



**KUULAMYLLYN KUULIEN LISÄÄMISEEN TARKOITETUN LAITTEEN
SUUNNITTELU JA LUJUUSTEKNINEN MITOITUS**

**DESIGN AND STRENGTH DIMENSIONING OF A MACHINE FOR ADDING
BALLS TO A BALL MILL**

Lappeenrannan–Lahden teknillinen yliopisto LUT

Konetekniikan kandidaatintyö

2022

Jussi Rasila

Tarkastaja: TkT Kimmo Kerkkänen

TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan–Lahden teknillinen yliopisto LUT

LUT Energiajärjestelmät

Konetekniikka

Jussi Rasila

Kuulamylyn kuulien lisäämiseen tarkoitetun laitteen suunnittelu ja lujuustekninen mitoitus

Konetekniikan kandidaatintyö

2022

38 sivua, 7 kuvaa, 3 taulukkoa ja 3 liitettä

Tarkastaja: TkT Kimmo Kerkkänen

Avainsanat: Kuljetinsuunnittelu, lokerohihnakuljetin, kuulamyly, systemaattinen suunnittelu

Kuulamylyssä kuulat jauhavat aineksen hienoksi myllyn pyöriessä. Kuulat ovat kovalla kulutuksella, joten niitä pitää lisätä ja vaihtaa. Tässä työssä suunnitellaan laite, jolla saadaan kuulat lisättyä nopeasti ja turvallisesti. Menetelminä työssä käytetään systemaattista suunnittelua, analyyttisiä mitoitus- ja lujuuslaskuja sekä 3D-mallinnusta. Työssä ei huomioida sähkö- ja hydraulikkasuunnittelua eikä taloudellista puolta.

Suunnittelun perusteella työssä päädyttiin lokerohihnakuljettimeen, joka kuljettaa kuulat myllyn luukulle. Kuljetin suunniteltiin siirrettäväksi ja säädettäväksi, jotta sitä voidaan käyttää useammassa paikassa. 3D-mallin perusteella kuljetin toimii kahdessa kolmesta halutusta myllystä. Laskelmien perusteella kuljetin on myös aikaisempaa työtapaa nopeampi.

ABSTRACT

Lappeenranta–Lahti University of Technology LUT

School of Energy Systems

Mechanical Engineering

Jussi Rasila

Design and strength dimensioning of a machine for adding balls to a ball mill

Bachelor's thesis

2022

38 pages, 7 figures, 3 tables and 3 appendices

Examiner: D.Sc Kimmo Kerkkänen

Keywords: Conveyor design, sidewall belt conveyor, ball mill, systematic design

In a ball mill the balls grind the material fine as the mill spins. The balls wear a lot, so they need to be added and changed. In this study a machine is designed to add balls quickly and safely. Methods used in the study are systematic design, analytic sizing and strength calculations and 3D-modeling. Electric and hydraulic design as well as financial side are not taken into account.

Based on the design process a sidewall conveyor was chosen to transfer the balls to the mill hatch. The conveyor was designed to be movable and adjustable so it can be used in more than one mill. According to the 3D-model the conveyor works in two out of three desired mills. According to the calculations the conveyor is also faster than the previous method.

SYMBOLILUETTELO

Roomalaiset

A	rakenneosan voiman suhteen kohtisuora pinta-ala	[mm ²]
a_{ar}	alarullajako	[m]
a_{kol}	kolajako	[m]
A_{tappi}	tapin poikkileikkauksen pinta-ala	[mm ²]
A_{uuma}	palkin uuman leikkauspinta-ala	[mm ²]
a_{yr}	ylärullajako	[m]
B	hihnan leveys	[mm]
b_{kiila}	akselikiilan leveys	[mm]
b_{lok}	lokeron leveys	[mm]
d_{vet}	vetorummun akselin halkaisija	[mm]
E	materiaalin kimmomoduli	[MPa]
F_1	vetorummun saapuvan hihnan hihnavoima	[N]
F_2	vetorummun lähtevän hihnan hihnavoima	[N]
F_3	taittopään tulevan ja lähtevän hihnan hihnavoima	[N]
F_{ar}	alarullien kuormitus	[N]
F_{AT}	kiinnitystavasta riippuva väsymisluokka	[MPa]
F_k	rummun kehävoima	[N]
F_{norm}	maksimionormaalijännitys	[N]
F_{syl}	syntierin tuottama voima	[N]
f_u	materiaalin vetomurtolujuus	[MPa]
F_v	hihnan kiristysvoima	[N]

F_{wa}	paluuhihnan ja -rullien vastusvoima	[N]
F_{yr}	ylärullien kuormitus	[N]
G_1	hihnan ja liikkuvien osien massa pituusyksikköä kohti	[kg/m]
G_2	kuljetettavan tavaran massa pituusyksikköä kohti	[kg/m]
G_h	hihnan massa pituusyksikköä kohti	[kg/m]
G_{ar}	alarullan massa	[kg]
G_{yr}	ylärullan massa	[kg]
H	kuljettimen nostokorkeus	[m]
h_{kol}	kolan korkeus	[m]
I_{kiila}	akselikiilan minimipituus	[mm]
I_{syl}	sylinterin männän taivutusjäyhyys	[mm ⁴]
L	vaakasuora matka	[m]
l_{hih}	hihnan pituus	[m]
L_{syl}	sylinterin iskun pituus	[mm]
M	momentin ääriarvo	[Nmm]
M_t	vaihdemoottorin momenttituesta aiheutuva momentti	[MPa]
M_v	vaihdemoottorin vääntöteho	[Nmm]
P_1	vaadittu teho vaakasuorassa siirrossa	[W]
P_2	vaadittu teho pystysuorassa siirrossa	[W]
P_k	vaadittu kokonaisteho	[W]
P_m	moottorilta vaadittu teho	[W]
p_{sall}	kiilateräksen sallittu pintapaine	[MPa]
Q_m	hihnan kapasiteetti	[t/h]
Q_v	hihnan kapasiteetti	[m ³ /h]

R_{tai}	taittorummun resultanttivoima	[N]
R_{vet}	vetorummun resultanttivoima	[N]
t_1	akselikiilauran syvyys akselissa	[mm]
t_2	akselikiilauran syvyys navassa	[mm]
v	kuljettimen hihnan nopeus	[m/s]
V_{leik}	suurin leikkausvoima	[N]
W_{palkki}	runkopalkilta vaadittu jäyhyysmomentti	[mm ³]
W_t	kuljetinrummun akselin taivutusvastus	[mm ³]
W_v	vetorummun akselin vääntövastus	[mm ³]

Kreikkalaiset

α	kuljettimen nousukulma	[°]
α_{vet}	hihnan ja vetorummun kosketuskulma	[rad]
β	kuljetettavan materiaalin vierintäkulma	[°]
$\Delta\sigma$	rakenteen jännitysvaihtelu	[MPa]
σ_i	vetorummun akselin yhdistetyt jännitykset	[MPa]
σ_{mat}	materiaalin myötölujuus	[MPa]
σ_t	kuljetinrumpujen akselien taivutusjännitys	[MPa]
σ_v	hihnan suurin vetojännitys	[N/mm]
σ_{\perp}	hitsin a-mittaa vastaan kohtisuora normaalijännitys	[MPa]
τ_{kiila}	kiilateräksen sallittu leikkausjännitys	[MPa]
τ_{mat}	materiaalin leikkausmyötölujuus	[MPa]
τ_v	vetorummun akselin vääntöjännitys	[MPa]
τ_{\perp}	hitsiä vastaan kohtisuora leikkausjännitys	[MPa]

$\tau_{||}$ hitsin suuntainen leikkausjännitys [MPa]

Vakiot

e Neperin luku 2,718

g painovoimakiihtyvyys 9,81 m/s

Dimensiottomat luvut

f_a käyttöaikakerroin

f_L pituuskorjauskerroin

K sylinterin päiden kiinnitystavasta riippuva kerroin

m S-N-käyrän kulmakerroin

n rakenteen varmuuskerroin

β_w teräslajista riippuva kerroin

γ_{M2} hitsausliitoksen standardinmukainen osavarmuusluku

η_{mot} vaihdemoottorin hyötysuhde

μ_2 vierintävastuskerroin

η_{mot} vaihdemoottorin hyötysuhde

μ_{rul} paluurullien vierintäkitka

μ_{vet} vetorummun pintamateriaalin kitkakerroin

Sisällysluettelo

Tiivistelmä

Abstract

Symboliluettelo

1	Johdanto.....	10
1.1	Työn tausta	10
1.2	Työn tavoitteet, kysymykset ja rajaukset	11
2	Työn teoria.....	12
2.1	Systemaattinen suunnittelu.....	14
2.2	Kuljetinkomponenttien mitoitus.....	15
2.3	Lujuustekninen mitoitus.....	19
2.3.1	Rungon mitoitus.....	20
2.3.2	Liitosten ja sylinterien mitoitus	20
2.4	3D-mallinnus.....	22
3	Tulokset	23
3.1	Vaatimuslista ja ratkaisuperiaatteet.....	23
3.2	Kuljettimen komponenttien mitoitus.....	25
3.3	Rungon osien mitoitus ja valinta.....	27
3.4	Laitteen mallinnus ja hienosäätö.....	30
4	Analyysi.....	33
4.1	Keskeisten tuloksien analysointi	33
4.2	Virhetarkastelu ja tulosten yleistettävyys.....	33
4.3	Tutkimuksen uutuusarvo, reliabiliteetti ja validiteetti	34
4.4	Jatkotutkimusaiheet.....	34
5	Yhteenveto.....	36
	Lähteet	37

Liitteet

Liite 1. Kuljetinkomponenttien mitoitus

Liite 2. Lujuuslaskelmat

Liite 3. Toimintorakenne

1 Johdanto

Sementtiä käytetään paljon suomalaisessa rakentamisessa. Sementin reagoiessa veden kanssa muodostuu betonia, josta tehdään esimerkiksi talojen perustuksia, kerrostaloja ja siltoja. Suomen ainoana sementinvalmistajana Finnsementti Oy tuottaa Lappeenrannan ja Paraisten tehtaillaan valtaosan Suomessa käytettävästä sementistä. Lappeenrannan tehdas on tuottanut sementtiä jo vuodesta 1938 asti (Finnsementti). Tämän jälkeen laitteet ovat uudistuneet ja parantuneet, mutta osa tehtaan töistä tehdään edelleen samoin kuin alkuaikoina. Tämä työ keskittyy yhden tehtaan vaarallisen ja aikaa vievän työn, kuulien lisäämisen, helpottamiseen ja nopeuttamiseen.

1.1 Työn tausta

Sementin valmistuksessa keskeisessä osassa ovat raakajauhe- ja sementtimyllyt, jotka sekoittavat ja jauhavat syötetyt, karkeat raaka-aineet hienoksi jauhoksi. Myllyt tekevät tämän kuulilla, jotka myllyn pyöriessä liikkuvat ja jauhavat materiaalin hienoksi. Kuulat ovat pyöriessään kovalla kulutuksella, minkä vuoksi niitä tulee lisätä ja vaihtaa säännöllisesti. Kuulien lisääminen on pitkään tehty nosturilla tai trukilla, ja se vaatii varovaisuutta, alueen eristämisen sekä paljon työtunteja. Kuvassa 1 on esitetty kuulienlisäystapa raakajauhemyllyyn. Varovaisuudesta huolimatta työssä käy aika ajoin tapaturmia, joista viimeisin sattui keväällä 2022 työntekijän jalan jäätyä kuulatynnyrin kyljen ja kävelytason väliin tynnyrin heilahdettua sivusuunnassa. Finnsementti Oy on etsinyt kuulien lisäämiseen parempaa tapaa. Tässä työssä suunnitellaan ja mitoitetaan laite, jolla työ voidaan tehdä turvallisemmin ja kustannustehokkaammin. Työssä käytetään tutkimusmetodeina systemaattista tuotesuunnittelua, 3D-mallinnusta ja analyttisiä mitoitus- ja lujuuslaskelmia.



Kuva 1. Kuulien lisäys trukilla

1.2 Työn tavoitteet, kysymykset ja rajaukset

Työssä suunnitellaan laite ratkaisuna monella tavalla ongelmalliseen työtapaan. Näin ollen voidaan sanoa, että työn tavoitteena on saada aikaan turvallinen, toimiva ja kestävä ratkaisu sementtimylyn kuulien lisäämiseksi, joka olisi myös nykyistä tapaa nopeampi. Alla olevat tutkimuskysymykset liittyvät työn suurimpiin ongelmiin eli laitteen rakenteeseen sekä lujuteen.

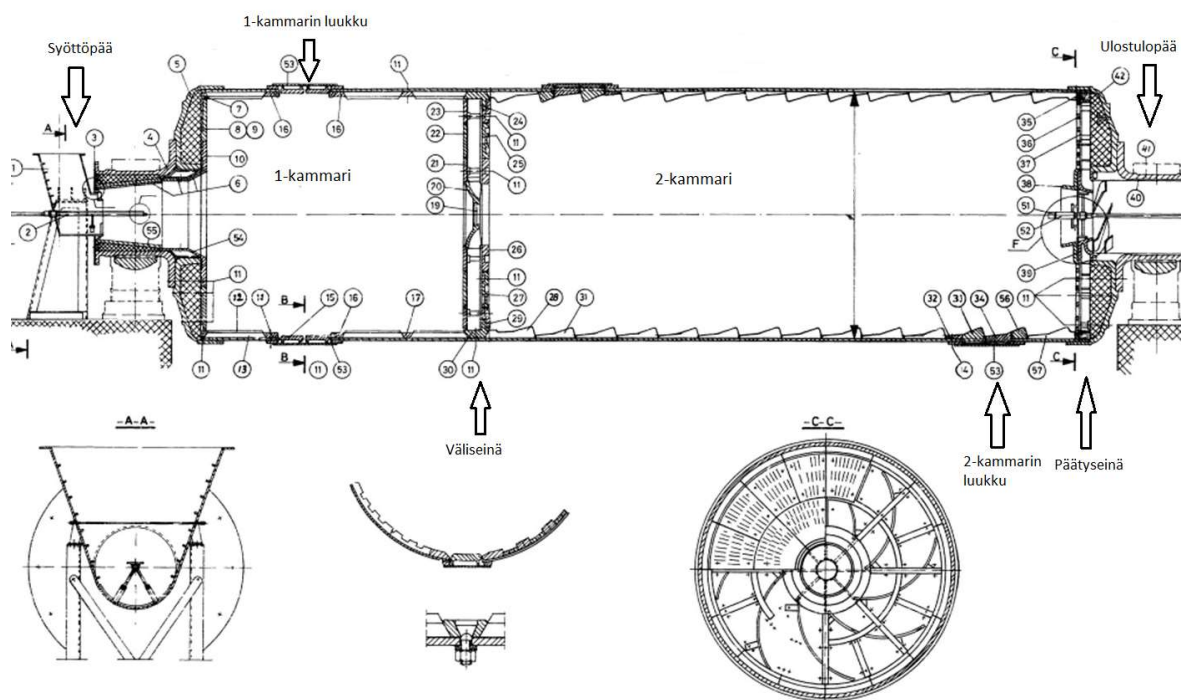
- Miten laite kannattaa toteuttaa, jotta sekä tuottavuus että turvallisuus paranevat?
- Miten laite on mitoitettava, että se kestää siihen kohdistuvat rasituksen sen elinkaaren aikana?

Työssä keskitytään laitteen suunnitteluun konetekniikan näkökulmasta. Näin ollen suunnittelusta jätetään pois sähkösuunnittelu, kuten sähkökytkennät ja -laittevalinnat. Työssä ei myöskään tarkastella hydraulikkajärjestelmän suunnittelua hydraulisylintereiden lisäksi. Lisäksi taloudellinen tarkastelu jätetään huomiotta. Yhtiön on tarkoitus teettää tai tilata laitteen osat laitevalmistajalta työn tulosten perusteella. Lisäksi laite kootaan tehtaalla urakoitsijoiden tai oman henkilöstön toimesta. Laitteen käytännön valmistusta ja testikäyttöä ei sisällytetä työhön.

2 Työn teoria

Sementtiä tuotetaan jauhamalla raaka-aineet, kuten kalkkikivi, raakajauhemyllyssä jauheeksi, joka kuumennetaan syklonitornissa ja edelleen uunissa sementtiklinkkeriksi. Tästä soraa muistuttavasta klinkkeristä jauhetaan sementtimyllyissä rakennussementtiä lisäämällä siihen seosaineita ja kipsiä. (Finnsementti.)

Raakajauhe sekä sementti jauhetaan vaakatasossa olevissa, sylinterin muotoisissa kuulamyllyissä pyörittämällä myllyä akselinsa ympäri. Sisällä olevat kovametallikuulat jauhavat ja sekoittavat syötetyn raaka-aineen hienoksi jauhoksi iskeytyessään toisiaan ja raaka-ainetta vasten. Myllyissä on kaksi kammiota: ensimmäisessä kammiossa halkaisijaltaan 50–100 mm olevat kuulat jauhavat karkean raaka-aineen hienommaksi. Tämän jälkeen jauho kulkeutuu toiseen kammioon väliseinässä olevien rakojen läpi, jossa läpimitaltaan 20–50 mm olevat kuulat jauhavat jauhon hienoksi. (Glumerus 2022a.) Samaa tekniikkaa hyödynnetään sekä raakajauheen että sementin jauhamisessa. Sementtimylly 4:n kammiot on esitetty kuvassa 2.



Kuva 2. SM4 kokoonpanokuva (mukaiillen: Glumerus 2022b)

Kuulien iskeytyessä toisiaan, raaka-aineita sekä myllyn seinämiä vasten ne kuluvat käytön aikana. Tämän vuoksi kuulia pitää sekä lisätä että vaihtaa säännöllisesti. Vuosihuollossa myllyt tyhjenetään kuulista, jonka jälkeen kuulat seulotaan. Huollon lopuksi laitetaan sopivan kokoiset, seulotut kuulat takaisin myllyyn. Yhdessä myllyssä on kuulia koosta riippuen 75 000–140 000 kg (Glumerus 2022a), joten kuulien lisäämiseen käytetty aika on suuri. Lisäksi säännöllisin väliajoin mylly pysäytetään kuulien lisäystä sekä muita huolto-toimenpiteitä varten.

Nykyinen kuulien lisäämisen työtapo riippuu kyseessä olevasta myllystä. Raakajauhemyllyyn lisätään kuulia asentamalla myllyn luokkuun suppilo, johon kuulat kaadetaan tynnyristä trukilla, jossa on tarkoitukseen soveltuvat tynnyripiikit. Työn vaarallisuus johtuu suppilon korkeudesta: jotta suppiloon voidaan kaataa, tynnyri tulee nostaa lähes trukin maksimikorkeuteen, jossa se kaadetaan. Mikäli kuula ei osu suppiloon, se tippuu alas lähelle trukkia. Työssä on esimerkiksi sattunut tapaturma, jossa kuula tippui trukinkuljettajan käden päälle käden ollessa trukin ikkunan ulkopuolella. Lisäksi työssä on tippunut kokonaisia kuulatynnyreitä niiden irrotessa trukin otteesta. Työssä suunniteltavan laitteen tavoite on estää tällaiset tapaturmat.

Kuulien lisääminen sementtimyllyihin eroaa raakajauhemyllyyn lisäämisestä. Sementtimyllyihin kuulat lisätään nostamalla kuulatynnyrit nosturilla myllyn päälle, jossa ne kaadetaan nosturin avulla luokulla olevaan suppiloon. Tässä työtavassa on riskinä korkeat ja pitkät nostot sekä tynnyrien käsittely myllyn päällä. Käsittelyssä tarvitaan nosturin lisäksi lihasvoimia, jotta tynnyri ei luiskahda suppilon kauluksesta pois.

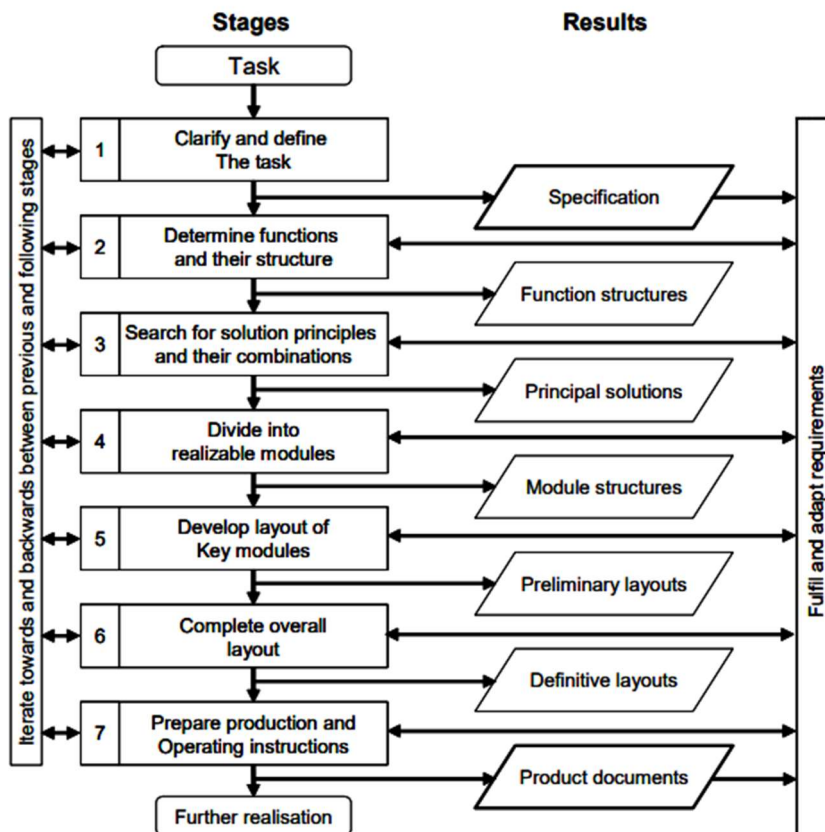
Käytettävät työtavat ovat paitsi vaarallisia, myös hitaita. Kuulien laittamiseen varataan aikaa vuosihuollossa noin 72 tuntia. Työ valmistuu kuitenkin yleensä hieman tätä nopeammin, mikäli se sujuu suunnitellusti. (Glumerus 2022a.) Laitteen suunnittelussa tuleekin ottaa huomioon turvallisuustekijöiden lisäksi myös sen nopeus työssä. Laitteen tulee säästää käytettyjä työtunteja, ja näin ollen nopeuttaa tuotannon uudelleen käynnistämistä sekä säästää yhtiön palkkakuluissa. Glumeruksen (2022a) mukaan laitteella tulee tämän saavuttamiseksi pystyä lisäämään kuulia vähintään 3000–6000 kg tunnissa.

Työssä käytetään suunnittelun apuna kirjallisuutta. Suunnittelussa tutustutaan aluksi vastaaviin teoksiin liittyen kuljetinsuunnitteluun, ja suunnittelun edetessä tutustutaan kunkin suunnittelun osa-alueen kirjallisuuteen. Suuressa osassa kirjallisuutta ovat valmistajien

tuotekuvastot, joista valitaan tarkoituksenmukaiset tuotteet ja selvitetään niiden mitat ja ominaisuudet. Lujuustarkastelussa hyödynnetään eurooppalaista Eurocode 3 -standardisarjaa, joka käsittelee teräsrakenteiden suunnittelua. Lisäksi käytetään statiikan ja lujuusopin yhtälöitä.

2.1 Systemaattinen suunnittelu

Työn tarkoituksena on suunnitella laite, joten systemaattinen suunnittelu muodostaa työn rungon. Suunnittelu etenee mukailien VDI 2221 -suunnitteluohjetta. VDI 2221 on vuodesta 1993 käytössä ollut suunnitteluohje, joka kehitettiin aikaisemman ohjeen pohjalta parantamaan suunnittelun systemaattisuutta ja tuottavuutta. Ohje antaa yleiset menetöt tekniseen suunnitteluun hyödyntäen ongelmanratkaisua ja systeemitekniikkaa. (Jänsch & Birkhofer 2006, s. 49.) Suunnittelun rakenne etenee suunnitteluohjeessa asteittain: Ongelmanmäärittäksen ja vaatimusten kokoamisen jälkeen suunnitellaan toimintoperiaatetta ja osatoimintoja ja näiden ratkaisuja. Parhaat ratkaisut valitaan, jonka jälkeen suunnitellaan aluksi tarkemmin tärkeimmät osat tuotteesta. Kun koko tuote on suunniteltu, tuotetta tarkastellaan kriittisesti tuotannollisista ja taloudellisista näkökulmista sekä parannetaan tarkastelun pohjalta. Lopuksi tuotteesta tehdään tarvittavat dokumentit valmistusta sekä esimerkiksi huoltoa varten. VDI 2221 -suunnitteluohjeen asteet on esitetty kuvassa 3.

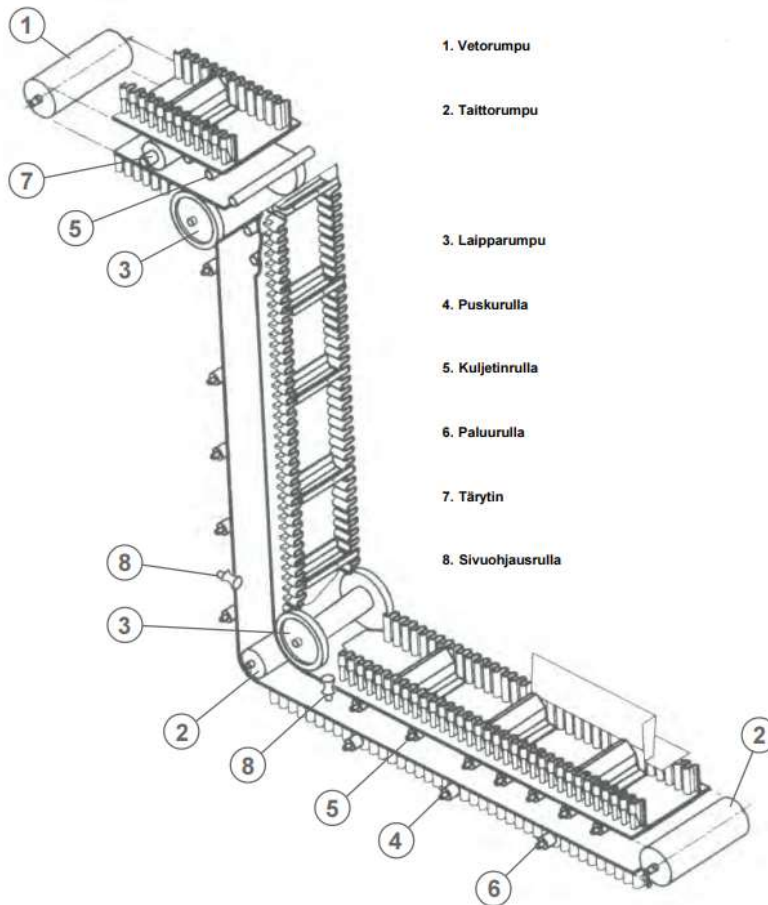


Kuva 3. VDI 2221 -suunnitteluohjeen askeleet (mukaillen: Jänsch & Birkhofer 2006, s. 49)

2.2 Kuljetinkomponenttien mitoitus

Hihnakuljettimessa on monia komponentteja, jotka tulee mitoittaa kuljetettavan materiaalin ja kuljettimen kapasiteetin mukaisesti. Mitoituksen aluksi tulee selvittää tarvittavat tiedot materiaalista sekä kuljetustarpeesta, kuten materiaalin paino ja vierintäkulma sekä haluttu materiaalivevirta. Tämän jälkeen voidaan mitoittaa kuljetinrullat, joiden päällä hihna kulkee sekä moottorilta vaadittava teho. Kuljetinhihnan lujuus sekä kuljetinrummut, joiden ympäri hihna taittuu, mitoitetaan vaaditun tehon perusteella. Tärkeimmät kuljetinrummut ovat vetorumpu sekä taittorumpu. Moottori pyörittää vetorumpua, joka siirtää moottorin voiman hihnalle. Taittorumpu nimensä mukaisesti taittaa hihnaa, jotta hihnan suuntaa voidaan vaihtaa. Lisäksi taittorummulla useimmiten kiristetään hihna haluttuun tiukkuuteen, jotta hihna ei luista vetorummulla. Kuljettimen päät on yleisesti nimetty rumpujen mukaan: Vetorumpu on kuljettimen vetopäässä ja taittorumpu taittopäässä. Lisäksi kuljettimessa voi

olla veto- ja taittopään välillä muita taitto- tai laipparumpuja, jotka muuttavat hihnan kulmaa. Eri kuljetinkomponentit lokerohihnalle on esitetty kuvassa 4.



Kuva 4. Lokerohihnan komponentit (mukaillen: Roxon 2018, s. 193)

Komponentit mitoitetaan hyödyntämällä kuljetinvalmistaja Roxonin tuotekuvastoa sekä Koiviston (2017) Kuljetintekniikka-teoksen ohjeita. Hihnan kapasiteetti Q_v [m³/h] saadaan yhtälöllä

$$Q_v = 3600 b_{lok} h_{kol}^2 \tan(90^\circ - \alpha + \beta) \frac{v}{2a_{kol}} \quad (1)$$

jossa b_{lok} on lokeron leveys [m], h_{kol} kolan korkeus [m], α kuljettimen nousukulma [°], β kuljetettavan materiaalin vierintäkulma [°], v kuljettimen hihnan nopeus [m/s] ja a_{kol} kola-jako [m].

Massakuljetinrullien mitoitus tehdään erikseen ylä- ja alarullille, sillä alarullille tulee vain kuljettimen omat kuormitukset, kun taas ylärullat kantavat myös kuljetettavan materiaalin. Rullien kuormitukset saadaan kaavoilla

$$F_{yr} = ga_{yr} \left(\frac{Q_m}{3,6 * v} + G_h \right) + gG_{yr} \quad (2)$$

$$F_{ar} = ga_{ar}G_h + gG_{ar} \quad (3)$$

joissa F_{yr} on ylärullien kuormitus [N] ja F_{ar} alarullien kuormitus [N]. Kaavoissa g on putoamiskiihtyvyys [m/s^2], a_{yr} ylärullajako [m], Q_m kapasiteetti [t/h], G_h hihnan massa pituusyksikköä kohti [kg/m], G_{yr} ylärullan massa [kg], a_{ar} alarullajako [m] ja G_{ar} alarullan massa [kg].

Kuljettimen moottoritehon selvittämiseksi tulee laskea tarvittava teho kuorman siirtämiseen vaaka- ja pystysuunnassa. Vaadittu teho vaakasuorassa siirrossa P_1 [W] saadaan yhtälöllä

$$P_1 = \mu_2 f_L g L (G_1 + G_2) v \quad (4)$$

jossa μ_2 on vierintävastuskerroin, f_L pituuskorjauskerroin, L vaakasuora matka [m], G_2 kuljetettavan materiaalin massa pituusyksikköä kohti [kg/m].

Yhtälössä 4 G_1 on hihnan ja liikkuvien osien massa pituusyksikköä kohti [kg/m], joka saadaan yhtälöllä

$$G_1 = 2G_h + G_{yr} + G_{ar} \quad (5)$$

Vaadittavan kokonaistehon selvittämiseksi lasketaan myös kuorman nousun vaatima teho P_2 [W] yhtälöllä

$$P_2 = gHG_2v \quad (6)$$

jossa H on kuljettimen nostokorkeus [m]. Tehot P_1 ja P_2 yhteen laskemalla saadaan kokonaisteho P_k [W], josta lasketaan moottorilta vaadittava teho P_m [W] yhtälöllä

$$P_m = \frac{f_a P_k}{\eta_{mot}} \quad (7)$$

jossa f_a on käyttöaika kerroin ja η_{mot} vaihdemoottorin hyötysuhde.

Hihnavoimat veto- ja taittopäissä lasketaan hihnan kiristysvoiman selvittämiseksi sekä rumpujen mitoittamiseksi. Vetopään hihnavoimat saadaan kaavoilla

$$F_k = \frac{P_k}{v} \quad (8)$$

$$F_2 = \frac{F_k}{e^{\mu_{vet}\alpha_{vet}} - 1} \quad (9)$$

$$F_1 = F_2 + F_k \quad (10)$$

joissa F_k on rummun kehävoima [N], F_2 lähtevän hihnan hihnavoima [N], e Neperin luku, μ_{vet} vetorummun pintamateriaalin kitkakerroin, α_{vet} hihnan ja rummun kosketuskulma [rad] ja F_1 saapuvan hihnan hihnavoima [N].

Hihnavoimat taittopäissä saadaan kaavoilla

$$F_{wa} = \mu_{rul} f_L g l_{hih} (G_h + G_{ar}) \quad (11)$$

$$F_3 = F_2 + F_{wa} \quad (12)$$

joissa F_{wa} on paluuhihnan ja -rullien vastusvoima [N], μ_{rul} paluurullien vierintäkitka, l_{hih} hihnan pituus [m] ja F_3 taittopään tulevan ja lähtevän hihnan hihnavoima [N]. Voiman F_3 avulla saadaan tarvittava hihnan kiristysvoima F_v [N] yhtälöllä

$$F_v = 2F_3 \quad (13)$$

Vetorummun akselilla vaikuttaa staattinen vääntöjännitys sekä vaihtuva taivutusjännitys ja taittorummulla vaihtuva taivutusjännitys. Vetorummun akselin vääntöjännitys τ_v [MPa] saadaan yhtälöllä

$$\tau_v = \frac{M_v}{W_v} \quad (14)$$

jossa M_v on vaihdemoottorin vääntöteho [Nmm] ja W_v akselin vääntövastus [mm³]. Vastaavasti taivutusjännitys σ_t [MPa] saadaan yhtälöllä

$$\sigma_t = \frac{M_t}{W_t} \quad (15)$$

jossa M_t on vaihdemoottorin momenttituen sijainnin akselille aiheuttama taivutusmomentti [MPa] ja W_t akselin taivutusvastus [mm³]. Vääntö- ja taivutusjännitykset yhdistetään yhtälöllä

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_t^2 + 4\tau_v^2}. \quad (16)$$

Taittorummun taivutusjännitys saadaan yhtälöllä 15, käyttämällä M_t arvona kiristysvoimasta F_v johtuvaa momenttia. (Koivisto 2017, s. 213.)

Vaihdemoottori siirtää väännön vetorummulle akselikiilan kautta. Kiilan koko valitaan standardin SFS 2636 (1971, s. 1–2) mukaisesti. Kiilan minimipituus I_{kiila} [mm] lasketaan navan ja akselin sallitun pintapaineen sekä kiilan leikkauksen perusteella, kaavoilla

$$I_{kiila_{npin}} = 2 \frac{M_v}{p_{sall} t_2 (d_{vet} - t_2)} + b_{kiila} \quad (17)$$

$$I_{kiila_{apin}} = 2 \frac{M_v}{p_{sall} t_1 (d_{vet} - t_1)} + b_{kiila} \quad (18)$$

$$I_{kiila_{lei}} = 2 \frac{M_v}{\tau_{kiila} b_{kiila} d_{vet}} + b_{kiila} \quad (19)$$

joissa p_{sall} on materiaalin sallittu pintapaine [MPa], t_2 kiilauran syvyys navassa [mm], t_1 kiilauran syvyys akselissa [mm], d_{vet} vetorummun akselin halkaisija [mm], τ_{kiila} materiaalin sallittu leikkausjännitys [MPa] ja b_{kiila} kiilan leveys [mm].

Veto- ja taittorumpujen laakerointien kesto tarkastetaan laakerille kohdistuvien resultanttivoimien avulla. Resultanttivoimat saadaan yhdistämällä x- ja y-akselien suuntaiset voimat. Vetorummulla x-suuntaisia voimia ovat hihnavoimat sekä väännön aiheuttama voima. Y-suuntaiset voimat koostuvat rummun ja vaihdemoottorin painosta. Vastaavasti taittorummun x- ja y-suuntaisia voimia ovat kiristysvoima ja rummun painovoima.

2.3 Lujuustekninen mitoitus

Rakenteita suunnitellessa tulee suunniteltu rakenne mitoittaa kestäväksi sille tulevat kuormat. Rakenne tulee mitoittaa paitsi rakenneosien, kuten palkkien lisäksi myös liitosten osalta.

2.3.1 Rungon mitoitus

Kuljetinrunko mitoitetaan lujuusopin ja statiikan mukaisesti, tarkastellen normaalivoimaa, leikkausta sekä taivutusta. Tukivoimat N_1 ja N_2 ratkaistaan voima- ja momenttitasapaino-periaatteilla. Tukivoimien avulla tehdään momenttijakauma palkille, jonka avulla saadaan ratkaistua suurin ja pienin taivutusmomentti. Taivutusmomentin ääriarvon avulla lasketaan runkopalkilta tarvittava jäyhyysmomentti yhtälöllä

$$\sigma_{mat} = \frac{nM}{W_{palkki}} \quad (20)$$

jossa σ_{mat} on materiaalin myötölujuus [MPa], n rakenteen varmuuskerroin, M momentin ääriarvo [Nmm] ja W_{palkki} palkilta vaadittu jäyhyysmomentti [mm³].

Palkin jäyhyysmomentin selvittämisen jälkeen palkin kestävyys taivutuksen suhteen tarkistetaan, palkin omamassa huomioon ottaen. Palkin leikkauskestävyys tarkistetaan yhtälöllä

$$\tau_{mat} \geq 1.5n \frac{V_{leik}}{A_{uuma}} \quad (21)$$

jossa τ_{mat} on materiaalin leikkausmyötölujuus [MPa], V_{leik} suurin leikkausvoima [N] ja A_{uuma} palkin uuman leikkauspinta-ala [mm²]. Yhtälössä palkin uuman oletetaan kantavan leikkauksen.

Rungolle tulee myös normaalisuuntaista jännitystä. Palkin kestävyys voidaan normaalijännityksen alaisena laskea yhtälöllä

$$\sigma_{mat} \geq \frac{F_{norm}}{A} \quad (22)$$

jossa F_{norm} on maksiminormaalijännitys [N] ja A rakenneosan voiman suhteen kohtisuora pinta-ala [mm²].

2.3.2 Liitosten ja sylinterien mitoitus

Hitsaaminen on yleinen liitosmenetelmä, jossa kappaleet liitetään yhteen lämmön avulla. Hitsien mitoitus toteutetaan laskemalla hitsille a-mitta. A-mitta on hitsin sisään piirrettävän

kolmion korkeus, joka määritetään laskemalla hitsiin suuntautuvat normaali- ja leikkausjännitykset (SFS-EN 1993-1-8 2005, s. 45). Pienahitsin tulee standardin SFS-EN 1993-1-8 (2005) mukaan täyttää seuraavat ehdot:

$$\sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{M2}} \quad (23)$$

$$\sigma_{\perp} \leq 0,9 \frac{f_u}{\gamma_{M2}} \quad (24)$$

Yhtälöissä σ_{\perp} on hitsin a-mitan pintaa vastaan kohtisuora normaalijännitys [MPa], τ_{\perp} hitsiä vastaan kohtisuora leikkausjännitys [MPa], τ_{\parallel} hitsin suuntainen leikkausjännitys [MPa], f_u materiaalin vetomurtolujuus [MPa], β_w teräslajista riippuva kerroin ja γ_{M2} hitsausliitoksen standardinmukainen osavarmuusluku.

Hitsit tarkistetaan myös väsymisen näkökulmasta standardin SFS-EN 1993-1-9 (2005) mukaisesti. Rakenteen kestoikä N_f saadaan yhtälöllä

$$\Delta\sigma^m N_f = FAT^{m2} * 10^6 \quad (25)$$

jossa $\Delta\sigma$ on rakenteen jännitysvaihtelu [MPa] ja FAT kiinnitystavasta riippuva väsymisluokka [MPa]. Yhtälö on johdettu teräksen S-N-käyrästä, jonka kulmakerroin m on alle 5 miljoonalla kuormituskerralla 3 (SFS-EN 1993-1-9 2005, s. 15).

Liike laitteelle saadaan sylinterien avulla. Sylinterit mitoitetaan normaalijännityksen sekä mahdollisen nurjahduksen mukaan. Normaalijännitys huomioidaan yhtälöllä 22 ja nurjahduskestävyys P_{kr} lasketaan yhtälöllä

$$nP_{kr} \leq \frac{\pi^2 EI_{syl}}{KL_{syl}} \quad (26)$$

jossa E on materiaalin kimmomoduli [MPa], I_{syl} sylinterin männän taivutusjäyhyys [mm⁴], K sylinterin päiden kiinnitystavasta riippuva kerroin ja L_{syl} sylinterin iskun pituus [mm].

Sylinterit kiinnittyvät runkoon tapeilla, jotka mitoitetaan leikkauskestävyyden mukaan. Tapin säde r_{tappi} saadaan yhtälöllä

$$\tau_{mat} \geq \frac{nF_{syl}}{A_{tappi}} \quad (27)$$

jossa F_{syl} on sylinterin tuottama voima [N] ja A_{tappi} tapin poikkileikkauksen pinta-ala [mm^2].

2.4 3D-mallinnus

Suunnittelun apuna käytetään Solidworks-ohjelmistoa. 3D-mallinnusohjelman avulla voidaan mallintaa tila, johon laite halutaan käyttöön, jolloin tilantarvetta voidaan tarkastella virtuaalisesti. Näin saadaan suunniteltua laite sopivaksi haluttuun tilaan, jossa on esimerkiksi putkia, kaapelihyllyjä ja tasoja, jotka voisivat muuten jäädä huomaamatta. Lisäksi laitetta mallinnettaessa voidaan mallinnuksessa hienosäätää laitteen mittoja sopimaan paremmin haluttuun paikkaan. Virtuaalisesti voidaan myös kokeilla, voiko laitteen asentaa tai mahtuuko se liikkumaan alueella, jossa sitä käytetään.

3 Tulokset

3.1 Vaatimuslista ja ratkaisuperiaatteet

Suunnittelu aloitetaan tekemällä vaatimuslista yrityksen kanssa. Vaatimuslistaan kootaan tärkeimmät vaatimukset sekä toiveita, jotka olisi hyvä toteuttaa laitetta suunniteltaessa. Tärkeimpiä vaatimuksia ovat laitteen siirrettävyys, säädettävyys ja turvallisuus. Lisäksi laitteen tulee olla aikaisempaa työtapaa nopeampi. Vaatimuslista on esitetty taulukossa 1.

Taulukko 1. Vaatimuslista

Päättunuspiirre	Kuvaus	Vaatus (V) / Toivomus (T)
Geometria	Mahdollista käyttää monessa myllyssä -> säädettävä ja siirrettävä Vie säilytyksessä vähän tilaa -> kokoonlaitettava	V T
Kinematiikka	Siirtää kuulat myllyyn nopeasti -> nopea kuljetin (yli 6000kg/tunti)	V
Voimat ja kuormitukset	Kestää normaalikäytön Kestää mahdollisen väärinkäytön (epäpätevyys)	V T
Energia	Ei tarvitse ihmisvoimaa käytön aikana Kuljetin sähkökäyttöinen Säätö onnistuu ilman ihmisvoimaa	V V T
Materiaali	Kestävä Riittävän kevyt	V T
Signaali	Käytettävissä yksinkertaisilla hallintalaitteilla	T
Turvallisuus	Työ mahdollista toteuttaa laitteen avulla turvallisesti	V
Ergonomia	Käyttölaitteet ergonomisella paikalla (sopiva korkeus)	V
Valmistus	Valmistettavissa suurelta osin standardiosista Valmistuksessa hyödynnetään jo tehtaalla olevien laitteiden kanssa samoja osia	V T
Asennus	Nopea asentaa eri myllyille käyttökuntoon	V
Kuljetus	Siirrettävissä eri myllyille työkoneella Kuljetettavissa 3t trukilla -> alle 3000 kg, paikat puikeille	V T
Käyttö	Helppokäyttöinen Ei tarvitse suurta perehdytystä	T T
Kunnossapito	Ei tarvitse suurta kunnossapitoa pysyäkseen toimintakuntoisena	T
Kestävä kehitys	Valmistusmateriaali kierrätettävissä laitteen käyttöään jälkeen	T
Kustannukset	Alhaiset valmistuskustannukset	T
Lainsäädäntö, direktiivit	Täyttää turvallisuuslainsäädännön	V

Vaatimuslistasta karsitaan pois toiveet ja tiivistetään se yhteen lauseeseen: Säädettyä, siirrettävä ja kuormat kestävä kuljetin, joka on nopeampi kuin vaihtoehtoinen työtapa ja turvallinen käyttää. Tämän pohjalta ryhdytään suunnittelemaan mahdollisia ratkaisuperiaatteita laitteen osatoiminnoille toimintorakenteen (liite 3) perusteella. Osatoiminnot ja niiden ratkaisut kootaan ideamatriisiin, joka on esitetty taulukossa 2.

Taulukko 2. Ideamatriisi

Vaihtoehto	1	2	3
osakokonaisuus			
Kuulien annostelu	Trukilla	Annostelulaite	
Kuulien siirto	Hihnakuuljetin	Ruuvikuuljetin	Elevaattori
Kuulien osuminen myllyyn	Suppilo kiinni myllyssä	Kuljetin osittain luukun sisäpuolella	Suppilo kiinni kuljettimessa
Laitteen säätö	Hydrauliikka	Pneumatiikka	Lihasoima
Rungon materiaali	Rakenneteräs	Alumiini	Titaani
Siirtäminen	Nostettavissa	Vedettävissä	

Valitut ratkaisuperiaatteet on esitetty taulukossa 2 harmaalla. Kuulien annostelu päätetään tehdä trukilla, sillä vaikka annostelulaite helpottaisi työtä, se tekisi laitteesta monimutkaisemman. Kuulien siirto luukulle toteutetaan hihnakuuljettimella. Elevaattoreita käytetään pystysuorissa massatavaran kuljetuksissa, joten se hylätään tarvittavan maksimikulman ollessa vain noin 40°. Ruuvikuuljetin olisi suljetun luonteensa puolesta turvallinen, mutta kuulien jumiin jäämisen riskiä pidetään kohtuuttoman suurena.

Kuulat tulee myös saada luukusta myllyn sisälle. Tähän on aikaisemmin käytetty suppiloa, jonka etuna on sen helppous sekä valmiin, toimivan suppilon olemassaolo. Suppilo tulisi kuitenkin kiinnittää aina erikseen, jolloin tarvitaan lisää valmistelutöitä. Lisäksi kuulien kiilautuminen suppilon kavetessa on huolena. Kuljettimen saaminen luukusta sisään sen

sijaan rajoittaa kuljettimen kokoa kohtuuttoman paljon. Ratkaisuna päädytään kuljettimen päässä olevaan säädettävään, vain vähän kapenevaan suppiloon, johon kuulat tippuvat kuljettimelta ja joka ohjaa kuulat myllyyn.

Laitteesta tulee suunnitella säädettävä, jotta se sopii useampaan kohteeseen. Lihasvoima suljetaan pois säädön vaikeuden vuoksi. Pneumatiikan etuna olisi helppo saatavuus tehtaalla, mutta suurien kuormien vuoksi päädytään hydraulisyntereihin. Näihin tarvittava muu hydraulikkajärjestelmä suunniteltiin aluksi trukin lisähydrauliikalla käytettäväksi, mutta nostosylinterin suuren koon vuoksi tarvittava hydrauliöljyn määrä voi jäädä trukeilla liian pieneksi. Vaihtoehtoisena ratkaisuna laitteeseen voidaan asentaa sähkökäyttöinen hydraulipumppu säiliöineen sekä hydrauliikan ohjauspaneeli. Laite päätetään suunnitella vedettäväksi sekä työnnettäväksi, jolloin se voidaan työntää trukilla paikalleen. Laitetta ei suunnitella nostettavaksi sen pituuden vuoksi.

Materiaaliksi rungolle valitaan normaali rakenneteräs, sen vahvuuden sekä alumiiniin ja erityisesti titaaniin verrattuna pienen hinnan vuoksi.

3.2 Kuljettimen komponenttien mitoitus

Tarvittavat komponentit mitoitetaan kappaleen 2.3 mukaisin yhtälöin. Laskut on kokonaisuudessa esitetty liitteessä 1. Komponenttien kestoikä huomioidaan kertoimella, joka on 25000 tunnin kestoikä 1,00 (Roxon 2018, s. 17), joka 20 vuoden käyttöikä vaatisi 52 vuorokautta vuodessa täytyäkseen. Kuljetin ei tule olemaan enempää käytössä vuoden aikana.

Mitoitus aloitetaan selvittämällä lokerohihnan mitat ja valitsemalla hihnan nopeus. Koiviston (2017, s. 208) mukaan raskailla ja voimakkaasti kuluttavilla aineilla nopeuden tulee olla välillä 0,5–1 m/s, joten nopeudeksi valitaan 0,5 m/s. Materiaalin vierintäkulmana käytetään yhtä astetta. Lokerohihnan leveydeksi päätetään standardileveys 500 mm, jolloin lokeron leveydeksi jää noin 300 mm. Reunavallin tyypiksi valitaan W100, jolloin kolan korkeus on 90 mm. Kapasiteetti lasketaan yhtälön 1 mukaisesti, nousukulman ollessa 40° ja 20°. Näin saadaan kapasiteetille minimi- ja maksimiarvot.

Ylä- ja alarullien mitoitus tehdään kaavoilla 2 ja 3. Rullien massat saadaan yhtälöihin komponenttivalmistajan kuvastosta (Roxon 2018, s. 19) ja hihnan massa hihnavalmistajalta (Mujunen 2022). Ylärullilla suositeltava jako on 0,8–1,4 m, joten valitaan jaoksi 1 m. Vastaavasti alarullille suositeltu jako on 2–3 m, joten jaoksi valitaan 2 m. (Koivisto 2017, s. 172.) Rullan halkaisijaksi valitaan 89 mm, jolloin pyörimisnopeudeksi saadaan noin 120 rpm. Rullan akselikooksi valitaan 20 mm, jolloin akselin kuormitettavuudeksi 25000 tunnin käyttöiällä saadaan 1300 N ja laakerin kuormitettavuudeksi 4500 N. (Roxon 2018, s. 17.) Lasketut kuormitukset jäävät näiden kuormitusarvojen alle, joten ylä- ja alarulliksi valitaan Roxonin normaalit teräsrullat. Rullat valitaan samankokoisiksi, ja alarulliin lisätään kiekot lokerohihnaa varten. Lokerohihnakuuljettimelle soveltuvat rullien kannakkeet valitaan rullakoon mukaisesti, ja sivurulliksi valitaan valmistajan suosituksen mukaisesti hihnan suunnassa kallistettu Evergreen-sivurulla (Roxon 2018, s. 193).

Moottorilta vaadittava teho saadaan kaavoilla 4–7. Yhtälöissä käytettävä vierintävastuskerroin riippuu kuuljettimen kaltevuuskulmasta: 40 asteen kulmalla kerroin on 0,056, kun taas 20 asteen kulmalla se on 0,052 (Koivisto 2017, s. 207). Pituuskorjauskerroin huomioi hihnan kiristyksen aiheuttaman lisävoiman. Sen arvona käytetään arvoa 5,9. (Koivisto 2017, s. 168.) Yhtälössä 7 käytetylle käyttöaikakertoimelle valitaan arvoksi 1,25, ja vaihdemoottorin hyötysuhteena käytetään arvoa 0,8. (Koivisto 2017, s. 210.) Vaaditun moottoritehon sekä vaadittavan vetorummun nopeuden perusteella valitaan vaihdemoottori. Vaadittu pyörimisnopeus on noin 19 rpm, ja moottoriteho 1830 W. Moottoriksi valitaan siis 2,2 kW SEW DRN100LS4, ja vaihteeksi FA77-vaihteisto, jonka pyörimisnopeus on 19 rpm (SEW-Eurodrive 2018, s. 413).

Hihnavoimat lasketaan kaavoilla 8–12. Vetorummun pintamateriaaliksi valitaan ristiuritettu SBR-kumi, jonka käyttö pienentää vaadittavaa kiristysvoimaa ja näin ollen hihnavoimia teräspintaa paremman kitkakertoimen vuoksi. Kitkakerroin kumille on 0,6 (Roxon 2018, s. 64) ja hihnan kosketuskulma rummulla 180°. Paluurullien vierintäkitkana yhtälössä 11 käytetään 89 mm rullille arvoa 0,3 (Koivisto 2017, s. 168).

Hihna mitoitetaan kestämään suurin sille aiheutuva vetojännitys σ_v [N/mm], joka saadaan jakamalla suurin hihnavoima F_l hihnan leveydellä B [mm]. Hihnan sallittu jännitys saadaan jakamalla hihnan murtolujuus hihnan varmuuskertoimella, jonka tulee olla välillä 10–12. (Koivisto 2017, s. 212.) Lasketun hihnan vaadittavan lujuuden perusteella heikompi,

murtolujuudeltaan 315 N/mm oleva hihna riittäisi, mutta materiaalin painon ja kuluttavuuden vuoksi valitaan hihnaksi murtolujuudeltaan 500 N/mm oleva hihna.

Veto- ja taittorumpujen akselien koot mitoitetaan laskemalla niille resultanttivoimat R_{vet} ja R_{tai} [N]. Resultanttivoimat saadaan laskemalla yhteen rummun hihnavoimat. Taittopään kiristyslaitteeksi valitaan normaali ruuvikiristys sen helppokäyttöisyyden vuoksi, joten resultanttivoimaa korjataan kertomalla se arvolla 1,5. (Roxon 2018, s. 60.) Kuormien perusteella molemmissa rummuissa riittäisi halkaisijaltaan 40 mm akseli, mutta vetorummulle valitaan suurempi, 50 mm akseli vaihdemoottorin holkkiakselin mukaan. Valitun lokerohihnan vaatima minimihalkaisija rummuille on 500 mm, jonka mukaan rummut valitaan.

Akselikiila mitoitetaan standardin SFS 2636 (1971) mukaisesti akselin koon perusteella. Kiilana käytetään normaalia tasakiilaa, jonka leveys on 16 mm ja paksuus 10 mm. Kiilan pituudeksi saadaan kaavojen 17, 18 ja 19 perusteella 90 mm. Valitut komponentit on esitetty tilauskoodeineen ja painoineen taulukossa 3.

Taulukko 3. Valitut komponentit

Komponentti	Valmistaja	tuotekoodi	paino
Lokerohihna	Euro-Kumi	500 XE 500/3 4+2, W100 reuna, TC90 kola	10,3 kg/m
vaihdemoottori	SEW-Eurodrive	FA77 - DRN100LS4	77 kg
vetorumpu	Roxon	DK 50 - 500X - 600	175 kg
Taittorumpu	Roxon	BK 40 - 500T - 600	164 kg
Kuljetinrulla	Roxon	TS 89 - 20A - 600EP	6,0 kg
Alarullakiekot	Roxon	RF 330/89 - 20A - 600K	
Rullakannattimet	Roxon	BDH 6 - 1 - 20	0.52 kg
Sivuohjausrulla	Roxon	TV 95E - U	4 kg
Ruuvikiristyslaite	Roxon	UR 1 - 40 - 300	17,6 kg
Akselikiila		A - 16 x 10 x 90 SFS 2636	

3.3 Rungon osien mitoitus ja valinta

Lujuustarkastelussa materiaaliarvoina käytetään S355-rakenneteräksen arvoja. Pennalan (2002, s. 37) mukaan koneensuunnittelun tavanomaiset varmuuskertoimet ovat välillä 1,3–

8, riippuen kuormituksen tyypistä. Työn lujuustarkasteluun valitaan varmuuskertoimeksi 3. Lujuustarkasteluun liittyvät tarkat laskut on esitetty liitteessä 2.

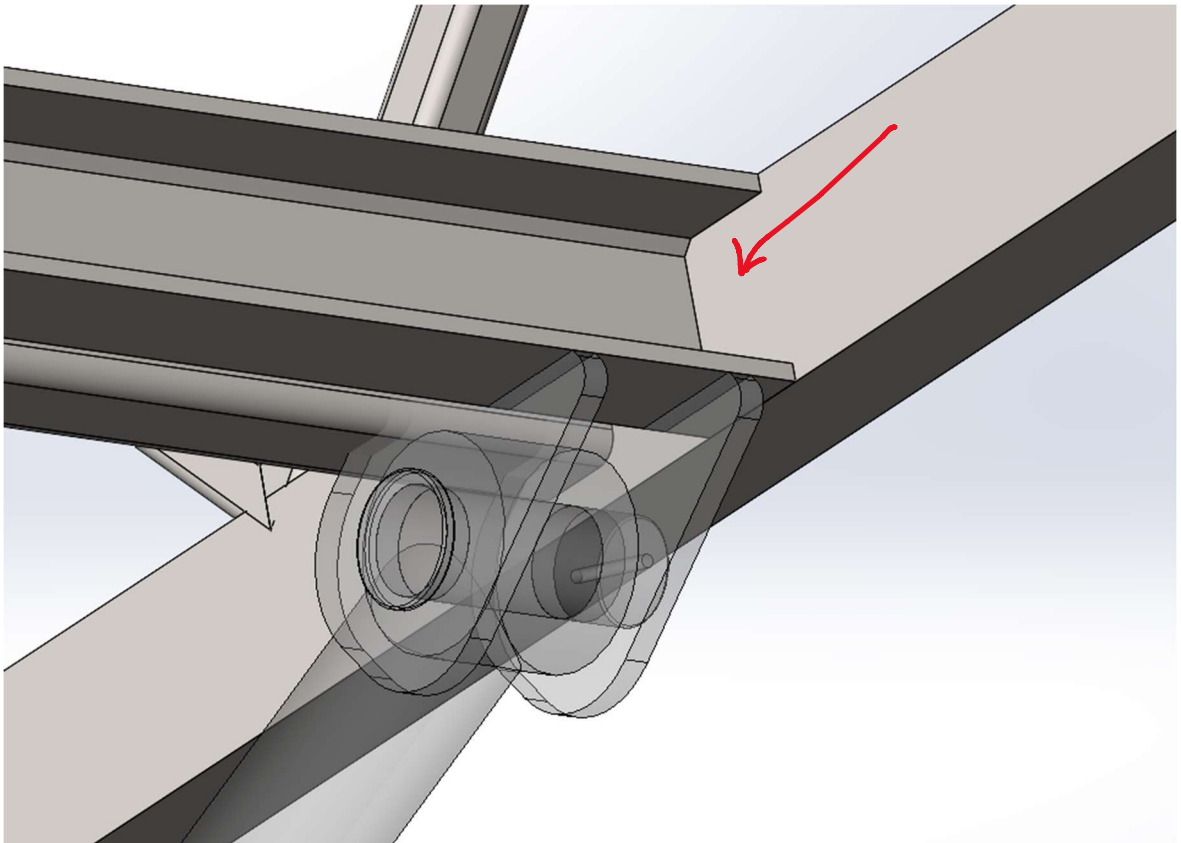
Rungon lujuuslaskennassa kuormitukset muodostuvat kuljettimen osien sekä kuljetettavan massan aiheuttamista voimista. Sivuttaissuuntaisia voimia kuljettimelle ei synny muuten kuin mahdollisessa sivusuuntaisessa törmäyksessä. Rungon lujuuslaskennassa runko oletetaan vaakatasoon sekä 40 asteen kulmaan. Kuljettimen ollessa vaakatasossa runko on tuettu nivelkohdasta ja alarungon tukien kohdalla. 40 asteen kulmassa tuennat ovat nivelen ja sylinterin kohdilla. Rungon palkkityypiksi valitaan UPE-palkki kuljetinkomponenttien pulttikiinnitysten vuoksi. Yhtälön 20 mukaisesti palkin kooksi valitaan UPE80, joka kestää myös oman kuormansa. Palkki tarkistetaan lujuutensa puolesta myös leikkaus- ja normaali-jännityksen suhteen. Suurin leikkausvoima on tuen N_2 kohdalla ja normaalivoima sylinterin kiinnityksen ja rungon nivelen välillä. Normaalivoimana käytetään sylinterien tuottamaa maksimivoimaa.

Hydraulisyliinterit mitoitetaan kaavojen 22 ja 26 mukaisesti, vaaditulla yhden metrin iskunpituudella ja suurimmalla tukivoimalla N_2 . Kertoimena K käytetään arvoa 0,8, sillä sylinterin mäntä on yläpäästään nivelellisesti ja alapäästään jäykästi tuettu (Pennala 2002, s. 294). Sylinterin mitoituksessa nurjahduskuorma on kriittinen, joten sylinterin männän koko mitoitetaan nurjahduksen mukaan. Männän minimihalkaisijaksi saadaan kahdella sylinterillä 21 mm. Nostosylinteriksi valitaan männän ja iskunpituuden perusteella TT40/25-1000 -hydraulisyliinteri, jossa iskunpituus on 1000 mm ja männän koko 25 mm. Nostovoima paineella 160 bar on 2,1 kN. (Agropoint.) Laitteessa on hydraulisyliinteri myös vetopäässä olevan suppilon säätämiseen, jonka asennusmitan tulee olla alle 350 mm. Sylinteriksi valitaan näin ollen HS-32X20X200M, jonka asennusmitta on 339 mm ja iskunpituus 200 mm (Hydrauliikkakauppa). Tämän sylinterin kuormat ovat pieniä, joten sylinterin tarvittavaa työntövoimaa ei mitoiteta erikseen.

Tappien laskennassa käytetään kuormitusarvona sylinterien suurinta työntövoimaa F_{syl} . Yhtälön 27 mukaan tapin minimihalkaisijaksi saadaan 16 mm, kahden tapin ollessa leikkauksella kahdessa kohdassa. Valitussa nostosylinterissä niveltapin koko on 20 mm (Agropoint), joten se kestää leikkauksen.

Hitsien a-mitan määrittämisessä käytetään minimiarvona kolmea millimetriä standardin SFS-EN 1993-1-8 (2005, s. 45) mukaisesti. Tätä minimiarvoa käytetään suoraan ei-kriittisissä

liitoksissa, kuten runkorakenteen tukiristikossa. Hitsien tarkemmat mitat lasketaan kaavoilla 23 ja 24. Kaavoissa käytetään teräslajista riippuvan kertoimen β_w arvona 0,9 (SFS-EN 1993-1-8 2005, s. 47) ja osavarmuuskertoimen γ_{M2} arvona 1,25 (SFS-EN 1993-1-8 2005, s. 19). S355J2 teräslajin murtolujuus on välillä 470–630 MPa (Feon 2017, s. 87) joten murtolujuutena käytetään arvoa 520 MPa. Hitsi mitoitetaan sylinterin yläpäässä olevan palkin päissä, jotka hitsataan palkin jokaiselta sivulta (kuva 5). Hitsin mittaa tarkastellaan kuljetimen kulmalla 0 ja 40 astetta, kuormituksen ollessa sylinterin maksimityöntövoima. Laskelemien perusteella hitsin mitoittavaksi arvoksi saadaan 2,7 mm. Näin ollen a-mitan minimiarvo 3 mm on määräävä.



Kuva 5. Runkoon hitsattava palkki

Hitsien mitoitus tarkastetaan myös väsymisen näkökulmasta. Jännitysvaihteluna kuljettimella on kuulatynnyrillinen, eli noin 1000 kg. Väsyminen lasketaan kuljettimen ollessa 40 asteen kulmassa sylinterin yläpään palkin hitseille. Väsymiskestävyys lasketaan yhtälön 25 mukaisesti. Kiinnitys on pituussuuntainen, jossa hitsin pituus on uumassa alle 80 mm ja

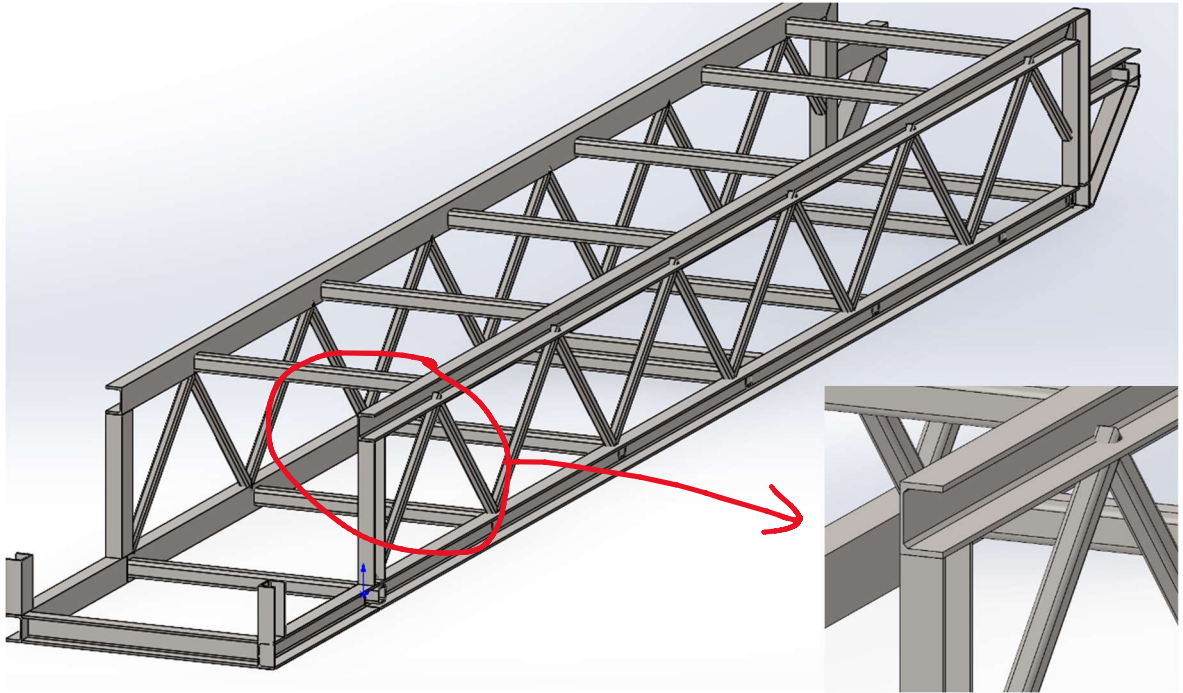
laipassa alle 50. Näin ollen *FAT*-lukuna käytetään arvoja 71 ja 80 MPa. (SFS-EN 19993-1-9, s. 26.) Jännitysvaihtelukertoja saadaan molemmille hitseille satojatuhansia. Kuljettimen oletetaan täyttävän 4 myllyä vuodessa, jolloin jännitysvaihtelukertoja tulee noin 400 vuodessa. Tällä oletuksella kuljettimen väsymisikä on 993 vuotta.

Lisäksi tarkastellaan vetopäässä olevan suppilon kiinnityskorvakkeiden hitsejä. Korvakkeiden hitseihin kohdistuu sekä hitsin suuntainen että hitsiin nähden kohtisuora kuormitus. Kuormituksena on suppilon paino sekä kuulamäärä, joka suppiloon mahtuisi suppilon tukkeutuessa. Tämä kuormitus voi olla iskumaista kuulien tippuessa kuljettimelta, joten varmuusluvaksi määritetään 5. Korvake on 5 mm paksu ja 60 mm pitkä. Hitsin kooksi saadaan vain 0,15 mm, joten valitaan 3 mm a-mitta.

3.4 Laitteen mallinnus ja hienosäätö

Ensimmäisenä työssä mallinnetaan Finnsementin Lappeenrannan tehtaan myllyt ja niitä ympäröivät esteet, kuten seinät, tolpat ja kaapelihyllyt. Näiden mallinnusten avulla tutkitaan virtuaalisesti kuljettimen tilantarvetta ja mahdollisia esteitä. Mallien perusteella saadaan kuljettimen tarvittavaksi pituudeksi noin 6 metriä ja kaltevuuden vaihteluväliksi 20–40 astetta. Tarvittavien laskelmien ja komponenttivalintojen jälkeen mallinnetaan rungon karkea prototyyppi. Runkoon lisätään kuljetinkomponentit, jonka jälkeen rungon mittoja muutetaan hieman veto- ja taittopään tuodessa lisäpituutta laitteelle. Lopullisella rungon pituudella lasketaan sopiva UPE-palkin koko. UPE-palkki valitaan sen tasaisten laippojen vuoksi, sillä palkin laippoihin kiinnitetään pulttikiinnityksellä komponentteja. Normaalisissa U-profiilissa laipat kapenevat uumasta poispäin, joten pultin kanta tai mutteri ei olisi tasainen laippaa vasten.

UPE-palkin valinnan jälkeen runko mallinnetaan kyseisellä palkilla. Runkoon lisätään stabiiliuden parantamiseksi poikki- ja ristitukia neliöprofiililla. Mallinnettu lopullinen runko on esitetty kuvassa 6.

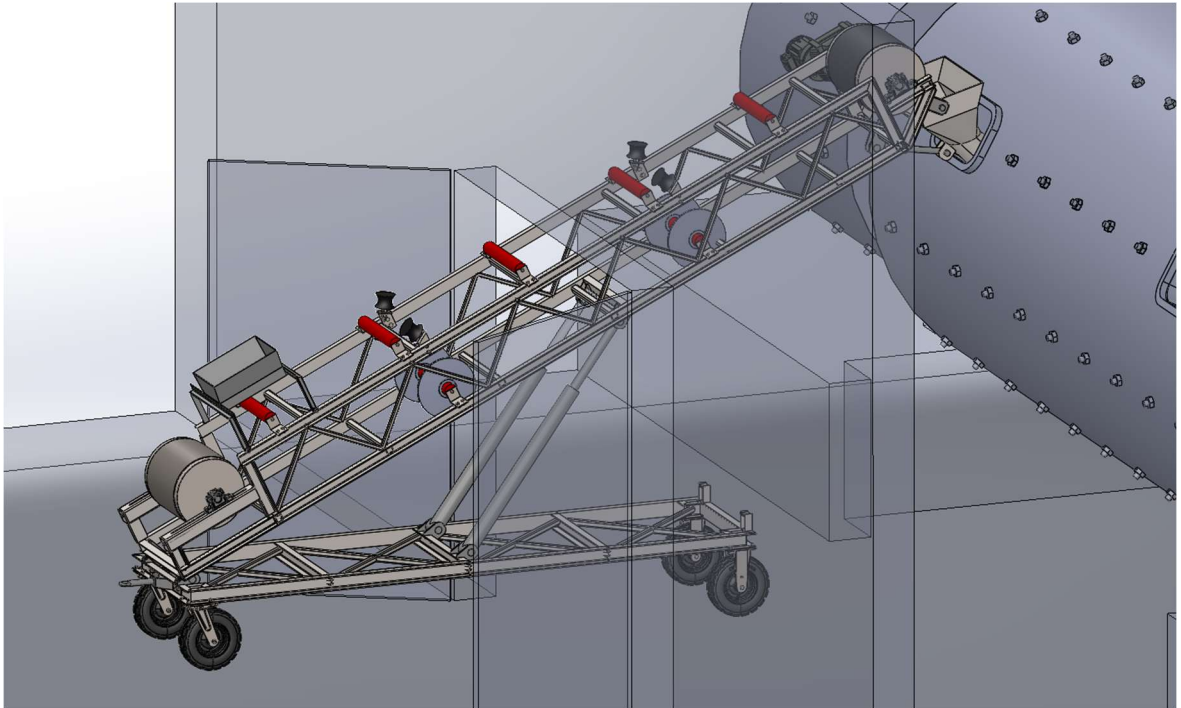


Kuva 6. Kuljetinrunko sekä lähikuva valitusta UPE-palkista

Alarunko mallinnetaan samalla UPE-palkilla ja ristituilla kuin kuljetinrunko. Lisäksi 3D-malliin lisätään hydraulisylinterit, tapit, vaihdemoottorin momenttituki sekä pultit ja mutterit.

Laite halutaan liikuteltavaksi, joten se suunnitellaan vedettäväksi tai työnnettäväksi esimerkiksi pyöräkuormaajan avulla. Laitteeseen valitaan pyörät, joilla sitä voidaan liikuttaa. Toisessa päässä olevat pyörät halutaan kääntyviksi, joten valitaan kääntyvä rullapyörä. Laitteeseen valitaan halkaisijaltaan 420 mm olevat kumipyörät maan epätasaisuuksista johtuvien ongelmien välttämiseksi. Kiinteiden pyörien kantokyky on 750 kg (Blickle 2022a) kuten myös kääntyvien (Blickle 2022b), joten kokonaiskantokyky on 3000 kg. Kuljetinrunгон paino täydellä kuormalla on alle 2000 kg, joten pyörien kantokyky on riittävä. Laitteeseen lisätään myös vetosilmukka, jotta laitetta voidaan vetää työkoneella.

Laitteen alustavan mallinnuksen valmistuttua malli yhdistetään myllyjen malleihin, jotta saadaan kokeiltua virtuaalisesti laitteen toimivuus. Tässä työvaiheessa hienosäädetään vielä esimerkiksi suppilon kiinnitystä ja kokoa sopivammaksi. Lopullinen 3D-malli raakamyllytilassa on esitetty kuvassa 7.



Kuva 7. Laitteen 3D-malli raakamylllyn luukulla

Laitteen mallinnuksessa jätettiin pois suojaverkot, kuljetinhihna sekä ohjauslaitteet toiminnan havainnollistamiseksi. Todellisessa laitteessa suojaverkot kiinnitetään pultein kuljettimen runkoon sivuille turvallisuuden parantamiseksi. Kuulien lisääminen laitteelle toteutetaan kourun avulla, jota ei mallinnettu. Kouru keventää kuljettimelle tulevaa iskua, sillä kuulat kaadetaan tynnyristä kouruun, josta ne ohjautuvat kuljettimelle. Kouru tehdään erillisenä osana, joten se ei kuulu itse kuljettimeen.

4 Analyysi

4.1 Keskeisten tuloksien analysointi

Työssä suunniteltiin laite korvaamaan aikaisempi hidas ja vaarallinen työtapa. Laitteen haluttiin pystyvän vähintään nopeuteen 6000 kg/h. Vanhalla työtavalla esimerkiksi raakamylyyn on mahdollista lisätä kuulia jopa yli 10 000 kg tunnissa, joten kuljetin mitoitettiin tätä nopeammaksi. Kuljettimen kapasiteetiksi saadaan 0,5 m/s nopeudella 89 000 kiloa tunnissa. Tätä kuitenkin rajoittaa trukin nopeus, sillä kuulat kaadetaan kuljettimelle trukilla. Tynnyrien noutamiseen ja kaatamiseen kuluu aikaa noin 1–2 minuuttia, joten todellinen nopeus kuljettimella on 30 000–60 000 kg/h. Tämä on huomattavasti nopeampaa kuin aikaisemmalla työtavalla.

Aikaisemman työtavan vaarallisuus oli myös yksi motivaattori laitteen suunnittelulle. Laite ei vaadi lihasvoimaa käyttöön tai asennukseen eikä korkeita nostoja, joten se on turvallisempi ja ergonomisempi kuin aikaisempi työtapa.

Laite mitoitettiin lujuudeltaan hieman todellisuutta lujemmaksi suuren varmuuskertoimen ja hieman ylimitoitettun kuorman vuoksi. Laitteen suunnittelussa ei tarvinnut erityisemmin huomioida laitteen painoa, joten rungon ylimitoitus ei haitannut. Runkoa voitaisiin kuitenkin optimoida jatkokehityksessä.

3D-mallin perusteella laite sopii raakamylyyn ja sementtimyly 4:ään. Sementtimyly 3:n luukun edessä on kaapelihylly, jonka ohi kuljettimen pää ei mahdu. Tämä voitaisiin mahdollisesti ratkaista siirtämällä kaapelihyllyä ylemmäksi, jolloin kuljettimen pää mahtuisi luukun lähelle. Vaihtoehtoisesti kuljettimen päätysuppiloon voitaisiin tehdä lisäosa, joka jatkaisi suppilon pituutta. Suppilon tukkeutumisen riski tässä vaihtoehdossa kuitenkin kasvaa.

4.2 Virhetarkastelu ja tulosten yleistettävyyden

Lujuuslaskennassa käytetyt yhtälöt soveltuvat palkkirakenteen ja sen osien mitoitukseen, mutta lujuuslaskenta jäi työssä hieman suppeaksi. Lujuuslaskennassa keskityttiin analyysiti-

siin laskuihin, eikä numeerista lujoustarkastelua esimerkiksi Finite Element -analyysillä tehty. Numeerinen lujoustarkastelu olisi huomionut esimerkiksi mahdollisten epäjatkuvuuskohtien vaikutuksen lujuuteen. Jatkokehityksessä olisikin syytä tarkastella rakenteen kestävyyttä numeerisin metodein, mahdollisten virheiden löytämiseksi.

Työssä saadaan tulokseksi säädettävän ja siirrettävän kuljettimen komponenttien ja rakenteiden koot. Kuljetin on suunniteltu erityisesti myllyn kuulille, mutta sitä voidaan hyödyntää myös muissa paikoissa ja muilla materiaaleilla. Komponenttien mitoituksen ja lujuuslaskennan arvoja muuttamalla voidaan myös suunnitella erikokoisia kuljettimia eri tarkoituksiin. Suunnittelussa tulee kuitenkin huomioida mahdolliset ympäristökijät sekä käyttötarkoituksen erityispiirteet.

4.3 Tutkimuksen uutuusarvo, reliabiliteetti ja validiteetti

Työssä käytettiin kaavoja ja tietoa kirjallisuudesta, jotka koottiin yhteen kokonaisuuteen laitesuunnittelua varten. Markkinoilla on vastaavantyyppisiä siirrettäviä kuljettimia, mutta niiden säädettävyys sekä kantavuus on usein liian rajallinen käyttötarkoitukseen. Yritykselle tulokset ovat uusia, sillä aikaisemmat ratkaisuyritykset työtavan parantamiseen ovat olleet erityyppisiä.

Hyvän reliabiliteetin saavuttamiseksi työssä hyödynnettiin standardeja sekä komponentti- ja laitevalmistajien tuoteluetteloita. Kuljetinkomponenttien mitoituksessa havaittiin eri lähteissä olevan hieman eri mitoitus tapoja ja -kaavoja. Työssä käytettiin kuitenkin mitoitustapoja useammista lähteistä, jotta tulokset olisivat mahdollisimman luotettavia.

Työn tarkoituksena oli suunnitella laite aikaisempaa työtapaa parantamaan. Työssä käytettiin systemaattista suunnittelua ja analyttisiä kaavoja tämän saavuttamiseksi, joten tutkimus on validi.

4.4 Jatkotutkimusaiheet

Jatkotutkimuksessa tulisi keskittyä erityisesti rungon optimointiin sekä lujouden että koon osalta. Kuljetinta tulisi saada kompaktimmaksi, jotta liikuttaminen olisi helpompaa. Kuu-

liensyöttömekanismia olisi hyvä muokata matalammaksi, jotta kuulia ei tarvitsisi kaataa kuljettimelle niin korkealta. Laitteen turvallisuutta tulisi parantaa lisäämällä varmistuslukitus hydrauliiikan pettämisen varalta, jotta yläasennossa oleva kuljetin ei putoa alas. Lisäksi laitteeseen olisi hyvä lisätä säädettävät tukijalat epätasaisen maaston varalta, jotta laite saadaan asennettua tukevasti maastosta riippumatta. Kuljettimen hydrauliiikka- ja sähkösuunnittelua ei tässä työssä tehty, joten ne ovat myös oleellisia jatkokehityskohteita. Lisäksi kuljetin sopii vain kahteen yrityksen viidestä kuulamylystä, joten jatkotutkimuksessa voitaisiin kehittää kuljettimelle lisäosia, jotka mahdollistaisivat kuljettimen hyödyntämisen myös muissa myllyissä.

5 Yhteenveto

Työn tavoitteena oli löytää uusi ratkaisu kuulien lisäämiselle kuulamylyihin aikaisemman työtavan puutteiden vuoksi. Tämän tavoitteen saavuttamiseksi työssä suunniteltiin laite, jolla työ onnistuu paremmin. Työ toteutettiin systemaattisen suunnittelun, analyttisten laskujen ja 3D-mallinnuksen avulla. Lähteinä käytettiin standardeja, valmistajien tuoteluetteluita sekä lujuusopin kirjallisuutta. Suunnittelun tuloksena saatiin siirrettävä ja säädettävä lokeroihnakuljetin, joka mitoitettiin kuulien painolle ja riittäväälle kapasiteetille työtehon parantamiseksi. Ennen valmistusta kuljettimeen tulisi kuitenkin suunnitella sähkö- ja hydraulikkajärjestelmä. Lisäksi kuljetinta voitaisiin optimoida lujuuden puolesta numeeristen lujuusanalyysien avulla.

Lähteet

Agropoint. Hydraulisyylinteri TT40/25-1000. [www-tuotedokumentti]. [Viitattu 19.6.2022]. Saatavissa: <https://agropoint.fi/tuotteet/hydraulisyylinteri/hydrauliikka-hydraulisyylinterit/sylinteri-tt40-25-1000/>

Blickle. 2022a. BS-PS 432K. [www-tuotedokumentti]. [Viitattu 19.6.2022]. Saatavissa: <https://www.blickle.com/product/BS-PS-432K-631796>

Blickle. 2022b. LS-PS 432K-RI4. [www-tuotedokumentti]. [Viitattu 19.6.2022]. Saatavissa: <https://www.blickle.com/product/LS-PS-432K-RI4-852130>

Feon. 2017. Tuoteluettelo. [Tuotekansio]. [Viitattu 19.6.2022]. 114 s. Saatavissa PDF-tiedostona: https://www.feon.fi/wp-content/uploads/2018/02/FEON_tuoteluettelo_4painos_2017.pdf

Finnsementti. Suomalaista sementtiä 100 vuotta. [Finnsementin www-sivuilla]. [Viitattu 29.3.2022]. Saatavissa: <https://finnsementti.fi/yritys/historia/>

Glumerus, H. 2022a. Re: Kandityö [yksityinen sähköpostiviesti]. Vastaanottaja: jussi.rasila@student.lut.fi. Lähetetty 28.3.2022 klo 12.29 (GMT +0200).

Glumerus, H. 2022b. Re: Sementtimyllyjenkuvia [yksityinen sähköpostiviesti]. Vastaanottaja: jussi.rasila@student.lut.fi. Lähetetty 8.3.2022 klo 15.58 (GMT +0200). Liitetiedosto: ”Sementtimyllyjenkuvia.zip”.

Hydrauliikkakauppa. Hydraulisylinteri 32 20 150. [www-tuotedokumentti]. [Viitattu 19.6.2022]. Saatavissa: <https://www.hydrauliikkakauppa.fi/tuote/hydraulisylinteri-32-20-150/>

Jänsch, J. & Birkhofer, H. 2006. The development of the guideline VDI 2221 - the change of direction. Theory and research methods in design. 45–52.

Koivisto, K. 2017. Kuljetintekniikka. Helsinki: BoD - Books on Demand. 225 s.

Mujunen, T. 2022. Re: Lokerohihnojen tarkemmat tiedot [yksityinen sähköpostiviesti]. Vastaanottaja: jussi.rasila@student.lut.fi. Lähetetty 28.4.2022 klo 15.41 (GMT +0200)

Pennala, E. 2002. Lujuusopin perusteet. 11. muuttumaton painos. Helsinki: Otatieto. 400 s.

Roxon. 2018. Tuotekansio. [Tuotekansio]. [Viitattu 29.4.2022]. 199 s. Saatavissa PDF-tiedostona: https://www.feon.fi/wp-content/uploads/2018/02/FEON_tuoteluettelo_4painos_2017.pdf

SEW-Eurodrive. 2018. DRN.:Gearmotors (IE3). [Tuotekansio]. [Viitattu 12.6.2022]. 880 s. Saatavissa PDF-tiedostona: <https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/24832936.pdf>

SFS-EN 1993-1-8. 2005. Eurocode 3. Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 1–8: liitosten mitoitus. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS. 148 s.

Liite 1. Kuljetinkomponenttien mitoitus 20 asteen nousukulmalla

Iokerohihnakuljetin mitoitus, koivisto 2018

vaadittava vähimmäisnopeus on 1tn/10min
-> 6tn/h

$$m_{100} := 4,5 \text{ kg} \quad m_{20} := 100 \text{ g} \quad g := 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$d_{\text{tyrn}} := 55 \text{ cm} \quad h_{\text{tyrn}} := 100 \text{ cm}$$

$$V_{\text{tyrn}} := h_{\text{tyrn}} \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_{\text{tyrn}}}{2} \right)^2 = 0,2376 \text{ m}^3 \quad \sigma_{\text{teräs}} := 355 \text{ MPa}$$

pyöreät kuulat
raekoko 100 - 20mm

$$Q_{\text{kuu}} := \frac{1 \text{ tonne}}{V_{\text{tyrn}}} = 4,2091 \frac{\text{tonne}}{\text{m}^3} \quad \frac{25000}{\frac{20}{24}} = 52,0833$$

$$l_{\text{hih}} := 6 \text{ m} \quad h_{\text{kol}} := 90 \text{ mm} \quad B := 500 \text{ mm}$$

$$m_{\text{hih}} := 14,6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \quad \alpha_{\text{max}} := 40 \text{ deg}$$

$$m_{\text{reu}} := 3 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad \alpha_{\text{min}} := 20 \text{ deg}$$

korkeusero:

$$b_{\text{lok}} := 300 \text{ mm} \quad H_{\text{max}} := \sin(\alpha_{\text{max}}) \cdot l_{\text{hih}} = 3,8567 \text{ m}$$

$$a_{\text{lok}} := 300 \text{ mm} \quad L_{\text{max}} := \cos(\alpha_{\text{max}}) \cdot l_{\text{hih}} = 4,5963 \text{ m}$$

$$h_{\text{lok}} := 90 \text{ mm} \quad H_{\text{min}} := \sin(\alpha_{\text{min}}) \cdot l_{\text{hih}} = 2,0521 \text{ m}$$

$$\beta_{\text{mat}} := 1 \text{ deg} \quad L_{\text{min}} := \cos(\alpha_{\text{min}}) \cdot l_{\text{hih}} = 5,6382 \text{ m}$$

ohjeen mukaan $v_{\text{kul}} := 0,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, raskas ainekapasiteetti

$$Q_v := 3600 \frac{\text{sec}}{\text{hr}} \cdot b_{\text{lok}} \cdot h_{\text{lok}}^2 \cdot \text{tg}(90 \text{ deg} - \alpha_{\text{min}} + \beta_{\text{mat}}) \cdot \frac{v_{\text{kul}}}{2 \cdot a_{\text{lok}}} = 21,1717 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

$$Q_m := Q_v \cdot Q_{\text{kuu}} = 89,1129 \frac{\text{tonne}}{\text{hr}}$$

Rummun minimihalkaisija hihnalle 500mm (eurokumi sposti)

$$D_{\text{vet}} := 500 \text{ mm}$$

$$n_{\text{las}} := \frac{v_{\text{kul}}}{\pi \cdot D_{\text{vet}}} = 19,0986 \frac{1}{\text{min}}$$

rullien mitoitustasorullalokerokuljetin -> k := 1 $a_y := 1 \text{ m}$ $a_z := 2 \text{ m}$ $G_h := m_{\text{hih}} \cdot B + m_{\text{reu}} = 10,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$ (eurokumi sposti)

$$G_{yz} := 6,0 \text{ kg} \quad G_{zz} := 6,0 \text{ kg} + 500 \text{ g} = 6,5 \text{ kg} \quad (\text{rulla/kiikko tuo hieman lisäpainoa, arvioitu paino})$$

$$F_{yz} := k \cdot g \cdot a_y \cdot \left(\frac{Q_m}{v_{\text{kul}}} + G_h \right) + g \cdot G_{yz} = 645,5681 \text{ N}$$

$$F_{zz} := g \cdot a_z \cdot G_h + g \cdot G_{zz} = 265,851 \text{ N}$$

Staattinen mitoitus rullille kuljetimen pysähtyessä täydellä kuormalla

$$V_{\text{kul}} := l_{\text{hih}} \cdot h_{\text{kol}} \cdot b_{\text{lok}} = 0,162 \text{ m}^3 \quad (\text{todellisuudessa ei tällaista kuormaa, sillä kuljetin aina jokseenkin nouseva})$$

$$m_{\text{kul}} := Q_{\text{kuu}} \cdot V_{\text{kul}} = 681,8671 \text{ kg}$$

Valittavat rullat:
TS89 - 20 A - 600 EP

$$F_{\text{kul}} := m_{\text{kul}} \cdot g = 6689,1165 \text{ N}$$

$$q_{\text{kul}} := \frac{F_{\text{kul}} + G_h \cdot g \cdot a_y}{l_{\text{hih}}} = 1131,6933 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

rullajako 1m ja rullan kesto 1300N > 1132N -> 20mm akseli käy

$$n_{\text{rul}} := 120 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad D_{\text{rul}} := 89 \text{ mm} \quad d_{\text{akks}} := 20 \text{ mm} \quad F_{\text{akks}} := 4500 \text{ N}$$

(roxon kuvasto, hihnakuljetinrullien mitoitus) $F_c := 1300 \text{ N}$ -> akselit kestää

Tehontarve

$$\mu_2 := 0,052$$

$$f_1 := 5,9$$

$$G_2 := \frac{Q_m}{v_{kul}} = 49,5071 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$G := 2 \cdot G_h + \frac{G_{yr}}{a_y} + \frac{G_{az}}{a_z} = 29,85 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$P_1 := \mu_2 \cdot f_1 \cdot g \cdot L_{min} \cdot (G + G_2) \cdot v_{kul} = 673,3138 \text{ W}$$

$$P_2 := g \cdot H_{min} \cdot G_2 \cdot v_{kul} = 498,3218 \text{ W}$$

$$P_k := P_1 + P_2 = 1171,6355 \text{ W}$$

$$f_a := 1,25 \quad \eta := 0,8$$

$$P_m := f_a \cdot \frac{P_k}{\eta} = 1830,6805 \text{ W} \quad 2,2 \text{ kW moottori riittää} \rightarrow P_{max} := 2,2 \text{ kW}$$

HihnavoimatVetorumpu

$$F_k := \frac{P_k}{v_{kul}} = 2343,271 \text{ N}$$

$$\mu := 0,6 \quad \text{Ristiuritettu SBR-kumi, roxon s. 64}$$

$$\alpha := 180 \text{ deg}$$

$$F_2 := \frac{F_k}{(e^{\mu \cdot \alpha} - 1)} = 419,4853 \text{ N}$$

$$e^{\mu \cdot \alpha} - 1 = 5,5861$$

$$F_1 := F_2 + F_k = 2762,7564 \text{ N}$$

Taittorumpu

$$\mu_{rul} := 0,03$$

$$F_{wa} := \mu_{rul} \cdot f_1 \cdot g \cdot l_{hih} \cdot \left(G_h + \frac{G_{az}}{a_z} \right) = 141,1669 \text{ N}$$

$$F_3 := F_2 + F_{wa} = 560,6522 \text{ N}$$

$$F_v := 2 \cdot F_3 = 1121,3044 \text{ N}$$

Hihnan jännitykset

$$\sigma_v := \frac{F_1}{B} = 5,5255 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad n_{hih} := 12 \quad \sigma_{murto} := 315 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$\sigma_{sall,hih} := \frac{\sigma_{murto}}{n_{hih}} = 26,25 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

valitaan moottori, sev kuvasto

$$P_{max} = 2200 \text{ W}$$

$$n_{ias} = 19,0986 \frac{1}{\text{min}}$$

FA77 - DRN100LS4 olisi sopiva pyörimisnopeus 19rpm
käyttökerroin olisi hyvä olla 1,2 - 1,4 (Koivisto 2017)
-> käyttökerroin 1,4

$$\rightarrow \text{FA77 - DRN100LS4, 2,2kW, } n_{mot} := 19 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

$$M_v := 1080 \text{ N m, } f_b := 1,4, m_{mot} := 77 \text{ kg, } d_h := 50 \text{ mm}$$

sev kuvasto s.413/481

hihnan tarkistus moottorin maksimiteholla

$$F_{max} := \frac{P_{max}}{v_{kul}} = 4400 \text{ N}$$

$$F_{m2} := \frac{F_{max}}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} = 787,6748 \text{ N}$$

$$F_{m1} := F_{m2} + F_{max} = 5187,6748 \text{ N}$$

$$\sigma_{mv} := \frac{F_{m1}}{B} = 10,3753 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

-> 315/2 hihna kävisi -> materiaali painavaa ja jokseenkin kuluttavaa -> valitaan 500/3 hihna (4+2)

Rumpujen mitoitus(roxon)

$$R_{\text{vet}} := F_1 + F_2 = 3182,2417 \text{ N}$$

->valitaan kuvastosta rumpu -> jo 40mm akseli riittäisi -> valitun vaihteen holkkiakseli 50mm halkaisija ->DK50 - 500X - 600 (pinnoitteena ristiuritettu SBR-kumi)

$$R_{\text{tsai}} := 1,5 \cdot 2 \cdot F_3 = 1681,9566 \text{ N}$$

(ruuvikiristys)

$$m_{\text{vet}} := 175 \text{ kg} \quad d_{\text{vet}} := 50 \text{ mm}$$

->valitaan kuvastosta -> 40mm akseli riittää -> BK40 - 500T - 600 (teräspinta)

Akselien jännitykset

$$m_{\text{tsai}} := 164 \text{ kg} \quad d_{\text{tsai}} := 40 \text{ mm}$$

$$\sigma_{\text{tw}} := 260 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{sall,aks}} := \frac{0,6 \cdot \sigma_{\text{tw}}}{1,5} = 104 \text{ MPa}$$

Vetorumpu

Momenttituesta akselin keskioon

akselin koko laakerin kohdalla

akselin pää

$$s_{\text{tukiy}} := 278 \text{ mm}$$

$$d_{\text{laak}} := 55 \text{ mm} \quad \text{roxon s.72/skf}$$

$$\tau_{\text{vet,a}} := \frac{M_v}{0,2 \cdot d_{\text{vet}}^3} = 43,2 \text{ MPa}$$

Momenttituesta akselin olakkeeseen

Laakerin keskioästä akselin olakkeeseen

$$s_{\text{tukix}} := 50 \text{ mm}$$

$$s_{\text{laak}} := 55 \text{ mm} \quad \text{roxon s.72}$$

(sew kuvasto, mittapiirustus s.481)

$$\sigma_{\text{vet,a}} := \frac{\frac{M_v}{s_{\text{tukiy}}} \cdot s_{\text{tukix}}}{0,1 \cdot d_{\text{vet}}^3} = 15,5396 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{i,\text{vet,a}} := \sqrt{\sigma_{\text{vet,a}}^2 + 4 \cdot \tau_{\text{vet,a}}^2} = 87,7863 \text{ MPa} < \sigma_{\text{sall,aks}} = 104 \text{ MPa}$$

Laakeri

$$\tau_{\text{vet,l}} := \frac{M_v}{0,2 \cdot d_{\text{laak}}^3} = 32,4568 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{vet,l}} := \frac{\frac{M_v}{s_{\text{tukiy}}} \cdot (s_{\text{tukix}} + s_{\text{laak}})}{0,1 \cdot d_{\text{laak}}^3} = 24,5177 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{i,\text{vet,l}} := \sqrt{\sigma_{\text{vet,l}}^2 + 4 \cdot \tau_{\text{vet,l}}^2} = 69,3894 \text{ MPa} < \sigma_{\text{sall,aks}} = 104 \text{ MPa}$$

-> kestää

Taittorumpu

kirstysvoimasta johtuva

laakerin keskioästä rummun päätylevyyden(roxon)

$$s_{\text{tsai}} := 90 \text{ mm}$$

$$\sigma_{\text{tsai}} := \frac{F_v \cdot s_{\text{tsai}}}{2 \cdot 0,1 \cdot d_{\text{tsai}}^3} = 7,8842 \text{ MPa} < \sigma_{\text{sall,aks}} = 104 \text{ MPa}$$

->kestää

akselikiilan mitoitus

$$T_k := M_v = 1080 \text{ N m}$$

sfs 2636 (kuva)

Teräs sallittu pintapaine $P_{\text{sall}} := 150 \text{ MPa}$

$$T_a := M_v$$

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

$$b_{\text{kiila}} := 16 \text{ mm}$$

$$\tau_{\text{kiila}} := 60 \text{ MPa}$$

pintapaineen mukaan

$$t_2 := 4,3 \text{ mm} \quad \text{kun } 50\text{mm akseli}$$

$$I_{\text{kiila,n}} := 2 \cdot \frac{T_a}{P_{\text{sall}} \cdot t_2 \cdot (d_{\text{vet}} - t_2)} = 73,2787 \text{ mm}$$

$$I_{\text{kiila,a}} := 2 \cdot \frac{T_a}{P_{\text{sall}} \cdot t_1 \cdot (d_{\text{vet}} - t_1)} = 54,5455 \text{ mm}$$

leikkauksen mukaan

$$I_{\text{kiila2}} := \frac{2 \cdot T_k}{\tau_{\text{kiila}} \cdot b_{\text{kiila}} \cdot d_{\text{vet}}} = 45 \text{ mm}$$

minimimitä:

$$I_{\text{min}} := (I_{\text{kiila,n}} + b_{\text{kiila}}) = 89,2787 \text{ mm}$$

-> valitaan kiila A - 16 x 10 x 90, SFS 2636

Laakerien tarkistusVetorumpu

$$\text{hihnavoimat } F_h := \frac{F_1}{2} = 1381,3782 \text{ N}$$

$$\text{Väännöstä johtuva } F_{v\ddot{a}} := \frac{M_v}{s_{tukiy}} = 3884,8921 \text{ N}$$

$$\text{Rummun paino } F_{vx} := \frac{m_{vet} \cdot g}{2} = 858,375 \text{ N}$$

$$\text{vaihdemoottorin paino } F_{mo} := m_{mot} \cdot g = 755,37 \text{ N}$$

$$F_x := F_h + F_{v\ddot{a}} = 5266,2703 \text{ N}$$

$$F_y := F_{vx} + F_{mo} = 1613,745 \text{ N}$$

$$F_r := \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = 5507,9738 \text{ N}$$

laakerinkesto $R_{1vet} := 82 \text{ kN(roxon), 25000h kerroin 1}$
->kestää

taittorumpu

$$\text{Hihnavoimat } F_{ht} := F_v = 1121,3044 \text{ N}$$

$$\text{Rummun paino } F_{vt} := \frac{m_{tai} \cdot g}{2} = 804,42 \text{ N}$$

$$F_z := \sqrt{F_{ht}^2 + F_{vt}^2} = 1380,0055 \text{ N}$$

laakerinkesto $R_{1vet} := 67 \text{ kN(roxon), 25000h kerroin 1}$
->kestää

Rullastotelineen valinta

Ylärullien kuorma $F_{yx} = 645,5681 \text{ N}$

Alarullien kuorma $F_{zx} = 265,851 \text{ N}$

->roxon kuvastosta rullan kannattimet, koska tasohihnakuljetin-> BDH 6 - 1 - 20, 2kpl/rulla (ylä- ja alarullat) s.49

Alarulliin kiekot -> RF 330/89 - 20 A - 600 K s. 34, roxon

(tai mahd holkit, eli tuenta reunan päältä)

Yhteenvetona komponenttivalinnat

Lokerohihna			Sivuohtausrulla		
EUROWELL [pituus] 500 XE 500/3 4+2, W100+TC90			TV95E - U	4kg/kpl	s. 24
Valittavat rullat:			Mahdollisesti täytyin		
TS89 - 20 A - 600 EP	6.0kg	s. 19	MK222 - 500	63kg	s. 117
Rullien kannattimet			Ruuvikiristyslaite		
BDH 6 - 1 - 20, 2kpl/rulla	0.52kg/kpl	s. 49	UR1 - 40 - 300	17,6kg	s.150
Alarulliin kiekot			Kuormauskohdan rulla		
RF 330/89 - 20 A - 600 K			LA 89 - 20 A - 600	4,9kg	s. 22
tai holkit					
RF 101/89 - 20 A - 600 K		s. 34			
Vetorumpu					
DK50 - 500X - 600	175kg	s. 72 - 73			
Taittorumpu	175				
BK40 - 500T - 600	164kg	Rummuilla vakioaakerit ja -pesät			
Vaihdemoottori					
FA77 - DRN100LS4	77kg	s. 413 / 481, SEW			
Moottorin akselikilla					
A - 16 x10 x 90		sfs			

Liite 2. Lujuuslaskelmat

Lujuuslaskennat

Materiaalin paino

$$m_{100} := 4,5 \text{ kg} \quad m_{20} := 100 \text{ g} \quad g := 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$d_{\text{tyyn}} := 55 \text{ cm} \quad h_{\text{tyyn}} := 100 \text{ cm}$$

$$V_{\text{tyyn}} := h_{\text{tyyn}} \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_{\text{tyyn}}}{2} \right)^2 = 0,2376 \text{ m}^3$$

$$Q_{\text{kuu}} := \frac{1 \text{ tonne}}{V_{\text{tyyn}}} = 4,2091 \frac{\text{tonne}}{\text{m}^3} \quad l_{\text{runko}} := 5000 \text{ mm}$$

$$l_{\text{hih}} := 6 \text{ m} \quad h_{\text{kol}} := 90 \text{ mm} \quad l_{\text{tp}} := 720 \text{ mm}$$

$$b_{\text{lok}} := 300 \text{ mm} \quad l_{\text{vvp}} := 250 \text{ mm}$$

$$a_{\text{lok}} := 300 \text{ mm} \quad l_{\text{syyl}} := 3720 \text{ mm}$$

$$h_{\text{lok}} := 90 \text{ mm} \quad l_{\text{rk}} := l_{\text{tp}} - 159 \text{ mm}$$

$$V_{\text{kul}} := l_{\text{hih}} \cdot h_{\text{kol}} \cdot b_{\text{lok}} = 0,162 \text{ m}^3$$

$$m_{\text{kul}} := Q_{\text{kuu}} \cdot V_{\text{kul}} = 681,8671 \text{ kg}$$

$$q_{\text{kul}} := \frac{m_{\text{kul}}}{l_{\text{hih}}} \cdot g = 1114,8528 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$q_{\text{kok}} := q_{\text{kul}} + q_{\text{kcm}} = 1318,9008 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Komponenttien paino

$$m_{\text{hih}} := 10,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$m_{\text{yr}} := 6 \text{ kg} \quad a_y := 1 \text{ m}$$

$$m_{\text{ar}} := 7 \text{ kg} \quad a_z := 2 \text{ m}$$

$$m_{\text{vr}} := 175 \text{ kg}$$

$$m_{\text{tr}} := 164 \text{ kg}$$

$$m_{\text{vm}} := 77 \text{ kg}$$

$$m_{\text{sr}} := 4 \text{ kg} \quad a_{\text{sr}} := 2 \text{ m}$$

$$m_{\text{rk}} := 17,6 \text{ kg}$$

$$m_{\text{t}} := 63 \text{ kg}$$

$$m_{\text{k}} := 75 \text{ kg}$$

$$q_{\text{kcm}} := \left(\frac{m_{\text{hih}}}{a_z} + \frac{m_{\text{yr}}}{a_y} + \frac{m_{\text{ar}}}{a_z} + \frac{m_{\text{sr}} \cdot 2}{a_{\text{sr}}} \right) \cdot g = 204,048 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$F_{\text{vvp}} := (m_{\text{vr}} + m_{\text{vm}}) \cdot g = 2472,12 \text{ N}$$

$$F_{\text{tp}} := (m_{\text{tr}} + m_{\text{rk}}) \cdot g = 1781,496 \text{ N}$$

$$F_{\text{k}} := m_{\text{k}} \cdot g = 735,75 \text{ N}$$

$$F_{\text{kok}} := q_{\text{kok}} \cdot (l_{\text{runko}} + l_{\text{k}}) = 7122,0641 \text{ N}$$

$$\sigma_{\text{teräs}} := 355 \text{ MPa}$$

$$l_{\text{koko}} := l_{\text{runko}} + l_{\text{tp}} + l_{\text{k}} = 6,12 \text{ m}$$

$$n := 3$$

Tukivoimat Kun kulma $\alpha = 0 \text{ deg}$

$$l_{\text{N2},0} := l_{\text{koko}} - 2100 \text{ mm}$$

$$M_{\text{k}} := F_{\text{k}} \cdot (l_{\text{runko}} + l_{\text{tp}} + l_{\text{k}}) \quad M_{\text{vvp}} := F_{\text{vvp}} \cdot (l_{\text{runko}} + l_{\text{tp}} + (l_{\text{k}} - l_{\text{vvp}})) \quad M_{\text{tp}} := F_{\text{tp}} \cdot (l_{\text{rk}})$$

$$N_2 := \frac{M_{\text{k}} + M_{\text{vvp}} + F_{\text{kok}} \cdot \left(l_{\text{tp}} + \frac{l_{\text{runko}} + l_{\text{k}}}{2} \right) + M_{\text{tp}}}{l_{\text{N2},0}} = 11037,5654 \text{ N}$$

$$N_1 := F_{\text{vvp}} + F_{\text{tp}} + F_{\text{kok}} + F_{\text{k}} - N_2 = 1073,8647 \text{ N}$$

Momenttijakaumat

$$M_{250}(x) := (-F_{\text{k}}) \cdot x - q_{\text{kok}} \cdot x \cdot \frac{x}{2}$$

$$M_{250}(250 \text{ mm}) = -225,1531 \text{ N m}$$

$$M_{2100}(x) := (-F_{\text{k}}) \cdot x - F_{\text{vvp}} \cdot (x - l_{\text{vvp}}) - q_{\text{kok}} \cdot x \cdot \frac{x}{2}$$

$$M_{2100}(400 \text{ mm}) = -770,6301 \text{ N m}$$

$$M_{2100}(2100 \text{ mm}) = -9026,6732 \text{ N m}$$

$$M_{5400}(x) := (-F_{\text{k}}) \cdot x - F_{\text{vvp}} \cdot (x - l_{\text{vvp}}) - q_{\text{kok}} \cdot x \cdot \frac{x}{2} + N_2 \cdot (x - 2100 \text{ mm})$$

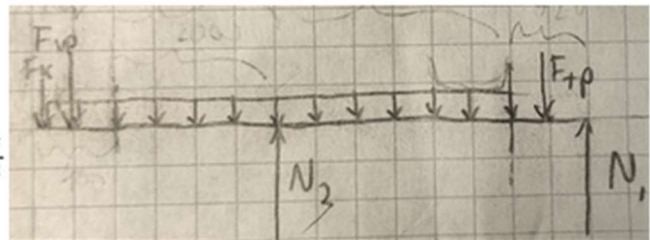
$$M_{5400}(5400 \text{ mm}) = 489,9247 \text{ N m}$$

$$M_{5559}(x) := (-F_{\text{k}}) \cdot x - F_{\text{vvp}} \cdot (x - l_{\text{vvp}}) - q_{\text{kok}} \cdot 5400 \text{ mm} \cdot \left(x - \frac{5400 \text{ mm}}{2} \right) + N_2 \cdot (x - 2100 \text{ mm})$$

$$M_{5559}(5559 \text{ mm}) = 602,4381 \text{ N m}$$

$$M_{6120}(x) := (-F_{\text{k}}) \cdot x - F_{\text{vvp}} \cdot (x - l_{\text{vvp}}) - q_{\text{kok}} \cdot 5400 \text{ mm} \cdot \left(x - \frac{5400 \text{ mm}}{2} \right) + N_2 \cdot (x - 2100 \text{ mm}) - F_{\text{tp}} \cdot (x - 5559 \text{ mm})$$

$$M_{6120}(6120 \text{ mm}) = 0 \text{ N m}$$



$M_{\min} := M_{2100} (2100 \text{ mm}) = -9026,6732 \text{ N m}$ Runko koostuu neljästä UPE-palkista
 $M_{\max} := M_{5559} (5559 \text{ mm}) = 602,4381 \text{ N m}$

$$W_p := \frac{n \cdot M_{\min}}{\frac{\sigma_{\text{teräs}}}{4}} = -19070,436261 \text{ mm}^3$$

$\sigma_p := \frac{M}{W_p}$
 Palkin oma massa $m_{\text{upe}} := 7,9 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$ \rightarrow valitaan UPE80, $W_{\text{upe}} := 26,8 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$
 (poikittaiset neliöprofiilit vain lisätukena ja stabiiliuden apuna)

$$q_{\text{upe}} := 4 \cdot m_{\text{upe}} \cdot g = 309,996 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$q_{\text{kok2}} := q_{\text{kok}} + q_{\text{upe}} = 1628,8968 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$F_{\text{kok2}} := q_{\text{kok2}} \cdot (l_{\text{runko}} + l_k) = 8796,0425 \text{ N}$$

$$F_k := F_k \cdot (l_{\text{runko}} + l_{\text{tp}} + l_k) \quad M_{\text{vp}} := F_{\text{vp}} \cdot (l_{\text{runko}} + l_{\text{tp}} + (l_k - l_{\text{vp}})) \quad M_{\text{tp}} := F_{\text{tp}} \cdot (l_{\text{rk}})$$

$$N_2 := \frac{M_k + M_{\text{vp}} + F_{\text{kok2}} \cdot \left(l_{\text{tp}} + \frac{l_{\text{runko}} + l_k}{2} \right) + M_{\text{tp}}}{l_{N2,0}} = 12461,6962 \text{ N}$$

$$N_1 := F_{\text{vp}} + F_{\text{tp}} + F_{\text{kok2}} + F_k - N_2 = 1323,7122 \text{ N}$$

Momenttijakaumat

$$M_{250}(x) := (-F_k) \cdot x - q_{\text{kok2}} \cdot x \cdot \frac{x}{2}$$

$$M_{250}(250 \text{ mm}) = -234,8405 \text{ N m}$$

$$M_{2100}(x) := (-F_k) \cdot x - F_{\text{vp}} \cdot (x - l_{\text{vp}}) - q_{\text{kok2}} \cdot x \cdot \frac{x}{2}$$

$$M_{2100}(400 \text{ mm}) = -795,4297 \text{ N m}$$

$$M_{2100}(2100 \text{ mm}) = -9710,2143 \text{ N m}$$

$$M_{5400}(x) := (-F_k) \cdot x - F_{\text{vp}} \cdot (x - l_{\text{vp}}) - q_{\text{kok2}} \cdot x \cdot \frac{x}{2} + N_2 \cdot (x - 2100 \text{ mm})$$

$$M_{5400}(5400 \text{ mm}) = 669,8149 \text{ N m}$$

$$M_{5559}(x) := (-F_k) \cdot x - F_{\text{vp}} \cdot (x - l_{\text{vp}}) - q_{\text{kok2}} \cdot 5400 \text{ mm} \cdot \left(x - \frac{5400 \text{ mm}}{2} \right) + N_2 \cdot (x - 2100 \text{ mm})$$

$$M_{5559}(5559 \text{ mm}) = 742,6026 \text{ N m}$$

$$M_{6120}(x) := (-F_k) \cdot x - F_{\text{vp}} \cdot (x - l_{\text{vp}}) - q_{\text{kok2}} \cdot 5400 \text{ mm} \cdot \left(x - \frac{5400 \text{ mm}}{2} \right) + N_2 \cdot (x - 2100 \text{ mm}) - F_{\text{tp}} \cdot (x - 5559 \text{ mm})$$

$$M_{6120}(6120 \text{ mm}) = 0 \text{ N m}$$

$$W_p := \frac{n \cdot M_{2100}(2100 \text{ mm})}{\frac{\sigma_{\text{teräs}}}{4}} = -20514,537345 \text{ mm}^3$$

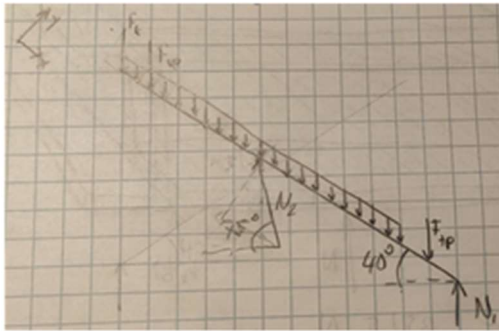
\rightarrow kestää myös oman massansa

$$\tau_{\text{teräs}} := \frac{\sigma_{\text{teräs}}}{\sqrt{3}} = 204,9593 \text{ MPa}$$

Oletetaan palkin uuman kantavan leikkauksen \rightarrow

$$\tau_p := 1,5 \cdot \frac{n \cdot N_2}{2 \cdot (80 \text{ mm} - 14 \text{ mm}) \cdot 4 \text{ mm}} = 106,2076 \text{ MPa}$$

$\rightarrow \tau_{\text{teräs}} > \tau_p \rightarrow$ kestää



lujuus 40 asteen kulmassa $\alpha := 40 \text{ deg}$
 $\alpha_{\text{syl}} := 145 \text{ deg}$

Palkin oma massa $m_{\text{upse}} := 7,9 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$

$q_{\text{upse}} := 4 \cdot m_{\text{upse}} \cdot g = 309,996 \frac{\text{N}}{\text{m}}$

$q_{\text{kok2}} := q_{\text{kok}} + q_{\text{upse}} = 1628,8968 \frac{\text{N}}{\text{m}}$

$F_{\text{kok2}} := q_{\text{kok2}} \cdot (l_{\text{runko}} + l_k) = 8796,0425 \text{ N}$

$$M_k := \cos(\alpha) \cdot F_k \cdot (l_{\text{runko}} + l_{\text{tp}} + l_k) \quad M_{\text{vp}} := \cos(\alpha) \cdot F_{\text{vp}} \cdot (l_{\text{runko}} + l_{\text{tp}} + (l_k - l_{\text{vp}})) \quad M_{\text{tp}} := \cos(\alpha) \cdot F_{\text{tp}} \cdot (l_{\text{rk}})$$

$$N_{2y} := \frac{M_k + M_{\text{vp}} + \cos(\alpha) \cdot F_{\text{kok2}} \cdot \left(l_{\text{tp}} + \frac{l_{\text{runko}} + l_k}{2} \right) + M_{\text{tp}}}{l_{\text{syl}}} = 10316,0691 \text{ N}$$

$$N_{1y} := \cos(\alpha) \cdot (F_{\text{vp}} + F_{\text{tp}} + F_{\text{kok2}} + F_k) - N_{2y} = 244,1665 \text{ N}$$

$$N_{2x} := \tan(\alpha_{\text{syl}} - 90 \text{ deg}) \cdot N_{2y} = 14732,8735 \text{ N}$$

$$N_{2,40} := \frac{N_{2y}}{\cos(\alpha_{\text{syl}} - 90 \text{ deg})} = 17985,5176 \text{ N}$$

$$N_{1x} := \sin(\alpha) \cdot (F_{\text{vp}} + F_{\text{tp}} + F_{\text{kok2}} + F_k) - N_{2x} = -5871,7837 \text{ N}$$

$$N_{1,40} := \sqrt{N_{1x}^2 + N_{1y}^2} = 5876,8581 \text{ N}$$

$$\alpha_{N1,40} := \arctan\left(\frac{N_{1x}}{N_{1y}}\right) = -87,6188 \text{ deg}$$

N_{2y} pienempi kuin N_{2x} -> pienempi taivutusmomentti -> palkki kestää

sylinterin mitoitus puristuksen ja nurjahduksen mukaan

$$\sqrt{\frac{n \cdot N_2}{2 \cdot n \cdot \sigma_{\text{teräs}}}} = 4,094 \text{ mm}$$

$K := 0,8$ iskunpituus $L_{\text{syl}} := 1000 \text{ mm}$

$E_{\text{teräs}} := 210 \text{ GPa}$

$$I_{\text{syl}} := \frac{n \cdot N_2 \cdot (K \cdot L_{\text{syl}})^2}{2 \cdot (n^2) \cdot E_{\text{teräs}}} = 5772,0403 \text{ mm}^4$$

$$r_{\text{syl}} := 4 \sqrt{\frac{I_{\text{syl}}}{\pi}} = 9,2589 \text{ mm} \quad \rightarrow 21 \text{ mm riittäisi}$$

sylinterin esim. <https://agropoint.fi/tuotteet/hydraulisylinteri/hydrauliikka-hydraulisylinterit/sylinteri-tt40-25-1000/>

->työntövoima $F_{\text{syl}} := 2100 \text{ kg} \cdot g$

->tapin mitoitus sylinterin työntövoimalla

kärsän sylinterin isku noin 150mm, sopiva: <https://agropoint.fi/tuotteet/hydraulisylinteri/hydrauliikka-hydraulisylinterit/sylinteri-tt40-25-150/>

Nostosylinterin tapin mitoitus

leikkaus:

$$r_{\text{tappi}} := \sqrt{\frac{n \cdot F_{\text{syl}}}{2 \cdot \pi \cdot \tau_{\text{teräs}}}} = 6,9276 \text{ mm}$$

->16mm tappi kestäisi

-> sylinterillä 20mm tappi

Palkeille veto sylinterin ja rungon nivelpisteen välillä

voima 2x sylinterin kokonaisvoima -> $F_{\text{veto}} := 2 \cdot F_{\text{syl}}$

$$A_{\text{upe}} := 10,1 \cdot 10^2 \text{ mm}^2$$

$$\frac{F_{\text{veto}}}{2 \cdot A_{\text{upe}}} = 20,397 \text{ MPa} \quad \text{kestää}$$

Hitsien mitoitus

Kun $\alpha = 0 \text{ deg}$, sylinterit työntävät lähes kohtisuoraan palkin laippojen hitsien suuntaisesti -> $F_{II0} := F_{\text{syl}}$

$$\begin{aligned} \beta_w &:= 0,9 & Y_{M2} &:= 1,25 & f_u &:= 520 \text{ MPa} & \text{(yhden palkin puolen hitsi kantaa yhdenm} \\ & & & & & & \text{sylinterin kuorman)} \\ \sqrt{3} \cdot \tau_{II} &\leq \frac{f_u}{\beta_w \cdot Y_{M2}} & & & & & l_{\text{eff,laippa}} := 43 \text{ mm} \\ \tau_{II} &:= \frac{n \cdot F_{II}}{A_{\text{eff}}} & a_{\text{hitsi}} &\geq \frac{\sqrt{3} \cdot n \cdot F_{II} \cdot \beta_w \cdot Y_{M2}}{f_u \cdot l_{\text{eff}}} & & & l_{\text{eff,uuma}} := (80 - 14) \text{ mm} \\ A_{\text{eff}} &:= l_{\text{eff}} \cdot a_{\text{hitsi}} & a_0 &:= \frac{\sqrt{3} \cdot n \cdot F_{II0} \cdot \beta_w \cdot Y_{M2}}{f_u \cdot l_{\text{eff,laippa}} \cdot 2} = 2,6929 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\frac{\sqrt{3} \cdot n \cdot F_{II}}{l_{\text{eff}} \cdot a_{\text{hitsi}}} \leq \frac{f_u}{\beta_w \cdot Y_{M2}}$$

Kuljetin 40 asteen kulmassa -> sylinteri 145 asteen kulmassa laipan hitseihin nähden, 125 asteen kulmassa uuman hitseihin nähden

$$a_{40} := \frac{\sqrt{3} \cdot n \cdot \cos(35 \text{ deg}) \cdot F_{\text{syl}} \cdot \beta_w \cdot Y_{M2}}{2 \cdot f_u \cdot l_{\text{eff,laippa}}} = 2,2059 \text{ mm}$$

$$a_{40} := \frac{\sqrt{3} \cdot n \cdot \sin(35 \text{ deg}) \cdot F_{\text{syl}} \cdot \beta_w \cdot Y_{M2}}{f_u \cdot l_{\text{eff,uuma}}} = 2,0126 \text{ mm}$$

valitaan suurin a-mitta mitoittavaksi
-> 3mm koko profiilin ympäri

Jännitysvaihtelu kuljettimella pieni, vain noin 1000kg (kuulatynnyrillinen)

->mitoitetaan lasketulla kuulamäärällä

$$\begin{aligned} A_{\text{uuma}} &:= (80 \text{ mm} - 14 \text{ mm}) \cdot 4 \text{ mm} \\ \Delta\sigma &:= \frac{n \cdot 1000 \text{ kg} \cdot g}{A_{\text{uuma}}} = 111,4773 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{FAT} &:= 80 \text{ MPa} & \text{pituus alle 50mm} \\ & & \text{SFS-EN 1 - 9, s. 26} \end{aligned}$$

$$N_f := \left(\frac{\text{FAT}}{\Delta\sigma} \right)^3 \cdot 2 \cdot 10^6 = 7,3916 \cdot 10^5$$

oletetaan myllyn täyttö 4krt/vuosi, 400t/vuosi

$$\rightarrow \frac{N_f}{\frac{400}{\text{yr}}} = 1847,9106 \text{ yr}$$

Kärsän kannakkeiden hitsit, kulma esim 45deg
(kärsä mitoitetaan täynnä kuulia, mikäli kuulat jumissa)

$$F_T := \sin(45 \text{ deg}) \cdot \frac{F_{\text{kärsä}}}{2} = 899,542 \text{ N}$$

$$F_{II} := F_T$$

$$F_T = \sigma_x \cdot t$$

$$F_{II} = \tau_{xy} \cdot t$$

$$F_{\text{kärsä}} := \frac{730 \text{ mm} \cdot 400 \text{ mm} \cdot 300 \text{ mm}}{2} \cdot \rho_{\text{kuu}} \cdot g + F_k$$

$$n_k := 5$$

$$t_{\text{kiinnike}} := 5 \text{ mm}$$

Handwritten notes on grid paper showing stress analysis for a 45-degree weld. The notes include:

- Force diagram: $F_I = \sigma_x \cdot t$ and $F_{II} = \tau_{xy} \cdot t$. A right-angled triangle with a 45-degree angle is shown, with σ_x and τ_{xy} components.
- Weld geometry: "hitsi molemmin puolelta" (weld on both sides). $\sigma_x \cdot a = \sin 45^\circ \cdot \sigma_x \cdot t \cdot 0,5$ and $\sin 45^\circ = \frac{1}{\sqrt{2}}$.
- Stress components: $\sigma_I = \frac{\sigma_x \cdot t}{2\sqrt{2}a}$. $\tau_I = \text{sama kuin yllä}$ (same as above).
- Weld force: $F_{II} = \tau_{xy} \cdot t$. $\tau_{II} \cdot a = \tau_{xy} \cdot t \cdot 0,5$.
- Resulting shear stress: $\Rightarrow \tau_{II} = \frac{\tau_{xy} \cdot t}{2a}$.
- Stress transformation formulas:
 - $\sqrt{\sigma_I^2 + 3 \cdot (\tau_I + \tau_{II})^2} \leq \frac{f_u}{\beta_w \cdot \gamma_{M2}}$
 - $\sqrt{\left(\frac{\sigma_x \cdot t}{2\sqrt{2}a}\right)^2 + 3 \cdot \left(\left(\frac{\sigma_x \cdot t}{2\sqrt{2}a}\right) + \left(\frac{\tau_{xy} \cdot t}{2a}\right)\right)^2} \leq \dots$
 - $\sqrt{\left(\frac{t}{2a}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_x}{\sqrt{2}}\right)^2 + 3 \cdot \left(\left(\frac{\sigma_x}{\sqrt{2}}\right) + \tau_{xy}\right)^2} \leq \dots$
 - $\frac{t}{2a} \sqrt{2\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \leq \frac{f_u}{\beta_w \cdot \gamma_{M2}}$
 - $a \geq \frac{t \cdot \beta_w \cdot \gamma_{M2}}{2 f_u} \sqrt{2\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$

$$\sigma_x := \frac{n \cdot F_T}{t_{\text{kiinnike}} \cdot 60 \text{ mm}} = 8,9954 \text{ MPa} \quad \tau_{xy} := 1,5 \cdot \frac{n \cdot F_{II}}{t_{\text{kiinnike}} \cdot 60 \text{ mm}} = 13,4931 \text{ MPa}$$

$$a_0 := \frac{t_{\text{kiinnike}} \cdot \beta_w \cdot \gamma_{M2}}{2 \cdot f_u} \cdot \sqrt{2 \cdot \sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2} = 0,1439 \text{ mm} \quad 3 \text{ mm hitsit}$$

Liite 3. Toimintorakenne

