peruskaavoja käytetään suunnittelutyössä ja miten käsin tehdyn lujuuslaskennan tulokset voidaan varmistaa tietokoneavusteisella laskennalla ja simuloinnilla. Suunnittelutyössä hyödynnettiin vastaavanlaisen rakenteen suunnittelustandardeissa määritettyjä suunnitteluvaatimuksia. Työssä käytiin myös läpi, miten dynaamiset kuormituslähteet huomioidaan staattisissa laskuissa.

Syöttölaitteen runkorakenteen suunnittelu jaettiin neljään eri osaan, jotka käsiteltiin yksitellen omina kokonaisuuksina. Suunnittelutyön lopputuloksena saatiin palkkirakenteen ja muodon osalta mitoitettu rakenne kolmelle syöttölaitteen osalle. Syöttölaitteen viimeisen osan suunnittelu jäi kesken aikarajoitteiden takia.

Avainsanat lujuuslaskenta, suunnittelu, FEM

Sivut 41 sivua

The purpose of this thesis was to design a frame structure for a feeder machine and determine the beam profiles that are to be used in the frame. The feeder machine is a part of a larger product that the commissioner of this thesis has under development. The shape and dimensions of the feeder machine were designed to fit around the larger product.

This thesis covers how traditional strength theory formulas are used in design work and how calculations done by hand can be verified with computer aided calculation and simulation. This thesis also explores how to take advantage of design standards meant for similar structures. It also shows how dynamic loads can be taken into account in static calculations.

The design work for the frame structure of the feeder machine was split into four parts that were handled as separate entities. The result of this thesis was a dimensioned shape and beam structure for three of the four parts of the feeder machine. The design of the last part was not completed due to time restrictions.

Keywords strength calculation, design, FEM
Pages 41 pages

Sisällys

1	Johdanto	1
2	Lähtötilanne	1
3	Teoria	2
3.1	Lujuusopin teoriaa.....	2
3.2	Lujuusoppi suunnittelussa.....	4
3.3	Standardit	8
3.4	FEM.....	8
4	Lujuusopin kaavat.....	12
5	Suunnitteluvaatimukset.....	16
6	Laitteeseen kohdistuvat kuormitukset	17
7	Runkorakenteen suunnittelu.....	20
7.1	Nostopuomi.....	21
7.2	Kelkka.....	25
7.3	Ratapalkit.....	33
8	Yhteenveto ja pohdinta	40
	Lähteet	41

1 Johdanto

Tämän opinnäytetyön aiheena on suunnitella portaalirakenteinen automatisoitava syöttölaite runkorakenteen osalta. Työn tavoitteena on suunnitella syöttölaitteen rungon muoto ja mitoittaa sopivat profiilit runkorakenteelle.

Suunnittelutyössä käytetään lujuusopin peruskaavoja syöttölaitteen runkorakenteen mitoittamiseen. Laskennan varmistamiseksi käytetään tietokoneavusteista FEM-laskentaa. Laskennassa keskitytään palkkien laskemiseen.

Rakenne mitoitetaan ulkomittojen puolesta toimeksiantajan suunnitteluvaatimuksien mukaan. Rakenteen mitoituksessa sovelletaan nostureita kannattelevien rakenteiden suunnittelustandardissa määritettyjä suunnitteluvaatimuksia, vaikka laitetta ei luokitella nosturiksi.

Syöttölaite on täysin uusi tuote, joka toimii osana toimeksiantajalla kehitteillä olevaa uutta tuotekokonaisuutta. Työn lopputuloksena saadaan 3D-mallit laitteesta. Oletan, että opinnäytetyön lukijalla on ymmärrys lujuusopin perusteista.

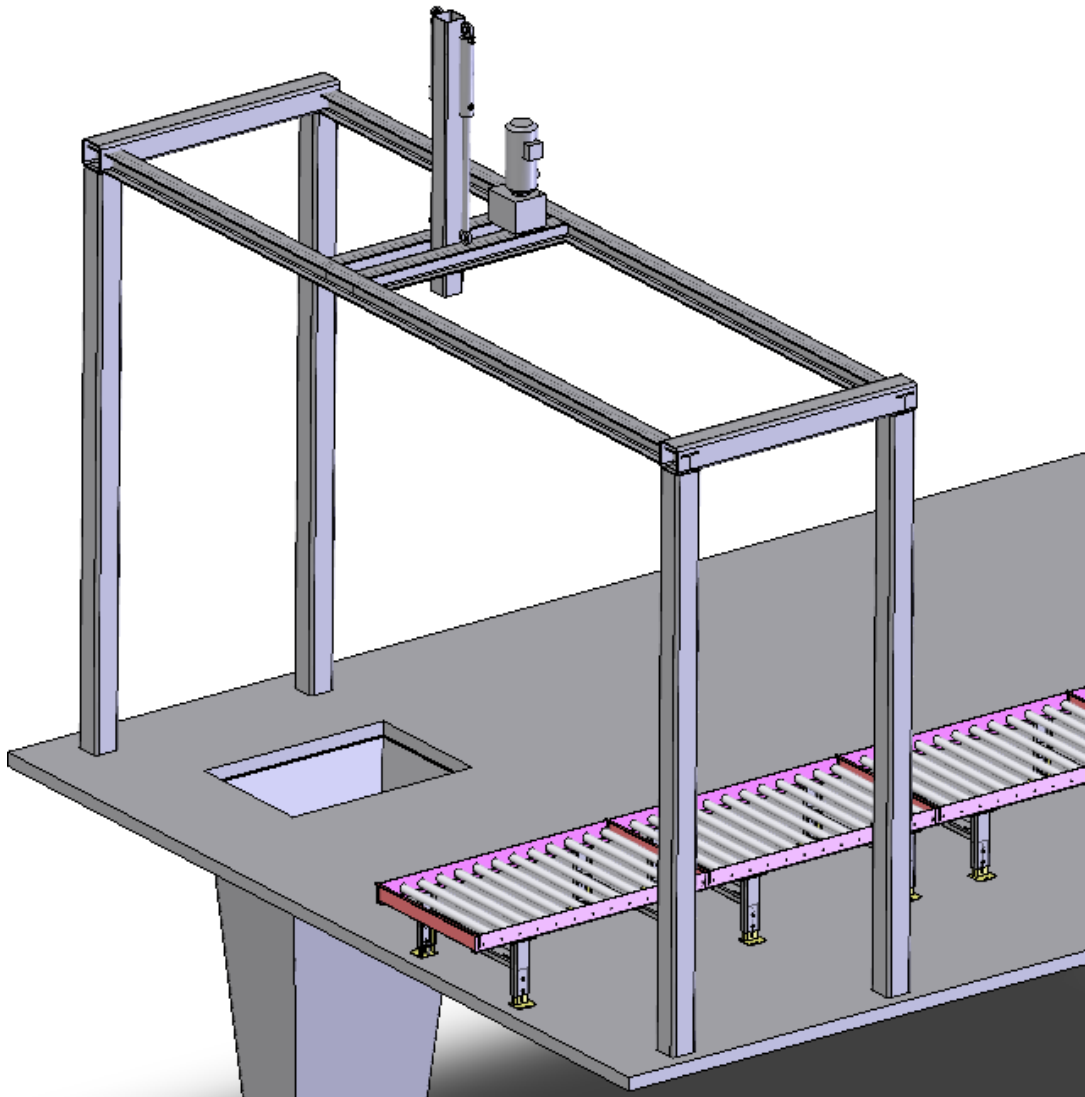
Tämän opinnäytetyön toimeksiantaja on Tamtron Precision Oy. Yritys on aiemmin tunnettu nimellä Lahti Precision Oy, mutta se siirtyi Tamtron brändin alle yrityskaupan myötä vuonna 2023. Tamtron on toimittaa digitaalisia ratkaisuja punnitusteknologian ja materiaalivirtojen hallintaan.

Tamtron toimittaa palveluitaan kansainvälisesti yli 60 maahan suurimmille teollisuuden aloille. Tamtron tarjoaa myös elinkaaripalveluita vaakojen varmennukseen, huoltoon, ylläpitoon ja varaosille. Tamtronilla on kaksi toimipistettä suomessa, lahden toimipiste ja tampereen pääkonttori. Tamtron työllistää noin 250 ammattilaista yhdeksässä eri maassa. (Tamtron. 2023)

2 Lähtötilanne

Työn lähtökohtana on toimeksiantajalta saatu 3D-konseptimalli syöttölaitteesta, Konseptimalli on kehitetty ottamalla huomioon mahdollisten asiakkaiden tarpeet ja vaatimukset (Kuva 1). Syöttölaitteen on tarkoitus liikuttaa materiaalia liukuhihnalta materiaalinkäsittelylaitteelle tarttujalla.

Kuva 1 Syöttölaitteen konseptimalli



Syöttölaite siirtää materiaalia kahdessa ulottuvuudessa, eli se liikkuu ylös ja alas, sekä sivusuunnassa. Materiaalinkäsittelylaite, johon syöttölaite syöttää materiaalia, sekä mahdollinen pakkausmateriaalien jätepiste ovat kiinteitä ja eivät liiku syöttölaitteeseen nähden. Materiaalinsyöttö syöttölaitteelle tapahtuu liukuhihnalla.

3 Teoria

3.1 Lujusopin teoriaa

Lujusoppi tieteen alana käsittelee ulkoisten kuormitusten vaikutuksesta johtuvia **kiinteiden** kappaleiden sisäistä käyttäytymistä. Kiinteät kappaleet koostuvat kiinteästä materiaalista.

(Santaoja, 2018, s. 13) Lujuusopin tehtävä on saada selville kiinteän kappaleen sisäisten voimajakautumien, eli jännityksien suuruudet ja niistä aiheutuvat muodonmuutokset, sekä kuormitukset, jotka kappale kestää. (Salmi & Pajunen, 2010, s. 13)

Lujuusoppi on fysikaalisten tieteiden alaa ja se on osa teknillistä mekaniikkaa. Lujuusopin teoria perustuu yleisen mekaniikan, eli dynamiikan ja erityisesti statiikan periaatteisiin. Teknillinen mekaniikka jaetaan kahteen eri osaan aineen olomuodon perusteella. Nämä osat ovat solidin, eli kiinteän aineen mekaniikkaan ja fluidin, eli nesteen tai kaasun mekaniikkaan. Solidien, eli kiinteiden aineiden mekaniikassa tarkastellaan deformoituvien, eli muokkautuvien kiinteiden kappaleiden käyttäytymistä ja sitä kutsutaan lujuusopiksi. Solidien ja fluidien ero on se, että solidit voivat vastaanottaa leikkausjännityksiä, mutta fluidit eivät. (Salmi & Pajunen, 2010, s. 13–15)

Solidien mekaniikka, eli lujuusoppi voidaan jakaa kahteen osaan. Ajasta riippumattoman materiaalin, sekä ajasta riippuvan materiaaliin. Ajasta riippumattoman materiaalin lujuusoppi jakautuu plastisuusteoriaan ja elastisuus- eli kimmoteoriaan. Plastisuusteoriaa sovelletaan, jos kuormituksen kappaleeseen aiheuttamat muodonmuutokset ovat pysyviä. Kimmoteoriaa taas sovelletaan, jos kappaleeseen ei tule pysyviä muodonmuutoksia kuormituksesta. Ajasta riippuvien, eli viskoisien materiaalien lujuusoppi jakautuu viskoelastisuus- ja viskoplastisuusteoriaan. Viskoisia materiaaleja ovat esimerkiksi muovit, puu, betoni ja metallit korkeissa lämpötiloissa. (Salmi & Pajunen, 2010, s. 15)

Materiaalia kuormitettaessa sen atomien tai molekyylien välinen etäisyys ja/tai asema toisiinsa muuttuu. Kun kuormitus poistetaan materiaalista ja jos atomien tai molekyylien väliset liikkeet tapahtuvat päinvastaisessa järjestyksessä ja mikrorakenne palaa ennalleen, on kyseessä kimmainen muodonmuutos ja kappaleeseen ei tule pysyvää muodonmuutosta kuormituksesta. Kimmainen muodonmuutos voi olla lineaarinen, tai epälineaarinen. Materiaalin kuormituksesta aiheutuvat mikrorakennemuutokset ovat yleensä nopeampia kuin kuormituksen muutokset, joten elastisen muodonmuutoksen matemaattisessa mallissa ei ole tarvetta huomioida aikaa ja siten elastinen venymä voidaan kuvata ajasta riippumattomana, välittömänä tapahtumana. Tästä saadaan todella yksinkertainen materiaalmalli. Hooken laki, joka kuvaa lineaarista elastista muodonmuutosta. Se on yksinkertaisuutensa ja käyttökelpoisuutensa ansiosta erittäin laajassa käytössä. Lähes kaikki materiaalit käyttäytyvät hooken lain mukaisesti normaaleissa ympäristöolosuhteissa. (Santaoja, 2018, s. 65)

Lujuusopissa analysoinnin kohdetta kuvataan mekaniikan mallien avulla. Mekaniikan mallit ovat idealisoituja, eli pelkistettyjä malleja, jotka yksinkertaistavat ja pelkistävät todellista analysoinnin kohdetta. Mekaniikan mallin täytyy kuitenkin vastata todellisuutta riittävällä tarkkuudella. Mekaniikan mallin muodostamisessa pyritään yksinkertaistamaan todellisen rakenteen geometriaa ja materiaaliominaisuuksia, sekä idealisoimaan rakenteeseen kohdistuvat kuormitukset. (Salmi & Pajunen, 2010, s. 16)

Todellisen rakenteen geometrian käyttäminen mekaniikan mallissa vaatisi 3D-mallin käyttämistä, joten tilannetta yksinkertaistetaan sisällyttämällä malliin vain tehtävän kannalta oleelliset asiat. Todellisen rakenteen osat korvataan lujuusopin malleilla, joilla on omat tarkoituksenmukaisesti määritetyt erityispiirteet. (Salmi & Pajunen, 2010, s. 16)

Rakenteessa käytettävien materiaalien todellisia ominaisuuksia kuvataan yksinkertaisilla materiaalmalleilla. Materiaalimallin muodostamisessa yksi vaativimmista vaiheista on materiaalin myötö- ja murtovaiheen mallintaminen, jossa täytyy ottaa huomioon, onko materiaali sitkeästi, vai hauraasti murtuvaa. (Salmi & Pajunen, 2010, s. 16)

Todelliset kuormitukset idealisoidaan tilanteesta riippuen piste-, viiva-, pinta- ja tilavuuskuormituksiksi. Kuormitukset oletetaan myös tasaisesti jakautuneiksi ja täsmällisen tarkoituksi, vaikka todelliset kuormitukset ovat monesti satunnaisia. Mekaniikan mallista johdetaan matemaattisia yhtälöitä soveltamalla fysiikan lakeja. Näiden yhtälöiden muodostama kokonaisuutta kutsutaan matemaattiseksi malliksi. Tästä mallista tulee usein niin suuri ja mutkikas, että matemaattisesta mallista muodostetaan ongelma tietokoneperustaista laskentaa varten, eli laskentamalli. (Salmi & Pajunen, 2010, s. 16)

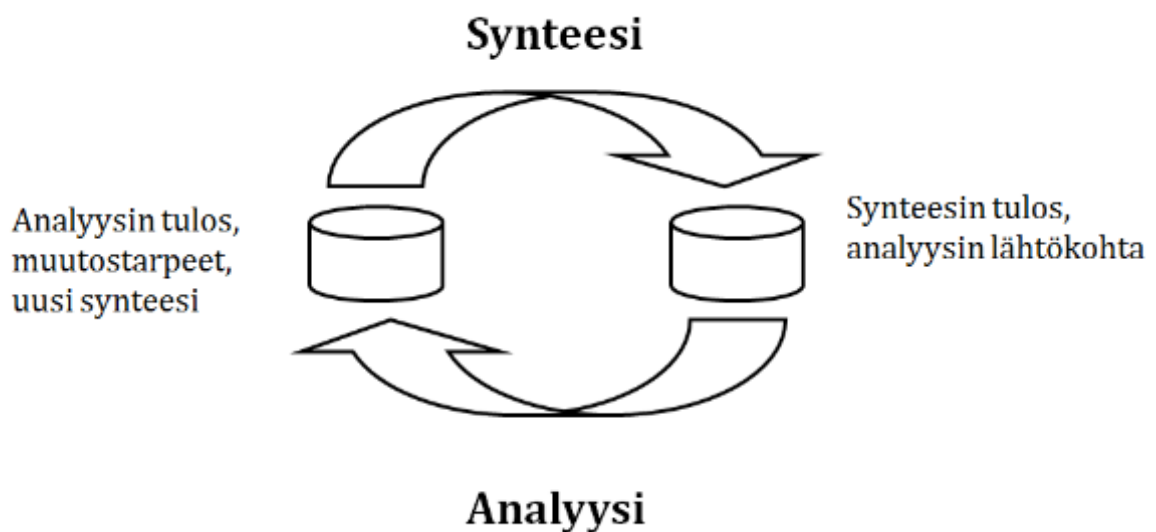
3.2 Lujuusoppi suunnittelussa

Lujuuslaskennassa tarkastelu kohdistuu hyvin usein liiketoiminnallisessa tarkoituksessa valmistettavaan, loppukäyttäjälle tarkoitettuun tuotteeseen, jonka elinkaareen kuuluvat kaikki elinkaaren vaiheet, aina ideasta käytöstä poistoon asti. Elinkaaren alkupäässä jalostetaan ideoita liiketoiminnaksi. Tätä vaihetta kutsutaan innovaatioprosessiksi. Lujuuslaskenta on oleellinen osa innovaatioprosessia. Innovaatio on keksintö, tai idea, joka on jalostettu liiketoiminnaksi. (Hietikko, 2024, s. 12)

Innovaatioprosessi jakautuu kahteen eri osaan, eli tuotekehitykseen ja toteutukseen. Tuotekehitys sisältää itse tuotesuunnittelun ja tuoteohjelman suunnittelun, ja siinä pyritään kehittämään mahdollisia tuotteita asiakkaiden tarpeisiin nähden. Näistä parhaat valitaan jatkokehitystä varten. Toteutusvaiheessa nimensä mukaan toteutetaan tuotekehityksen aikaansaamat tekniset dokumentit konkreettisiksi tuotanto- ja logistiikkaprosesseiksi. (Hietikko, 2024, s. 12)

Tuotesuunnitteluprosessin eteneminen tapahtuu kahdessa vaiheessa, jotka seuraavat toisiaan. Nämä vaiheet ovat synteesi ja analyysi (Kuva 2). Tuotesuunnitteluprosessin synteosivaiheessa määritetään tuotteen ominaisuuksille arvoja, kun taas analyysivaiheessa otetaan selvää täyttyvätkö tuotteelle asetetut vaatimukset synteosivaiheessa valituilla arvoilla. Lujuuslaskenta on tärkeänä osana tuotesuunnitteluprosessin analyysivaiheessa. (Hietikko, 2024, s. 12)

Kuva 2 Tuotesuunnitteluprosessin synteesi- ja analyysivaiheet (Hietikko, 2024, s. 13)



Lujuuslaskenta tasapainottelee kahden eri tekijän, eli lujuuden ja massan välillä. Rakenteen pitää olla tarpeeksi luja, jotta se olisi varmatoiminen, mutta se ei saa olla liian luja, ettei siitä tulisi suurikokoista ja painavaa, ja siten myös kallista. Tämä pätee varsinkin niissä rakenteissa, joissa pyritään minimoimaan massaa. Tällaisia rakenteita ovat esimerkiksi lentokoneet, joille rakenteen keveys on erittäin tärkeä ominaisuus. Rakenteiden suunnittelussa kannattaa huomioida myös se, että yksittäisen osan massan muutoksella voi olla suuria vaikutuksia rakenteen muiden osien massaan. Tällaista ketjureaktiota kutsutaan kertautumis- tai lumivyöryefektiksi ja sen aiheuttaman massan lisääntyminen voi aiheuttaa

tuotteessa suuria muutoksia esimerkiksi rakenteeseen, tai voimanlähteeseen. (Hietikko, 2024, s. 13)

Lujuuslaskenta on analyttinen tieteenala, jossa laskennan kohteena olevalle rakenteelle on ennen laskentaa asetettu määrittäviä reunaehtoja, jotka rakenteen on täytettävä. Laskennassa verrataan laskennan tuloksena saatuja arvoja, joita verrataan niitä vastaaviin reunaehtoihin. Reunaehtoja voidaan myös käyttää hyväksi määrittäessä suunniteltavan kohteen mittoja tai materiaaliarvoja. Analysoinnin kohteena olevat ominaisuudet voivat olla esimerkiksi jännitys, muodonmuutokset, stabiliteetti, tai kuluminen. Hyvän tuotteen perusominaisuuksiin kuuluu luotettava ja turvallinen toiminta, tietyn kohtuullisen käyttöajan aikana. Käyttöajan aikana tuotteeseen kohdistuvien rasituksen ennustamista varten on vähintään tiedettävä rakenteeseen kohdistuvien kuormitusten suunta, suuruus, taajuus ja niiden muutos ajan suhteen, sekä käytettävien materiaalien mekaaniset ominaisuudet ja analyysiin käytettävät laskenta- ja mittausmenetelmät. Suunnittelussa pitää kartoittaa kaikki mahdolliset tilat, joissa tuote voi mahdollisesti menettää toimintakykynsä ja valita tuotteen materiaalit ja mitat siten, että toimintakyvyn menetys estettäisiin. Yleisimmät mekanismit, joilla tuote menettää toimintakykynsä, ovat liian suuret kimmoiset muodonmuutokset, pysyvät muodonmuutokset ja väsymismurtumat. (Hietikko, 2024, s. 13–14)

Tuotteen rakenteeseen syntyvien kimmoisien muodonmuutosten ja jännityksien määrittäminen on usein hankalaa käsin laskemalla rakenteen monimutkaisuuden takia. Laskennassa käytetään yksinkertaistettuja perustapauksia, jotka helpottavat muodonmuutosten ja jännityksien arvioinnissa monimutkaisissa rakenteissa. Lasketta jännitystä verrataan käytettävän materiaalin lujuuteen riittävällä varmuusmarginaalilla, joka huomioi laskennan epävarmuustekijät. Lujuuslaskennassa laskennan tulokset eivät ole tarkkoja, vaikka laskennassa käytettävät matemaattiset menetelmät ovat tarkkoja. Tämä johtuu siitä, että laskennassa käytettävät lähtöarvot ovat epätarkkoja. (Hietikko, 2024, s. 14–15)

Tietotekniikan kehittyessä modernille tasolle on mahdollistanut monimutkaisten rakenteiden lujuuslaskennan suorittamiseen tietokoneavusteisesti todella helposti ja lyhyessä ajassa. Erityisesti CAD-ohjelmiin sisällytetyt lujuuslaskentalisäosat ovat yksinkertaistaneet lujuuslaskentaprosessia. On kuitenkin huomioitava, että laskennan helppous ja vaivattomuus tarkoittaa myös sitä, että virheitä laskennassa on yhtä helppo tehdä. Todellisten lähtötietojen oikeellisuus, sekä materiaalien ominaisuudet ja vallitsevien olosuhteiden tarkkuus ovat kriittisiä osia onnistuneeseen analyysiin. Rakenteen analysointi tietokoneella ei myöskään poista tarvetta analyysin tuloksien varmistamiseen. Tuloksien varmistamiseen tulisi käyttää

jollain muulla laskentamenetelmällä esimerkiksi käsin laskemalla. Jos saadaan kahdesta eri laskentamenetelmästä samanlaisen tuloksen, voidaan laskentaan luottaa enemmän. (Hietikko, 2024, s. 16)

Materiaalin valinta suunnittelussa voi olla erittäin vaativa tehtävä, johon ei välttämättä ole yksiselitteistä ratkaisua, johtuen mahdollisten materiaalivaihtoehtojen määrästä ja se voi johtaa moniulotteeseen optimointitehtävään, jonka ratkaiseminen matemaattisesti on hyvin hankalaa. Tämän takia suunnittelijan kokemus on ratkaiseva tekijä materiaalin valinnan onnistumisessa. Toisaalta esimerkiksi hiiliteräkset ovat olleet korkeaa lujuutta vaativien rakenteiden ykkösvaihtoehto ilman haastajaa jo vuosisatoja edullisuutensa ansiosta, joten materiaalinvalinta voi olla myös yksinkertaista. Materiaalin valintaan vaikuttaa kuitenkin reunaehdot, joiden mukaan suunniteltava kohde toimii ja nämä reunaehdot täytyy olla tiedossa ennen materiaalin valintaa. Näitä reunaehtoja ovat esimerkiksi:

- Elinikä
- Mitat
- Kosketuksissa olevat muut materiaalit
- lämpötila-alue
- Kemiallinen ympäristö
- Mekaaniset kuormitukset

Kun kohteen reunaehdot on valittu, voidaan määrittää vaatimukset materiaaliominaisuuksille, joita ovat esimerkiksi:

- Valmistusominaisuudet (muovattavuus, hitsattavuus jne.)
- käyttöominaisuudet (fyysiset ominaisuudet)
- saatavuusominaisuudet (materiaalin saatavuus ja kustannukset)

Mikäli mahdollista vaatimukset tulee esittää mitattavina suureina. Materiaaleja, jotka täyttävät asetetut vaatimukset, on yleensä useita. Näistä materiaaleista valitaan paras vaihtoehto suorittamalla optimointi, joka tarkoittaa kohteen ei toivottujen ominaisuuksien minimoimista.

Näitä ominaisuuksia ovat esimerkiksi massa, tilavuus, kustannukset, energiankulutus ja ympäristövaikutukset. (Hietikko, 2024, s. 42–43)

3.3 Standardit

Standardi on kooste vaatimuksista elementeille, materiaaleille tai prosesseille, jotka on laadittu yhteistyössä teollisten organisaatioiden kanssa. Standardin tavoite on saavuttaa vaihdettavuutta, yhteensopivuutta ja yhtenäisyyttä elementtien, materiaalien ja prosessien välillä maassa, tai yhteistyössä olevien maiden välillä. Standardien mukaan toiminta takaa korkean suunnittelutehokkuuden välttämällä toistuvia laskutoimituksia. (Jiang, 2019, s. 22)

Standardisointi tarkoittaa yhteisien toimintatapojen laatimista, jonka tarkoitus on helpottaa yhteiskunnan elämää lisäämällä tuotteiden turvallisuutta ja yhteensopivuutta.

Standardisoinnin tarkoitus on myös suojella ympäristöä ja kuluttajaa, sekä helpottaa kaupankäyntiä sekä kotimaassa, että ulkomailla. Standardisoinnin avulla poistetaan myös kaupan esteitä, koska standardien mukaan valmistetut tuotteet hyväksytään kansainvälisille markkinoille (Valtanen. 2019. S.1).

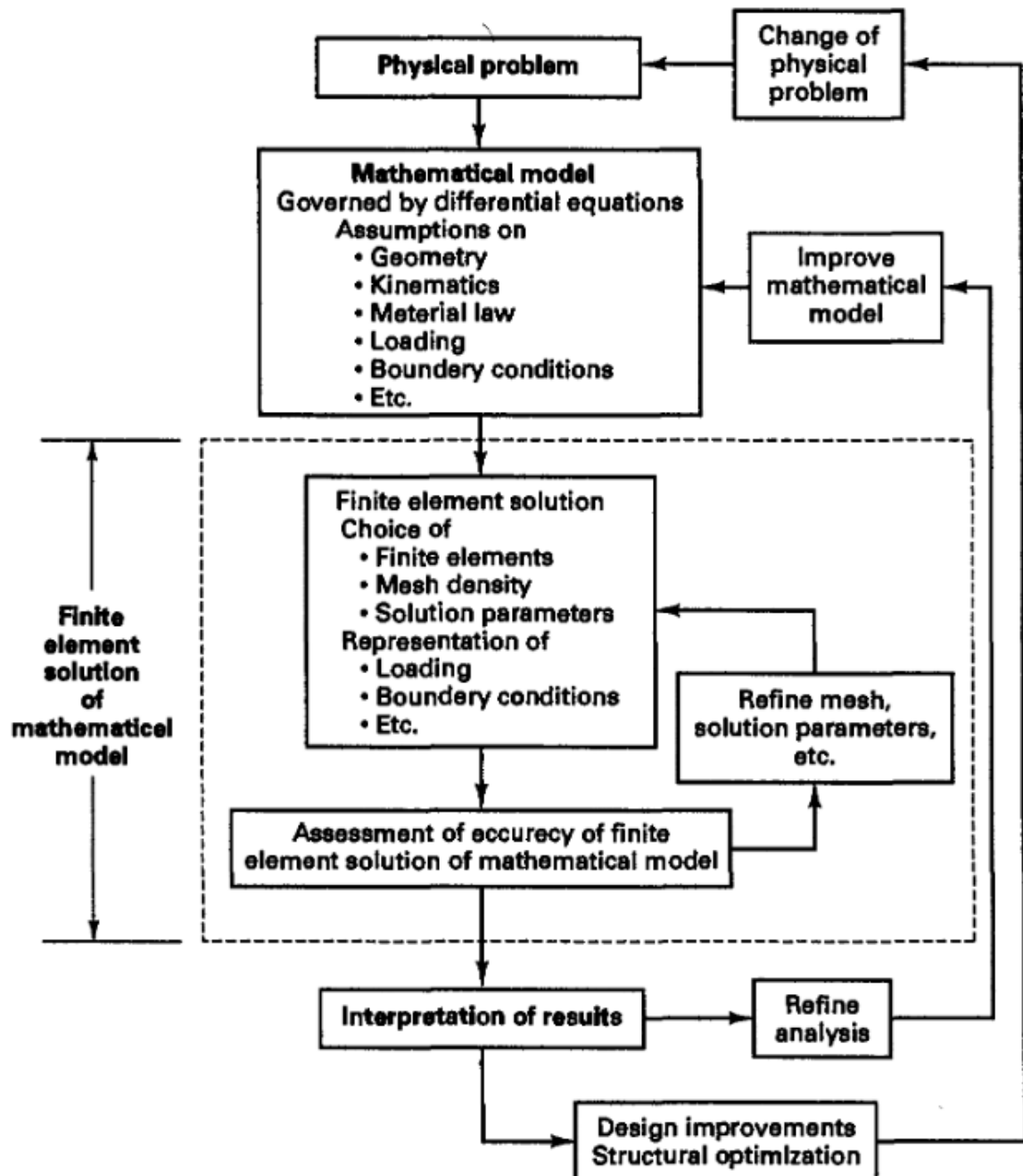
3.4 FEM

Finite Element Method (FEM), eli elementtimenetelmä (Kuva 3) on nykyään erittäin laajasti käytössä suunnittelutyön analyysissä. Menetelmää käytetään kattavasti kiinteiden rakenteiden analysoinnissa. Elementtimenetelmän kehittäminen ratkaisuksi insinööritieteiden käytännön ongelmiin alkoi digitaalisen tietokoneen yleistyessä. Ongelman elementtimenetelmällä ratkaisun ydin on määräävien yhtälöryhmien perustaminen ja ratkaisu. Tämä on käytännössä mahdollista toteuttaa tehokkaasti vain digitaalisella tietokoneella, jonka yleistyessä elementtimenetelmä muuttui yleisesti käytettäväksi. Elementtimenetelmä kehitettiin aluksi suunnittelutyöhön, rakenteiden mekaniikan ongelmien analysointiin. Pian huomattiin, että elementtimenetelmää voidaan käyttää yhtä lailla muihin eri luokan ongelmien ratkaisuun (Bathe, 1996, S. 1)

Elementtimenetelmää käytetään ratkaisemaan fyysisiä ongelmia insinööritieteiden analyysi- ja suunnitteluvaiheessa. Fyysinen ongelma sisältää yleensä oikean rakenteen, tai komponentin, joka altistuu kuormitukselle. Fyysisen ongelman idealisointi matemaattiseksi

malliksi vaatii tiettyjä oletuksia, jotka johtavat matemaattista mallia määrittäviksi differentiaaliyhtälöiksi. Koska elementtimenetelmä on numeerinen menetelmä, on tarpeellista arvioida ratkaisun tarkkuutta. Jos tarkkuuskriteerit eivät täyty, on numeerinen ratkaisu toistettava parannetuilla parametreilla, kunnes tarvittava tarkkuus ratkaisussa on saavutettu. Elementtimenetelmä ratkaisee vain valitun matemaattisen mallin, joten kaikki mallissa tehdyt oletukset heijastuvat vastaukseen. Tämän takia oikeanlaisen matemaattisen mallin valitseminen on kriittistä analyysistä saatavien ratkaisujen kannalta. (Bathe, 1996, S. 2)

Kuva 3 Elementtimenetelmän prosessi (Bathe, 1996, S. 2)



On tärkeää ymmärtää, että elementtimenetelmä antaa vain **likimääräisen** ratkaisun matemaattisesta mallista, joka perustuu oikeaan fyysiseen ongelmaan. Todellisen fyysisen ongelman todellista reaktiota ei ole mahdollista jäljentää **tarkasti** edes kaikista edistyneimmässä ja tarkassa matemaattisessa mallissa. Elementtimenetelmällä suoritettavan analyysin yksi tärkeimmistä vaiheista on oikeanlaisen matemaattisen mallin valinta. Elementtimenetelmässä on monia matemaattisia malleja, jotka antavat erilaisiin fyysisiin ongelmiin vastauksia eri tarkkuuksilla. Käytännössä jos matemaattinen malli antaa tarkemman vastauksen analyysistä, se on raskaampi ratkaista ja siten myös kalliimpi. Matemaattisen mallin valinnassa täytyy huomioida, mitä ilmiötä elementtimenetelmällä analysoidaan ja onko valittu matemaattinen malli tehokas ja luotettava. Tehokas matemaattinen malli antaa analyysistä halutun tuloksen mahdollisimman pienillä kustannuksilla. Luotettavuus matemaattisessa mallissa tarkoittaa analyysin tuloksien riittävää tarkkuutta. (Bathe, 1996, S. 3–4)

Elementtimenetelmässä analysoitava rakenne jaetaan pieniin osiin, joita kutsutaan elementeiksi. Elementit kytkeytyvät kiinni toisiinsa nurkista ja näitä pisteitä kutsutaan solmukohdiksi. Yksittäisten elementtien muoto on yleensä sidottu. Elementeillä pystyy kuitenkin jäljittämään lähes minkälaisen rakenteen tahansa muuttamalla elementtien määrää, kokoa tai muotoa. Jokaiselle rakenteessa olevalle elementille on olemassa tasapainoyhtälöt, jotka yhdistyvät yhteensopivuusehdoilla elementtien solmupisteissä. Elementeille määritetään materiaaliominaisuudet ja rakenteelle kuormitus. Ulkoisen kuormituksen vaikutuksesta rakenne, joka koostuu elementeistä, muuttaa muotoaan, kunnes systeemi saavuttaa tasapainon. Rakenteelle lasketaan jännitykset solmupisteiden siirtymien avulla. Koska yhden elementtimenetelmällä suoritettavan analyysin laskeminen voi edellyttää tuhansien yhtälöryhmien ratkaisua, on laskenta mahdollista suorittaa vain tietokoneavusteisesti. (Hietikko, 2024, s. 176–177)

Elementtimenetelmällä suoritettavan analyysin yleinen rakenne koostuu muutamasta peräkkäisestä vaiheesta. Analyysin ensimmäinen vaihe on analysoitavan rakenteen idealisointi. Tässä vaiheessa muokataan rakennetta yksinkertaisemmaksi ja poistetaan piirteitä, jotka eivät ole analyysin kannalta olennaisia. Idealisoinnissa pyritään myös hyödyntämään symmetriatasoja rakenteessa. Jos rakenne on symmetrinen, voidaan rakenne jakaa kahteen symmetriatasolla ja toinen puoli kappaleesta jätetään analyysistä kokonaan pois, koska se käyttäytyy samalla tavalla, kuin analysoitava puolisko. Symmetria huomioidaan elementtimallissa reunaehdoilla, jotka takaavat sen, että malli toimii samalla tavalla analyysissä, kuin kokonainen malli. Rakenteen idealisoinnin tarkoitus on vähentää

analysoitavan rakenteen pinta-alaa. Tämä tekee analyysistä kevyemmän, jolloin säästetään analyysiin kuluvia resursseja. (Hietikko, 2024, s. 178–180)

Seuraava vaihe on elementtiverkon muodostaminen. Nykyajan FEM-analyysiohjelmissa elementtiverkko muodostuu automaattisesti, joko itse ohjelmassa, tai erillisellä esikäsitteilyllä, mutta käyttäjä määrittää, miten elementtiverkko muodostetaan. Koska laskenta elementtimenetelmässä tapahtuu muutamassa pisteessä elementin alueella, on syytä muokata elementtiverkkoa muuttamalla alueita, joissa on odotettavissa suuria kuormituksia, tai muutoksia. Elementtiverkkoa voi muokata esimerkiksi tihentämällä verkkoa, eli lisäämällä elementtien määrää, tai muuttamalla elementtityyppiä. (Hietikko, 2024, s. 178–180)

Analyysin kolmas vaihe on reunaehtojen määrittäminen. Reunaehdot simuloivat analyysissä todellisen rakenteen kokemaa tuentaa. Reunaehdot, eli tuenta määritetään mallissa todellisen tuennan kohdalla olevien elementtien solmupisteisiin. Reunaehto voi esimerkiksi estää solmupisteiden liikkeen kokonaan, tai vain johonkin tiettyyn suuntaan. Virheellisesti määritetyt reunaehdot ovat yleisin syy FEM-analyysistä saatuihin virheellisiin tuloksiin. Pienikin poikkeama analyysin ja todellisuuden välillä voi aiheuttaa erittäin suuria muutoksia analyysin tuloksissa. (Hietikko, 2024, s. 178–180)

Neljännessä vaiheessa määritetään analysoitavalle rakenteelle kuormitukset. Todelliset kuormitukset ovat yleensä monimutkaisia ja epämääräisiä, joten niitä yksinkertaistetaan määritettäviin muotoihin. Tämä sama ongelma on olemassa myös perinteisessä lujuuslaskennassa. Elementtimallissa kuormitukset voidaan määrittää pisteelle, viivalle, tai pinnalle. myös tilavuus- ja lämpökuormien aiheuttamat vaikutukset voidaan määrittää malliin. (Hietikko, 2024, s. 178–180)

Kun malli on määritetty, voidaan siirtyä analyysin viidenteen vaiheeseen, eli laskentaan. Laskenta voi kestää muutamasta sekuntista moneen tuntiin. Laskenta-aika on riippuvainen elementtien lukumäärästä ja valitusta matemaattisesta mallista. Elementtien lukumäärään vaikuttaa mallin koko, elementtiverkon tiheys, ja onko analyysi kaksi-, - vai kolmiulotteinen. Matemaattinen malli tarkoittaa, minkälainen analyysi rakenteelle suoritetaan. Analyysi voi olla esimerkiksi kaksi- tai kolmiulotteinen, staattinen tai dynaaminen, ja lineaarinen tai epälineaarinen. (Hietikko, 2024, s. 178–180)

Analyysin kuudes ja viimeinen vaihe on tulosten tarkastelu. Lujuuslaskennallisessa analyysissä haetaan tuloksista yleensä jännityksiä ja siirtymiä. Analyysin tulokset esitetään

useimmiten värikarttana analysoitavan kappaleen pinnassa. Koska laskenta analyysissä tapahtuu elementin alueella olevissa pisteissä, tulokset tasoitetaan elementtimallin pinnalle kokonaiskuvaa varten. (Hietikko, 2024, s. 180)

Elementtimenetelmästä on lähimenneisyydessä tullut erittäin saavutettavissa oleva työkalu, sen yleistettyä osaksi suunnittelijoilla jo käytössä olevia CAD-ohjelmia.

Elementtimenetelmällä on nykyään erittäin helppo suorittaa lujuusanalyysi monimutkaisillekin rakenteille todella nopeasti. Vaikka analyysin suorittaminen on helppoa, on myös virheiden teko yhtä helppoa. Kuten edellä mainittiin, pienetkin virheet analyysin määrittämisessä voivat johtaa todella suuriin virheisiin tuloksissa. Tämän takia elementtimenetelmällä suoritettujen analyysien tulokset tulisi varmentaa jollain toisella laskentamenetelmällä. (Hietikko, 2024, s. 180)

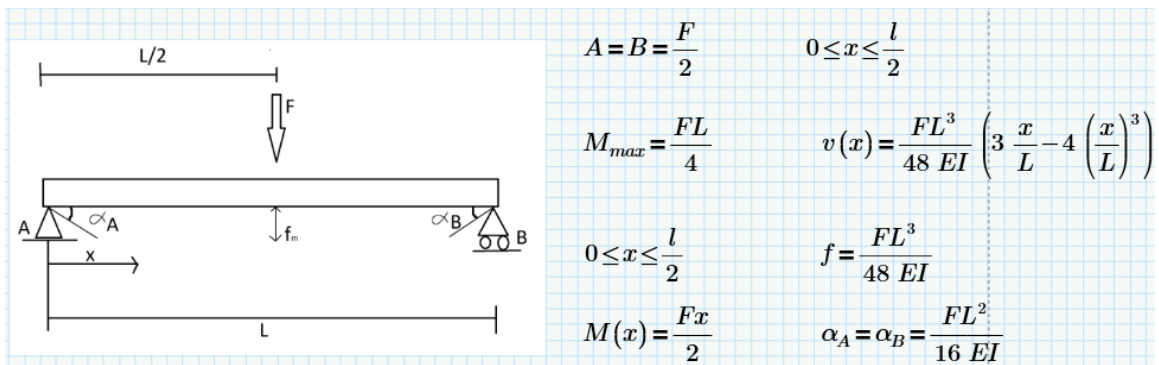
4 Lujuusopin kaavat

Tässä opinnäytetyössä käytettiin lujuusopin kaavoja, jotka olivat peräisin lujuusopin kirjallisuudesta tutuista kuormitustapauksista (Kuvat 4–10). Näiden kuormitustapauksien kaavoja käytettiin opinnäytetyössä syöttölaitteen runkorakenteen mitoittamisessa ja laskennassa.

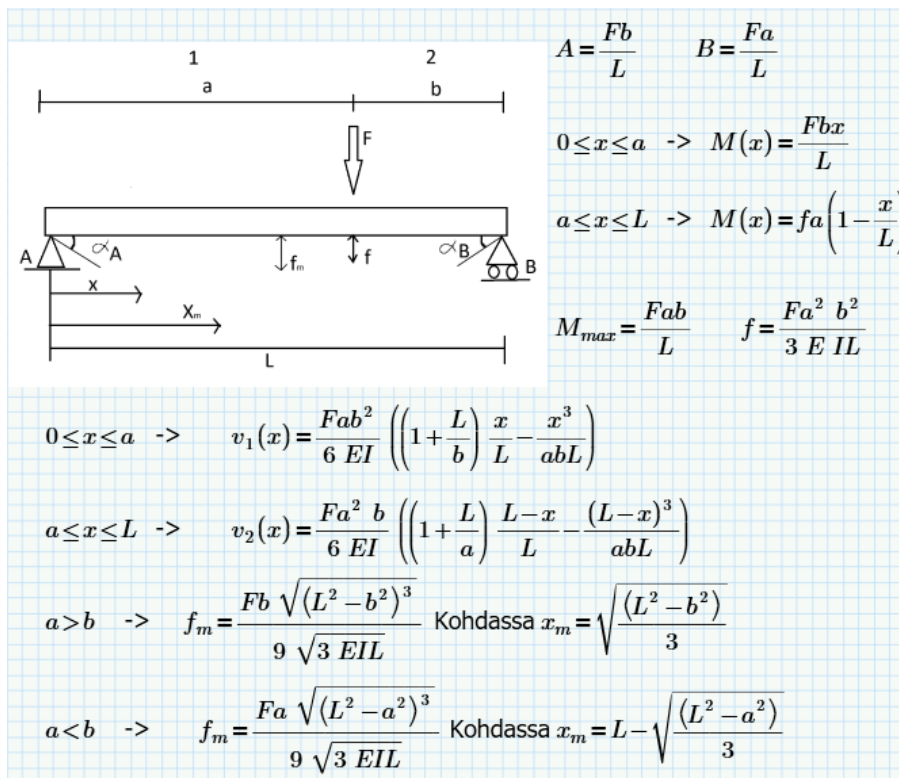
Sovelletut kuormitustapaukset olivat seuraavat:

- Kuormitustapaus 1 (Valtanen. 2019. s 316.)
- Kuormitustapaus 2 (Valtanen. 2019. s 316.)
- Kuormitustapaus 5 (Valtanen. 2019. s 317.)
- Kuormitustapaus 10 (Valtanen. 2019. s 319.)
- Kuormitustapaus 13 (Salmi & Pajunen, 2010, s. 443)
- Kuormitustapaus 21 (Valtanen. 2019. s 323.)
- Kuormitustapaus 24 (Valtanen. 2019. s 324.)

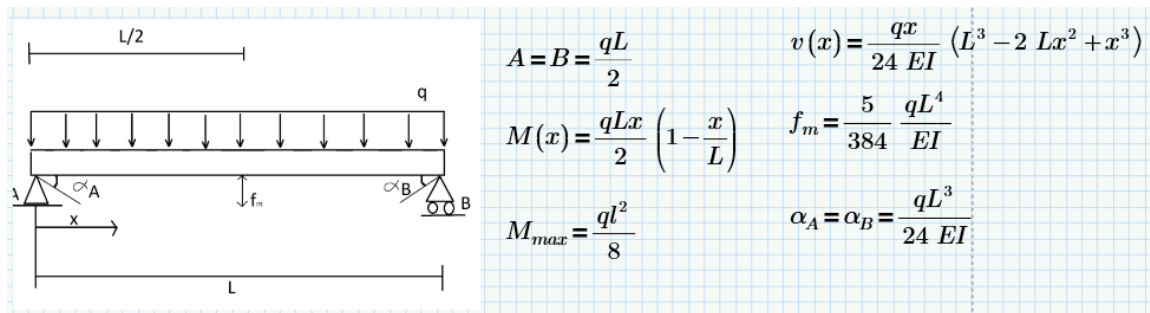
Kuva 4 Kuormitustapaus 1: Nivelletun palkin kuormitus keskeltä



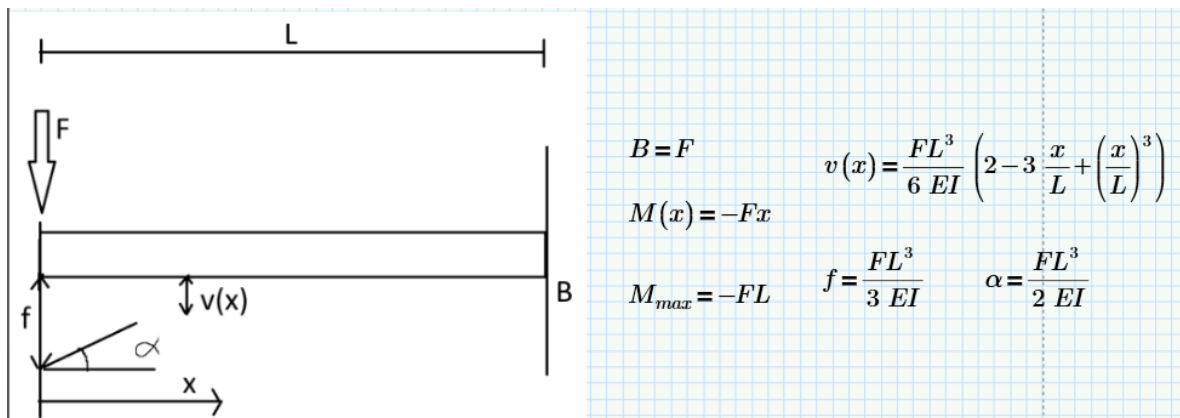
Kuva 5 Kuormitustapaus 2: Nivelletun palkin kuormitus tukien välistä



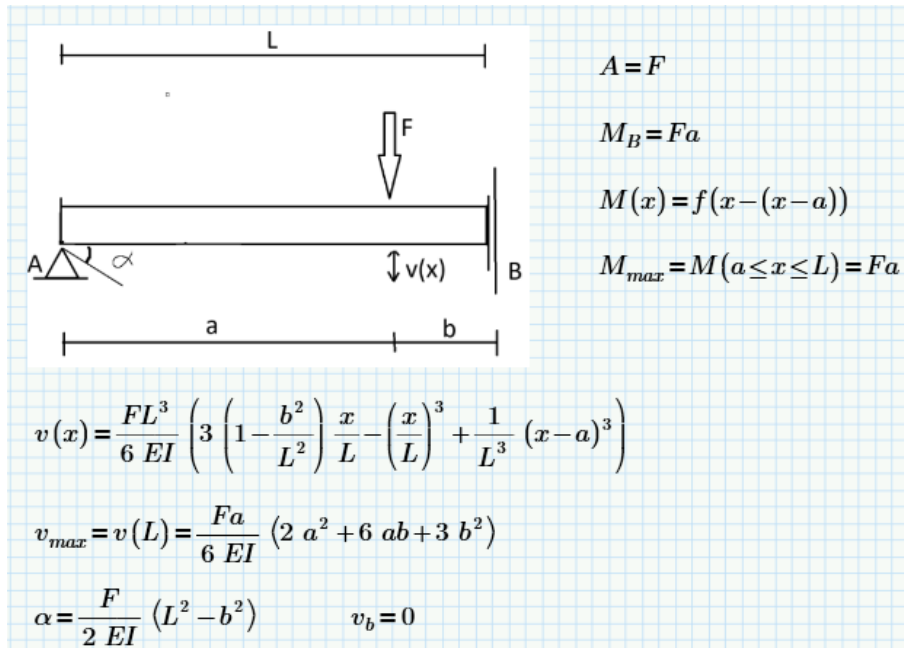
Kuva 6 Kuormitustapaus 5: Niveltuetun palkin kuormitus tasaisella kuormituksella koko palkin matkalta



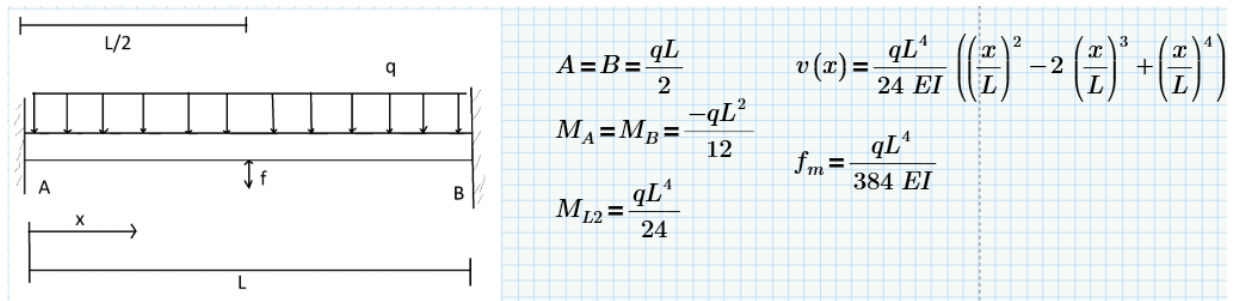
Kuva 7 Kuormitustapaus 10: Toisesta päästä jäykästi tuetun palkin kuormitus vapaasta päästä



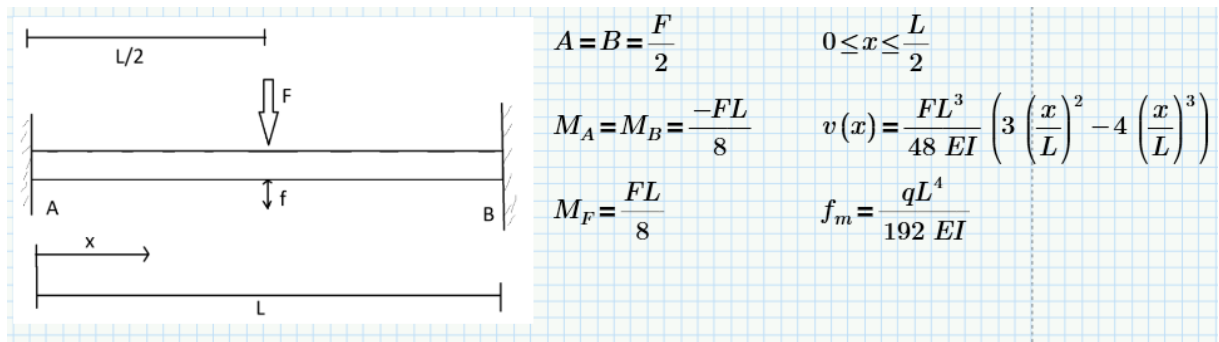
Kuva 8 Kuormitustapaus 13: Toisesta päästä niveltuetun ja toisesta päästä pystyliikkeen sallivalla jäykällä tuella varustetun palkin kuormitus tukien välistä



Kuva 9 Kuormitustapaus 21: Jäykästi tuetun palkin kuormitus tasaisella kuormituksella koko palkin matkalta



Kuva 10 Kuormitustapaus 24: Jäykästi tuetun palkin kuormitus keskeltä



5 Suunnitteluvaatimukset

Opinnäytetyön varsinainen työosuus alkoi uuden, alkuperäistä mallia tarkemman konseptimallin mallintamisella. Tämän mallin tarkoitus oli tuoda esille mahdollisia ratkaisuehdotuksia syöttölaitteen suurimpiin osakokonaisuuksiin, jotka olivat pystysuuntainen runkorakenne, vaakatasossa olevat ratapalkit, sekä nostokoneisto, joka liikkuu ratapalkkien päällä.

Uudet ratkaisuehdotukset käytiin läpi palaverissa työnjohtajan ja osastopäällikön kanssa. Palaverissa hyväksyttiin ensimmäinen nostokoneiston ratkaisuehdotus ja sen kehitystä päätettiin jatkaa. Ratapalkkien osalta tarkasteltiin eri profiilien soveltuvuutta tehtävään ja vertailtiin miten nostokoneiston kulkuradan sijainti vaikuttaa profiilien käyttäytymiseen kuormituksen alaisena. Palaverissa päädyttiin stabiiliin ja varmaan ratkaisuun ratapalkkien ja nostokoneiston kulkuradan toteutuksessa. Syöttölaitteen pystysuuntaisen runkorakenteen ratkaisuehdotus hyväksyttiin myös jatkokehitettäväksi, mutta työhön varatun rajallisen ajanjakson takia nostokoneiston ja ratapalkkien suunnittelu asetetaan prioriteetiksi.

Tarkempi konseptimalli tehtiin alkuperäisestä konseptimallista johdettujen mittojen ja tietojen perusteella, mutta palaverissa määritettiin konkreettisia suunnitteluvaatimuksia syöttölaitteelle, jotka olivat seuraavat:

- Pystysuuntainen liikerata 2.5–3 metriä
- Nostokapasiteetti 2500 kg
- Ratapalkkien maksimipituus 8.5 metriä
- Syöttölaitteen maksimikapasiteetti 15 sykliä tunnissa
- Pystysuuntaisen tukirakenteen on oltava läpikuljettava lattiatasolla
- Jatkopuomin mekaniikka sijoitetaan puomien sisään

Lisäksi syöttölaitteen suunnittelussa sovelletaan SFS-EN 1993-6 + AC standardia ja noudatetaan sen määrittämiä suunnitteluvaatimuksia, mikäli ne ovat olennaisia. Näitä vaatimuksia ovat:

- Nosturikuormista aiheutuva kehän tai pilarin vaakasuuntainen siirtymä tuen tasolla $\leq H/400$
- ratapalkkeja kannattavien viereisten kehien tai pilarien vaakasuuntainen siirtymäero $\leq L/600$

- Ratapalkin pystysuuntainen taipuma $\leq L/600$ ja ≤ 25 mm (SFS-EN 1993-6 + AC:2007, s. 29–31)

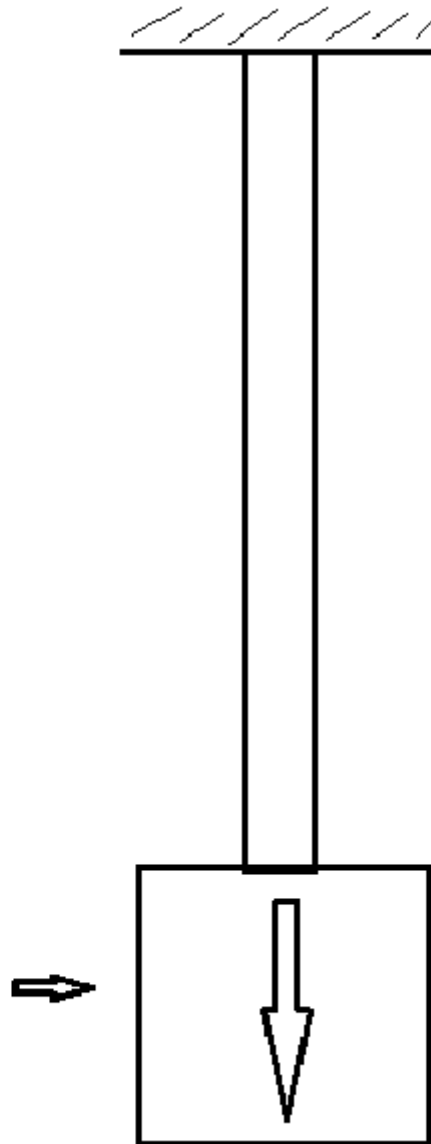
6 Laitteeseen kohdistuvat kuormitukset

Syöttölaite on rakenteeltaan hyvin samankaltainen siltanosturin kanssa, joten laitteen kokemat kuormitukset ovat lähes suoraan verrattavissa siltanosturin kokemuksiin kuormiin. Eroja rakenteessa on kolmannen liikkumisulottuvuuden puute ja jäykkä nostokoneisto. Yhden liikkumisulottuvuuden puute poistaa kokonaan yhden kuormitustyyppin, eli poikittaissuuntaiset pyöräkuormat. Toisaalta jäykkä nostokoneisto mahdollistaa kuorman ja tarttujan liikuttamisesta aiheutuvan taivutusmomentin suoran välityksen ratapalkkien päällä liikkuvaan kelkkaan. Koska kelkka on kontaktissa ratapalkkeihin kiskopyörien välityksellä, jäykän nostokoneiston aiheuttamat taivutusmomentit ilmenevät kelkan ja ratapalkkien välillä erisuuruusina pyöräkuormina.

Syöttölaitteen runko on jaettu neljään eri osaan, jotka ovat nostopuomi, kelkka, ratapalkit ja pystysuuntainen tukirakenne. Näistä jokaiselle suoritettiin tarkastelu, jossa kartoitettiin niihin kohdistuvat kuormitukset syöttölaitteen normaalikäytössä.

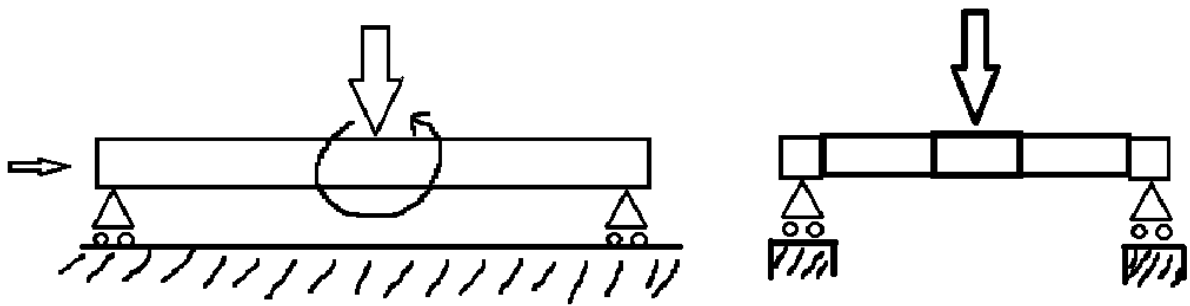
Nostopuomi (Kuva 11) on pystysuuntainen, yläpäästä jäykästi tuettu rakenne, joka kantaa tarttujan ja nostettavan taakan painon. Tämä aiheuttaa vetojännitystä puomiin. Nostopuomi tulee kokemaan myös nostettavan kuorman ja tarttujan sivuttaissuuntaisesta liikkeestä aiheutuvia voimia. Nämä voimat ovat suoraan yhteydessä syöttölaitteen sivuttaisliikkeen ajonopeuteen. Vaikka Sivuttaisliike olisi hidas normaalikäytössä, sen aiheuttamat momenttikuormat voivat olla merkittäviä puomin pituuden takia.

Kuva 11 Nostopuomin kuormitukset



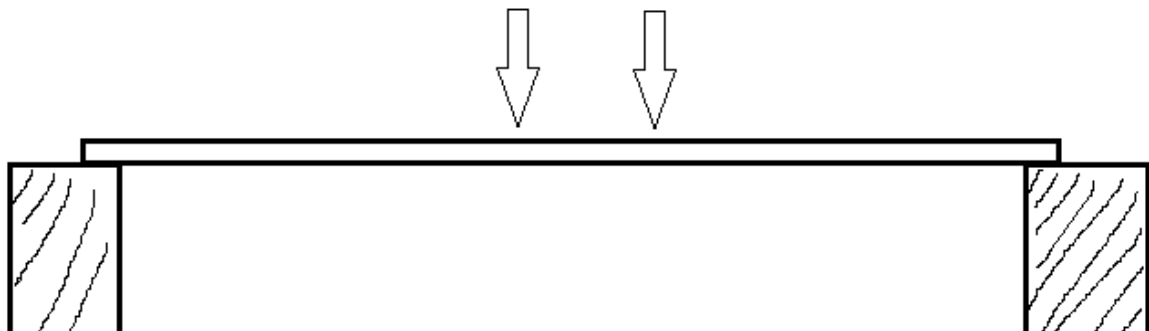
Kelkka (Kuva 12) on lyhyt vaakasuuntainen palkkirakenne, jonka keskelle nostopuomi on kiinnitetty. Se kulkee ratapalkkien päällä teräspyörillä. Nostopuomin kokemat kuormitukset välittyvät kelkan keskelle, pienelle pinta-alalle. Kelkka kokee pystysuuntaista kuormitusta nostettavan taakan, tarttujan ja nostokoneiston painosta. Syöttölaitteen sivuliikkeestä aiheutuvat vaakasuuntaiset voimat ilmenevät kelkassa nostopuomin kiinnityskohdassa momenttina ja pienenä vaakasuuntaisena kuormituksena. Kaikista syöttölaitteen osista, kelkka kokee monimutkaisimmat kuormitukset.

Kuva 12 Kelkan kokemat kuormitukset



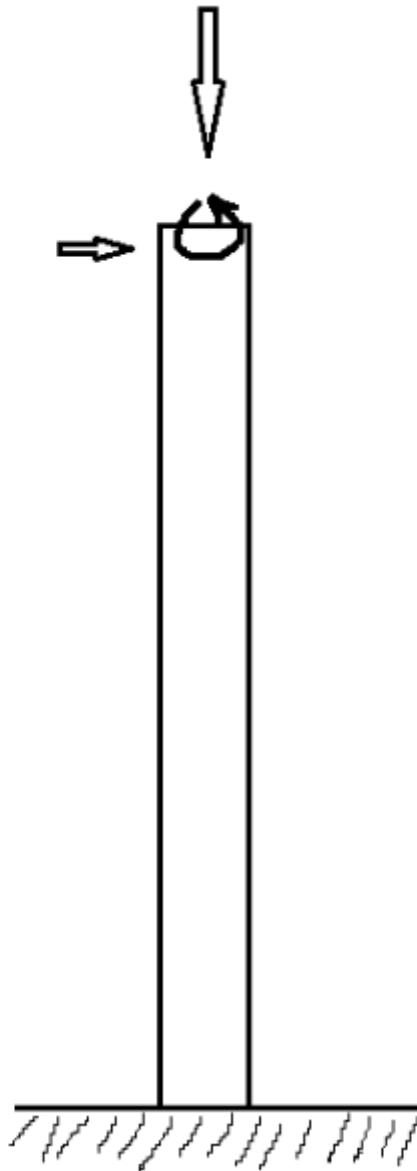
Ratapalkit (Kuva 13) ovat kaksi jäykästi tuettua vaakasuuntaista palkkia, jonka päällä kelkka ja nostopuomi liikkuvat pyörien varassa. Nostettavan taakan, tarttujan, nostopuomin ja kelkan paino välittyy ratapalkkeihin kelkan ratapyörien kautta pyöräkuormina. Ratapalkkien pituudesta johtuen suurimmat jännitykset rakenteessa ovat pyöräkuormista aiheutuvat taivutusjännitykset.

Kuva 13 Ratapalkkien kuormitukset



Pystysuuntainen tukirakenne (Kuva 14) on nimensä mukaan pystysuuntainen palkkirakenne, joka kannattelee nostettavaa kuormaa, tarttujaa ja kaikkia muita syöttölaitteen osia ratapalkkien välityksellä. Tämä kuormittaa tukirakennetta pystysuunnassa ja aiheuttaa puristusjännitystä rakenteeseen. Ratapalkit ovat jäykästi kiinnitetty tukirakenteeseen, joka mahdollistaa ratapalkkien kokeman taivutusjännityksen aiheuttaman momenttikuorman välittymisen tukirakenteen yläpäähän. Tukirakenne kokee myös syöttölaitteen sivuttaisliikkeestä aiheutuvia vaakasuuntaisia kuormituksia.

Kuva 14 Pystysuuntaisen tukirakenteen kokemat kuormitukset



7 Runkorakenteen suunnittelu

Syöttölaitteen rungon suunnittelu jaettiin samalla tavalla neljään osaan, kuin rungon kuormitusten tarkastelu. Jokaisella osalla on selkeät rajapinnat toisiinsa, joten rakenteen jakaminen osiin oli helposti toteutettavissa. Jaottelun ansiosta syöttölaitteen runkoa ei tarvinnut suunnitella yhtenä kokonaisuutena, vaan se voitiin tehdä osissa. Tämä edellytti tietysti sitä, että suunnittelujärjestys piti olla oikea, jotta myöhemmin tehtävät päätökset eivät vaikuttaisi jo aikaisemmin tehtyihin päätöksiin. Oikea järjestys suunnittelutyölle oli laitteen kuormituslähteestä eteenpäin, eli nostopuomi, kelkka, ratapalkit ja viimeisenä

pystysuuntainen tukirunko. Tällä suunnittelujärjestyksellä aina edellisen rakenteen kuormitukset ja paino määräävät seuraavan rakenteen lujuusvaatimukset. Syöttölaitteen rungon suunnittelussa keskityttiin ensisijaisesti lujuusvaatimusten täyttämiseen, jotka määräävät rakenteelle minimimitat ja profiilit. Lujuuslaskennassa käytettiin perinteisiä lujuusopin kaavoja. Laskennassa rakenteet mitoitettiin 100 MPa:n maksimijännitykselle, tai suunnitteluvaatimuksien määräämiin maksimitaipumarajoihin. Laskentaohjelmana toimi MATHCAD. Laskujen tulokset varmistettiin FEM-analyysillä. Analyysiohjelmana toimi ANSYS.

7.1 Nostopuomi

Nostopuomi on pystysuuntainen monijatkoinen puomirakenne. Jatkopuomit liikkuvat toistensa sisällä ja tukeutuvat toisiinsa liukupaloilla. Koska jatkopuomit ovat erikokoisia ja niiden koko kasvaa, mitä kauempana ollaan kuormituksen lähteestä, voitiin vetokuormituksen ja taivutusjännityksen laskemisessa määrittää pienin mahdollinen puomiprofiili maksimikuormitustilanteessa. Suuremmat puomiprofiilit voitiin sen jälkeen määrittää pienimmän puomiprofiilin ja nostomekaniikan tilavaatimuksien mukaan.

Nostopuomin kokemat pystysuuntaiset kuormitukset tulevat tarttujan ja nostettavan taakan painosta (m_1). Tarttuja painaa 800 kg ja taakka 2500 kg, joten pystysuuntainen kuormitus (F_y) on noin 32500 N (Kuva 15).

Kuva 15 Pystysuuntaisen kuormituksen laskukaava

$$m_1 := 3300 \text{ kg} \quad g = 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_y := m_1 \cdot g$$

$$F_y = 32361.945 \text{ N}$$

Syöttölaitteen sivuttaisliikettä tullaan käyttämään portaattomasti säädettävästä voimanlähteestä, joka tekee sivuttaisliikkeestä erittäin jouhevan. Laskennassa sivuttaisliikkeen kiihtyvyydeksi (a) oletettiin kuitenkin 1 m/s^2 , joten sivuttaisliikkeen aiheuttaman voiman (F_x) suuruus on 3300 N (Kuva 16).

Kuva 16 Sivusuuntaisen kuormituksen laskukaava

$$m_1 := 3300 \text{ kg} \quad a := 1 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_x := m_1 \cdot a$$

$$F_x = 3300 \text{ N}$$

Kun nostopuomi on täydessä pituudessa, tarttujan ja nostettavan taakan massakeskipiste (L_{mkp}) on 5.5 metrin päässä nostopuomin kiinnityskohdasta, eli sivuttaisliikkeen aiheuttama pistemomentti (M_{t1}) on 18 150 Nm (Kuva 17).

Kuva 17 Pistemomentin laskukaava

$$F_x = 3300 \text{ N} \quad L_{mkp} := 5500 \text{ mm}$$

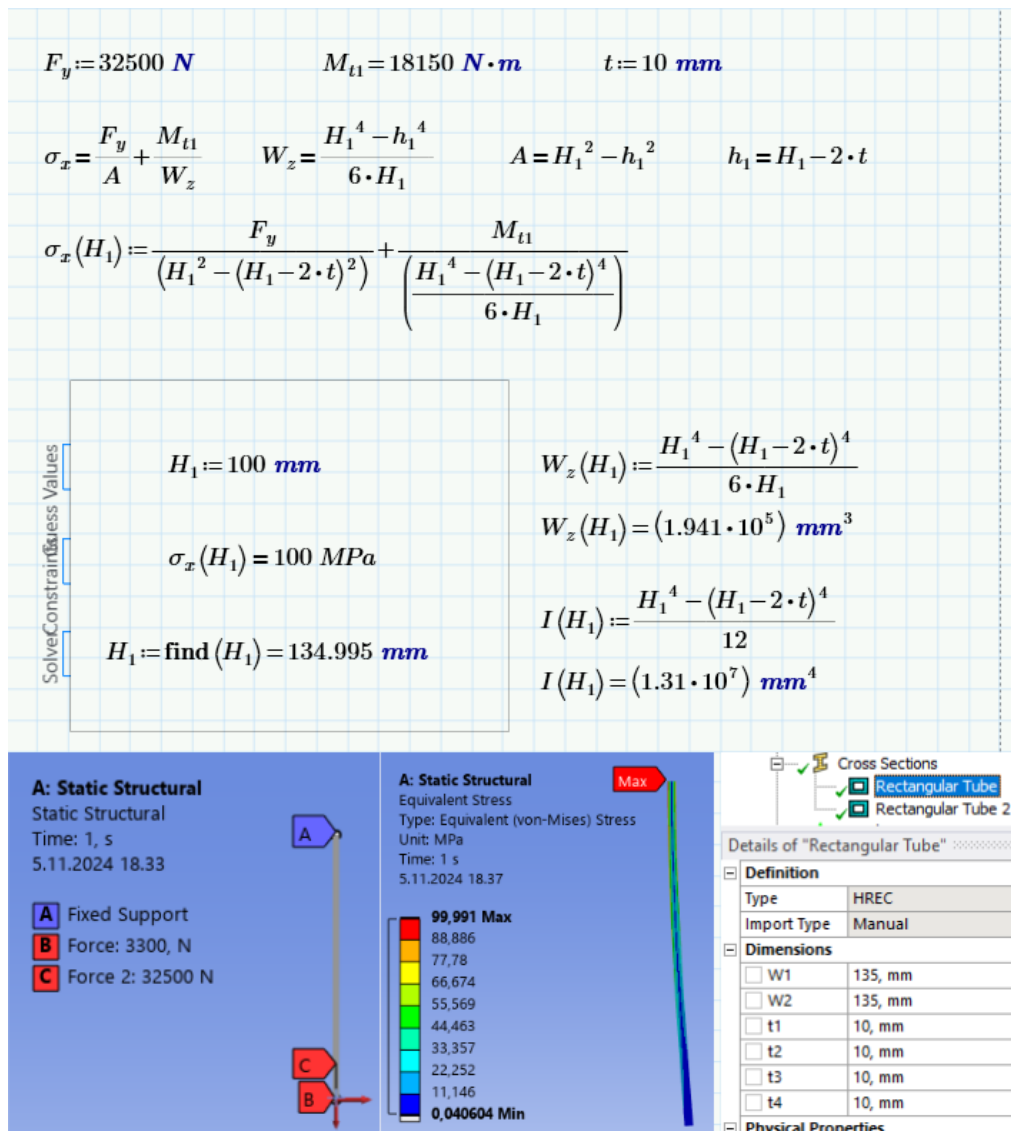
$$M_{t1} := F_x \cdot L_{mkp}$$

$$M_{t1} = 18150 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Syöttölaitteen normaalitoiminnassa sivuttaisliikettä käytetään vain, kun nostopuomi on lyhyenä, eli noin 2.5 metrin päässä nostopuomin kiinnityskohdasta. Laskennassa kuitenkin käytettiin nostopuomin 5.5 metrin täyttä pituutta sivuttaiskuorman aiheuttaman nostopuomin taivutusjännityksen ja kelkkaan kohdistuvan pistemomentin laskemiseen.

Laskussa (Kuva 18) muodostettiin yhtälö, jossa muuttujana on nostopuomissa käytettävän pienimmän neliöputkipalkkiprofiilin ulkomitta (H_1), kun maksimijännitys (σ_x) kuormitustilanteessa saa olla 100 MPa ja profiilin seinämäpaksuus (t) on 10 mm. Laskennan tuloksena neliöputkipalkkiprofiilin ulkomitaksi saatiin 135 mm. Kuormitustapaus vietiin FEM-simulaatioon ja todennettiin laskun tuloksista saaduilla profiilimitoilla.

Kuva 18 Nostopuomin minimiprofiilin lasku ja FEM-analyysin tulokset



Koska kyseessä on dynaaminen liike, sijoitettiin yhtälöön SFS-EN 1991-3 + AC standardissa määritetyn dynaamisen suurennuskertoimen (ϕ) maksimiarvo (Kuva 19) ajovoimille, jotka muuttuvat pehmeästi (SFS-EN 1991-3 + AC:2007, s. 40). Laskusta saatiin lopulliseksi vastaukseksi neliöputkipalkkiprofiilin ulkomittaan noin 165 mm

Kuva 19 Nostopuomin minimiprofiilin lasku dynaamisella suurennuskertoimella

$\varphi := 1.5$

$H_1 := 100 \text{ mm}$

$\sigma_x(H_1) \cdot \varphi = 100 \text{ MPa}$

$H_1 := \text{find}(H_1) = 163.386 \text{ mm}$

$W_z(H_1) := \frac{H_1^4 - (H_1 - 2 \cdot t)^4}{6 \cdot H_1}$

$W_z(H_1) = (2.957 \cdot 10^5) \text{ mm}^3$

$I(H_1) := \frac{H_1^4 - (H_1 - 2 \cdot t)^4}{12}$

$I(H_1) = (2.416 \cdot 10^7) \text{ mm}^4$

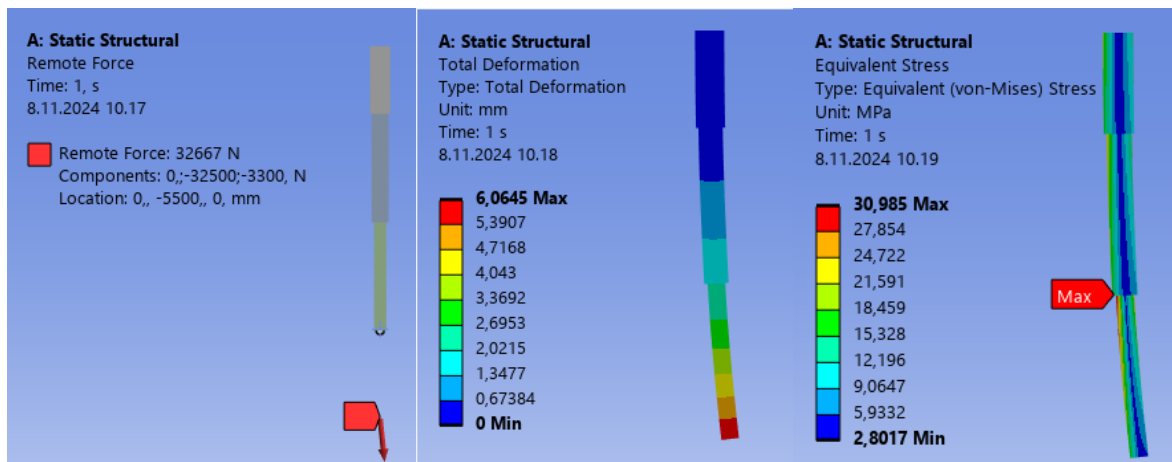
Kuten edellä mainittiin, nostopuomi koostuu toistensa sisällä liikkuvista puomeista. Puomien ulkomitta ja sitä myöten myös taivutusvastus kasvaa, kun siirrytään kauemmaksi kuormituksenlähteestä eli tarttujan ja nostettavan taakan massakeskipisteestä.

Puomit tullaan valmistamaan yleisistä neliöputkipalkkiprofiileista, jotka ovat varastoitavaa hyllytavaraa. Profiilin seinämäpaksuus tulee myös säilymään samana. Minimikoko pienimmälle puomiprofiilille valittiin edellisen, dynaamisella suurennuskertoimella suoritettun laskun antaman tuloksen perusteella. Tuloksesta seuraava yleinen standardikoko neliöputkipalkkiprofiilille on 180 mm. Isommat profiilit valittiin puomiprofiilien välisten minimimitilavaatimuksien mukaan 250 mm ja 300 mm profiileiksi.

Tämä enemmän todellisuutta vastaava tilanne vietiin FEM-simulaatioon (Kuva 20). Tässä simulaatiossa Paksuin puomi oli metrin mittainen, koska nostopuomi kiinnitetään kelkkaan tästä kohdasta. Kaksi pienempää profiilia olivat molemmat 1.6 metriä pitkiä. Puomia kuormitettiin sen kärjestä etäisellä voimalla (Remote Force), jonka suuruus on sama kuin edellisessä simulaatiossa. Sen etäisyys puomin kärjestä on sama, kuin tarttujan ja nostettavan taakan massakeskipiste.

Analyysin tuloksista saatiin maksimijännitykseksi noin 31 MPa ja siirtymäksi noin 6 mm. Siirtymän arvo vastaa siirtymää puomin päässä ja todellinen siirtymä tarttujan ja nostettavan taakan massakeskipisteessä on suurempi. Siirtymän suuruus ei kuitenkaan ole merkittävä ja koska rakenteessa on myös siirrytty lujempaan ja varmempaan suuntaan, ei ole syytä varmentaa edellistä analyysiä käsin laskennalla.

Kuva 20 Erikokoisten puomien FEM-analyysin tulokset



Nostopuomin yksi suunnitteluvaatimus oli nostomekaniikan sijoittaminen puomirakenteen sisään. Nostomekaniikan suunnittelussa kävi ilmi, että minimipuomiprofiilin mukaan valitussa puomirakenteessa, jonka profiilit olivat 180x180, 250x250 ja 300x300, ei ollut tarpeeksi tilaa nostomekaniikalle. Tästä syystä nostopuomi puomiprofiileja kasvatettiin entisestään kokoihin 250x250, 300x300 ja 400x400. Tämän päätöksen myötä siirryttiin puomin lujuudessa vielä entisestään varmempaan suuntaan.

7.2 Kelkka

Kelkka on vaakasuuntainen palkkirakenne, joka kannattelee taakan, tarttujan ja nostopuomin painosta aiheutuvan pystysuuntaisen kuormituksen. Lisäksi se vastaanottaa syöttölaitteen sivuttaisliikkeestä aiheutuvat momenttikuormat ja vaakasuuntaiset kuormat. Nostopuomin massaksi tuli noin 300 kg ja nostomekaniikalle oletettiin massaksi saman verran, joten nostopuomin kokonaismassaksi (m_2) oletettiin laskuissa 600 kg. Nostopuomiin kohdistuva pystysuuntainen kuormitus lisättynä nostopuomin omamassan aiheuttamaan pystysuuntaiseen kuormitukseen kasvattaa kelkan vaakapalkkien keskiosaan kohdistuvan pystysuuntaisen kuormituksen (F_{y2}) noin 38250 N:iin (Kuva 21).

Kuva 21 Kelkkaan kohdistuva pystysuuntainen kuormitus

$$m_1 := 3300 \text{ kg} \quad g = 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad m_2 := 600 \text{ kg}$$

$$F_{y2} := (m_1 + m_2) \cdot g = 38245.935 \text{ N}$$

Syöttölaitteen sivuttaisliikkeestä aiheutuva pistemomentti nostopuomin kiinnityskohtaan saadaan lisäämällä tarttujan ja taakan aiheuttamaan pistemomenttiin puomin omamassasta aiheutuva pistemomentti. Puomin massakeskipisteen etäisyydeksi (L_2) nostopuomin kiinnityskohdasta oletettiin puolet taakan ja tarttujan massakeskipisteen etäisyydestä (L_1). Kelkan keskipisteeseen kohdistuvalle pistemomentille (M_{t2}) saatiin arvoksi noin 20000 Nm (Kuva 22).

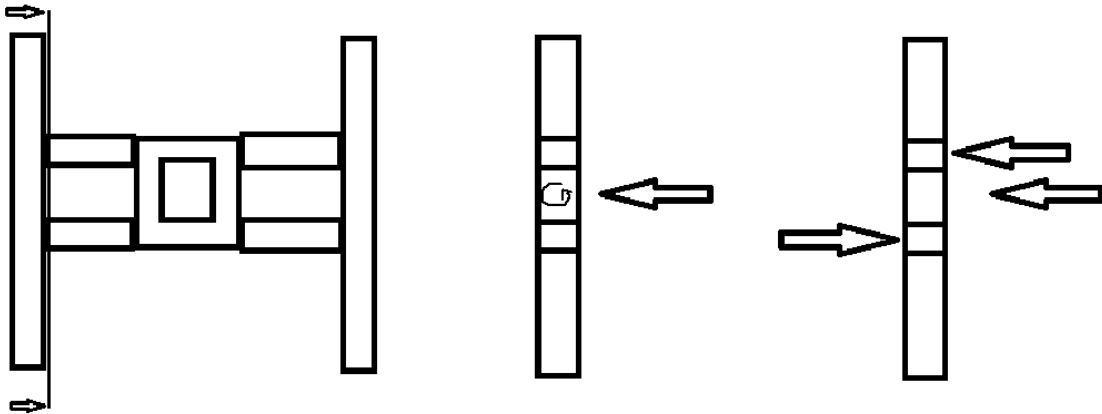
Kuva 22 Kelkkaan kohdistuva pistemomentti

$m_1 := 3300 \text{ kg}$	$m_2 := 600 \text{ kg}$	$a := 1 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
$L_1 := 5500 \text{ mm}$	$L_2 := \frac{L_1}{2}$	
$M_{t2} := m_1 \cdot a \cdot L_1 + m_2 \cdot a \cdot L_2 = 19800 \text{ N} \cdot \text{m}$		

Kelkan palkkirakenne (Kuva 23) koostuu ratapalkkien suuntaisista kahdesta pitkästä palkista, jäykästä keskirakenteesta johon nostokoneisto kiinnittyy, sekä neljästä lyhyestä palkista, jotka yhdistävät keskirakenteen pitkiin palkkeihin. Kelkkaan kohdistuvat kuormitukset vaikuttavat kelkan jäykän keskirakenteen alueelle. Kelkkaan kohdistuu pystysuuntainen kuormitus ja pistemomentti. Kelkkaan kohdistuu myös pieni 3300 Newtonin suuruinen vaakasuuntainen voima, mutta sitä ei huomioitu laskuissa, koska sen vastavoima eli sivuttaisliikkeen voimalähde kohdistuu jäykkään keskirakenteeseen ja ei siten rasita kelkan muuta rakennetta.

Kelkkaan kohdistuva pistemomentti aiheuttaa vääntöä kelkan rakenteeseen, koska se vaikuttaa samassa tasossa sen vaikutuksen alaisena olevan profiilin poikkileikkauksen kanssa. Koska kelkan väännön alainen rakenne ei ole yhtenäinen poikkileikkaus, laskuissa vääntö yksinkertaistettiin muuttamalla se voimapariksi, jotka vaikuttivat lyhyiden palkkiprofiilien keskipisteisiin.

Kuva 23 Kelkan palkkirakenne ylhäältä ja sivusta katsottuna ja rakenteeseen kohdistuvat voimat



Lyhyiden palkkien keskipisteet (L_{Mt2}) ovat 0.3 metrin etäisyydellä pistemomentista, joten voimaparin voimien (F_{Mt2}) suuruus on noin 33350 Newtonia (Kuva 24).

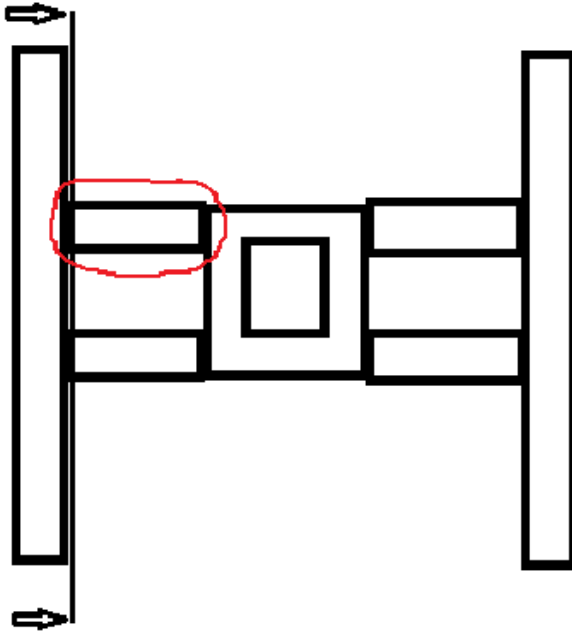
Kuva 24 Pistemomentin voimaparin voimien suuruus

$$M_{t2} := 20000 \text{ N} \cdot \text{m} \quad L_{Mt2} := 0.3 \text{ m} \quad F_{y2} := 38250 \text{ N}$$

$$F_{Mt2} := \frac{M_{t2}}{L_{Mt2}} = 33333.333 \text{ N} \quad F_{res} := F_{Mt2} + \frac{F_{y2}}{2} = 52458.333 \text{ N}$$

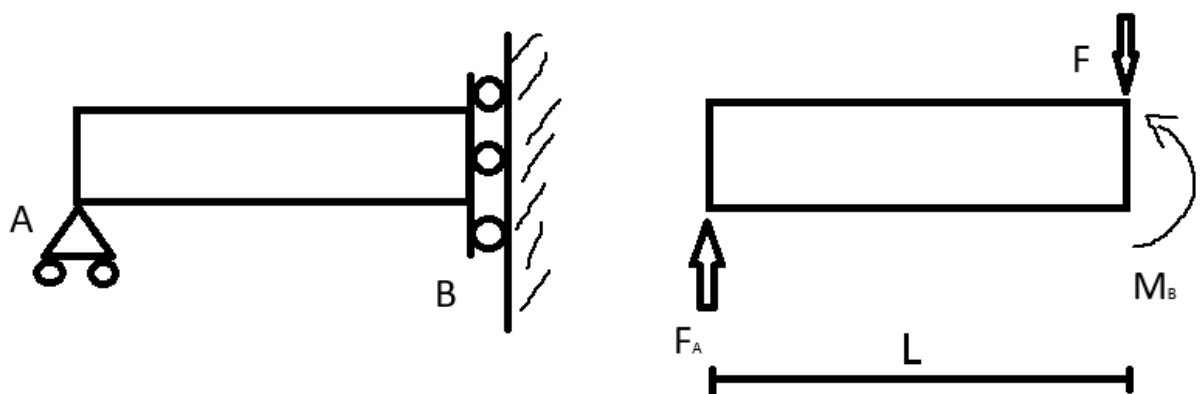
Kelkan rakenteen mitoittamisessa keskityttiin lyhyisiin palkkeihin, jotka yhdistävät jäykän keskiosan ja pitkät palkit. Koska pistemomentti muutettiin voimapariksi, toisille lyhyille palkeille kohdistuu samansuuntaisena voimina pystysuuntainen kuormitus ja toinen voimaparin voimista. Näiden voimien yhteenlaskettu suuruus (F_{res}) on noin 52450 N (Kuva 24). Laskuissa keskityttiin näihin suuremman kuormituksen alaisena oleviin palkkeihin. Koska rakenne on symmetrinen, voitiin laskenta vielä rajata vain toiseen palkeista (Kuva 25).

Kuva 25 Kelkan lyhyt palkki



Kelka kulkee teräspyörillä ratapalkkien päällä, joten lyhyen palkin ulompi tuenta on niveltuki. Lyhyen palkin sisempi pää on jäykästi kiinni kelkan keskirakenteessa sallien kuitenkin pystysuuntaisen liikkeen rakenteen taipuman mukana (Kuva 26). Tässä kuormitustapauksessa tukivoima F_A on yhtä suuri voiman F kanssa. Tukimomentti M_B saadaan kertomalla voiman F etäisyys tuesta A .

Kuva 26 Kelkan lyhyen palkin kuormitustapaus ja vapaakappalekuva



Laskussa (Kuva 27) laskettiin palkkiprofiilille taivutusvastuksen (W_z) minimiarvo kun palkkiin kohdistuva maksimi taivutusjännitys (σ) on 100 MPa. Koska laskenta pystyttiin rajaamaan

vain toiseen lyhyeen palkkiin symmetrian ansiosta, on palkin päähän kohdistuva voima (F) puolet edellisessä laskussa lasketusta voimasta (F_{res}).

Kuva 27 Palkkiprofiilin minimi taivutusvastuksen lasku

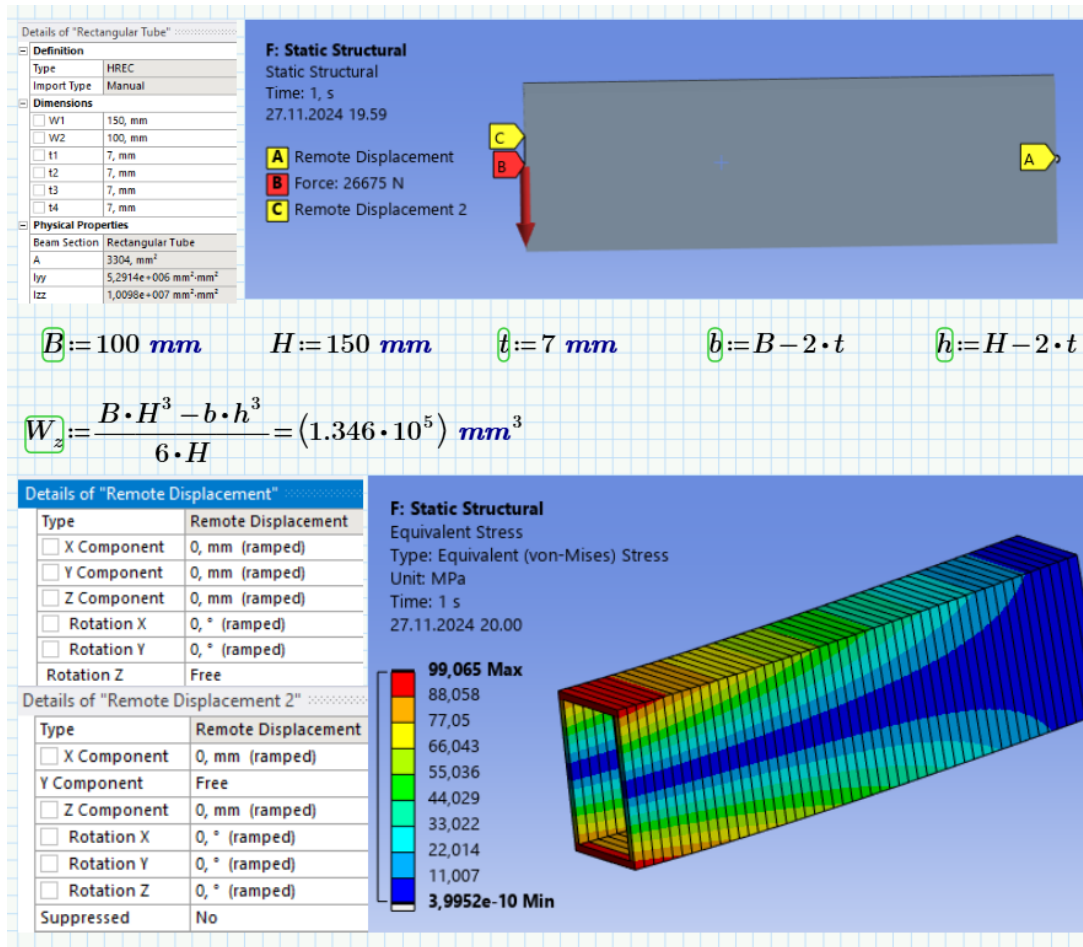
$$F := \frac{F_{res}}{2} = 26229.167 \text{ N} \quad L_3 := 500 \text{ mm}$$

$$M_a := F \cdot L_3 = 13114.583 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \sigma := 100 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{M_a}{W_z} \rightarrow W_z = \frac{M_a}{\sigma} \rightarrow W_z := \frac{M_a}{\sigma} = (1.311 \cdot 10^5) \text{ mm}^3$$

Lasku todennettiin FEM-simulaatiolla (Kuva 28), jossa mitoitettiin suorakaideputkipalkkiprofiili, jonka taivutusvastus vastaa riittävällä tarkkuudella käsin laskettua arvoa. Simulaatiossa piste A (Remote Displacement) simuloi palkin niveltukea. piste C (Remote Displacement 2) simuloi puolestaan pystyliikkeen sallivaa jäykkää tukea. Simulaation tulokset vastasivat laskettuja arvoja riittävällä tarkkuudella ja olivat siten luotettavia.

Kuva 28 Lyhyen palkin FEM-analyysin tulokset



Koska palkkiin kohdistuvat rasitukset ovat dynaamisen liikkeen aiheuttamia, lisättiin laskuun vielä dynaaminen suurennuskerroin ϕ (Kuva 29). Dynaamisen kuormituksen lähde on sama kuin nostopuomissa, eli syöttölaitteen sivuliike. Tästä johtuen dynaamisen suurennuskertoimen arvo on myös sama (1.5). Dynaamisella suurennuskertoimella lasketun laskun perusteella kelkan putkipalkkiprofiiliksi valittiin taulukosta 200x100x8 mm suorakaideputkipalkki (Valtanen. 2019. S.879).

Kuva 29 Palkkiprofiilin minimi taivutusvastuksen lasku dynaamisella suurennuskertoimella

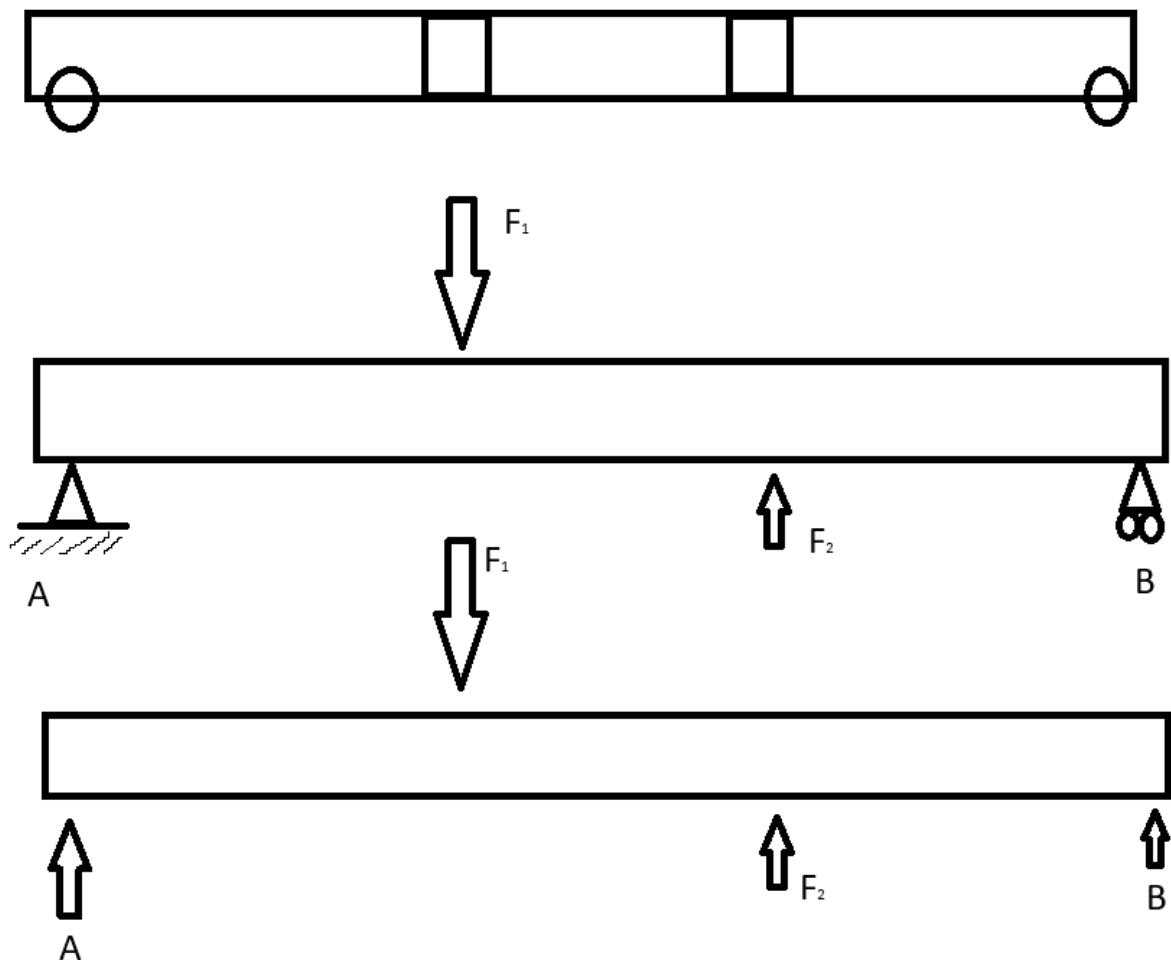
$$F := \frac{F_{res}}{2} = 26229.167 \text{ N} \quad L_3 := 500 \text{ mm} \quad \varphi := 1.5$$

$$M_a := F \cdot L_3 = 13114.583 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \sigma := 100 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{M_a}{W_z} \rightarrow W_z = \frac{M_a}{\sigma} \rightarrow W_z := \frac{M_a}{\sigma} \cdot \varphi = (1.967 \cdot 10^5) \text{ mm}^3$$

Kelkan kokemat kuormitukset välittyvät jäykästä keskirakenteesta lyhyiden palkkien kautta pitkiin sivuttaisliikkeen suuntaisiin palkkeihin (Kuva 30) ja niiden kautta ratapalkkeihin. Lyhyiden palkkien laskujen perusteella valitun putkiprofiilin kestävyys täytyi vielä varmistaa pitkien palkkien osalta.

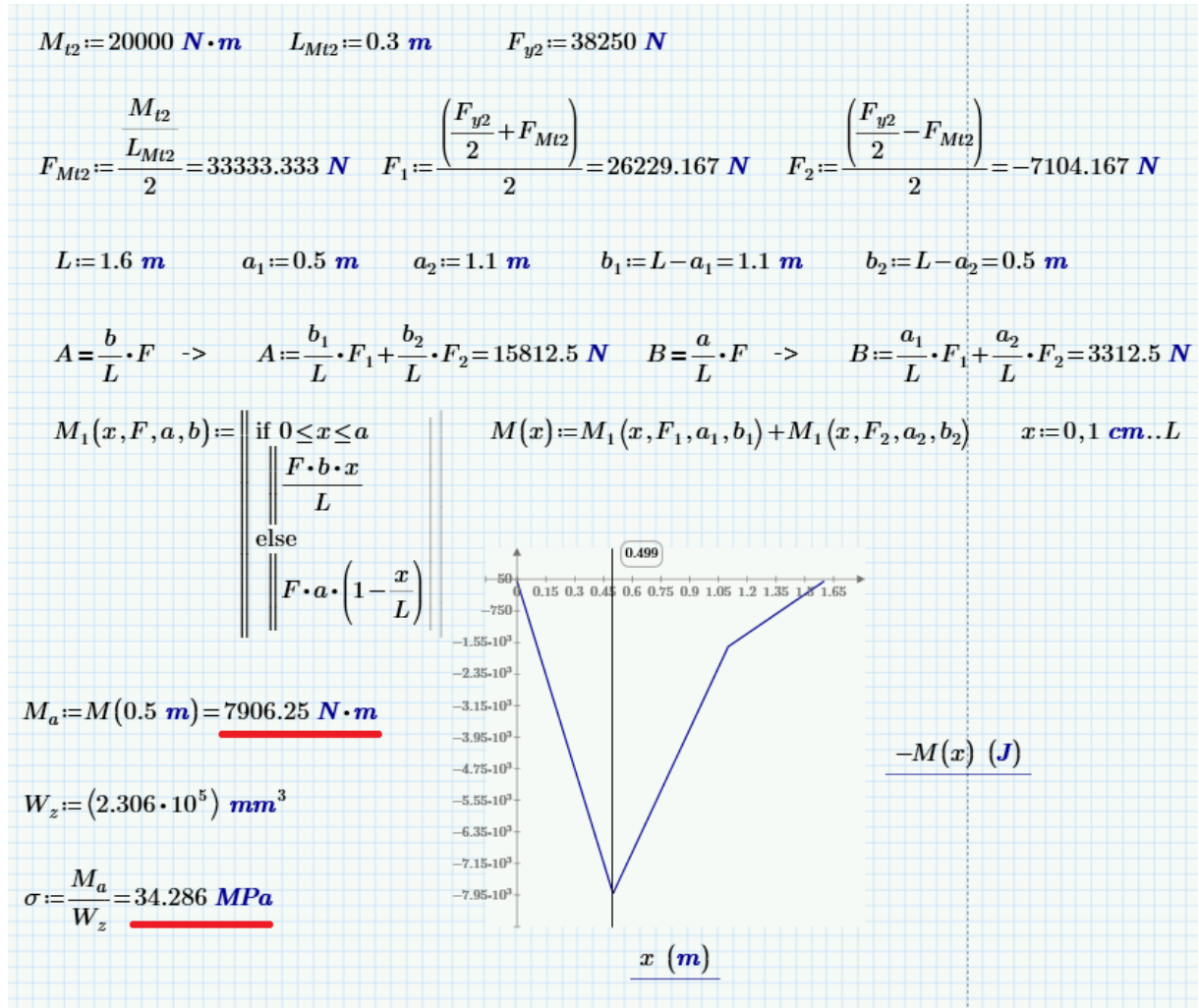
Kuva 30 Kelkan pitkä palkki ja vapaakappalekuva palkista sivustapäin katsottuna



Laskussa (Kuva 31) laskettiin pitkän palkin tukivoimat A ja B, taivutusmomentin maksimiarvo (M_a), sekä piirrettiin palkin taivutusmomenttikäyrä. Taivutusmomentin maksimiarvon avulla

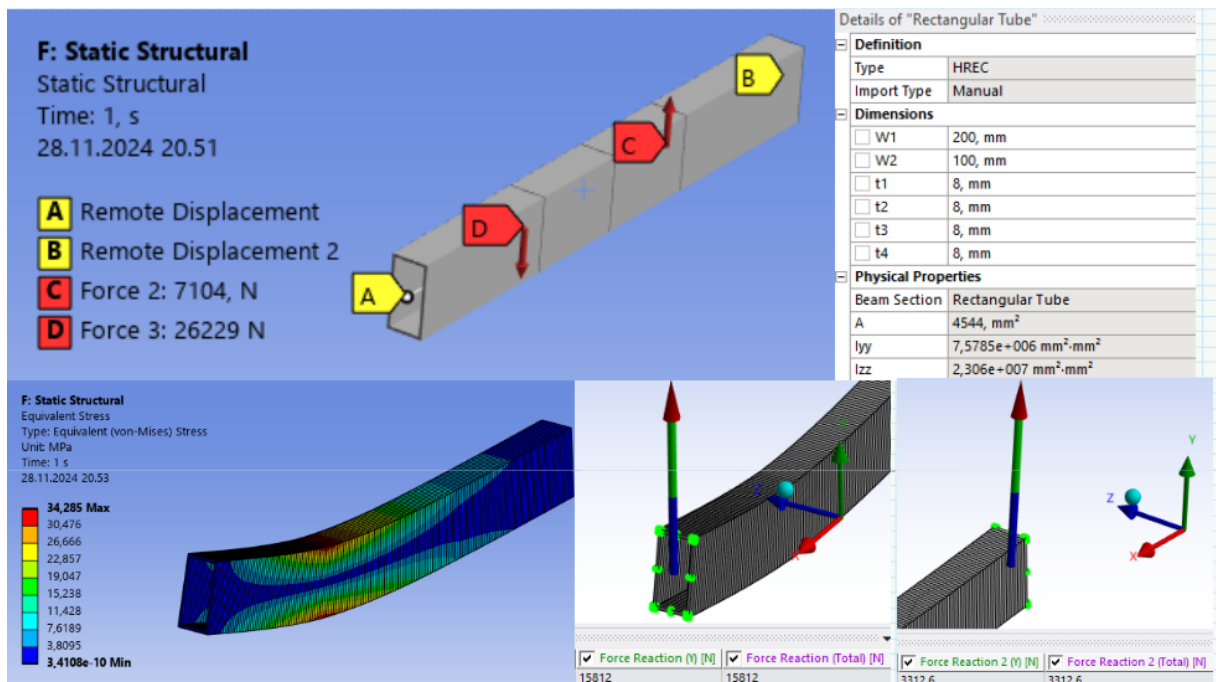
laskettiin palkkiin kohdistuva suurin normaalijännitys (σ). Laskun perusteella pitkät palkit kokisivat noin 35 MPa:n maksimijännityksen.

Kuva 31 Pitkien palkkien tukivoimien ja maksimijännityksen lasku



Pitkien palkkien kuormitustapaus simuloitiin vielä FEM:issä laskun varmistamiseksi (kuva 32). Pisteet A ja B (Remote Displacement) toimivat niveltukina palkille. Simulaation tulokset täsmäsivät käsin laskettuja tuloksia desimaalin tarkkuudella, joten tuloksia voidaan pitää erittäin luotettavina.

Kuva 32 Pitkän palkin FEM-analyysi ja sen tulokset



Kelkan runkorakenteen laskennassa yksinkertaistettiin rakenteeseen kohdistuvia kuormituksia muuttamalla kelkan jäykkään keskirakenteeseen kohdistuva pistemomentti voimapariksi. Laskennassa myös oletettiin, että jäykkään keskirakenteeseen kohdistuva pystysuuntainen voima jakautuu tasaisesti jokaiselle lyhyelle palkille.

Todellisuudessa kuormat eivät jakaudu näin tasaisesti lyhyiden palkkien välillä, koska ne ovat yhteydessä toisiinsa jäykän keskirakenteen ja sivuttaisliikkeen suuntaisten pitkien palkkien välityksellä. Palkit vaikuttavat toisiinsa näiden rakenteiden kautta. Todellisuudessa ylöspäin suuntautunut voima (F_2) vaikuttaa jäykän keskirakenteen kautta alaspäin suuntautuneeseen voimaan (F_1), jonka vaikutuksesta voiman suuruus on pienempi, kuin laskussa on oletettu, joka puolestaan lisää laskun varmuutta.

7.3 Ratapalkit

Ratapalkit ovat kaksi rinnakkain kulkevaa vaakatasoista pakkia. Palkkien päälle on kiinnitetty kiskot, joiden päällä kelkka liikkuu. Standardin SFS-EN 1993-6 + AC:2007 määrittää suunnitteluvaatimuksia, jotka kohdistuvat juuri ratapalkkeihin. Standardi määrittelee rajat ratapalkkien maksimi taipumalle pystysuunnassa ($L/600$). Ratapalkkien maksimipituus on

toimeksiantajan määrämänä 8.5 metriä. Ratapalkit suunniteltiin näiden edellä mainittujen suunnitteluvaatimuksien mukaan.

Ratapalkkeihin välittyvät kuormitukset kelkan teräspyörien välityksellä. Teräspyöriä on neljä kappaletta, yksi jokaisessa kelkan nurkassa. Kelkan (m_3) massaksi laskuissa oletettiin 600 kg. Yhteenlaskettu pystysuuntainen (F_{y3}) kuormitus ratapalkeille on noin 44150 Newtonia. Yhdelle pyörälle kohdistuva kuormitus (F_p) on noin 11000 Newtonia (kuva 33).

Kuva 33 Pyöräkuormien lasku

$m_1 := 3300 \text{ kg}$	$m_2 := 600 \text{ kg}$
$m_3 := 600 \text{ kg}$	$g = 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
$F_{y3} := (m_1 + m_2 + m_3) \cdot g = 44129.925 \text{ N}$	
$F_p := \frac{F_{y3}}{4} = 11032.481 \text{ N}$	

Yhdelle ratapalkille kohdistuu kahden pyörän pyöräkuormat. Pyörien etäisyys toisiinsa on 1.6 metriä. Syöttölaitteen sivuliikkeen aiheuttamien momenttikuormien takia ratapalkkeihin kohdistuvat pyöräkuormat eivät ole yhtä suuria toisiinsa nähden sivuliikkeen aikana. Tämän takia ratapalkkien mitoituksessa käytettiin kuormitustapausta, jossa kahden pyörän kuormitus kohdistuu yhdelle pyörälle (F_{2p}), ratapalkin keskelle.

Kuormien keskittäminen yhdelle pyörälle on myös raskaampi kuormitustapausta, kuin kuormien jakaminen kahdelle pyörälle 1.6 metrin etäisyydelle toisistaan. Tällä tavalla saavutettiin myös hieman suurempi varmuus ratapalkkien lujuuteen. Ratapalkit on tarkoitus tukea jäykästi pystysuuntaiseen tukirunkoon, mutta haluttiin, että ratapalkit olisi mahdollista asentaa olemassa oleviin rakenteisiin jäykästi, tai niveltuilla. Tästä syystä ratapalkeille laskettiin profiilit molemmille tuenoille. Laskussa (Kuva 34) laskettiin ratapalkkiprofiilin minimi neliömomentti (I) ratapalkkien pystysuuntaisen taipuman (f) maksimiarvolle ($L/600$).

Kuva 34 Ratapalkkien minimi profiilin lasku

$$F_{y3} := (m_1 + m_2 + m_3) \cdot g = 44129.925 \text{ N}$$

$$F_p := \frac{F_{y3}}{4} = 11032.481 \text{ N} \quad L := 8500 \text{ mm} \quad E := 200 \text{ GPa}$$

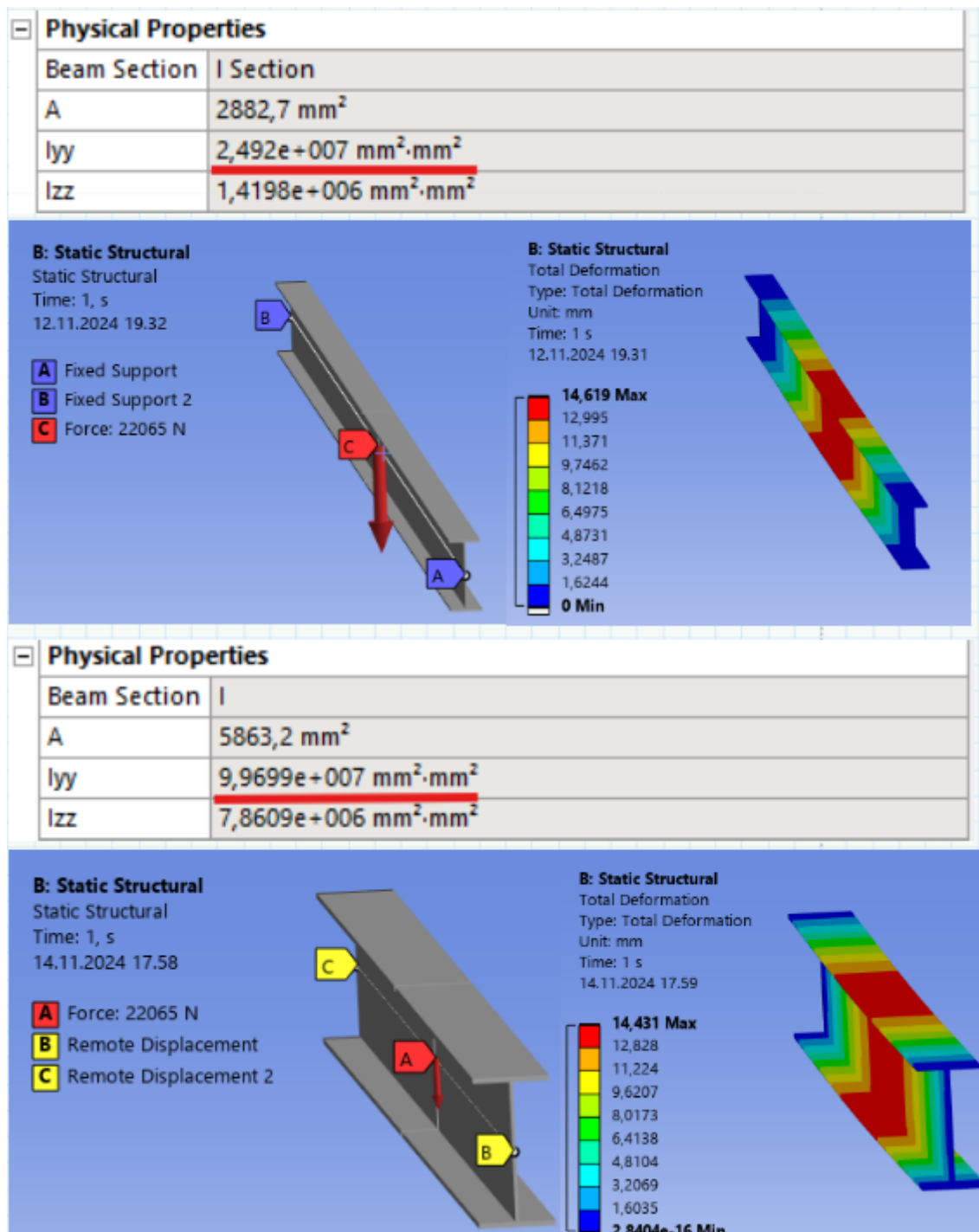
$$f := \frac{L}{600} = 14.167 \text{ mm} \quad F_{2p} := 2 \cdot F_p \quad I = ?$$

$$f = \frac{F_{2p} \cdot l^3}{192 \cdot E \cdot I_J} \rightarrow I_J := \frac{F_{2p} \cdot L^3}{192 \cdot E \cdot f} = (2.491 \cdot 10^7) \text{ mm}^4 \quad \text{Jäykkä tuenta}$$

$$f = \frac{F_{2p} \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_N} \rightarrow I_N := \frac{F_{2p} \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot f} = (9.964 \cdot 10^7) \text{ mm}^4 \quad \text{Nivel tuenta}$$

Laskun molemmat kuormitustapaukset vietiin FEM-simulaatioon (kuva 35). Ensimmäisessä tapauksessa palkki on jäykästi tuettu (Fixed Support) ja toisessa se on niveltuilla (Remote Displacement). Simulaatioissa käytettiin I-profiileja, jotka olivat erikseen mitoitettu vastaamaan laskun neliömomenttiarvoja. Simulaation tulokset heittävät noin 0.26–0.45 millimetriä käsin lasketusta tuloksesta. Vaikka laskun ja simulaation tuloksien välillä oli heittoa, oli heiton määrä niin pientä, että saadut tulokset voitiin pitää luotettavina.

Kuva 35 Ratapalkkien FEM-analyysin tulokset



Umapalkkeihin kohdistuvien pyöräkuormien vaihtelu on dynaamista kuormaa, joka otettiin laskuissa huomioon dynaamisella suurennuskertoimella. Pyöräkuormien vaihtelu johtuu syöttölaitteen sivuliikkeestä. Tämä liike on suoraan kytketty sivuliikkeen voimalähteeseen, joka otettaisiin huomioon 1.5 suurennuskertoimella laskuissa. Standardi SFS-EN 1991-3 + AC (2007) kuitenkin määrittää eri suurennuskertoimen pystykuormille. Dynaaminen suurennuskerroin ϕ_2 määrittyy nostoluokan (HC1-HC4) määrittämien arvojen ja

vakionostonopeuden perusteella (SFS-EN 1991-3 + AC (2007) S.36). Syöttölaite kuuluu nostoluokkaan HC4 ja vakionostonopeudeksi määritettiin 0.5 m/s. Suurennuskertoimen arvoksi saatiin tässä tapauksessa 1.54. Palkkien uudet minimissään vaaditut neliömomentit (I) ja taipumat (f) laskettiin dynaamisen suurennuskertoimen avulla (Kuva 36)

Kuva 36 Ratapalkkien lasku dynaamisella suurennuskertoimella

$$\begin{aligned}
 v_h &= \text{nostonopeus} & \text{HC4} & \rightarrow \beta_2, v_h \\
 \beta_2 &:= 0.68 & \varphi_{2\min} &:= 1.2 & v_h &:= \frac{3}{6} = 0.5 \\
 \varphi_2 &:= \varphi_{2\min} + \beta_2 \cdot v_h = 1.54 \\
 f &:= \frac{L}{600} & & \text{Jäykkä tuenta} \\
 I_J &:= \frac{F_{2p} \cdot L^3}{192 \cdot E \cdot f} \cdot \varphi_2 = (3.836 \cdot 10^7) \text{ mm}^4 & \rightarrow & f := \frac{F_{2p} \cdot L^3}{192 \cdot E \cdot I_J} = 9.199 \text{ mm} \\
 f &:= \frac{L}{600} & & \text{Nivel tuenta} \\
 I_N &:= \frac{F_{2p} \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot f} \cdot \varphi_2 = (1.534 \cdot 10^8) \text{ mm}^4 & \rightarrow & f := \frac{F_{2p} \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_N} = 9.199 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Uumapalkit tullaan valmistamaan standardikokoisista I-palkeista. Palkit molempiin kuormitustapauksiin valittiin taulukosta (Valtanen. 2019. S.835) laskuista saatujen minimi neliömomenttivaatimuksien mukaan. Palkkiprofiiliksi jäykästi tuettuun palkkiin valittiin IPE 240 profiili ja niveltuetuksi palkiksi valittiin IPE 360 profiili. Valituille profiileille laskettiin vielä taipumat (f) ja koska kyseessä on vaakasuuntaiset pitkät palkit, otettiin laskuihin mukaan myös palkkien omasta painosta aiheutuvat rasiukset (f_{m1} ja f_{m2}) (Kuva 37).

Kuva 37 Ratapalkkien maksimitaipumien lasku

$$f_{m1} = \frac{q_{240} \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I_{240}} \quad f_{m2} = \frac{5}{384} \cdot \frac{q_{360} \cdot L^4}{E \cdot I_{360}}$$

$$q_{240} := \frac{30.7 \cdot \text{kg} \cdot g}{1000 \text{ mm}} = 0.301 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad q_{360} := \frac{57.1 \cdot \text{kg} \cdot g}{1000 \text{ mm}} = 0.56 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Jäykkä tuenta + omapaino
 IPE 240 I-palkki $I_{240} := 3.89 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$

$$f := \frac{F_{2p} \cdot L^3}{192 \cdot E \cdot I_{240}} = 9.072 \text{ mm} \quad f_{m1} := \frac{q_{240} \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I_{240}} = 0.526 \text{ mm}$$

$$f + f_{m1} = 9.598 \text{ mm}$$

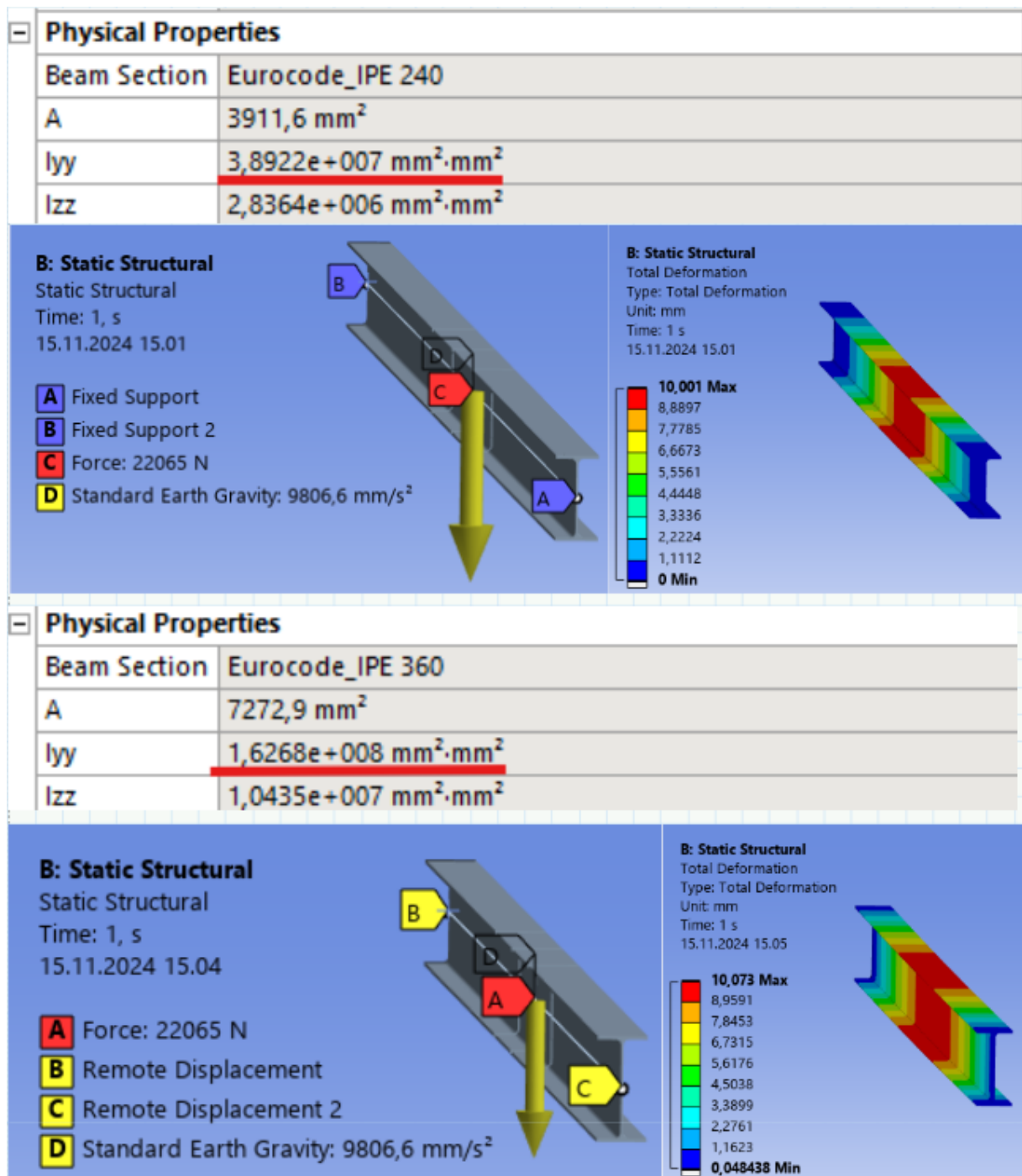
Nivel tuenta + omapaino
 IPE 360 I-palkki $I_{360} := 16.27 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$

$$f := \frac{F_{2p} \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_{360}} = 8.676 \text{ mm} \quad f_{m2} := \frac{5}{384} \cdot \frac{q_{360} \cdot L^4}{E \cdot I_{360}} = 1.17 \text{ mm}$$

$$f + f_{m2} = 9.845 \text{ mm}$$

Molemmat kuormitustapaukset simuloitiin FEM:ssä laskujen varmistamiseksi (Kuva 38). IPE 240 palkki oli tuettu jäykästi (Fixed Support) ja IPE 360 palkki oli niveltuilla (Remote Displcement). Tasaisen kuormituksen sijaan, palkkien omapaino otettiin huomioon määrittämällä maan painovoima simulaatioon (Standard Earth Gravity). FEM-simulaation tulokset heittivät taas lasketuista tuloksista noin 0.4–0.23 millimetriä, mutta ne vastasivat yhtä riittävällä tarkkuudella käsin laskettuja tuloksia, kuin edellisellä kerralla, joten tulokset voidaan todeta luotettaviksi.

Kuva 38 Ratapalkkien taipuman FEM-analyysin tulokset



Palkkien lopulliset maksimitaipumat menivät hieman yli dynaamisella suurennuskertoimella määritetystä 9.2 millimetristä. Tämä johtui siitä, että alkuperäisessä laskussa ei otettu vielä palkkien omapainoa huomioon, koska sitä ei tiedetty. On kuitenkin huomioitava, että palkkien kuormitustapaus, eli kahden pyörän kuormat keskitettynä yhdelle pyörälle lisäsi laskun varmuutta ennen sen aloitusta ja dynaamisen suurennuskertoimen laskemisessa käytetty vakionostonopeuden (v_h) arvo oli mitoitettu hieman yläkanttiin. Lisäksi ratapalkkien päälle

hitsataan rataakiskot, jotka vaikuttavat positiivisesti ratapalkkien lujuteen ja toimivat lisävarmuutena.

Syöttölaitteen rungon suunnittelun viimeisenä kohteena oli pystysuuntainen tukirunko. Sen suunnittelu oli kuitenkin viimeinen prioriteetti koska se olisi mahdollista korvata olemassa olevilla rakenteilla. Opinnäytetyö toteutettiin muiden työtehtävien ohella ja valitettavasti opinnäytetyön tekemiseen varatun ajanjakson aikana muut työtehtävät veivät liikaa aikaa. Tämän seurauksena pystysuuntaisen tukirungon suunnittelua ei toteutettu tässä opinnäytetyössä.

8 Yhteenveto ja pohdinta

Syöttölaitteen runkorakenteen suunnittelussa keskityttiin rakenteessa käytettävien palkkiprofiilien mitoittamiseen. Laskennassa rakenteiden kokemia kuormitustapauksia yksinkertaistettiin laskennan yksinkertaistamiseksi ja dynaamiset kuormat yksinkertaistettiin staattisiksi kuormiksi dynaamisilla suurennuskertoimilla. Kuormitustapauksien yksinkertaistamisessa täytyy kuitenkin huomioida, että yksinkertaistaminen voi tehdä laskusta varmemman, tai epävarmemman, joka puolestaan täytyy huomioida laskuissa.

Syöttölaitteen runkorakenteen suunnittelussa ja mitoituksessa päästiin asetettuihin tavoitteisiin. Vaikka mitoitus jäi yhden osan kohdalta tekemättä, toimeksiantajan kanssa sovitut prioriteettikohteet, eli nostopuomit, kelkka ja ratapalkit saatiin mitoitettua.

Opinnäytetyössä ei käsitelty rakenteiden liitoksia, mutta suunnittelijan on hyvä ymmärtää, että rakenteissa esiintyvät suurimmat jännityskeskittymät ovat useimmiten rakenteiden liitoskohdissa ja ne vaativat erillisen tarkastelun rakenteen kestämisen varmistamiseksi. Tämä on varsinkin tärkeää monimutkaisissa rakenteissa, jotka ovat monimutkaisesti kuormitettuja. Esimerkiksi syöttölaitteen kelkka vaatii erityistä jälkitarkastelua palkkirakenteen liitoskohtien osalta, koska kyseinen rakenne on kohtuullisen monimutkainen ja se kuormittuu monella eri tavalla. Rakenteelle on myös suoritettava tarkastelu väsymisen suhteen liitoksien laskennan jälkeen.

Lähteet

Bathe, K.J. 1996. Finite Element Procedures. New Jersey: Prentice-Hall, Inc.

Hietikko, E. 2024. Palkki: Lujuslaskennan perusteet. Helsinki: Books on Demand.

Jiang, W. 2019. Analysis and Design of Machine Elements. Singapore: John Wiley & Sons Ltd.

Salmi, T., Pajunen S. 2010 Lujusoppi. Tampere: Pressus.

Santaoja, K. 2018. Rasitusopin käsikirja. Helsinki: Taras.

SFS-EN 1991-3 + AC (2007) Eurokoodi 1. Rakenteiden kuormat. Osa 3: Nostureista ja muista koneista aiheutuvat kuormat. SFS Online.

SFS-EN 1993-6 + AC (2007) Eurokoodi 3. Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 6: Nosturia kannattavat rakenteet. SFS Online.

Tamtron. (2023). Lahti precision Oy muuttuu Tamtron Precision Oy:ksi.

https://tamtrongroup.com/fi/mfn_news/lahti-precision-oy-muuttuu-tamtron-precision-oyksi-ja-toimii-jatkossa-tamtron-brandin-alla/

Valtanen, E. 2019. Tekniikan taulukkokirja. Jyväskylä: Genesis-Kirjat Oy

